

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

Paulo Roberto Lückmann Martins

**EVOLUÇÃO METROLÓGICA DE UMA BANCADA DE  
ENSAIOS DE VENTILADORES RADIAIS**

Florianópolis  
2011



Paulo Roberto Lückmann Martins

**EVOLUÇÃO METROLÓGICA DE UMA BANCADA DE  
ENSAIOS DE VENTILADORES RADIAIS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Saulo Güths, Dr. Eng.

Florianópolis  
2011

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária  
da  
Universidade Federal de Santa Catarina

M386e Martins, Paulo Roberto Luckmann  
Evolução metrológica de uma bancada de ensaios de ventiladores radiais [dissertação] / Paulo Roberto Luckmann Martins ; orientador, Saulo Guths. - Florianópolis, SC, 2011. 181 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Ventiladores - (Máquinas) - Medição. 3. Monte Carlo, Método de. I. Guths, Saulo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

Paulo Roberto Lückmann Martins

**EVOLUÇÃO METROLÓGICA DE UMA BANCADA DE  
ENSAIOS DE VENTILADORES RADIAIS**

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de “MESTRE EM ENGENHARIA”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 25 de Novembro de 2011.

---

Prof. Júlio César Passos, Dr.  
Coordenador do Curso

---

Prof. Saulo Güths, Dr. Eng.  
Orientador

**Banca examinadora:**

---

Prof. Saulo Güths, Dr. Eng.  
Presidente

---

Prof. Marco Antônio Martins Cavaco, Ph. D.  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

---

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. Eng.  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

---

Prof. Marcelo Ricardo Stemmer, Dr. -Ing.  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA



Aos meus pais, José e Ângela, irmãos  
José Paulo e Ana Paula, sobrinho  
Gustavo e afilhada Eduarda, e em  
especial, à minha amada Greice.



## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pelo dom da vida, guiar os meus passos e iluminar o meu caminho.

Agradeço em especial aos meus pais, José e Ângela, pela educação a mim concedida, apoio nas horas difíceis, confiança em mim depositada, encorajando-me a querer sempre mais e ir à busca do conhecimento para enfrentar todos os obstáculos da vida. Agradeço a minha namorada Greice, pelo amor, carinho e compreensão a mim concedidos.

Aos meus irmãos José Paulo e Ana Paula que, mesmo leigos em meus assuntos acadêmicos, me deram muito apoio e sempre estiveram ao meu lado compreendendo minhas dificuldades e confortando-me nos momentos difíceis. Aos meus cunhados André e Daiane, que de modo compreensivo sempre estiveram ao meu lado. Ao meu sobrinho Gustavo e afilhada Eduarda.

Aos meus amigos de turma Charlene, Daniel, Frederico e Kamila. Aos amigos especiais Bruno e Erick, pela ajuda e incentivo em todo trabalho. Agradeço também ao Rodolfo pelo conhecimento compartilhado no desenvolvimento da programação e estrutura do método utilizado nesta dissertação para avaliação da incerteza de medição. Aos amigos Miguel e Damian, pela ajuda no desenvolvimento dos circuitos de condicionamento dos sinais e sensores inseridos na bancada de ensaios.

Aos meus Orientadores e amigos Saulo Güths e Carlos Alberto Flesch, por compartilhar seus valiosos conhecimentos, tanto teóricos como experimentais, e que desde o começo me dispuseram todo apoio e incentivo à conclusão do trabalho.

Agradeço aos professores da pós-graduação que disponibilizaram todo o tempo e apoio necessário nas descobertas de novos conhecimentos a fim de nos ajudar na construção do saber e no crescimento como profissional qualificado, fazendo seu papel de mestre e educador, orientando da melhor maneira possível.

Aos membros da banca, por participarem da banca examinadora e por contribuírem com valiosas recomendações para a versão final do trabalho.

Aos amigos do Laboratório de Metrologia e Automatização, do Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas, e do Laboratório de Ciências Térmicas. A todos por terem contribuído com

valiosas sugestões para a realização dos experimentos e principalmente, por fazerem de cada dia de trabalho, algo agradável.

A UFSC e ao POSMEC pela oportunidade de realizar e concluir mais esta etapa profissional.

Por fim, meus sinceros agradecimentos a todos aqueles que contribuíram de alguma forma para o sucesso deste trabalho.

*“- I know how he got it.*

*Everyone asked: - Can you tell us how?*

*- It's simple, said Einstein.*

*- There was no one around to tell him that he could not.”*

Albert Einstein

*“Dividir conhecimento é multiplicar sabedoria.”*

Ricardo Lenz Cesar



## RESUMO

Ventiladores são máquinas utilizadas para movimentar gases, com vazões altas e pressões baixas, transformando a energia mecânica do rotor em energia cinética e de pressão do fluido. Os ventiladores podem ser utilizados em diversas aplicações, desde industriais a comerciais. Diferenciam-se em primeira instância pela forma do rotor, sendo eles axiais ou centrífugos. Os ventiladores centrífugos podem ter as pás curvadas para frente, para trás ou retas. Cada tipo tem características próprias. Com a variação dos tipos de ventiladores, as suas características também mudam e o seu desempenho é alterado. Para levantar as curvas características de ventiladores industriais, utiliza-se bancadas de ensaio destinado a traçar as curvas características do ventilador ensaiado. Diante disso, esta dissertação descreve o desenvolvimento da instrumentação da bancada de ensaio utilizada como estudo de caso, bem como a análise metrológica dos resultados. A análise tem o objetivo de informar e garantir que as medições deverão estar, com certa probabilidade, dentro de uma faixa de valores. Isso torna as medições confiáveis e rastreáveis metrologicamente, tendo em vista que alterações no sistema de medição tornam-se específicas na determinação da diminuição das incertezas de medição. Para isso, foi proposta e desenvolvida a instrumentação da bancada, cujas implementações foram realizadas podendo-se medir torque, rotação, velocidade e vazão do escoamento, e as potências envolvidas. Desenvolveu-se também a programação para tratamento dos sinais provenientes dos sensores em cima da plataforma LabVIEW que realizou a análise metrológica pelo método diferente do tradicional ISO GUM, o Método de Monte Carlo, conhecido por gerar a função densidade de probabilidade. Diante dos resultados gerados, faz-se a análise do menor intervalo que contém 95% dos valores obtidos.

**Palavras-chave:** Ventiladores, desempenho, ventiladores axiais e centrífugos, curvas características de ventiladores, análise metrológica, incerteza de medição, Método de Monte Carlo.



## ABSTRACT

Fans are machines used to move gas with high airflow rate and low pressure making the mechanical energy generated from the fans rotor into kinetics energy and the fluids pressure. These fan's can be used in many forms from industrial to commercial needs. The first way to classify them is by the type of rotor, either axial or centrifugal. Centrifugal fans may have their propellers straight, curved to front or back. Each type has its own characteristics. With many variations of these characteristics for each type of fan it is possible to achieve different performance rates. To get an accurate response curve from industrial fans it is used test bench to obtain such a curve for the fan been tested. For that these dissertation describes the development for the instrumentation of the test bench used in this studied case as well as the metrological analyses of results. The main objective of the analyses is to inform and ensure that the measurements must be with a probability certainty within a range of values. This makes the measurements trustable and traceable metrologically in a way that for any alteration in the measurement system are specific for the determination in minimizing the measurements uncertainty. To achieve these goals it is proposed and developed the instrumentation for the test bench which can perform measurements in torque, rotation, velocity and airflow rate, and the powers involved. It was developed a software to process the signals from sensors using the LabVIEW platform which performs the metrological analyses by a method different from the traditional ISO GUM, using the Monte Carlo method which is known for generating a probability density function. With the results generated it is analyzed the minimum interval which contains 95% of the obtained values.

**Keywords:** Fans, performance, fans axiais and centrifugal, response curves from fans, metrological analyses, metrological analyses, measurements uncertainty, Monte Carlo Method.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Potência, pressão e rendimento em função da vazão para um determinado ventilador industrial (adaptado de MSPC, 2008). .....	2
Figura 2.1 - Ventilador axial – Pás (Adaptado de BERKELEY, 1989). . 8	
Figura 2.2 - Ventilador axial – Tubo (Adaptado de BERKELEY, 1989). .....	8
Figura 2.3 - Ventilador axial - Fluxo direcionado (adaptado de BERKELEY, 1989).....	8
Figura 2.4 - Ventilador Centrífugo (MSPC, 2008).....	9
Figura 2.5 – Ventilador centrífugo com pás retas e as curvas características [Adaptado de BERKELEY, 1989].....	11
Figura 2.6 - Ventilador centrífugo com pás curvadas para trás e suas curvas características [Adaptado de BERKELEY, 1989]. .....	12
Figura 2.7 - Ventilador centrífugo com pás curvadas para frente e suas curvas características [Adaptado de BERKELEY, 1989]. .....	13
Figura 2.8 - Volume de controle do sistema de ventilação. ....	15
Figura 2.9 - Pressões estáticas ao longo da tubulação.....	17
Figura 2.10 - escoamento laminar. ....	18
Figura 2.11 - escoamento turbulento. ....	18
Figura 2.12 - Comparação entre os escoamentos laminar e turbulento. ....	19
Figura 2.13 - Leituras das pressões estática, total e dinâmica.....	20
Figura 2.14 - Pontos para calcular a vazão de uma seção transversal (ANSI/AMCA 210-07, 2007). .....	25
Figura 2.15 - Áreas da seção transversal. ....	26
Figura 2.16 – Transformação de energia num ensaio característico. ....	27
Figura 2.17 - Curvas características típicas dos ventiladores industriais. .....	28
Figura 2.18 - PDFs de entrada na função de medição. ....	35
Figura 2.19 - Distribuições obtidas por geração de números aleatórios com distribuição normal, para $M=50$ (KONRATH, 2005). .....	36

Figura 2.20 - Distribuições obtidas por geração de números aleatórios com distribuição normal, para $M=10^4$ (KONRATH, 2005).....	37
Figura 2.21 - Distribuição acumulada da variável de saída Y (KONRATH, 2005). .....	39
Figura 2.22 - Variação do intervalo de abrangência para diferentes valores de $\alpha$ entre 0 a 5% (KONRATH, 2005). .....	40
Figura 2.23 - Distribuição acumulada da variável de saída Y (KONRATH, 2005). .....	41
Figura 2.24 - Variação do intervalo de abrangência para diferentes valores de $\alpha$ entre 0 a 5 % (KONRATH, 2005). .....	41
Figura 3.1 - Desenho representativo da bancada de ensaio de estudo de caso. ....	45
Figura 3.2- Ventilador industrial utilizado na bancada de ensaio do estudo de caso. ....	46
Figura 3.3 - Dimensões da bancada de estudo de caso. ....	47
Figura 3.4 - Paquímetro digital. ....	48
Figura 3.5 - Regulador de vazão. ....	49
Figura 3.6 - Sensor fotoelétrico.....	51
Figura 3.7 – Princípio de funcionamento do sensor de rotação. ....	51
Figura 3.8 – Transmissor de Pressão.....	53
Figura 3.9 - Montagem construtiva de um transdutor de força. ....	54
Figura 3.10 - Foto do transdutor de força. ....	55
Figura 3.11 - Ponte amplificadora.....	56
Figura 3.12 – Placa de circuito impresso do amplificador operacional. ....	57
Figura 3.13 - Conjunto de massas padrões.....	57
Figura 3.14 - Curva da calibração do transdutor de força.....	58
Figura 3.15 – Curvas da calibração crescente e decrescente do transdutor de força. ....	59
Figura 3.16 – Curva da calibração do termistor. ....	61
Figura 3.17 - Módulo de aquisição dos sinais.....	62

Figura 3.18 - Hardware e DAQCard 6062E.....	62
Figura 3.19 - Interface gráfica da bancada de ensaio. ....	64
Figura 4.1 – Pressão dinâmica em função do tempo durante a partida do motor do ventilador. ....	67
Figura 4.2 - Pressão dinâmica em função do tempo.....	68
Figura 4.3 – Rotação em função do tempo após a partida do motor do ventilador.....	69
Figura 4.4 – Variação da rotação em função do tempo. ....	70
Figura 4.5 – Variação do torque em função do tempo após a partida do motor do ventilador. ....	71
Figura 4.6 - Variação do torque em função do tempo. ....	72
Figura 4.7 - Pontos para determinação do perfil de velocidade. ....	74
Figura 4.8 - Análise do perfil de velocidade. ....	76
Figura 4.9 - Curvas das pressões estáticas medidas e calculadas e da perda de carga em função da vazão.....	79
Figura 4.10 - Curva características da pressões dinâmica, estática e total na saída do ventilador.....	81
Figura 4.11 - Curva característica da pressão total na saída do ventilador em função da vazão. ....	82
Figura 4.12 - Curva das potências de eixo e útil em função da vazão...	83
Figura 4.13 - Curva do rendimento do ventilador ensaiado em função da vazão. ....	84
Figura 5.1 - Balanço das incertezas de medição para o cálculo da incerteza da medição da distância. ....	87
Figura 5.2 - Curva característica da pressão total de saída do ventilador com as incertezas das medições. ....	102
Figura 5.3 - Curvas características das potências e do rendimento do ventilador industrial ensaiado com as suas respectivas incertezas de medição. ....	103
Figura 5.4 - Curva característica da potência de eixo com as incertezas calculadas pelos métodos da tabela 5.15. ....	105

Figura 5.5 - Curva característica da potência de eixo com a comparação dos métodos de avaliação das incertezas de medição. ....	106
Figura A.1 - Feixe de luz do emissor em direção a base do receptor..	123
Figura A.2 - Circuito elétrico das bases do sensor.....	123
Figura A.3 - Análise dos sinais analógicos do sensor de rotação.....	124
Figura A.4 - Placa do circuito de condicionamento do sinal do sensor de rotação.....	125
Figura B.1 - Aba geral da interface gráfica da programação do MMC.....	127
Figura B.2 - Aba da interface das fontes das incertezas inseridas na entrada da PDF do programa do MMC.....	128
Figura B.3 – Aba da interface dos gráficos do programa do MMC ....	129
Figura C.1 - Curva da média da pressão total na saída do ventilador em função da vazão .....	135
Figura C.2 - Curva das médias da potência e do rendimento em função da vazão .....	136
Figura A.1 – Extensômetro elétrico.....	145
Figura A.2 - Alternativas para configuração da Ponte de Wheatstone .....	148
Figura B.1 - Certificado de calibração do conjunto de massas padrões. ....	149
Figura B.2 - Certificado de calibração do conjunto de massas padrões ....	150
Figura C.1 - Circuito elétrico para medição da temperatura. ....	151

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Métodos de divisão da seção transversal, para diferentes números de divisão (x são as posições de medição para uma seção retangular; r, para uma seção circular e w é o peso associado a cada posição) (DELMÉE, 1983). .....	23
Tabela 2.2 - Valores máximos de incerteza admitidos pela norma (ANSI/AMCA 210-07). .....	31
Tabela 3.1 - Características do ventilador industrial utilizado na bancada de estudo de caso.....	46
Tabela 3.2 - Divisão dos graus de abertura do regulador de vazão. ....	50
Tabela 3.3 - Médias das medições da calibração do termistor. ....	61
Tabela 4.1 - Posições das medições da pressão pelo tubo de Pitot (D = diâmetro interno da tubulação). .....	73
Tabela 4.2 –Velocidades para vários graus de abertura em função da posição do tubo de Pitot. ....	75
Tabela 4.3 - Cálculo do número de Reynolds para os graus de abertura 1 e 7.....	77
Tabela 4.4 – Pressões estáticas da tubulação durante o ensaio. ....	78
Tabela 4.5 – Pressões calculadas para levantamento das curvas características do ventilador industrial. ....	80
Tabela 5.1 - Combinação das incertezas do valor da distância do eixo até o transdutor de força.....	86
Tabela 5.2 - Comparação da incerteza combinada e a incerteza máxima especificada pela norma ANSI/AMCA 210-07.....	87
Tabela 5.3 - Incertezas da medição do diâmetro .....	88
Tabela 5.4 - Combinação das fontes de incertezas de medição do termistor .....	89
Tabela 5.5 - Valores da densidade do ar e as respectivas incertezas de medição. ....	90
Tabela 5.6 - Incertezas de medição da variável vazão. ....	91

Tabela 5.7 - Incerteza de medição da pressão total na saída do ventilador. ....	92
Tabela 5.8 - Valores das grandezas massa, aceleração da gravidade e força, e as respectivas incertezas de medição. ....	94
Tabela 5.9 - Valores utilizados para o cálculo da incerteza do mensurando torque. ....	96
Tabela 5.10 - Incerteza das medições da rotação. ....	97
Tabela 5.11 - Valores utilizados para o cálculo da incerteza da potência de eixo. ....	98
Tabela 5.12 - Incertezas do cálculo da potência útil. ....	99
Tabela 5.13 - Incertezas do cálculo do rendimento do ventilador. ....	100
Tabela 5.14 - Todos os valores dos mensurandos e suas incertezas de medição. ....	101
Tabela 5.15 - Tabela de comparação entre o método tradicional de avaliação de incertezas e o método aplicado nesta dissertação. ....	104
Tabela C.1 – Valores obtidos das grandezas características do primeiro ensaio realizado na bancada de ensaio. ....	131
Tabela C.2 - Valores obtidos das grandezas características do segundo ensaio realizado na bancada de ensaio. ....	132
Tabela C.3 - Valores obtidos das grandezas características do terceiro ensaio realizado na bancada de ensaio. ....	132
Tabela C.4 - Valores obtidos das grandezas características do quarto ensaio realizado na bancada de ensaio. ....	133
Tabela C.5 - Valores obtidos das grandezas características do quinto ensaio realizado na bancada de ensaio. ....	133
Tabela C.6 - Média e desvios padrões das grandezas obtidas nos ensaios característicos em relação à média das vazões. ....	134
Tabela D.1 – Comparação dos valores calculados da vazão e da incerteza de medição para diversos números de pontos de medição na seção transversal da tubulação. ....	138
Tabela E.1 - Comparação dos valores medidos e calculados em relação a padronização da norma ANSI/AMCA 210-07. ....	141

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

### ABREVIATURAS

Ampop – Amplificador Operacional

CFW-04 – Modelo do ventilador utilizado como estudo de caso

EMC – Engenharia Mecânica

FE – Fundo de escala

ISO GUM – Guia para Expressão da Incerteza de Medição

JCGM - Joint Committee for Guides in Metrology

Labmetro – Laboratório de Metrologia e Automatização

LabTermo – Laboratório de Ciências Térmicas

LMPT – Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas

$M$  – número de medições da simulação

MC – Monte Carlo

MMC – Método de Monte Carlo

NTC – negative temperature coeficiente

PDF – Função Densidade de Probabilidade

PTC – positive temperature coeficiente

PVC - Policloreto de Vinila

PW – Ponte de Wheatstone

rpm – rotação por minuto

SMC – Simulação de Monte Carlo

$Re$  – Número de Reynolds

VC - Volume de controle

## SIGLAS E ÍNDICES

$\dot{Q}_s$  - Calor

$\dot{W}_{Cisalhamento}$  – trabalho da energia de cisalhamento

$\dot{W}_{outros}$  - outras fontes de trabalho

$\dot{W}_s$  – trabalho da energia de saída

$P_1$  - Potência elétrica de acionamento do motor do ventilador

$P_2$  - Potência de eixo do ventilador

$P_3$  - Potência útil utilizada do ventilador

$\dot{m}$  - vazão mássica

$p_1$  - Pressão estática no ponto 1

$p_2$  - Pressão estática no ponto 2

$p_{atm}$  - Pressão atmosférica

$p_{din}$  - Pressão dinâmica

$p_t$  - Pressão total

$p_{to}$  - Pressão total de saída do ventilador

$k$  – fator do medidor

$R$  - Resistência

$\alpha$  – Intervalo de abrangência

$\varepsilon$  – Deformação

$\eta$  - Rendimento

$A$  - Área da seção transversal

$D$  - Diâmetro da seção transversal da tubulação

$Q$  - Vazão volumétrica

$T$  - Torque

$V$  - Velocidade do fluido

$d$  - distância do centro do eixo do ventilador até o ponto de aplicação da força

$g$  - aceleração da gravidade

$i$  - entrada do fluido

$o$  - saída do fluido

$p$  - pressão

$t$  - total

$\nu$  - viscosidade cinemática do fluido

$z$  - altura do fluido

$\mu$  - média

$\rho$  - densidade do ar

$\sigma$  - Desvio Padrão

$\omega$  - frequência rotacional



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO.....	1
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	3
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	3
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA.....</b>	<b>5</b>
2.1	VENTILADORES.....	5
<b>2.1.1</b>	<b>Tipos de ventiladores.....</b>	<b>7</b>
2.1.1.1	Ventiladores axiais.....	7
2.1.1.2	Ventilador radial ou centrífugo.....	9
2.1.1.3	Comparação entre ventiladores axiais e centrífugos.....	13
2.2	PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA APLICADA A VENTILADORES.....	14
<b>2.2.1</b>	<b>Regime de escoamento de fluidos em tubulações.....</b>	<b>17</b>
2.3	MEDIÇÕES DE PRESSÃO.....	19
<b>2.3.1</b>	<b>Variação da densidade do fluido.....</b>	<b>21</b>
2.4	MEDIÇÃO DA VAZÃO.....	21
<b>2.4.1</b>	<b>Determinação da velocidade média do escoamento.....</b>	<b>25</b>
2.5	DESEMPENHO DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO.....	26
2.6	CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS VENTILADORES INDUSTRIAIS.....	28
<b>2.6.1</b>	<b>Curva da pressão total.....</b>	<b>29</b>
<b>2.6.2</b>	<b>Curva da potência.....</b>	<b>29</b>
<b>2.6.3</b>	<b>Curva do rendimento.....</b>	<b>29</b>
2.7	ENSAIOS DE VENTILADORES INDUSTRIAIS.....	30
<b>2.7.1</b>	<b>Objetivos dos ensaios.....</b>	<b>30</b>

<b>2.7.2 Normas e métodos .....</b>	<b>30</b>
<b>2.7.3 Bancadas de ensaio.....</b>	<b>32</b>
<b>2.8 INCERTEZA DE MEDIÇÃO .....</b>	<b>32</b>
<b>2.8.1 Método de Monte Carlo (MMC).....</b>	<b>34</b>
<b>2.8.2 O número de simulações .....</b>	<b>36</b>
<b>2.8.3 Incerteza expandida para certa probabilidade de abrangência (η).....</b>	<b>37</b>
<b>2.8.4 Determinação da incerteza de medição .....</b>	<b>38</b>
<b>2.8.5 Desvantagens à aplicação do Método de Monte Carlo.....</b>	<b>42</b>
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>45</b>
<b>3.1 BANCADA DE ENSAIO UTILIZADA PARA O DESENVOLVIMENTO DO PROJETO .....</b>	<b>45</b>
<b>3.1.1 Ventilador .....</b>	<b>46</b>
<b>3.1.2 Tubulação.....</b>	<b>47</b>
<b>3.1.3 Regulador de vazão .....</b>	<b>48</b>
<b>3.2 INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA.....</b>	<b>50</b>
<b>3.2.1 Medição da velocidade rotacional do eixo do ventilador .....</b>	<b>50</b>
<b>3.2.2 Medição de pressão .....</b>	<b>52</b>
<b>3.2.2.1 Dados técnicos do transmissor de pressão adquirido.....</b>	<b>53</b>
<b>3.2.3 Transdutor de força .....</b>	<b>53</b>
<b>3.2.3.1 Transdutor de força desenvolvido .....</b>	<b>54</b>
<b>3.2.3.2 Calibração do transdutor de força confeccionado.....</b>	<b>57</b>
<b>3.2.4 Medição de temperatura.....</b>	<b>59</b>
<b>3.2.4.1 Calibração do termistor .....</b>	<b>60</b>
<b>3.2.5 Sistema de aquisição de sinais .....</b>	<b>61</b>
<b>3.2.6 Programação desenvolvida para o tratamento dos sinais.....</b>	<b>63</b>
<b>3.2.6.1 Interface gráfica.....</b>	<b>63</b>

<b>4</b>	<b>AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E RESULTADOS.....</b>	<b>65</b>
4.1	ANÁLISE DA ESTABILIDADE DAS MEDIÇÕES .....	66
4.2	ANÁLISE DO PERFIL DE VELOCIDADE.....	72
4.3	LEVANTAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DO VENTILADOR INDUSTRIAL UTILIZADO COMO ESTUDO DE CASO .....	77
4.3.1	Determinação da pressão total na saída ventilador ( <i>pto</i> ) ....	77
4.3.2	Potência e rendimento do ventilador .....	83
<b>5</b>	<b>AVALIAÇÃO DAS INCERTEZAS DOS MENSURANDOS. 85</b>	
5.1	CONSTANTES .....	86
5.1.1	Incerteza na medição da distância .....	86
5.1.2	Incerteza de medição da área da seção transversal da tubulação.....	88
5.2	VARIÁVEIS .....	88
5.2.1	Incerteza nas medições da densidade do ar.....	88
5.2.2	Incerteza das medições da velocidade.....	90
5.2.3	Incerteza da vazão .....	91
5.2.4	Incerteza da pressão total na saída do ventilador (Pto) .....	92
5.2.5	Incerteza dos valores medidos pelo transdutor de força.....	92
5.2.6	Incerteza dos valores calculados das potências.....	95
5.2.7	Incerteza da potência útil.....	99
5.2.8	Incerteza do cálculo do rendimento .....	99
5.3	COMPARAÇÃO DOS MÉTODOS DE MC E ISO GUM.....	104
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>109</b>
6.1	DESENVOLVIMENTO DA INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA NA BANCADA DE ENSAIOS .....	109
6.2	LEVANTAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS ....	110

6.3 AVALIAÇÃO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO PELO MÉTODO DE MONTE CARLO .....	111
6.4 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS .....	112

<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>113</b>
-------------------------	------------

<b>APÊNDICES.....</b>	<b>121</b>
-----------------------	------------

APÊNDICE A - Desenvolvimento do sensor de rotação e do circuito para o condicionamento do sinal.....	123
--	-----

APÊNDICE B - Interface do software desenvolvido para a aplicação do Método de Monte Carlo .....	127
---	-----

APÊNDICE C – Curvas características dos cinco ensaios realizados na bancada de estudo de caso. ....	131
---	-----

APÊNDICE D – Avaliação da medição da vazão.....	137
---	-----

APÊNDICE E – Comparação das incerteza de medição determinadas pela norma ANSI/AMCA 210-07 e as incertezas obtidas com a instrumentação da bancada. ....	141
---	-----

<b>ANEXOS.....</b>	<b>143</b>
--------------------	------------

ANEXO A - Extensômetros.....	145
------------------------------	-----

ANEXO B – Certificado de calibração do conjunto de massas padrões.....	149
--	-----

ANEXO C - Termistor.....	151
--------------------------	-----

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Ventiladores são dispositivos mecânicos utilizados para converter a energia mecânica de rotação, aplicada em seus eixos, em energia de pressão e energia cinética. Por sua vez, a energia convertida é transmitida ao fluido, através da ação das pás do ventilador (FOX, 1995).

Sistemas de ventilação têm a função de conduzir o gás entre dois ambientes, reservatórios, equipamentos, tubulações, etc. A natureza do fluido faz com que alguns processos e fenômenos sejam específicos da movimentação dos gases. Por exemplo, há ventiladores que prescindem de sistemas de ventilação: aqueles utilizados na movimentação de ar ambiente (ventiladores de coluna, de teto, etc). (DEVILLA, 2004).

Para a definição e escolha de um ventilador, existem certas grandezas que são de suma importância e os diferenciam quanto ao seu funcionamento e comportamento diante da necessidade. Para que essa escolha seja ideal, a adequada combinação das grandezas que influenciam o desempenho de um ventilador permite a escolha do tipo do ventilador para condições pré-estabelecidas.

As grandezas que caracterizam as condições de funcionamento dos ventiladores são as seguintes:

- rotação;
- torque;
- vazão;
- potência;
- rendimento.

As equações utilizadas para estudar a interdependência entre as grandezas acima citadas não permitem a realização de um estudo baseado em considerações puramente teóricas. Busca-se então a realização de ensaios em laboratório que permitam metrologicamente expor a variação de uma grandeza em função da outra.

Usualmente, fabricantes de ventiladores elaboram tabelas e curvas com os valores obtidos em ensaios. Isso permite aos usuários uma fácil e rápida escolha do ventilador e uma análise do

comportamento do mesmo quando ocorrem variações nas grandezas de interesse.

Para visualizar e melhorar o entendimento quanto à escolha de um ventilador, a figura 1.1 ilustra as curvas apresentadas pelos fabricantes aos seus clientes, sendo elas as curvas de potência, rendimento e pressão total de um determinado ventilador.

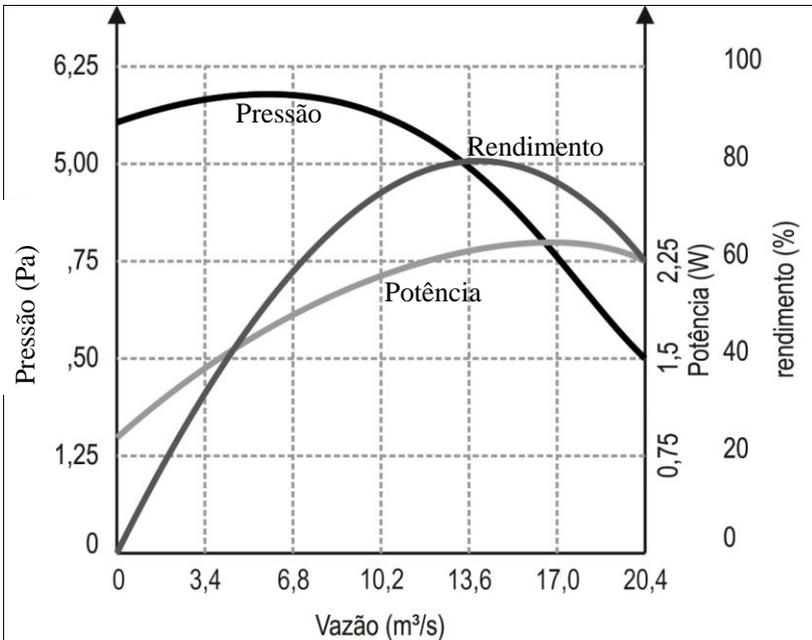


Figura 1.1 - Potência, pressão e rendimento em função da vazão para um determinado ventilador industrial (adaptado de MSPC, 2008).

A escolha de um ventilador nem sempre requer ensaios rigorosos em busca de resultados extremos aos consumidores ou utilizadores de ventiladores domésticos. No entanto, para funções industriais, como por exemplo, para a indústria agrícola, as máquinas utilizadas em pulverizações agrícolas necessitam do ventilador como veículo para criar o desejado escoamento e espalhamento dos insumos.

O bombeamento em grandes plantações e o transporte de gás por tubulações são exemplos de uso de ventiladores industriais (FOGAL, 2009). Nesses casos, há a necessidade da aquisição

de um ventilador industrial que requer um rendimento mínimo esperado para essa determinada função industrial (RAETANO, 2002). O correto dimensionamento significa melhoria da eficiência do processo e economia de energia.

## 1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

A bancada de ensaios de ventiladores industriais disponibilizada para o desenvolvimento do projeto utilizava instrumentos de medição antigos. Tais medições ainda eram consideradas válidas nos ensaios realizados. O fato de medir com instrumentos antigos faz com que não haja uma confiabilidade metrológica e erros nas medições provenientes de diversas naturezas possam influenciar os resultados. Sendo assim, o objetivo principal deste trabalho é *a evolução metrológica da instrumentação da bancada didática de ensaios de ventiladores radiais, juntamente com a avaliação das incertezas de medição.*

O projeto e desenvolvimento da automatização da bancada de ensaios traz desafios bastante interessantes, requer a aquisição da teoria que envolve os ventiladores industriais e a prática em eletrônica e desenvolvimento de circuitos de condicionamentos de sinais para a instrumentação, validando o desenvolvimento dos objetivos específicos.

Os objetivos específicos do trabalho envolvem desde a necessidade da inserção de componentes eletrônicos, placa de condicionamento e aquisição de sinais, desenvolvimento de instrumentos de medição, à programação para tratamento dos sinais adquiridos.

Por consequência disso, faz-se o levantamento das curvas características do ventilador industrial ensaiado para fins de comparação de semelhança e tendências entre as curvas.

## 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação está subdividida em seis capítulos.

No capítulo 2 há uma descrição das características e dos tipos de ventiladores encontrados no mercado, comparando-os e listando as diferenças para determinadas aplicações. Conceituam-se, também, os métodos para a realização das medições efetuadas na bancada de ensaio,

além da especificação da norma utilizada para a padronização dos ensaios e a descrição do método da análise da avaliação da incerteza que será utilizado para informar as incertezas das medições resultados dos ensaios.

No capítulo 3 é apresentada a bancada de ensaios utilizada como estudo de caso, bem como o ventilador analisado. Estão descritos também, os instrumentos de medição desenvolvidos e adquiridos para a utilização nos ensaios de ventiladores radiais.

Os resultados das medições e as curvas características obtidos com a utilização da instrumentação utilizada são mostrados no capítulo 4, apresentando a descrição dos ensaios e a avaliação dos resultados obtidos.

No capítulo 5 são apresentadas as análises das incertezas de medição referentes aos resultados obtidos nos ensaios característicos. As curvas obtidas são levantadas com as incertezas de medição calculadas utilizando o Método de Monte Carlo.

Por fim, no capítulo 6 são descritas as conclusões do trabalho, bem como propostas de melhorias. São destacados, também, alguns aspectos que poderiam ser investigados, podendo servir de escopo para futuras dissertações.

No apêndice A é apresentado o sensor desenvolvido para contagem da frequência rotacional do eixo do ventilador.

O apêndice B descreve a interface da programação desenvolvida para a realização da aplicação do método de análise de incerteza de medição utilizado, o Método de Monte Carlo.

No apêndice C estão todos os valores medidos e obtidos nos cinco ensaios realizados para validação da instrumentação da bancada.

O apêndice D faz uma análise da vazão calculada através da medição de apenas 6 pontos, 4 pontos e 2 pontos em relação a forma padronizada pela norma.

No apêndice E há uma tabela comparativa entre as incertezas de medição calculadas pelo método proposto e as incertezas máximas estabelecidas pela norma.

Os anexos A e C contêm as características dos extensômetros e termistores.

O anexo B ilustra o certificado de calibração do conjunto de massas padrões utilizado na calibração do transdutor de força.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 VENTILADORES

Ventiladores podem ser simplesmente definidos como máquinas que produzem fluxos de ar com vazões relativamente altas e pressões baixas. A utilização é ampla. Há grande variedade de aplicações comerciais e industriais.

Sistemas de ventilação aplicados no condicionamento de ar (refrigeração, aquecimento, exaustão, filtragem, renovação, diluição de poluentes, etc.) em ambientes residenciais, comerciais e industriais constituem uma grande parcela das unidades em uso.

Os ventiladores utilizados nas instalações comerciais são, geralmente, de baixa pressão, isto é, não transferem energia suficiente para impor uma variação apreciável da densidade do fluido de trabalho (o gás). Além disso, o escoamento nesses sistemas tem velocidade relativamente baixa. Conseqüentemente, o escoamento do ar pode ser tratado como o escoamento de um fluido incompressível, o que facilita a análise do sistema.

Há casos em que a necessidade da utilização de ventiladores é essencial, como exemplo à utilização em caldeiras. Num eventual desligamento de um ventilador, pode haver a parada do processo de uma indústria, ocasionando grandes perdas para a indústria. Mesmo em aplicações de aquecimento ou refrigeração, o uso do ventilador é essencial para manter produtivo um ambiente de trabalho (BERKELEY, 1989).

A classificação dos ventiladores pode ser feita com base na trajetória da saída e entrada do fluido em relação ao rotor. Os mais comuns são os axiais e os centrífugos.

No caso dos ventiladores centrífugos, o fluido entra axialmente no rotor e é impulsionado na direção centrífuga, sendo necessário um duto para o direcionamento da saída do fluido. Esse tipo de ventilador tem como principal característica a produção de menores vazões a altas pressões (FRANÇA, 2011).

Na configuração axial, o fluxo é paralelo ao eixo do rotor e vai direto para uma tubulação ou ao ambiente, não sendo necessário um duto. Esse tipo de ventilador é usual em ambientes domésticos. Tem como principal característica fornecer alta vazão a pequenos diferenciais de pressão (MOREIRA, 2006).

A seleção de um ventilador é um processo complexo que começa com o conhecimento básico dos requisitos das condições operacionais do sistema, tais como taxas da vazão e fluxo de gás, temperaturas, pressões, rotação e o layout do sistema.

A variabilidade dos fatores estruturais e de outras considerações, tais como custo, eficiência operacional, vida útil, velocidade, manutenção, tipo de material, limitações de espaço e outra gama de condições de funcionamento, aumentam a complexidade da seleção de um ventilador. Muitas vezes, um ventilador é escolhido não por razões técnicas, mas sim pelo preço, disponibilidade ou familiaridade com o modelo do ventilador (BERKELEY, 1989).

Antigamente, no mesmo gráfico apresentado pelos fabricantes estavam representados conjuntos de curvas características para várias rotações. A razão é simples: muitos ventiladores eram, e vários ainda o são, acionados por acoplamentos de polias e correia, alterando a rotação do ventilador por substituição de polias. O fabricante então já fornecia as curvas para várias rotações, a fim de facilitar o trabalho do instalador. Ademais, com o desenvolvimento e a redução de custo dos controladores eletrônicos de rotação de motores elétricos de indução, também conhecidos como inversores de frequência, são cada vez mais usuais em sistemas de ventilação onde a rotação dos ventiladores é controlada pelos dispositivos eletrônicos (DEVILLA, 2004).

O processo de seleção e especificação de um ventilador é feito com base na análise das curvas características de resposta do sistema de ventilação. Sabendo os níveis de pressão e vazão necessários, escolhe-se um ventilador que apresenta um alto nível de rendimento nas condições de trabalho especificadas.

As informações das características de funcionamento dos ventiladores são levantadas, geralmente, através de testes experimentais e são fornecidas pelo próprio fabricante. As principais informações necessárias para a correta especificação de um ventilador são a curva característica da pressão, a curva de potência no eixo do ventilador e a curva de rendimento.

## 2.1.1 Tipos de ventiladores

Basicamente, os ventiladores mais utilizados por sua vasta aplicação na indústria e comercialmente são os ventiladores Axiais e os Centrífugos. Esses dois tipos são caracterizados pelo tipo de escoamento do gás na saída.

### 2.1.1.1 Ventiladores axiais

Como o próprio nome diz, ventiladores axiais movem uma corrente de ar ao longo do eixo do ventilador. Os ventiladores axiais tem maior velocidade de rotação e são mais compactos. Além disso, umas das características é ter maior vazão, porém mais ruidosos se comparados aos centrífugos de mesma potência (BERKELEY, 1989).

Os ventiladores axiais pertencem ao grupo dos ventiladores comuns, por exemplo, os residenciais. Podem ser utilizados fixados em paredes, telhados ou em circulação de ar livre, servindo como uma solução econômica e eficiente em diversas aplicações. Pode-se citar que os axiais podem ser utilizados de forma compacta, como é o caso do “*cooler*” para resfriar o computador; ou então os grandes ventiladores utilizados para ventilar o ar dentro de túneis.

Ventiladores de fluxo axial estão em grande demanda, amplamente utilizada não só nas formas tradicionais, tais como indústrias como a metalurgia, minas, têxteis e elétricas, mas também em novas áreas, como a construção, vias subterrâneas e túneis. Como resultado, vários ventiladores de fluxo axial devem ser concebidos com base em diferentes condições de trabalho (CHUANJIANG, 2010).

A figura 2.1a ilustra um ventilador axial com pás e sem tubulações ou qualquer outra forma de escoamento do fluxo de gás. O fluido é captado do ambiente sem qualquer forma de canalização e quando em contato com as pás do ventilador, o ar é impulsionado na direção axial. Em geral, esse tipo de ventilador serve para utilização sem dutos, instalado em paredes, utilizado para fins de exaustão ou ventilação de ambientes. A figura 2.1b ilustra um ventilador axial para uso doméstico.

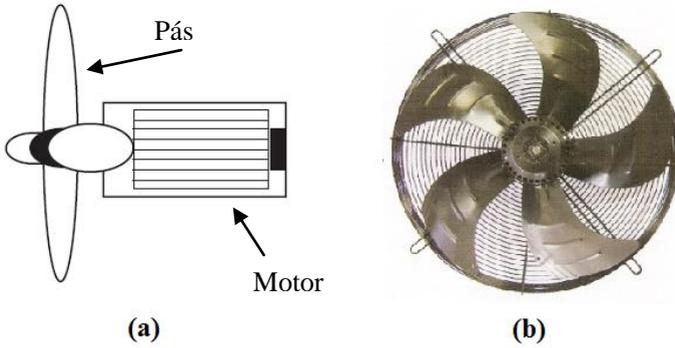


Figura 2.1 - Ventilador axial – Pás (Adaptado de BERKELEY, 1989).

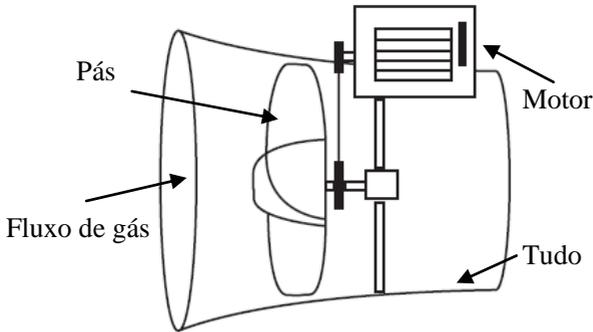


Figura 2.2 - Ventilador axial – Tubo (Adaptado de BERKELEY, 1989).

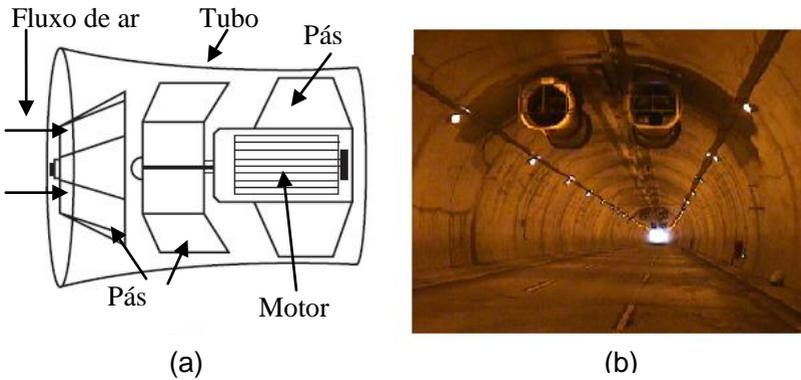


Figura 2.3 - Ventilador axial - Flujo direccionado (adaptado de BERKELEY, 1989).

Na figura 2.2, o conjunto hélice/motor é utilizado em um pequeno trecho de tubo circular, pré-dimensionado, permitindo o acoplamento com outros dutos. Nessa figura, o acionamento do motor é realizado externamente ao pequeno duto. Outra configuração de instalação do motor seria internamente ao duto, diretamente acoplado ao eixo do rotor do ventilador.

Na figura 2.3a, há uma vista da construção de um ventilador axial com tubo. Existem pás internas fixas com a finalidade de direcionar a saída do ar passando de um fluxo totalmente desordenado para um fluxo retilíneo parcialmente ordenado ao longo da saída do duto. O direcionamento melhora o rendimento. Existem outras construções: por exemplo, motor externo ao duto e acionamento por correias. Na figura 2.3b, há um exemplo da aplicação de um ventilador axial do tipo fluxo direcionado, que neste caso, está instalado dentro de um túnel.

#### 2.1.1.2 Ventilador radial ou centrífugo

Os ventiladores centrífugos são comumente mais utilizados nas indústrias. Eles são capazes de gerar escoamentos de altas pressões com alta eficiência, quando comparado aos axiais (BERKELEY, 1989).

O ventilador centrífugo também é conhecido como ventilador radial. Tem uma construção característica: pás são distribuídas radialmente, tendo no centro um rotor responsável pelo movimento das pás. Como pode ser ilustrado na figura 2.4, o fluxo ocorre do centro para fora do conjunto, ou seja, opera de forma similar a uma bomba centrífuga.

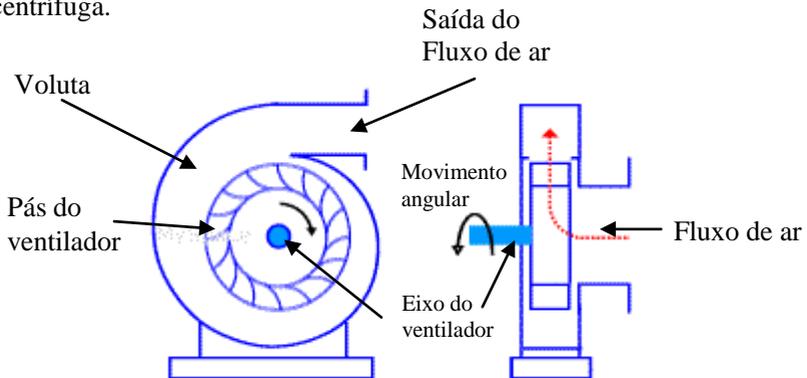


Figura 2.4 - Ventilador Centrífugo (MSPC, 2008).

O princípio de funcionamento tem origem quando o movimento de rotação do eixo do ventilador faz as pás arrastarem o fluxo ar do bocal de entrada para a saída do ventilador. Como o giro do rotor é realizado dentro de uma carenagem especial chamada de voluta, o ar é dirigido para uma única saída.

O motor é montado e acionado na parte externa da carenagem que envolve as pás, sendo o movimento de rotação transmitido pelo eixo de forma direta ou por correias. O formato das pás tem significativa influência no rendimento e aplicação do ventilador (DEVILLA, 2004).

As pás dos ventiladores centrífugos podem ser de três tipos: viradas para frente, radiais retas ou viradas para trás. Cada um dos rotores tem uma característica operacional própria e aplicação específica.

O ventilador centrífugo de pás retas é um tipo comum. Tem a característica de propagar o fluido pelo bocal de saída com pressões razoavelmente elevadas (até cerca de 5 kPa). Em contrapartida, é um ventilador de baixa eficiência. Tem característica também de produzir um nível elevado de ruído (produzido pela turbulência, alta velocidade do escoamento e aerodinâmica das pás não-favoráveis). Isso acaba sendo um ponto negativo para esse tipo de ventilador.

Pelo fato do equipamento normalmente estar próximo ao ambiente onde será utilizado, o ruído se propaga pelos dutos que formam o sistema de ventilação, perceptíveis até para quem não estiver perto do ventilador.

Na figura 2.5, à esquerda, ilustra um corte radial de um ventilador centrífugo com pás retas; à direita estão as curvas características para essa configuração.

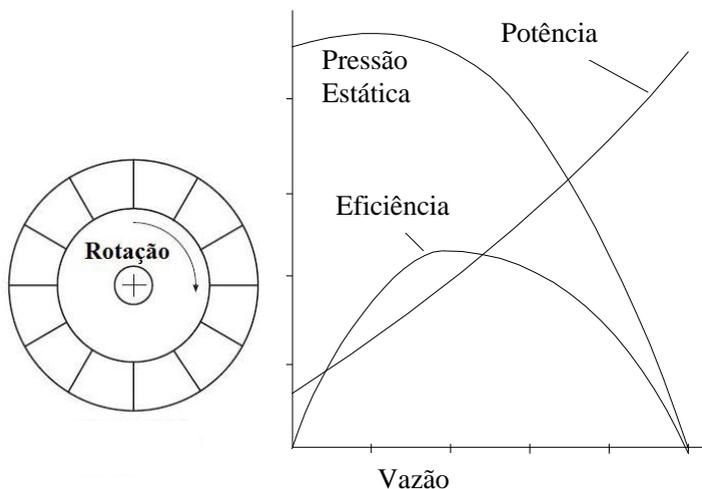


Figura 2.5 – Ventilador centrífugo com pás retas e as curvas características [Adaptado de BERKELEY, 1989].

Nota-se que as curvas características são bem dispostas graficamente. A potência do ventilador é crescente em relação a vazão, e sua eficiência máxima ocorre para valores relativamente baixos ( $< 50\%$ ) da vazão.

A figura 2.6 ilustra o ventilador centrífugo de pás curvadas para trás e as curvas características típicas. O ventilador centrífugo de pás curvadas para trás é considerado o mais eficiente dos centrífugos. A velocidade do escoamento é menor e o canal formado pelas pás coincide com a forma apropriada para o escoamento do gás através do rotor. Portanto, produz ruídos de menor intensidade. São ventiladores muito utilizados em sistemas de condicionamento de ar.

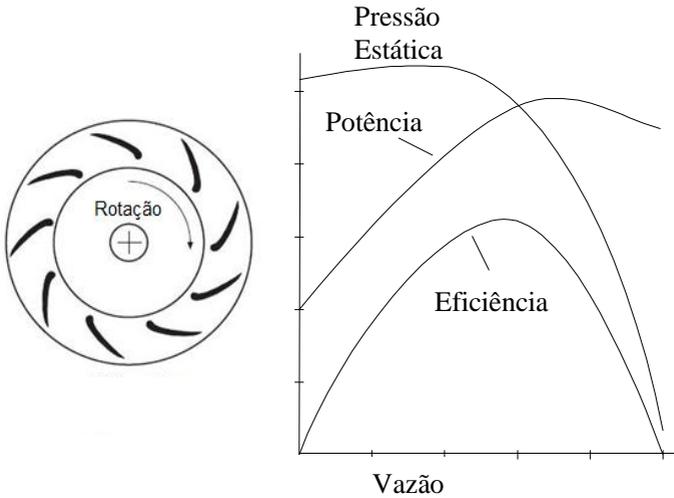


Figura 2.6 - Ventilador centrífugo com pás curvadas para trás e suas curvas características [Adaptado de BERKELEY, 1989].

Pode-se destacar a curva de potência, cujo valor máximo ocorre em um ponto operacional equivalente de 70% a 80% da vazão máxima. A pressão total é praticamente estável até metade da vazão, com uma queda significativa a medida que a vazão se aproxima do valor máximo.

O ventilador centrífugo de pás curvadas para frente tem uma particularidade em uma das suas curvas características: existe uma faixa de pressão que pode ser considerada constante, o que o torna adequado para aplicação em sistemas onde se deseja minimizar a influência de alterações de dispositivos, como os dampers<sup>1</sup>.

Percebe-se, na figura 2.7, a instabilidade na faixa das altas vazões da curva da pressão total. A potência cresce constantemente com o aumento da vazão, o que requer um grande cuidado na determinação do ponto de operação do sistema para não haver uma queima do motor quando a vazão for muito elevada. Esse fato pode ocorrer também no caso do ventilador centrífugo de pás retas.

<sup>1</sup> Dampers são também chamados de Dampers de controle. São as válvulas dos sistemas de ventilação, podem ser manuais ou automáticos, e são usados para controlar e ajustar a vazão do gás de saída.

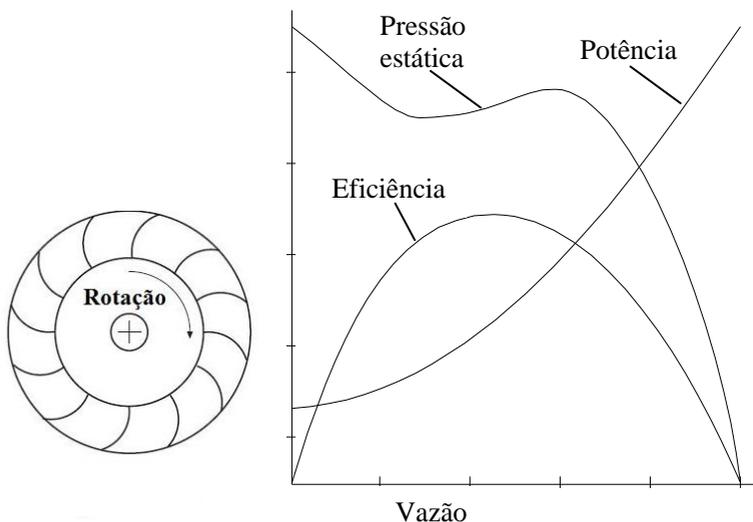


Figura 2.7 - Ventilador centrífugo com pás curvadas para frente e suas curvas características [Adaptado de BERKELEY, 1989].

### 2.1.1.3 Comparação entre ventiladores axiais e centrífugos

Os ventiladores centrífugos têm, em geral, rendimentos maiores que os axiais. Isso é devido ao direcionamento do fluxo de saída ser ordenado por dutos. Entretanto, os ventiladores axiais são mais usados, pelas diversas possibilidades de aplicação e alta vazão do fluido na saída.

Algumas desvantagens podem ser verificadas quanto ao uso dos ventiladores axiais: se montados em dutos, a manutenção pode ser mais trabalhosa, devido ao posicionamento do motor estar muito próximo às pás. Porém, embora possam ter motores externos e acionamento por correia, conforme já mencionado, os mancais e a parte da correia estão em contato com o fluxo de gás que estará sendo puxado pelas pás, sendo esse outro problema. Por melhores que sejam as proteções, isso é sempre uma limitação nos casos de partículas abrasivas, gases corrosivos e altas temperaturas.

No caso dos ventiladores centrífugos, a forma construtiva permite que os mancais sejam externos ao fluxo. Isso torna uma efetiva proteção e, no caso de altas temperaturas, o eixo pode ser prolongado ou dispor de discos para dissipar o calor. A forma construtiva também

proporciona uma maior facilidade no trabalho de montagem ou desmontagem do conjunto.

## 2.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA APLICADA A VENTILADORES

A 1ª Lei da termodinâmica é também conhecida como a lei da conservação da energia. Esta lei estabelece que a quantidade de energia em um sistema isolado permanece constante (VAN WYLEN, 1970).

A expressão matemática que traduz a lei da variação da energia de um sistema não-isolado é a equação (2.1). Nela observamos a equivalência entre trabalho ( $W$ ) e calor ( $\dot{Q}_s$ ).

$$\Delta U = \dot{Q}_s - W \quad (2.1)$$

Pode-se dizer que existe uma função ( $U$ ) cuja variação durante uma transformação depende unicamente de dois fatores, aplicados a dois estados, inicial e final. Considerando os dois estados, têm-se a equação (2.2). Sendo assim, a 1ª Lei da conservação da energia pode ser aplicada ao sistema de ventilação. Para isso, deve-se enfatizar para qual volume de controle a análise será realizada. Sendo assim, aplica-se a lei da conservação de energia no volume de controle pré-determinado, como pode ser visto na figura 2.8.

$$\dot{Q}_s - \dot{W}_s - \dot{W}_{Cisalhamento} - \dot{W}_{outros} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho p dV + \int_{VC} \left( u + p \cdot v + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}, \quad (2.2)$$

onde,

$$e = u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.3)$$

Os tipos de energias encontradas no sistema de ventilação estão representados na equação (2.3). Sendo assim, faz-se a análise dos trabalhos e das transformações de energia para o volume de controle do sistema de ventilação.

A 1ª Lei é aplicada na bancada de ensaios para o volume de controle mostrado na figura 2.8. A região de entrada (i) é considerada distante do bocal de entrada do ventilador. Para esse grande volume de controle, a velocidade ( $V_i$ ) pode ser considerada igual a zero (energia cinética desprezível). A região de saída (o) é definida na descarga do ventilador, em uma seção normal à velocidade.

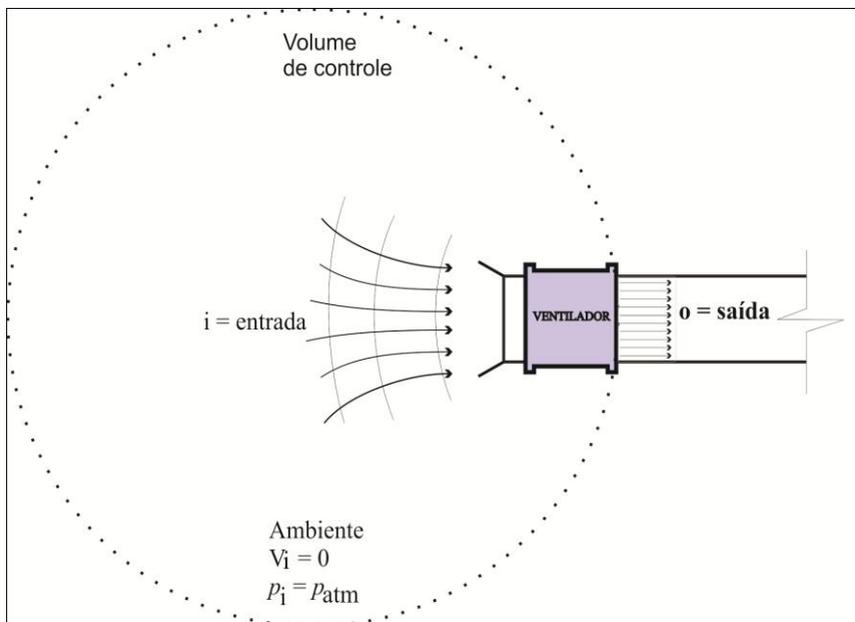


Figura 2.8 - Volume de controle do sistema de ventilação.

Dessa forma a 1ª Lei pode ser aplicada, considerando as seguintes hipóteses simplificadas:

- Escoamento permanente ( $\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho p dV = 0$ );
- propriedades uniformes nas seções de entrada e saída;
- áreas do volume de controle na entrada e saída perpendiculares às velocidades ( $\dot{W}_{Cisalhamento} = 0$ );
- transferência de calor desprezível ( $\dot{Q}_s = 0$ );
- velocidade na entrada do volume de controle nula ( $V_i = 0$ );
- escoamento incompressível ( $\rho_i = \rho_0$ );

- g) variação de energia potencial desprezível ( $z_i = z_o$ );
- h) variação da energia interna desprezível ( $u_i = u_o$ ).

Aplicando as considerações à 1ª Lei da Conservação de energia, temos:

$$\begin{aligned} & \cancel{\dot{Q}_s} - \cancel{\dot{W}_s} - \cancel{\dot{W}_{\text{cisalhamento}}} - \cancel{\dot{W}_{\text{outros}}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho e dV + \quad (2.4) \\ \text{d)} \quad & \int_{VC} \left( u + pv + \frac{v^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} d\vec{A} \quad \text{a)} \end{aligned}$$

Integrando para o volume de controle (VC),

$$\begin{aligned} \dot{W}_s = \rho \cdot Q \left[ \cancel{(u_i - u_o)} + \left( \frac{p_i - p_o}{\rho} \right) + \left( \frac{V_i^2 - V_o^2}{2} \right) + g(z_i - z_o) \right] \quad (2.5) \\ \text{h)} \quad \quad \quad \text{g)} \end{aligned}$$

$$\dot{W}_s = Q \left( p_i - p_o - \frac{\rho V_o^2}{2} \right) \quad (2.6)$$

Com base na equação (2.6), pode-se concluir que o trabalho realizado pelo motor do ventilador representa a potência real utilizada do ventilador para mover certa quantidade de massa de ar da entrada para a saída. Sendo assim, a potência útil ( $\dot{W}_s$ ) do ventilador dependerá da vazão volumétrica ( $Q$ ), da pressão estática do bocal de entrada do ventilador ( $p_i$ ), da pressão estática na saída do ventilador ( $p_o$ ), do valor da densidade do fluido ( $\rho$ ) e da velocidade média na saída do ventilador ( $V_o$ ).

O termo  $p_o + \frac{\rho V_o^2}{2}$  é a pressão total medida no ensaio. A parcela dinâmica é determinada com a velocidade média do escoamento. Já a pressão estática é determinada conforme a localização da seção transversal ao longo da tubulação. A pressão estática pode ser determinada de várias maneiras. Uma forma particular é através da

relação direta entre as distâncias das medições das pressões estáticas  $p_1$  e  $p_2$ , como pode ser ilustrado na figura 2.9.

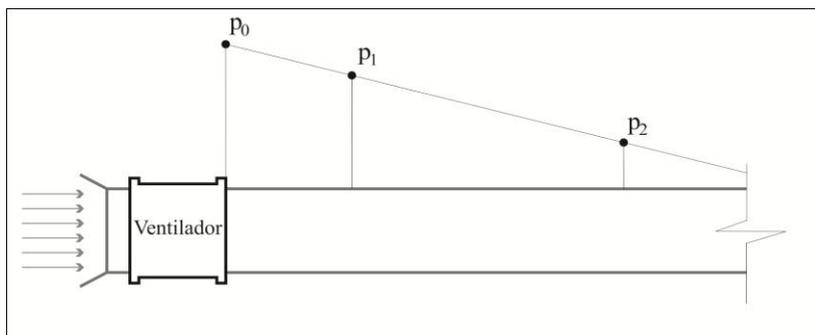


Figura 2.9 - Pressões estáticas ao longo da tubulação.

### 2.2.1 Regime de escoamento de fluidos em tubulações

O escoamento de um fluido numa tubulação pode ser caracterizado como laminar ou turbulento.

O critério mais apropriado para se determinar o tipo de escoamento em uma canalização não se atém exclusivamente ao valor da velocidade, mas a uma expressão adimensional na qual a viscosidade cinemática ( $\nu$ ) do gás também é considerada. O número adimensional é conhecido como número de Reynolds ( $Re$ ), e é calculado da seguinte maneira:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (2.7)$$

Para calcular o número de Reynolds, utiliza-se a densidade do fluido ( $\rho$ ), a velocidade ( $V$ ), o diâmetro ( $D$ ) do duto e a chamada viscosidade absoluta ( $\mu$ ).

O regime laminar ocorre e é estável, nos casos práticos, para valores de Reynolds inferior a 2300 (FOX, 1995).

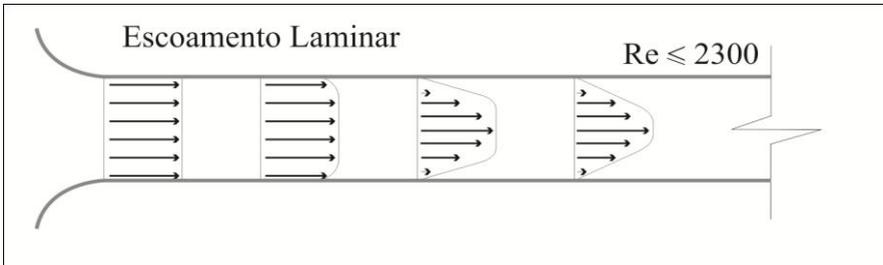


Figura 2.10 - Escoamento laminar.

Na figura 2.10 observa-se um escoamento laminar a baixo número de Reynolds. Esse tipo de escoamento se caracteriza por um escoamento em camadas planas ou concêntricas, dependendo da forma do canal ou do tubo, sem passagem das partículas do fluido de uma camada para outra.

A corrente turbulenta, cujo valor de Reynolds é acima de 2300, é caracterizada por uma mistura intensa do gás e oscilações de velocidades e pressões. O movimento das partículas é desordenado e as suas trajetórias têm geralmente formas complicadas. O escoamento turbulento está ilustrado na figura 2.11.

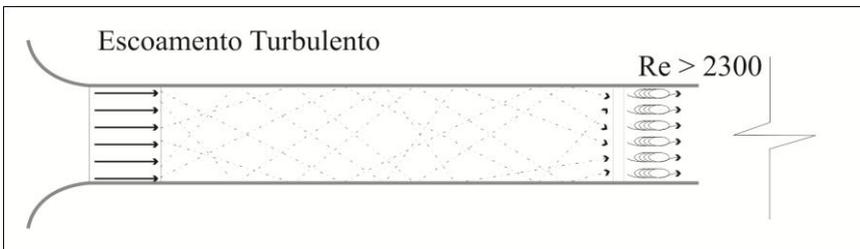


Figura 2.11 - Escoamento turbulento.

Em DELMÉE (1983), há uma figura comparando os escoamentos laminares e turbulentos, como pode ser visto na figura 2.12. Nota-se que a grande diferença está na velocidade encontrada nas paredes da tubulação, partindo do valor zero, e também na simetria do escoamento.

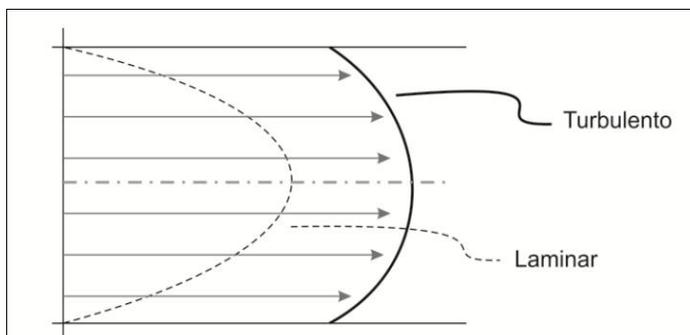


Figura 2.12 - Comparação entre os escoamentos laminar e turbulento (Adaptado de Delméé, 1983).

### 2.3 MEDIÇÕES DE PRESSÃO

O Tubo de Pitot é um instrumento bastante comum e muito utilizado para a medição de velocidades de escoamentos tanto em dutos, quanto em meios externos.

O tubo de Pitot é um tubo longo e fino. Fica posicionado na parte interna da tubulação, voltado contra o escoamento. Por isso, ele mede a pressão total do escoamento. Suas dimensões para cada aplicação é determinada por norma.

Os conceitos básicos necessários para o entendimento e para o uso do tubo de Pitot estão associados às pressões relacionadas num escoamento.

As definições dos tipos de pressões medidas numa bancada de ensaio são:

- Pressão Estática: é a pressão real que atua no fluido. Pode também ser definida como a pressão acusada por um sensor que acompanha o fluido, com a mesma velocidade. É medida através do uso de um pequeno orifício na parede da tubulação ou de outra superfície paralela ao escoamento (figura 2.13(a)).

- Pressão Total, de Impacto ou de Estagnação – é medida através de uma tomada de pressão voltada contra o escoamento e alinhada com as linhas de corrente, de forma a receber o impacto do fluido (figura 2.13(b)).

- Pressão Dinâmica – é a diferença entre a pressão de estagnação, e a pressão estática medida conforme a figura 2.13(c).

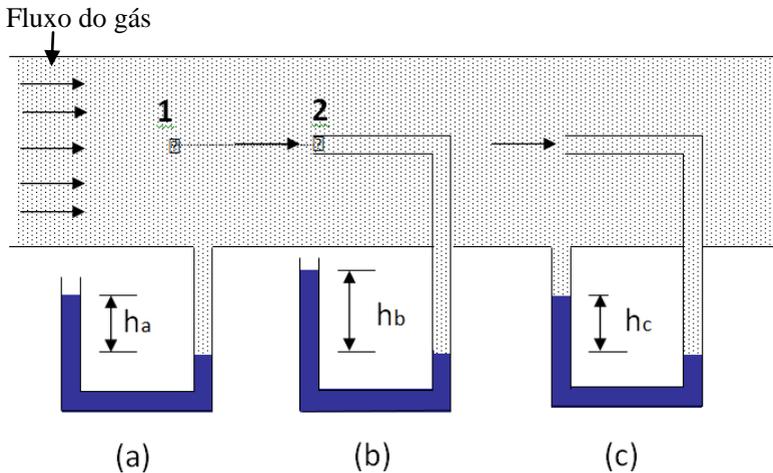


Figura 2.13 - Leituras das pressões estática, total e dinâmica (VICENTE e GÜTHS, 2001).

Aplicando a equação de Bernoulli entre os pontos 1 e 2 do escoamento, tem-se que:

$$p_t = p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2 \quad (2.8)$$

Onde  $p_t$  é a pressão total medido na figura 2.13(b), sendo igual à pressão estática no ponto 1 ( $p_1$ ), adicionada à energia cinética do escoamento ( $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2$ ).

Conhecendo a pressão total ( $p_t$ ) e a pressão estática ( $p_1$ ), pode-se determinar a velocidade ( $V$ ) do escoamento:

$$V = \sqrt{2 \left( \frac{p_{total} - p_1}{\rho} \right)} \quad (2.9)$$

### 2.3.1 Variação da densidade do fluido

Os ventiladores industriais são geralmente utilizados em sistemas de baixa pressão<sup>2</sup>, isto é, não transferem energia suficiente para impor uma variação apreciável da densidade do fluido de trabalho. Além disso, o escoamento nesses sistemas tem velocidade relativamente baixa<sup>3</sup>. Consequentemente, o escoamento do gás pode ser tratado como o escoamento de um fluido incompressível, o que facilita a análise, possibilitando o uso da equação de Bernoulli.

Portanto, a densidade do fluido nos ensaios de ventiladores industriais deve ser determinada utilizando a equação (2.10).

$$\rho = 21,22438 \cdot \frac{p_i}{T_{amb}} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (2.10)$$

Onde,

$p_i$  é a pressão [Pa];

$T_{amb}$  é a temperatura [K].

## 2.4 MEDIÇÃO DA VAZÃO

Vazão mássica ( $\dot{m}$ ) é a quantidade de massa de ar que atravessa uma seção de área ( $A$ ) em um dado intervalo de tempo.

$$\dot{m} = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (2.11)$$

A vazão mássica pode ainda ser escrita em função da vazão volumétrica ( $Q$ ), da densidade, da velocidade e área da seção transversal da tubulação.

$$\dot{m} = \rho \cdot Q = \rho \cdot V \cdot A \quad (2.12)$$

---

<sup>2</sup> Em DEVILLA, classificam-se como sistemas de ventilação de baixa pressão os que transferem energia específica inferior a 4,9 kPa.

<sup>3</sup> Quando a velocidade do ar em um duto é inferior a 100 m/s, o escoamento é calculado como se fosse o de um fluido incompressível (FRANÇA, 1995).

Nota-se, conforme a figura 2.10, devido ao atrito do fluido quando em contato com a parede da tubulação, o escoamento tende a criar uma forma cônica. A condição de não deslizamento impõe que na superfície do duto a velocidade seja zero, chegando ao valor máximo no centro da tubulação.

Portanto, há a necessidade de medir em vários pontos a velocidade do escoamento para determinar o perfil de velocidade. Conseqüentemente, com os valores medidos das velocidades, calcula-se a vazão conforme a variação da área de onde for medida a velocidade.

A equação utilizada para calcular a vazão volumétrica provém de uma integração da velocidade do fluido da seção transversal pela área. Essa integração pressupõe o conhecimento do perfil de velocidade, ou melhor, de uma função matemática que represente tal perfil, podendo-se aproximar a integração de um somatório, conforme a equação (2.13).

$$Q = \int_A V dA \cong \sum_{i=1}^N V_i A_i \quad (2.13)$$

O somatório da equação (2.13) considera a discretização da seção transversal do escoamento, dividindo-a em “ $N$ ” elementos de área, onde  $N$  é o número de pontos medidos na seção transversal. Em cada um destes elementos será medida a velocidade, sendo que o produto da velocidade com a área fornece a vazão no próprio elemento de área. O somatório dessas vazões parciais fornece a vazão total ( $Q$ ) da seção transversal.

Existem alguns métodos de divisão da seção circular que podem ser empregados para a distribuição dos pontos de medição.

Para DELMÉE (1983), o número de pontos a serem escolhidos para a medição da velocidade média do fluido é determinada de acordo com os métodos de interesse, sendo eles apresentados na tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Métodos de divisão da seção transversal, para diferentes números de divisão (x são as posições de medição para uma seção retangular; r, para uma seção circular e w é o peso associado a cada posição) (DELMÉE, 1983).

Quantidade de pontos de medição n	Método											
	Centroide de áreas iguais			Cotas de Newton			Chebyshef			Gauss		
	x	r	w	x	r	w	x	r	w	x	r	w
2	0,2500	0,5000	0,5000	0	0	0,5000	0,2113	0,4597	0,5000	0,2113	0,4597	0,5000
	0,7500	0,8660		1	1		0,7887	0,8881				
3	0,1667	0,4082	0,3333	0	0	0,1667	0,1464	0,3827	0,3333	0,1127	0,3357	0,2778
	0,5000	0,7071		0,5	0,7071	0,6667	0,5	0,7071		0,5	0,7071	0,4444
	0,8333	0,9129		1	1	0,1667	0,8536	0,9239		0,8873	0,942	0,2778
4	0,1250	0,3536	0,25	0	0	0,125	0,1027	0,3203	0,25	0,0694	0,2635	0,1739
	0,3750	0,6124		0,3333	0,5774	0,375	0,4072	0,6382		0,33	0,5745	0,3261
	0,6250	0,7906		0,6667	0,8165	0,375	0,5928	0,7699		0,67	0,8185	0,3261
	0,8750	0,9354		1	1	0,125	0,8973	0,9473		0,9306	0,9647	0,1739
5	0,1000	0,3162	0,2	0	0	1,0778	0,0838	0,2891	0,2	0,0469	0,2166	0,1185
	0,3000	0,5477		0,25	0,5	0,3556	0,3127	0,5592		0,2308	0,4804	0,2393
	0,5000	0,7071		0,5	0,7071	0,1333	0,5	0,7071		0,5	0,7071	0,2844
	0,7000	0,8367		0,75	0,8666	0,3556	0,6873	0,829		0,7692	0,8771	0,2393
	0,9000	0,9487		1	1	0,0778	0,9162	0,9572		0,9531	0,9763	0,1185

Conforme a tabela 2.1, os métodos de divisão da seção transversal são os seguintes:

- Método de áreas iguais - divide-se a seção conforme indica o nome. A grande vantagem do método reside na facilidade do cálculo da vazão, uma vez que basta achar a média das velocidades medidas e multiplicar esta média pela área da tubulação.

- Método de Newton (Cotas de Newton) - as posições de medição são uniformemente espaçadas na seção transversal da tubulação.

- Método de Chebyshev – medidas com o mesmo peso entre si, espaçadas apropriadamente na seção da tubulação;

- Método de Gauss – espaçamentos e pesos escolhidos adequadamente, de forma a se ter um menor erro.

Dos métodos descritos acima, o que fornece o menor erro de medição é o último. Antigamente, a vantagem nos cálculos era reduzida devido aos recursos da informática. Hoje, com o advento dos softwares de interface e programação simples, faz-se os cálculos necessários em milésimos de segundos, ocupando mais tempo com a medição e posicionamento dos instrumentos de medição.

O método de Newton possui uma peculiaridade, no tocante ao posicionamento da primeira e da última leitura. São colocadas sobre as extremidades, de modo que nos referidos pontos, os escoamentos tem valores de velocidades conhecidos, iguais a zero. Portanto, os pontos não representam informações sobre o escoamento, tendo apenas a medição no centro da tubulação, no caso de 2 pontos de medição.

Porém, segundo a norma ANSI/AMCA 210-07, para efetuar o cálculo da vazão deve-se medir a velocidade do fluido em diversos pontos da seção transversal, conforme a figura 2.14. Nota-se que a quantidade de pontos lineares somados às diversas posições das medições, faz com que o valor calculado da vazão tenha um erro muito pequeno.

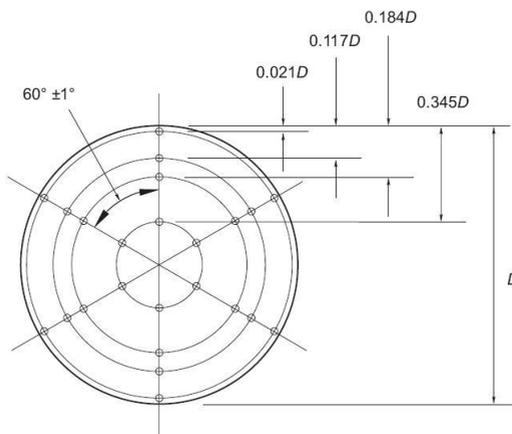


Figura 2.14 - Pontos para calcular a vazão de uma seção transversal (ANSI/AMCA 210-07, 2007).

### 2.4.1 Determinação da velocidade média do escoamento

Escoamentos em meios industriais são, na grande maioria dos casos, turbulentos, com número de Reynolds geralmente superiores a 5000.

O regime turbulento é também caracterizado por um perfil de velocidades mais uniformes que o perfil correspondente ao regime laminar.

As velocidades do escoamento medidas em diversos pontos são usadas para o cálculo da vazão na mesma seção. Em princípio, bastaria realizar uma integração do tipo dado na equação (2.13). Como a integração pressupõe o conhecimento do perfil de velocidade, pode-se aproximar a integração de um somatório, conforme o último termo da mesma equação.

Os termos  $V$  e  $A$  são fracionados e podem ser reescritos como  $V_i$  e  $A_i$  sendo, portanto, a velocidade de cada ponto e a área correspondente a tais pontos.

A seção transversal da tubulação deve ser dividida conforme ilustra a figura 2.15, sendo utilizados os mesmos pontos da figura 2.14.

A área total da seção transversal deve ser dividida sem que haja sobreposição de pontos.

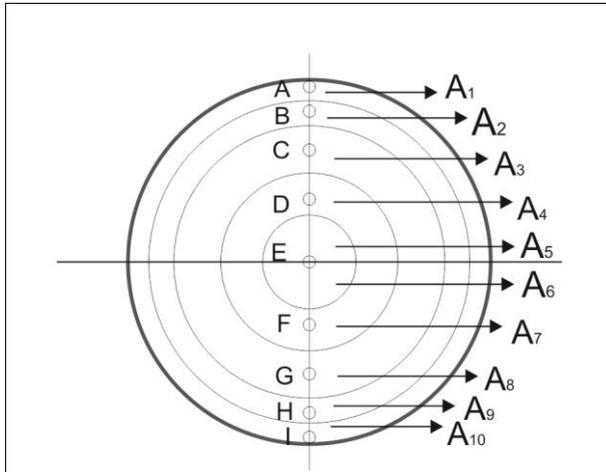


Figura 2.15 - Áreas da seção transversal.

O conceito da velocidade média é relacionado à vazão total ( $Q_T$ ) e à área total ( $A_T$ ) da seção transversal, como mostra a equação (2.14).

$$V_m = \frac{Q_T}{A_T} \quad (2.14)$$

Dessa forma, a velocidade média não é a média aritmética das velocidades tomadas em pontos igualmente distribuídos de um diâmetro da tubulação, mas sim uma média ponderada das velocidades levando em consideração as seções do tubo que são percorridas pelas velocidades locais.

## 2.5 DESEMPENHO DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO

O rendimento ( $\eta$ ) de um ventilador é definido por uma relação direta entre potências. A energia mecânica do eixo do ventilador é transformada em energia de pressão e cinética do fluido.

Existem duas potências que são mencionadas num ensaio característico: potência de eixo ( $P_{eixo}$ ); e a potência útil ( $P_{útil}$ ).

A potência elétrica ( $P_{elét}$ ) é mencionada apenas como sendo a energia elétrica consumida pelas bobinas do motor. A transformação da

energia elétrica resulta em potência de eixo ( $P_{eixo}$ ), sendo essa a energia mecânica medida no eixo do ventilador. Por fim, a potência de eixo ( $P_{eixo}$ ) é transformada em energia de pressão e cinética, usualmente chamada de potência útil, representado na figura 2.16 como  $P_{útil}$ .

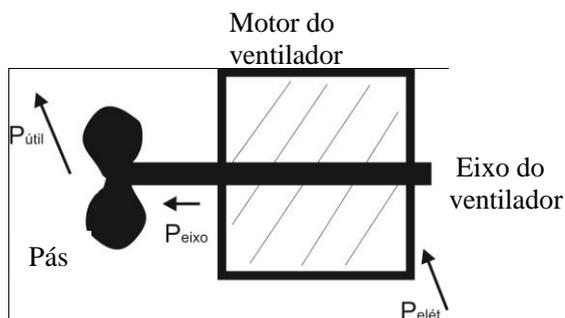


Figura 2.16 – Transformação de energia num ensaio característico.

A potência útil ( $P_{útil}$ ) já foi determinada na equação (2.6).  $P_{útil}$  é o trabalho útil realizado pelo ventilador transmitindo à energia ao fluido, transformando energia mecânica em potência útil, representado na equação (2.15).

$$P_{útil} = \dot{W}_s \quad (2.15)$$

A potência de eixo ( $P_{eixo}$ ) é proporcional às grandezas torque ( $T$ ) e a frequência rotacional ( $\omega$ ) do eixo do motor, mostrado na equação (2.16).

$$P_{eixo} = T\omega \quad (2.16)$$

A velocidade rotacional é um valor constante que deve ser medido diretamente no eixo do ventilador. É considerado constante devido aos ensaios de ventiladores radiais serem realizados quando as medições entram no estado de regime permanente.

A grandeza torque nada mais é do que a capacidade, de um mecanismo ou de um corpo, de exercer uma força sobre um ponto central, em uma determinada distância. Portanto, o torque é calculado utilizando a equação (2.17), onde  $F$  é a força e  $d$  a distância.

$$T = F \cdot d \quad (2.17)$$

A distância é uma grandeza de valor fixo medido do ponto da aplicação da força até o centro do eixo do motor.

A força deve ser determinada conforme existir a variação da movimentação da carcaça do motor. Portanto, haverá uma força aplicada e um valor para a grandeza torque deve ser calculado.

O rendimento do ventilador é calculado pela relação entre a potência útil e a potência de eixo, conforme a equação (2.18).

$$\eta = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{eixo}}} \quad (2.18)$$

## 2.6 CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS VENTILADORES INDUSTRIAIS

A forma das curvas características de ventiladores está associada tanto ao tipo de ventilador, como à direção das pás, no caso dos ventiladores centrífugos. Conforme a configuração do sistema de ventilação encontra-se tendências de curvas diferenciadas. A figura 2.17 ilustra as curvas características genéricas dos ventiladores industriais.

Segundo a norma (ANSI/AMCA 210-07, 2007), seção 8.2, as grandezas de interesse que devem ser expressas na forma de curvas em relação a vazão são: pressão estática, potência de eixo e rendimento.

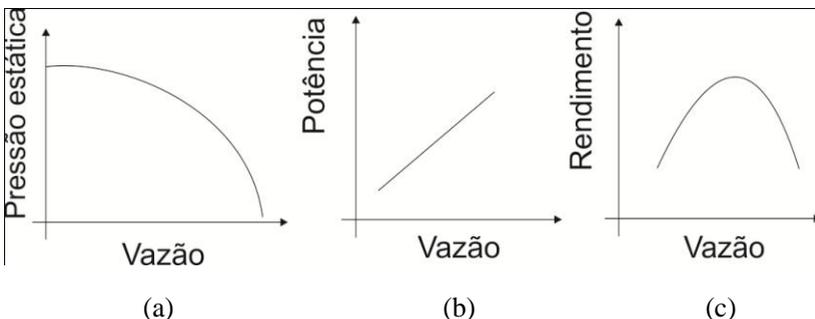


Figura 2.17 - Curvas características típicas dos ventiladores industriais.

### 2.6.1 Curva da pressão total

A curva da pressão em função da vazão refere-se à pressão total na saída do ventilador ( $P_{to}$ ).

A figura 2.17a ilustra a variação descrita para a curva da pressão total em função da vazão. A curva da pressão total tem uma tendência decrescente, partindo de um valor máximo. A tendência decrescente é devido à variação da forma de energia encontrada na saída do ventilador, passando de energia de pressão para energia cinética.

Na equação (2.6) encontra-se a distinção das energias encontradas na saída do ventilador. Pode-se concluir que quando a vazão é máxima, encontra-se energia apenas na forma cinética. À medida que a vazão diminui, a energia passa a ser encontrada também na forma de energia de pressão. Por isso, quando a pressão total está no seu valor máximo, a energia está totalmente na forma de energia na forma de pressão.

### 2.6.2 Curva da potência

A figura 2.17b ilustra a curva típica da potência em função da vazão. Para os ensaios de ventiladores, podem ser levantadas duas curvas, da potência de eixo e da potência útil.

As curvas das potências têm a característica de serem crescentes com o aumento da vazão. Isso se justifica pela quantidade de ar que as pás do ventilador devem arrastar do bocal de entrada para o bocal de saída, quando submetidos ao aumento da vazão. Quanto maior a massa de ar, maior a potência solicitada do motor do ventilador.

### 2.6.3 Curva do rendimento

A curva de rendimento (figura 2.17c) é uma importante informação a respeito do desempenho do ventilador. Essa curva indica a quantidade de energia desperdiçada com o aumento da vazão.

A curva de rendimento do ventilador é definida pela relação entre potência útil e potência de eixo, conforme a equação (2.18).

Nota-se a variação muito significativa do rendimento em função da vazão. A partir de um determinado ponto de funcionamento do

ventilador, o rendimento cai consideravelmente. Isso é devido às perdas internas do escoamento que aumentam de maneira proporcional à vazão. Desta forma, existe um ponto máximo, que é a condição de operação desejada pelos projetistas de ventiladores industriais.

## 2.7 ENSAIOS DE VENTILADORES INDUSTRIAIS

### 2.7.1 Objetivos dos ensaios

Os parâmetros característicos mais importantes determinados em ensaios de desempenho são: Pressão, Vazão, Potências e Rendimento.

O ensaio de um ventilador industrial, busca levantar os parâmetros que devem ser analisados para fins de classificação de um ventilador ou da garantia do seu desempenho.

Para a realização dos ensaios, existem normas que regulamentam e padronizam os métodos e condições de contorno dos ensaios.

O interesse maior em ensaios de ventiladores industriais está no rendimento. O rendimento, descrito na seção 2.5, relaciona todas as grandezas e medições que envolvem um ensaio característico. Assim, independente do método utilizado para a realização das medições, pode-se comparar os valores dos rendimentos em diversas bancadas.

### 2.7.2 Normas e métodos

Existem normas que regulamentam os ensaios de ventiladores industriais. A norma específica para o desenvolvimento deste trabalho é a *An American National Standard Approved* (ANSI) e *Air Movement and Control Association International* (AMCA) (ANSI/AMCA 210-07, 2007). Essa norma foi atualizada em 2007 e substituiu a ANSI/AMCA 210-09.

A norma estabelece métodos de ensaios uniformes para testes em laboratórios de ventiladores que deslocam o gás dentro de dispositivos para determinar o seu desempenho em termos de vazão,

pressão, potência, velocidade de rotação, e rendimento para fins de classificação ou de garantia.

A norma aplica-se a um ventilador que desloca o ar dentro de outro dispositivo quando o ar é utilizado como gás de teste, com as seguintes exceções:

- a) ventiladores de ar circulante (ventiladores de teto, ventiladores de mesa);
- b) aparelhos de pressão positiva;
- c) compressores de refrigeração;
- d) máquinas de deslocamento positivo;
- e) testar os procedimentos a serem utilizados para a concepção, produção ou testes de campo.

A norma menciona que os fabricantes não são obrigados a testar todos os tamanhos de ventiladores. De acordo com a informação do teste padrão, um único ventilador pode ser utilizado para representar o desempenho dos ventiladores maiores que são geometricamente semelhantes, podendo ser aplicada a Leis dos Ventiladores<sup>4</sup>.

Além de descrever os métodos de medição e o caminho para o ensaio de ventiladores industriais, a norma também define as incertezas de medição das variáveis em termos de desvio-padrão. Na tabela 2.2 são mostradas as incertezas de medição apenas das variáveis de interesse deste trabalho.

Tabela 2.2 - Valores máximos de incerteza admitidos pela norma (ANSI/AMCA 210-07).

Grandezas	Incertezas
Transmissor de Pressão	± 1,0%
Rotação	± 0,5%
Força	± 2,0%
Torque	± 2,0%
Distância	± 0,5%
Densidade do ar	± 0,5%

<sup>4</sup> Também conhecida como As Leis de semelhança dos Ventiladores, a lei prevê o desempenho do ventilador para diferentes rotações. Porém, é aplicada somente a um ponto de operação, não sendo utilizada para determinar outros pontos da curva.

### 2.7.3 Bancadas de ensaio

As bancadas de ensaio de ventiladores industriais nem sempre possuem equipamentos ou instrumentos de medição que possam proporcionar a automatização dos ensaios. É natural que as bancadas evoluam no caminho da automatização plena dos ensaios e visem diminuir as incertezas das medições.

A bancada utilizada para a proposta do trabalho já era utilizada para a realização dos ensaios característicos. As medições eram realizadas de forma totalmente analógica e sem nenhuma avaliação dos erros de medição, o que deixa em dúvida os resultados adquiridos.

Dentro das possibilidades do desenvolvimento do projeto, buscou-se desenvolver instrumentos e sensores com o intuito de obter os resultados de forma automatizada, ganhando tempo na realização do ensaio e fazendo com que os resultados tenham uma garantia metrológica, sendo assim mais confiáveis. Para isso, foram inseridos instrumentos como transdutores, sensores e sistemas de condicionamento e aquisição de sinais, além do desenvolvimento da programação para tratamento das informações.

Alguns trabalhos pesquisados (STEIN, 2004; FOGAL, 2009) utilizam bancadas de ensaio de ventiladores industriais. Porém existem diversas linhas de pesquisa ou pontos de análises específicas que diferenciam os trabalhos. Percebe-se que em alguns casos, o nível de automação da bancada é baixo, sendo realizadas medições da pressão, por exemplo, no método antigo e analógico de colunas de líquidos. Em outros, algumas variáveis são calculadas sem uma análise prévia da sua veracidade. A rotação é um caso típico em determinados trabalhos, onde o valor utilizado para o cálculo é informado pelo mesmo equipamento que faz a alimentação do motor do ventilador (Inversor de frequência).

## 2.8 INCERTEZA DE MEDIÇÃO

No meio laboratorial não é aceitável apresentar resultados experimentais sem descrever as incertezas envolvidas. As incertezas estimam a confiabilidade dos resultados obtidos, definem os limites do intervalo dentro da qual os resultados de um experimento devem recair, sendo de grande valia, tanto para o experimentalista quanto para o usuário final (FOGAL, 2004).

A técnica de predizer o intervalo de incerteza associado a um resultado experimental, baseando-se em observações da dispersão dos dados utilizados no cálculo deste resultado, é chamada de Análise de Incerteza. No estudo de caso, necessita-se efetuar a análise das incertezas envolvidas no experimento para poder, dentre outros, estabelecerem a possibilidade da utilização do instrumento. A comparação das incertezas práticas medidas com os instrumentos deve ser menor ou igual aos estabelecidos pela norma ANSI/AMCA 210-07.

O método mais conhecido e utilizado para analisar as incertezas de medição é o Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (ISO GUM). O método do ISO GUM realiza a avaliação da incerteza de medição de um mensurando mediante a caracterização da distribuição e o fator de abrangência das grandezas de entrada. Com isso, estima-se a faixa de valores dentro da qual a estimativa do valor de saída deve estar com uma determinada probabilidade.

Para este projeto, faz-se a análise por um método menos conhecido, porém muito aceito por sua capacidade de expressar os resultados com uma incerteza menor dos resultados, para determinados casos.

O ISO GUM estabelece regras gerais para a avaliação da incerteza de medição. O método proposto pelo Guia é baseado na propagação de incertezas (desvios padrões), através do modelo matemático da medição. Apesar de a comunidade internacional ter boa aceitação dessa forma de avaliação, na prática o método apresenta algumas particularidades que atentam contra sua difusão e correta aplicação, entre as quais podemos destacar:

- complexidade conceitual;
- utilização de conceitos de probabilidade e estatística nem sempre claros para os profissionais da metrologia.

Na sua formulação mais usual, o método de propagação de incertezas requer o atendimento de certas condições de validade, tais como a linearidade do modelo e a normalidade da distribuição da variável aleatória que representa os valores possíveis do mensurando, sendo conceituado como o teorema central do limite (TCL). O TCL diz respeito ao fato de a soma de muitas variáveis aleatórias independentes e com mesma distribuição de probabilidade tender à distribuição normal. Por exemplo, se um jogador lançar apenas uma vez um par de dados não viciados terá um resultado com uma distribuição de probabilidade retangular, isto é, todos os resultados possíveis têm a mesma probabilidade. Todavia, se o mesmo jogador lançar várias vezes os

mesmos dados, a distribuição de probabilidade da soma dos valores obtidos tende a forma gaussiana. Porém, para aplicações onde não existe a tendência à distribuição normal, o método ISO GUM não é tão desejado para avaliar a incerteza de medição (MARTINS, 2010).

Esses empecilhos associados à aplicabilidade e à validade do método tradicional de avaliação da incerteza de medição têm forçado o surgimento de técnicas alternativas, porém tão consistentes quanto a tradicional. Dentre essas, está a aplicação da Simulação de Monte Carlo (SMC) para avaliar as incertezas de medição. A utilização dessa técnica na metrologia não é nova, mas só recentemente foi circulado para revisão e comentário um Suplemento ao Guia (ISO GUM, 2004), que busca estabelecer as bases para uma correta aplicação da SMC na avaliação de incertezas.

### 2.8.1 Método de Monte Carlo (MMC)

Resumidamente, o MMC é um método numérico que utiliza o modelo matemático para o cálculo da distribuição da variável de saída a partir das distribuições das variáveis de entrada (ARAGÃO, 2008).

O cálculo da variável de saída é feito através de simulações, nas quais valores aleatórios das variáveis de entrada são combinados através do modelo matemático, para cada aplicação, para gerar uma distribuição composta pelos valores das variáveis de entrada. Essas variáveis são sorteadas aleatoriamente, via software, de acordo com a sua distribuição, e o valor selecionado inserido na função matemática da saída. Esses valores são acumulados e forma, conseqüentemente, uma distribuição das variáveis de saída. Para um número grande de simulações obtém-se no final a faixa completa de possíveis valores da variável de saída.

O ISO GUM publicado pelo JCGM (Join Committee for Guides in Metrology) analisa as condições de aplicação e as limitações do método ISO GUM clássico que justificam o emprego de métodos numéricos alternativos para o cálculo de incerteza. No suplemento 1, a incerteza é avaliada a partir do conceito da propagação da função densidade de probabilidade (*Probability Density Function*) (PDF) (MOSCATI, 2004).

A técnica da simulação de Monte Carlo é apresentada como procedimento geral para se obter numericamente uma aproximação da propagação das PDFs. Pressupõe que a cada possível valor obtido da

distribuição, obtido de modo aleatório, como grandeza de entrada é tão legítimo como qualquer outro valor.

Para a aplicação da abordagem do suplemento, abaixo alguns casos típicos:

- Incertezas com valores próximos aos valores de saída do mensurando;
- a PDF do sistema de medição não é gaussiana;
- os resultados resultam numa função que é não linear;
- é significativa a assimetria da distribuição de grandezas de entrada.

Utilizando o método ISO GUM, cada variável de entrada deve ser caracterizada pela sua média, desvio padrão equivalente e os graus de liberdade. No MMC, a PDF de entrada não é normalizada, portanto, não é necessário conhecer um desvio-padrão dessas distribuições. Por isso, o parâmetro “graus de liberdade” não é envolvido nos cálculos, porém não irrelevante na análise dos resultados.

Numa SMC, conforme pode ser observado na figura 2.18, o formato da distribuição de saída será obtido a partir da combinação de amostras aleatórias das variáveis de entrada, respeitando as respectivas distribuições. Assim, a SMC produz a propagação das PDFs das grandezas de entrada através do modelo matemático da medição, fornecendo como resultado uma PDF que descreve os valores do mensurando consistentes com os valores aleatórios de entrada. Por isso, é conhecido como método da propagação de distribuições (MOSCATI, 2004).

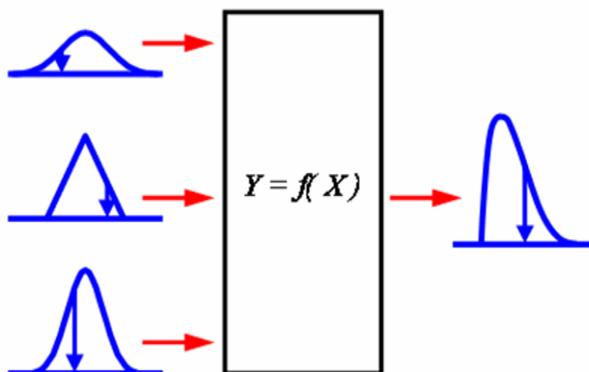


Figura 2.18 - PDFs de entrada na função de medição.

Na SMC, modelos matemáticos não lineares, distribuições assimétricas das grandezas de influência, contribuições não normais dominantes, correlações entre grandezas de influência e outras dificuldades para a aplicação do método clássico não precisam receber atenção especial. No entanto, a qualidade dos resultados obtidos irá depender dos seguintes fatores:

- modelo matemático bem definido;
- garantia das variáveis de entrada;
- programação do gerador de números aleatórios bem definidos;
- confiabilidade no procedimento de definição do intervalo de abrangência.

### 2.8.2 O número de simulações

O número  $M$  de medições simuladas possui forte influência na incerteza de medição dos valores aleatórios de saída que pode ser esperado para as estimativas obtidas por SMC. Nas figuras 2.19 e 2.20, pode-se observar o efeito de  $M$  sobre a distribuição empírica de uma variável com distribuição normal, com média  $\mu = 10$  e desvio padrão  $\sigma = 1$ . No lado esquerdo, da figura 2.19, pode-se analisar o histograma e à direita, a distribuição de frequências acumuladas correspondente, obtidos com uma amostra de tamanho  $M = 50$ . A figura 2.20 mostra os resultados de uma simulação realizada com uma amostra bem maior,  $M = 10^4$ .

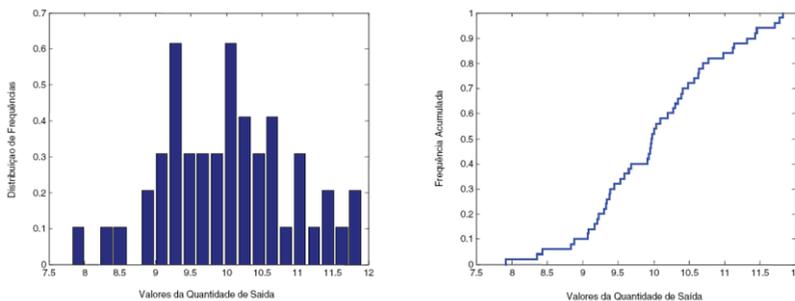


Figura 2.19 - Distribuições obtidas por geração de números aleatórios com distribuição normal, para  $M=50$  (KONRATH, 2005).

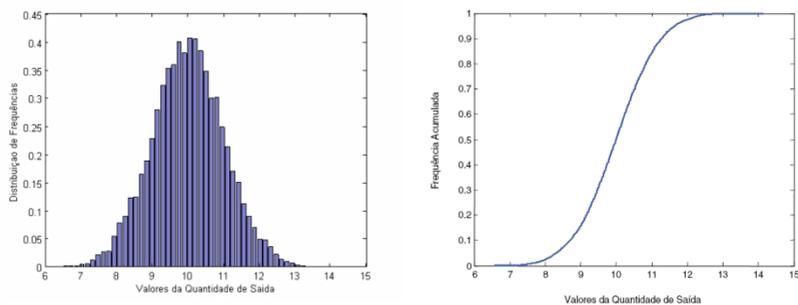


Figura 2.20 - Distribuições obtidas por geração de números aleatórios com distribuição normal, para  $M=10^4$  (KONRATH, 2005).

Nota-se que a distribuição de frequências acumuladas fica fortemente afetada com a redução do tamanho da amostra. O aumento do ruído amostral e a diminuição do número de valores medianos, quando se trabalha com amostras de tamanhos reduzidos, são significativos. Por isso, há uma redução na capacidade de definir com exatidão os valores da variável que correspondem a uma dada probabilidade.

Para a realização de uma amostra que represente uma distribuição mais clara, é necessário aumentar a amostra. Porém, o aumento do tamanho de amostra  $M$  traz consigo um aumento nos requisitos sobre o software usado na simulação e, conseqüentemente, um aumento no tempo necessário para se dispor do resultado.

No ISO GUM há exemplos que foram resolvidos com tamanhos de amostra  $M = 10^5$  ou  $M = 10^6$ . Portanto, para definir o número de simulações, deve-se analisar a qualidade dos resultados desejados e as disponibilidades em termos de software e tempo. Numa tentativa de solucionar problemas encontrados numa simulação pequena, aumentar radicalmente o número de simulações  $M$  para reduzir o erro amostral pode não trazer o retorno esperado.

### 2.8.3 Incerteza expandida para certa probabilidade de abrangência ( $\eta$ )

A SMC é um método flexível para a avaliação de incertezas. Isso faz com que o mesmo possa ser usado para estimar a incerteza expandida em situações nas quais a distribuição que representa os

valores possíveis do mensurando não é normal. Nesses casos, a solução de multiplicar o desvio padrão estimado por um determinado fator de abrangência não é mais válido, pois resulta em incertezas pouco realistas.

Quando a distribuição da variável que representa os valores possíveis do mensurando é simétrica, pode-se usar o recurso de ordenar o vetor de saída do menor para o maior valor e identificar os limites do intervalo de abrangência através da contagem dos seus elementos. Assim, por exemplo, supondo que  $M = 10^5$  e  $p = 95\%$ , os limites de um intervalo de abrangência são estimados pelos valores dos elementos número 2.500 e 97.500 do vetor ordenado (ARAGÃO, 2008).

#### **2.8.4 Determinação da incerteza de medição**

Com a ajuda das figuras 2.21, 2.22, 2.23 e 2.24, pode-se analisar dois exemplos de simulações realizadas para mostrar a determinação do menor intervalo de abrangência para variáveis de saída com distribuição simétrica e assimétrica.

No primeiro caso, com distribuição simétrica, foram realizadas  $M = 10^4$  simulações, dentro de um determinado conjunto de valores, conforme mostra a figura 2.21.

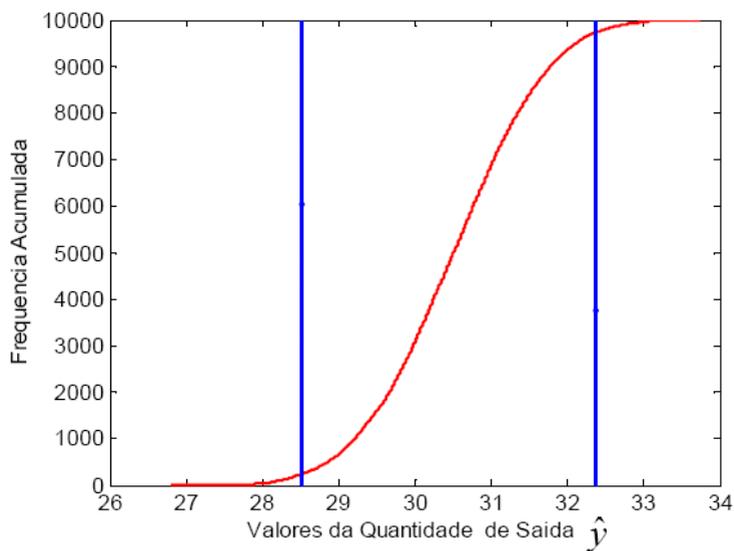


Figura 2.21 - Distribuição acumulada da variável de saída Y (KONRATH, 2005).

Para determinar a menor amplitude de intervalo dos valores simulados, faz-se, primeiramente, a determinação da probabilidade de abrangência. Nesse caso, analisou-se a faixa de 95 % dos resultados. Com base na probabilidade desse intervalo de abrangência ( $\alpha$ ) e na quantidade de valores simulados, construiu-se o gráfico, ilustrado pela figura 2.22, buscando determinar qual a menor amplitude que abrange todo o intervalo analisado.

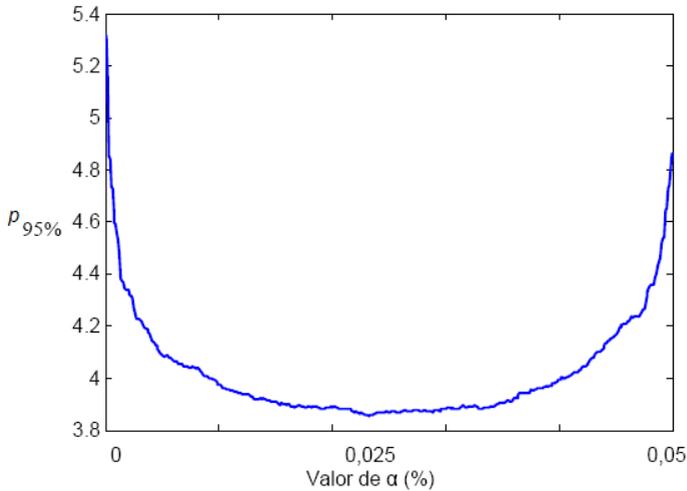


Figura 2.22 - Variação do intervalo de abrangência para diferentes valores de  $\alpha$  entre 0 a 5% (KONRATH, 2005).

Para essa simulação, o ponto com menor amplitude de intervalo de abrangência é 3,855. Para esse ponto, os valores correspondentes ao mínimo e máximo são, respectivamente, 28,512 e 32,367.

Numa simulação que envolve assimetria, misturam-se variáveis com diversos tipos de distribuições diferentes, podendo elas serem de natureza normal ou exponencial por exemplo. Para tanto, a distribuição acumulada da variável de saída  $Y$  pode ser observada na figura 2.23, um número grande de simulações. Mesmo assim, podemos destacar a assimetria do conjunto de valores da variável de saída.

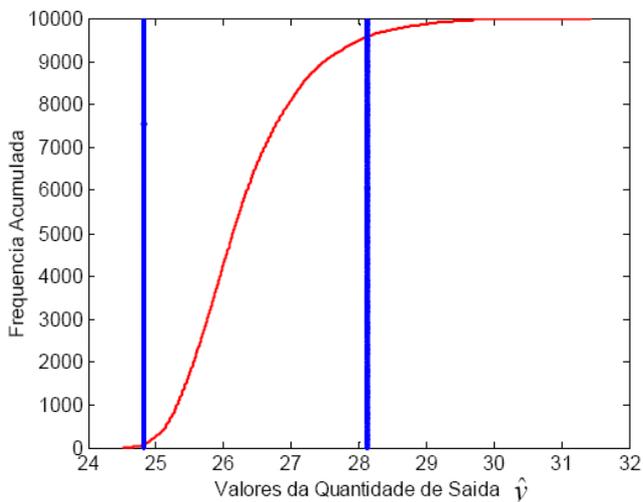


Figura 2.23 - Distribuição acumulada da variável de saída Y (KONRATH, 2005).

Conforme descrito no exemplo anterior, a SMC busca rastrear dentre as variáveis de saída o menor intervalo de abrangência correspondente a 95% dos resultados, para os distintos valores entre 0 a 5 %. O gráfico da figura 2.24 ilustra a variação de cada intervalo de abrangência, cujas variáveis são estimadas para cada valor de  $\alpha$ .

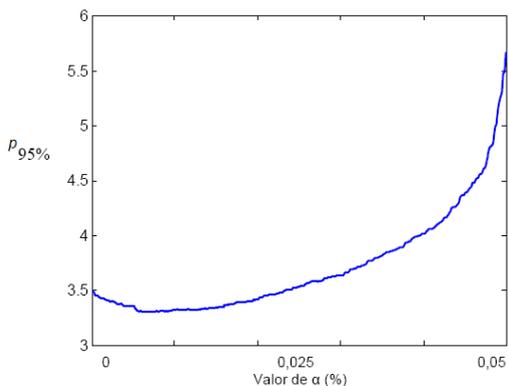


Figura 2.24 - Variação do intervalo de abrangência para diferentes valores de  $\alpha$  entre 0 a 5 % (KONRATH, 2005).

Observa-se na figura acima a nítida assimetria com relação à variação desses intervalos de abrangência. Com isso, busca-se o valor mínimo que representa esse intervalo. Nesse exemplo, o intervalo mínimo possui uma amplitude de 3,299, cujos respectivos valores mínimo e máximo do intervalo são 24,816 e 28,114.

### **2.8.5 Desvantagens à aplicação do Método de Monte Carlo**

O método de Monte Carlo na avaliação da incerteza de medição de um sistema é uma alternativa válida tanto quanto o método tradicional, aplicável em qualquer caso prático, mas especialmente indicado a casos em que as condições de aplicabilidade do ISO GUM são violadas, entre os quais podemos citar:

- uma acentuada não-linearidade do modelo matemático;
- conjunto de dados de saída que resulta numa distribuição de probabilidade significativamente diferente de uma normal.

A SMC pode ser também útil quando modelos matemáticos complexos estão envolvidos, a partir dos quais é difícil determinar as derivadas parciais exigidas pelo método do ISO GUM, ou quando a grandeza medida não pode ser expressa em função das grandezas de influência.

No entanto, existem questões que poderiam ser melhoradas. Existe a necessidade do desenvolvimento de uma sistemática que permita minimizar o tamanho da amostra  $M$ . Esse valor influencia em grande escala o processamento dos dados quando submetidos a amostras relativamente grandes. Para KONRATH (2005) poderia ser utilizada uma técnica de reamostragem, sendo um recurso interessante para diminuir o tempo do processamento e aumentar a qualidade das estimativas, não comprometendo a qualidade dos resultados.

Outra questão gira em torno do balanço de incerteza clássico. Ele pode ser realizado segundo o método de propagação de incertezas, permitindo individualizar o efeito de cada contribuição para a incerteza. Assim, torna-se simples identificar as contribuições dominantes e agir nelas para diminuir a incerteza da medição com boa relação sobre o resultado. Porém, a SMC não realiza explicitamente as derivadas da variável de saída a respeito das grandezas de influência.

Outro fator é a dificuldade que muitos metrologistas têm para construir um modelo matemático da medição. Em princípio, esse modelo é necessário também no método de propagação de incertezas.

Porém, na prática, realiza-se a avaliação de incerteza com a ajuda de catálogos. Assim, cada contribuição é caracterizada pela sua incerteza padrão e um fator de sensibilidade (MARTINS, 2010).

Portanto, o método de Monte Carlo é compreendido, ultimamente, como sendo uma inovação em aplicações nas quais antes só era utilizado o tradicional ISO GUM. Pode ser aplicado em todos os casos onde antes aplicava-se o Guia. É um método que tende a tornar-se popular pela sua vasta aplicação e pela diminuição da incerteza de medição mediante ao grande número de simulações.



### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 BANCADA DE ENSAIO UTILIZADA PARA O DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

A bancada utilizada para o desenvolvimento e complementação do estudo teórico das curvas características de ventiladores industriais está presente no LabTermo/EMC. A bancada possui um ventilador suspenso por mancais que são considerados livres do atrito mecânico.

Uma tubulação horizontal é utilizada para o escoamento do fluido, conforme ilustrado pela figura 3.1. Observa-se também, os pontos de medição das pressões, regulador de vazão e o posicionamento das partes físicas da bancada. Para um melhor entendimento do processo de escoamento e medição, os pontos foram numerados e serão citados conforme a necessidade.

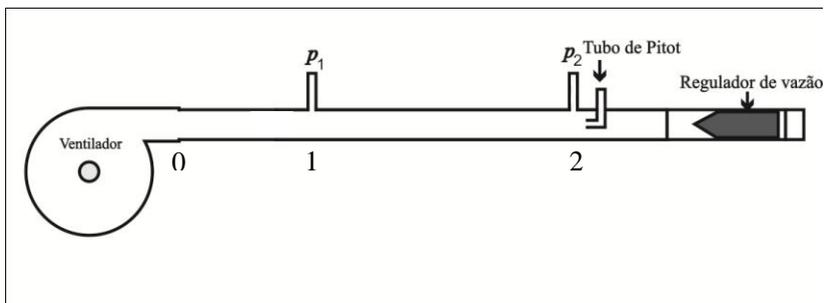


Figura 3.1 - Desenho representativo da bancada de ensaio de estudo de caso.

A bancada é composta por um ventilador industrial do tipo centrífugo, por uma tubulação de Policloreto de Vinila (PVC) e por um regulador de vazão.

Através dos pontos 1 e 2 obtém-se os valores das pressões com o uso de transmissores de pressão. Os transmissores nesses pontos medem as pressões estáticas ( $p_1$  e  $p_2$ ) e a pressão total (tubo de Pitot).

### 3.1.1 Ventilador

O ventilador industrial utilizado como estudo de caso é do fabricante Werner Hailin, composto por um motor elétrico da marca Kolbach, ilustrado na figura 3.2. Possui internamente um motor trifásico de alto desempenho. Suas características são:

Tabela 3.1 - Características do ventilador industrial utilizado na bancada de estudo de caso.

Potência	3 cv
Rotação máxima	3600 rpm <sup>5</sup>
Tensão de Alimentação	380 V (Trifásico)

Internamente o ventilador industrial é composto por um eixo girante, responsável pela transmissão da energia mecânica às pás do ventilador. Em uma das extremidades desse eixo, ficam as pás, responsáveis pelo arrastamento do ar no bocal de entrada para o bocal de saída, como foi visto na figura 2.4 (página 9). As pás do ventilador são do tipo retas.

O acionamento do motor do ventilador é realizado por um inversor de frequência do fabricante WEG<sup>6</sup>, modelo CFW-04.



Figura 3.2- Ventilador industrial utilizado na bancada de ensaio do estudo de caso.

<sup>5</sup> A unidade rpm ainda é aceita pelo Sistema Internacional de Unidades (SI).

<sup>6</sup> Empresa especializada na fabricação e comercialização de motores elétricos e inversores.

### 3.1.2 Tubulação

A norma ANSI/AMCA 210-07 não especifica qual o tipo de material que deve ser composta a tubulação. Portanto, utilizou-se a tubulação de PVC rígido.

As dimensões da tubulação são características importantes para a realização da análise do escoamento. Servem, dentre outros fatores, para organizar e alinhar o escoamento de maneira uniforme. Algumas dimensões serão utilizadas para calcular as variáveis. As distâncias mínimas relativas ao posicionamento dos transdutores são regulamentadas. A bancada utilizada está de acordo com as distâncias mínimas exigidas pela norma ANSI/AMCA 210-07, como pode ser observado na figura 3.3, onde está indicada a posição das tomadas de pressão estática, do tubo de Pitot e do dispositivo regulador de vazão.

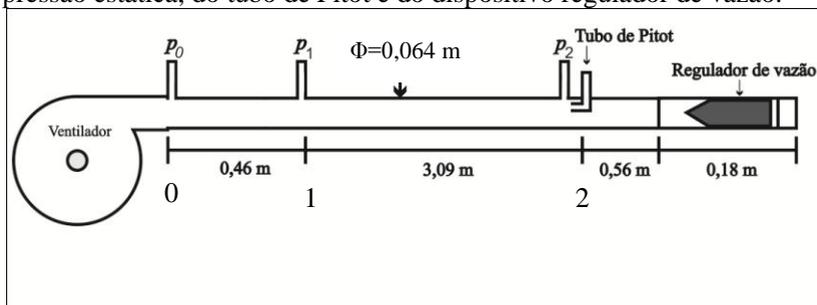


Figura 3.3 - Dimensões da bancada de estudo de caso.

O tubo de Pitot deve deslocar linearmente no sentido vertical dentro da tubulação, na seção transversal do ponto 2. Para saber o valor do deslocamento, utilizou-se um paquímetro digital.

O paquímetro digital utilizado é do fabricante Messen. Conforme especifica a norma, se esse instrumento for armazenado em local ideal e o seu manuseio for efetuado de forma adequada, o instrumento é passível de calibração, pois a sua medição não irá gerar erros quantitativos que influenciarão os resultados finais.

O paquímetro digital utilizado tem a escala de medição graduada em milímetros, cuja faixa de medição é (0 a 150) mm, com resolução de 0,01 mm.

O paquímetro é fixado junto a tubulação, na parte externa. Ao movimentar-se verticalmente com o tubo de Pitot, mede o deslocamento, como pode ser observado na figura 3.4.

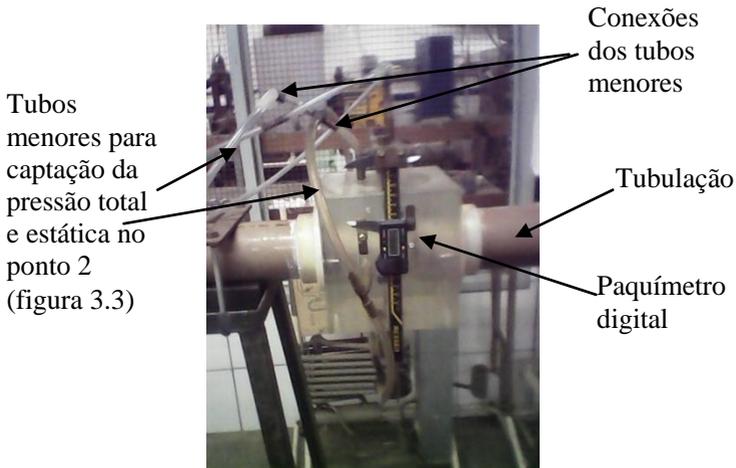


Figura 3.4 - Paquímetro digital.

Para as demais dimensões da tubulação, foi utilizada uma trena do Fabricante Famastil, cuja faixa de medição é (0 a 5) m e a resolução é 0,001 m. Utilizou-se esse instrumento para as medições cujas dimensões eram maiores que 150 mm.

### 3.1.3 Regulador de vazão

A seção 5.4.1 da norma ANSI/AMCA 210-07 informa que um “dispositivo de estrangulamento” pode ser usado para controlar o ponto de operação do ventilador. Esse dispositivo deve ser colocado na extremidade de saída da tubulação e deve ser simétrico ao diâmetro interno da tubulação.

O regulador de vazão também é chamado por outros autores de *dampers* ou válvula reguladora de vazão.

Posicionado no final da tubulação é responsável pelo controle da vazão de gás, o regulador de vazão tem um formato semelhante a um cone. Na parte inferior do dispositivo, há um sistema capaz de travar o seu deslocamento, conforme a necessidade do ensaio. Travando o regulador de vazão, há a estabilização das medições, para a realização

dos ensaios em regime permanente. A figura 3.5 ilustra a posição e a construção física do regulador de vazão.



Figura 3.5 - Regulador de vazão.

A dimensão do regulador de vazão é semelhante ao diâmetro interno da tubulação para evitar vazamentos ou fugas do gás durante os ensaios. Porém, como não há uma vedação ideal entre o tubo de PVC e o regulador de vazão utilizado, existem fugas que podem ser percebidas quando se mede a velocidade do gás com o regulador na posição grau de abertura zero. Teoricamente, se não há vazão, as pressões devem ser iguais, não havendo velocidade e vazão. A diferença entre as pressões é baixa, mas perceptível aos transmissores de pressão.

O posicionamento do regulador de vazão é feito de forma manual, sendo posicionado em determinados pontos conforme a variação da pressão estática medida pelo transmissor de pressão do ponto 2 (figura 3.1). A medição dessa pressão servirá para localizar o posicionamento do regulador de vazão.

Com base na seção 6.1.1 da norma ANSI/AMCA 210-07, o regulador de vazão deve ter seu curso dividido em pelo menos 8 pontos para determinar as medições necessárias. Por isso, foram estipulados os pontos de forma aleatória, como pode ser observado na tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Divisão dos graus de abertura do regulador de vazão.

Graus de abertura	Regulador de vazão
0	100%
1	90%
2	75%
3	60%
4	45%
5	30%
6	15%
7	0%

### 3.2 INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA

Como mencionado na seção 1.2, o objetivo do trabalho é a evolução da instrumentação da bancada de ensaios. Portanto, os instrumentos utilizados na bancada de ensaios de ventiladores industriais devem estar dentro da regulamentação da norma ANSI/AMCA 210-07.

A norma discrimina as formas de medição, descrevendo também os tipos de sensores que podem ser utilizados, bem como a incerteza de medição dos instrumentos de medição. Com isso, realizou-se a escolha e desenvolvimento dos sensores e transdutores que foram utilizados nesse projeto.

#### 3.2.1 Medição da velocidade rotacional do eixo do ventilador

A bancada de estudo de caso estava desprovida de um dispositivo para medição da rotação do eixo do ventilador. Diante disso e da exigência da norma ANSI/AMCA 210-07, acoplou-se um sensor fotoelétrico perto do eixo do ventilador e desenvolveu-se um circuito de condicionamento do sinal desse sensor. O sensor é bastante conhecido e aplicado em bancadas de estudos de pesquisa e desenvolvimento (P&D).

Segundo a norma, a velocidade do eixo do ventilador deve ser medida regularmente em intervalos de tempo ao longo do ensaio, de

modo a garantir que a média da velocidade de rotação durante cada período, tenha uma incerteza não superior à  $\pm 0,5\%$ . Além disso, o dispositivo utilizado não deve afetar significativamente a velocidade de rotação do ventilador em teste ou o seu desempenho.



Figura 3.6 - Sensor fotoelétrico.

O sensor fotoelétrico ilustrado na figura 3.6 é bastante conhecido pelo seu princípio de funcionamento. Conforme a variação luminosa em seu receptor, a base receptora deixa passar corrente elétrica pelo circuito da base. Em aplicações domésticas, ele está presente no *mouse* de computador, impressora, *scanners*, dentre outros equipamentos eletrônicos.

Para saber quando se deve contar uma volta completa, acoplou-se uma referência junto ao eixo rotor. Posicionou-se de modo que a referência passe entre as bases sem danificar o sensor, bloqueando a passagem da luminosidade, como ilustra a figura 3.7.

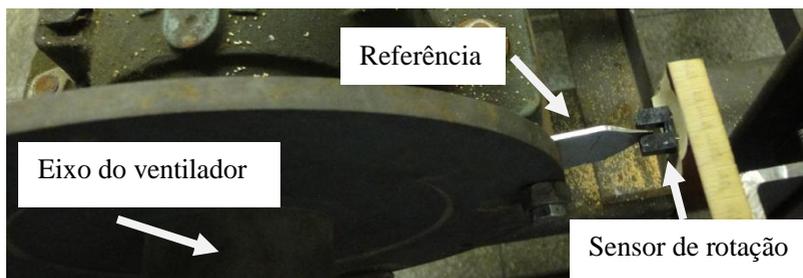


Figura 3.7 – Princípio de funcionamento do sensor de rotação.

A placa de aquisição dos sinais utilizada neste projeto contém 2 canais de entrada de pulso. Esses canais são comumente chamados de *counters*. Os *counters* dessa placa de aquisição contam as variações da tensão de entrada com frequência máxima de 20 MHz. Visto que a frequência rotacional do eixo do ventilador será de no máximo 60 Hz, não há nenhuma limitação significativa para a contagem da rotação por parte da placa de aquisição de sinais.

Os princípios de funcionamento, o desenvolvimento do sensor utilizado e o circuito de condicionamento do sinal estão detalhados no apêndice A.

### **3.2.2 Medição de pressão**

Como visto nas seções 2.2, 2.3 e 2.4, a medição da pressão é essencial para o ensaio de ventiladores. A pressão é uma variável em termos metrológicos de fácil medição.

A medição de pressão pode ser realizada através de equipamentos como barômetros e manômetros que apresentam saída na forma de deslocamento de um fluido. Atualmente, devido à automatização das medições, os sinais de pressão obtidos por meio de sinais elétricos se tornaram confiáveis. Para isso estão disponíveis comercialmente diversos tipos de transmissores de pressão, dentre eles, o ilustrado na figura 3.8.

Como ilustrado na figura 3.1, para o levantamento das curvas características há a necessidade da utilização de três transmissores de pressão.

Inicialmente, a idéia do projeto era a confecção desses transmissores. Como eram muitos a serem confeccionados e os valores medidos das pressões nesses tipos de ensaios são relativamente baixos, fez-se a opção pela aquisição dos transmissores de pressão.



Figura 3.8 – Transmissor de Pressão.

### 3.2.2.1 Dados técnicos do transmissor de pressão adquirido

Os transmissores de pressão adquiridos e utilizados no projeto são do fabricante Warme, série WTP-4010, cuja faixa de medição é (0 a 50) mbar. A variação da tensão de saída do transmissor é de (0 a 10) V. A variação da saída da tensão é diretamente proporcional a variação da pressão medida. Sendo assim, a sensibilidade do transmissor de pressão será de  $\pm 0,2$  V/mbar.

A incerteza de medição, segundo o fabricante é 0,25 % de FE (fundo de escala), ou seja, 0,125 mbar. Por se tratar de um instrumento novo, o fabricante informa que a calibração foi previamente realizada.

### 3.2.3 Transdutor de força

Como visto na seção 2.5, o torque é proporcional a força exercida por um corpo ou mecanismo sobre um ponto central.

A força deve ser determinada conforme existir a variação da movimentação da carcaça do motor.

Para medir a força do motor do ventilador num ensaio característico, utilizou-se uma técnica muito difundida e aprovada em vários projetos, a extensometria. Os extensômetros utilizados como instrumentos de medição são bastante aceitos nas medições de forças

que são aplicadas em diversos tipos de materiais e que causam deformações na superfície.

Os extensômetros elétricos são largamente utilizados para medir deformações em estruturas como pontes, máquinas, locomotivas e navios. Podem ser associados a transdutores para medir pressão, tensão, força ou aceleração.

Os extensômetros podem ser de vários tipos, cujo principal e usualmente mais utilizado é o extensômetro elétrico. No anexo A há uma descrição sobre extensômetros e a forma de aplicação utilizada no projeto.

### 3.2.3.1 Transdutor de força desenvolvido

A figura 3.9 ilustra a montagem usual de um transdutor de força utilizando extensômetros. Para o caso prático desse projeto, a configuração desejada foi ponte completa, sendo que os quatro extensômetros colados na haste sofrerão a deformação ocasionada pela aplicação de uma determinada força em uma das extremidades da haste.

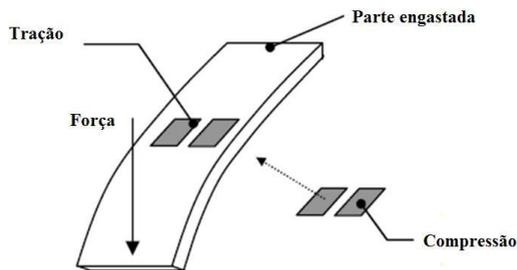


Figura 3.9 - Montagem construtiva de um transdutor de força.

Os extensômetros utilizados para a confecção do transdutor são do fabricante Excel Sensores, modelo PA-06-250BA-350-L, cujo valor da resistência é  $350 \Omega$ . As dimensões dos extensômetros são 9,47 mm de comprimento e 3,18 mm de largura. O material da base é polyimida e do filme metálico é constantan. Possui fios de cobre fixados aos terminais, proporcionando a facilidade no seu manuseio. Os extensômetros foram fixados numa barra metálica de aço inoxidável.

Para ocasionar a deformação no transdutor de força da bancada, acoplou-se paralelamente ao motor, uma barra guia, como pode ser visto na figura 3.10(a). Com a conexão de ambos, torna-se perceptível o movimento giratório do motor quando submetido a um diferencial de vazão. Esse diferencial ocorre quando o regulador de vazão muda de grau de abertura (figura 3.10(b)).

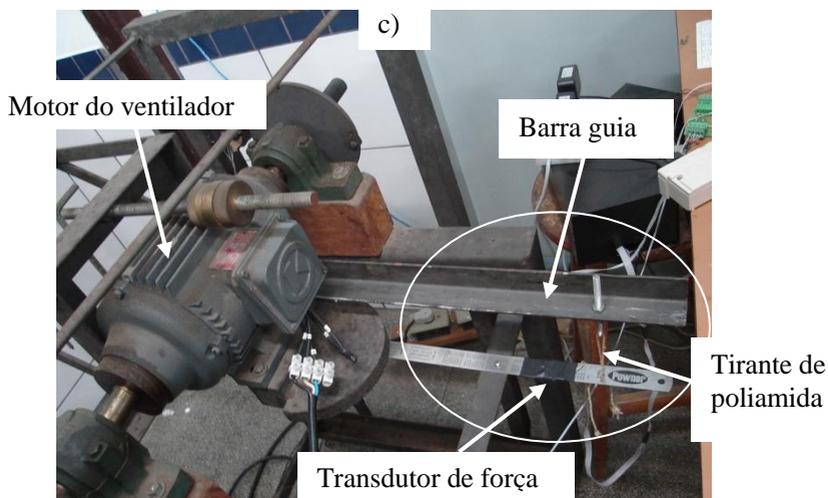
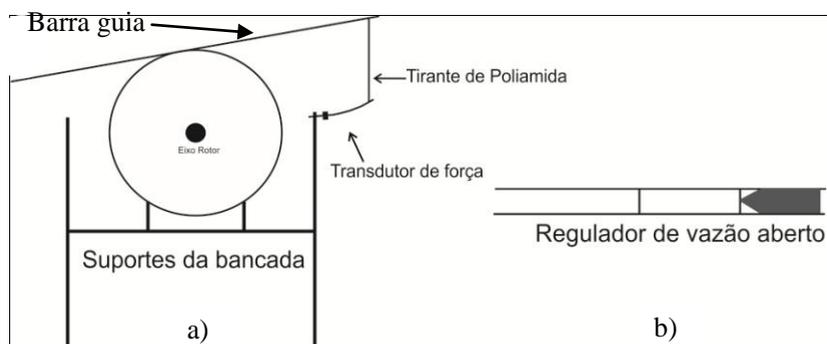


Figura 3.10 - Foto do transdutor de força.

A figura 3.10(c) ilustra o posicionamento do transdutor de força na bancada, juntamente com a conexão entre a barra guia e o transdutor desenvolvido.

Das diversas formas de conexão para transmissão do movimento de rotação entre o transdutor de força e a barra guia do

motor, a que melhor se adequou as respostas desejadas foi o tirante de poliamida.

A variação da tensão de saída da Ponte de Wheatstone (PW) do transdutor de força é baixa. Para a realização da medição dessa tensão, utilizou-se um amplificador operacional (ampop) no circuito pré-desenvolvido para outros projetos do LMPT e adaptou-se para esta aplicação. O ampop é do modelo TL084. Na figura 3.11 têm-se a configuração interna do circuito elétrico com o ampop.

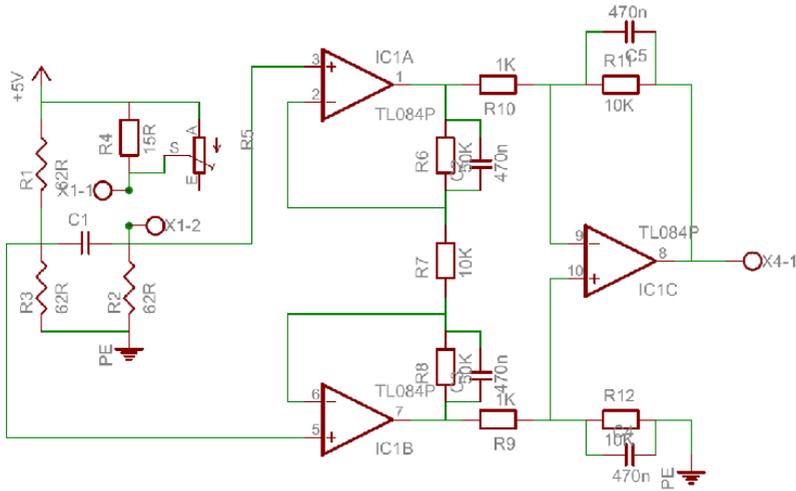


Figura 3.11 - Ponte amplificadora.

O resistor R7 é responsável pelo ganho da ponte amplificadora. Regula-se o seu valor conforme a tensão de saída necessária. Para a configuração da aplicação do projeto.

Com a configuração do circuito da ponte amplificadora da figura 3.11, a tensão de saída irá variar em torno de  $(-7,13 \text{ a } +4,22) \text{ V}$ , para uma variação de carga corresponde de  $(0,1 \text{ a } 1) \text{ kg}$ .

Na figura 3.12, têm-se a ilustração da placa de circuito impresso desenvolvida. Nota-se que há a possibilidade da inserção de mais cinco PWs completas na mesma placa.

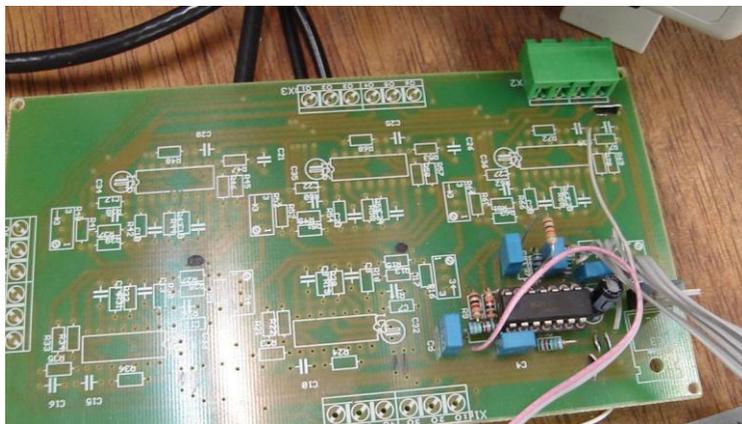


Figura 3.12 – Placa de circuito impresso do amplificador operacional.

### 3.2.3.2 Calibração do transdutor de força confeccionado

Seguindo a norma ANSI/AMCA 210-07, o transdutor de força utilizado na bancada de trabalho deve ser calibrado com massas padrões, cujas incertezas não devem ser maiores do que 0,2% do seu valor.

A norma também informa que o sistema de medição de força deve ser calibrado de forma estática. Com uma haste fixada no motor, as massas devem ser colocadas de forma crescente. Após a estabilização da medição, os valores devem ser arquivados. Portanto, dessa forma se procedeu a calibração do transdutor de força.

A figura 3.13 ilustra o conjunto das massas padrões utilizada na calibração. No anexo B, há o certificado de calibração do conjunto de massas padrões utilizada na calibração do transdutor de força.



Figura 3.13 - Conjunto de massas padrões.

A calibração foi realizada mediante um ensaio prévio para estabelecer a faixa de medição do transdutor de força.

Tendo a faixa de medição do transdutor, fez-se a calibração. A figura 3.14 ilustra a curva da calibração do transdutor de força para as massas utilizadas.

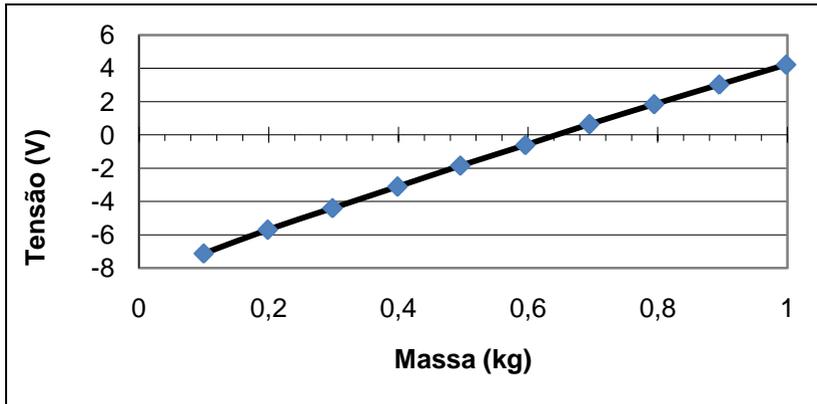


Figura 3.14 - Curva da calibração do transdutor de força.

Nota-se que a variação da tensão em função das massas é praticamente linear. Sendo assim, a sensibilidade da calibração do sistema de medição será de 0,013 V/g.

Para garantir a veracidade dos resultados informados pelo transdutor de força, tendo em vista que as medições podem variar tanto nas medições crescentes quanto nas decrescentes, fez-se a análise da histerese. Para isso, levantou-se também a curva decrescente com os mesmos pontos da calibração, como mostra a figura 3.15.

A histerese pode ser causada por diversas influências, dentre elas pode-se destacar o atrito dos rolamentos dos mancais do motor e as folgas mecânicas do aparato.

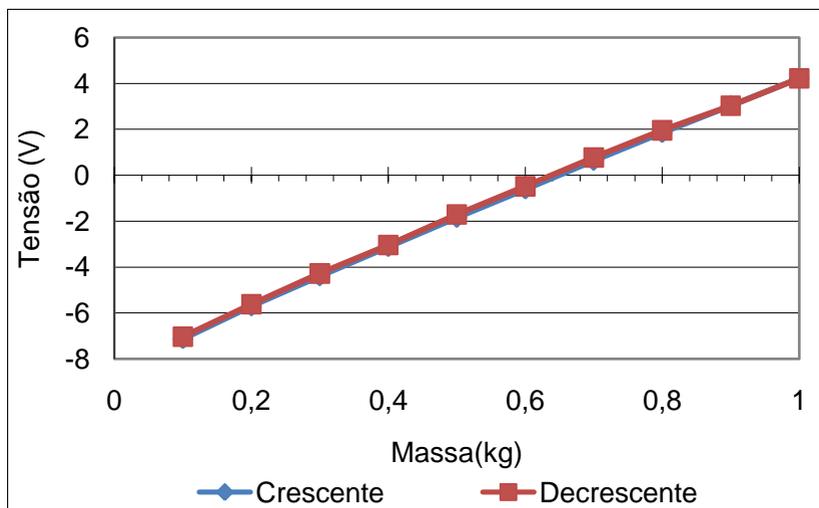


Figura 3.15 – Curvas da calibração crescente e decrescente do transdutor de força.

Nota-se que as curvas da calibração crescente e decrescente são praticamente idênticas. As incertezas de medição referentes a histerese serão levantadas e inseridas no cálculo da incerteza de medição do transdutor de força.

### 3.2.4 Medição de temperatura

Durante os ensaios realizados na bancada de ensaio de ventilador industrial, a temperatura é monitorada e basicamente é utilizada para o cálculo da densidade do ar.

A norma ANSI/AMCA 210-07, seção 3.1.6 e tabela 3, regulamentam a quantidade de sensores e as temperaturas de operação da bancada. Pela tabela 3 da norma, três temperaturas são necessárias: temperatura ambiente do fluido; temperatura do fluido na saída do ventilador; e temperatura do fluido na saída da tubulação. Entretanto, não foi constatada nenhuma variação de temperatura entre a entrada e a saída do fluido. Portanto, independente de onde for medida a temperatura, essa pode ser considerada para todos os casos e inseridas conforme as necessidades dos cálculos.

Para realizar a medição da temperatura, foi utilizado um instrumento bastante conhecido nos projetos desenvolvidos no LMPT e em diversos outros como (ANDERSON, 2002; IKEGAMI *et al.*, 2003; TESU, 2002), o termistor. O termistor é um sensor de temperatura muito eficiente, simples na sua concepção e de rápida instalação.

Um termistor é um dispositivo semiconductor de dois terminais cuja resistência interna é sensível a variações de temperatura. Qualquer fonte de calor externa aumenta sua temperatura, causando uma variação da resistência interna. O termistor utilizado é do tipo NTC (Negative Temperature Coeficiente).

No anexo C há uma descrição do tipo de termistor utilizado e o circuito elétrico desenvolvido para a realização da medição da temperatura.

#### 3.2.4.1 Calibração do termistor

A calibração efetuada no termistor foi realizada com a utilização de um termômetro de bulbo úmido, do fabricante Incotherm, cuja faixa de medição é (-10 a +100) °C. O instrumento de medição de temperatura padrão tem incerteza de  $\pm 0,1$  °C. O equipamento é utilizado constantemente em calibrações, ajudando nas medições realizadas com termistores em outros projetos desenvolvidos no LMPT.

Os instrumentos de medição, tanto o padrão quanto o termistor que será calibrado, foram submersos num banho termostático<sup>7</sup>. O termistor foi conectado a um circuito de condicionamento do sinal. A saída do circuito foi conectada a um multímetro do fabricante Hewlett-Packard, modelo 34401, para medir a variação da tensão em função da mudança da temperatura do líquido em que os instrumentos foram submetidos. Com isso, fez-se a calibração do sistema de medição da temperatura.

A calibração foi realizada em cinco pontos de temperaturas diferentes. Os valores médios, com os respectivos desvios padrões, podem ser observados na tabela 3.3. A curva correspondente a calibração do termistor pode ser observado na figura 3.16.

---

<sup>7</sup> - É um equipamento de laboratório que, através de um controle digital, deixa a amostra na temperatura que o usuário necessita.

Tabela 3.3 - Médias das medições da calibração do termistor.

Temperatura (°C)	Tensão (V)	Desvio Padrão (V)
14,3	2,0	$2,0 \cdot 10^{-4}$
19,3	2,2	$2,0 \cdot 10^{-4}$
24,3	2,5	$2,5 \cdot 10^{-4}$
29,3	2,8	$1,7 \cdot 10^{-4}$
34,3	3,0	$1,7 \cdot 10^{-4}$

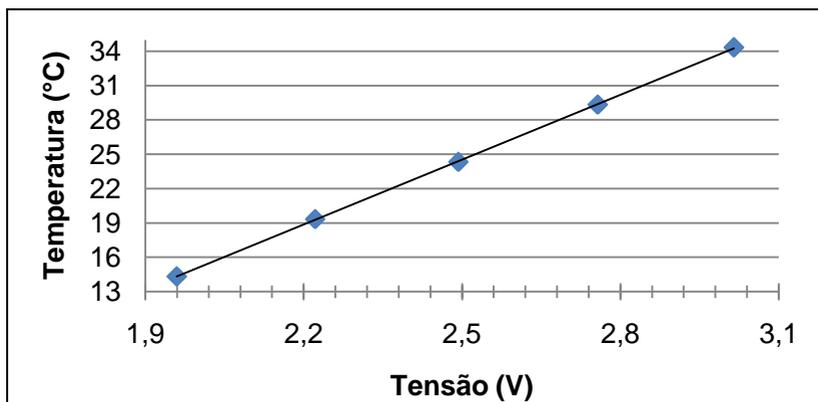


Figura 3.16 – Curva da calibração do termistor.

Nota-se que a relação entre a temperatura padrão e a tensão medida do termistor é praticamente linear, para a faixa de temperatura calibrada. Sabe-se que essa relação pode alterar quando submetido a temperaturas diferentes às temperaturas calibradas.

### 3.2.5 Sistema de aquisição de sinais

A aquisição dos dados da temperatura, pressões, força e rotação são realizadas com emprego de um sistema composto por um módulo de aquisição dos sinais, modelo SCB 68 (figura 3.17), e de um cartão DAQCARD 6062E (figura 3.18), ambos do fabricante National Instruments.

O módulo é responsável pela conexão dos instrumentos de medição ao cartão DAQ. É composto por entradas e saídas, tanto analógicas quanto digitais. O cartão é responsável pela comunicação

entre o módulo de aquisição dos sinais e o software de tratamento dos dados.

Como ambas as partes são do mesmo fabricante, a comunicação entre os dispositivos é feita de forma simples. Sendo assim, o algoritmo de tratamento dos sinais foi desenvolvido em ambiente LabVIEW, cujo fabricante é o mesmo.



Figura 3.17 - Módulo de aquisição dos sinais.

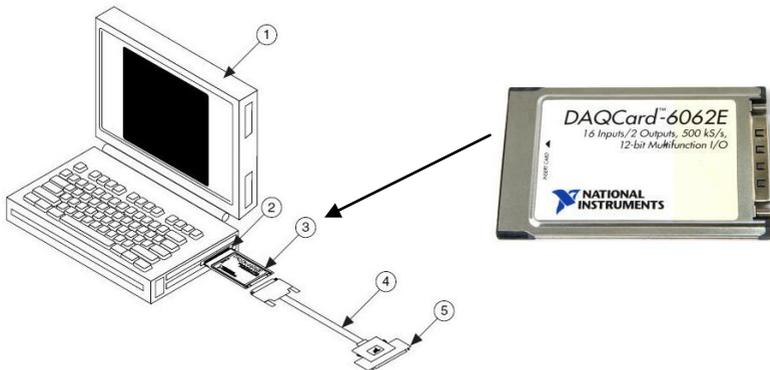


Figura 3.18 - Hardware e DAQCard 6062E.

Onde:

- 1 - Computador
- 2 - Placa PCMCIA
- 3 - Cartão DAQCard
- 4 - Cabo SHC68-68-EP
- 5 - Conector do módulo de aquisição dos sinais ao cartão DAQ

A figura 3.18 ilustra os *hardwares* de conexão existentes para a coleta dos dados dos sensores. Numerados de 1 a 5, pode-se observar a ordem de conexão desde o computador, onde está instalado o *software*

de tratamento das informações, até o conector do módulo de aquisição dos sinais.

As características do cartão DAQ são:

- Frequência de amostragem máxima de 500 kHz/s;
- resolução de 12 bits;
- 16 entradas e 2 saídas analógicas;
- 8 entradas e saídas digitais;
- 2 contadores.

### **3.2.6 Programação desenvolvida para o tratamento dos sinais**

O desenvolvimento do programa foi realizado através da plataforma Labview, da *National Instruments*. O Labview é um software com boa aceitação proveniente da facilidade de interação com o usuário bem como a vasta biblioteca de recursos que diferentes projetos de controle e automação necessitam.

O *software* oferece integração com diversos dispositivos de hardware, presentes em várias bancadas de ensaios que podem estar equipadas com módulo ou placa de aquisição de sinais, e a estas também podem estar conectados diversos transdutores, sensores ou atuadores.

#### **3.2.6.1 Interface gráfica**

Com os requisitos iniciais do programa pré-estabelecidos juntando as necessidades das medições que devem ser realizadas, desenvolveu-se a interface gráfica que será utilizada pelo usuário do programa nos ensaios a serem realizados. O programa na sua forma integral é de fácil entendimento e visualização das medições realizadas das grandezas necessárias.

A interface gráfica da programação desenvolvida foi dividida em seis abas selecionáveis. A aba principal ilustrada na figura 3.19, apresenta as principais informações acerca das variáveis medidas na bancada de ensaio das curvas características dos ventiladores. Além disso, permite salvar os dados necessários para cálculos posteriores ou outras análises de tratamento dos dados que se julgam necessárias e, também, inserir o nome do arquivo para o qual serão repassados os valores das grandezas salvas.

As outras abas permitem a visualização das grandezas medidas através de indicadores numéricos, gráficos ou indicadores analógicos.

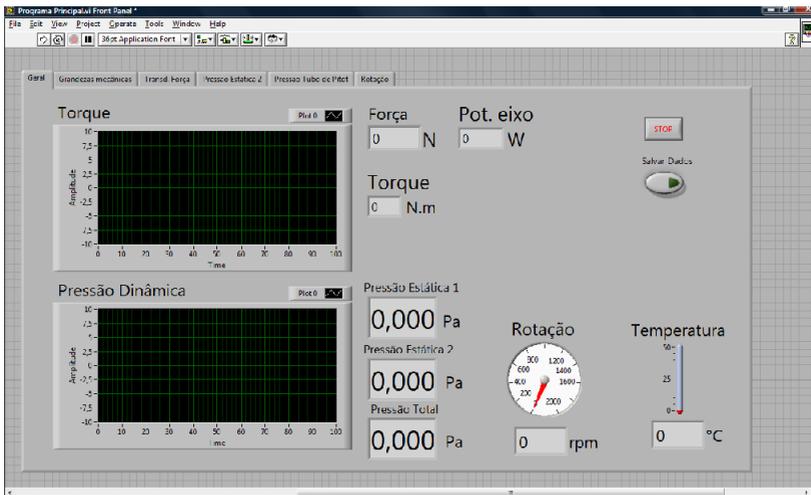


Figura 3.19 - Interface gráfica da bancada de ensaio.

Para uma otimização dos cálculos e das grandezas medidas, o usuário pode navegar pelas abas da interface, verificando os valores das medições realizadas.

Para a aplicação da análise da incerteza de medição, foi desenvolvida uma programação também em cima da plataforma LabVIEW para gerar as simulações da PDF. No apêndice B há uma descrição e ilustração do programa desenvolvido para a aplicação do MMC.

## 4 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E RESULTADOS

Para concretizar a proposta inicial do presente trabalho, foram realizados ensaios de levantamento das curvas características do ventilador industrial. Com os resultados e as curvas estabelecidas conforme as medições realizadas, foi efetuada a análise dos resultados encontrados.

Devido a problemas estruturais da bancada de ensaio utilizada, foram realizados os ensaios com a metade da frequência máxima da rotação do motor. Isso faz com que as curvas levantadas sejam limitadas. Porém, as curvas deverão ter a mesma tendência para frequências maiores, tendo uma relação de semelhança entre as curvas obtidas e as utilizadas para comparação.

Além das variáveis levantadas nas curvas características, outras variáveis também foram analisadas de modo a estarem dentro das condições de ensaios.

Num primeiro momento, foram realizados ensaios em regime permanente para estabelecer o tempo necessário para que as variáveis estejam com valores estáveis.

Iniciaram-se os ensaios determinando o perfil de velocidade do escoamento durante o ensaio. Com isso, faz-se a análise do escoamento. Posteriormente, realizou-se o levantamento das curvas características do ventilador industrial em estudo de caso.

Para a realização da aquisição do sinal, foi determinada a frequência de aquisição do sinal baseada em ensaios preliminares.

Para não haver dispersões significativas das medições, os valores indicados foram mostrados em intervalos de cinco segundos. Com os valores adquiridos, as médias informadas sofrem pouca variação.

Foram realizados vários ensaios para avaliar a repetitividade das medições. Foram escolhidos cinco ensaios de tal forma que a variação da densidade seja a menor possível. Os resultados obtidos e as curvas características da média estão apresentados no apêndice C. As curvas ilustradas até a figura 4.10 deste capítulo são referentes a apenas um ensaio.

A densidade relativa do ar foi determinada de acordo com a medição da pressão barométrica e da temperatura ambiente do laboratório. A pressão ambiente foi medida por um barômetro de mercúrio, sendo seu valor praticamente estável durante todos os ensaios

em  $(760 \pm 2)$  mmHg. A temperatura ambiente foi medida continuamente para que o valor da densidade pudesse ser atualizado a cada medição. A variação máxima encontrada da temperatura foi de  $\pm 1$  °C durante cada ensaio. Com base nesses resultados, fez-se o cálculo da densidade utilizando a equação (2.11).

Outra determinação inicial é quanto ao número de medições realizadas em cada ponto de medição. A norma ANSI/AMCA 210-07 determina que pelo menos três medições devem ser efetuadas em cada ponto de medição. Com base na especificação, foram efetuadas cinco medições, sendo a média dos valores considerado como valor verdadeiro, e o desvio padrão utilizado nos cálculos da incerteza de medição.

A determinação da frequência de aquisição do sinal foi realizada de forma que os valores informados à interface tivessem a menor variação possível. Sendo assim, estipulou-se a frequência de aquisição em 200 Hz, com 1000 amostras por segundo. Com isso, os valores foram armazenados num intervalo de cinco segundos e a média das medições informada ao usuário pela interface gráfica.

#### 4.1 ANÁLISE DA ESTABILIDADE DAS MEDIÇÕES

Para determinar o tempo necessário em que a bancada entre no estado de regime permanente, fez-se a aquisição dos sinais das grandezas por pouco mais de 10 minutos. A condição do ensaio será a partir do momento estático do motor desligado à abertura 100 % do regulador de vazão. A norma usa o termo “*shut-off to free delivery*” como sendo a faixa em que não existe a vazão de ar até a vazão máxima.

A figura 4.1 ilustra a variação da pressão dinâmica em função do tempo após a partida do motor do ventilador. Analisou-se o tempo da entrada em regime permanente da pressão dinâmica, pois ela está sendo correlacionada de diversas formas, fazendo parte do cálculo da pressão total na saída do ventilador, vazão e velocidade do escoamento do fluido. Por esses motivos, levantou-se a curva do regime permanente da pressão dinâmica em função do tempo.

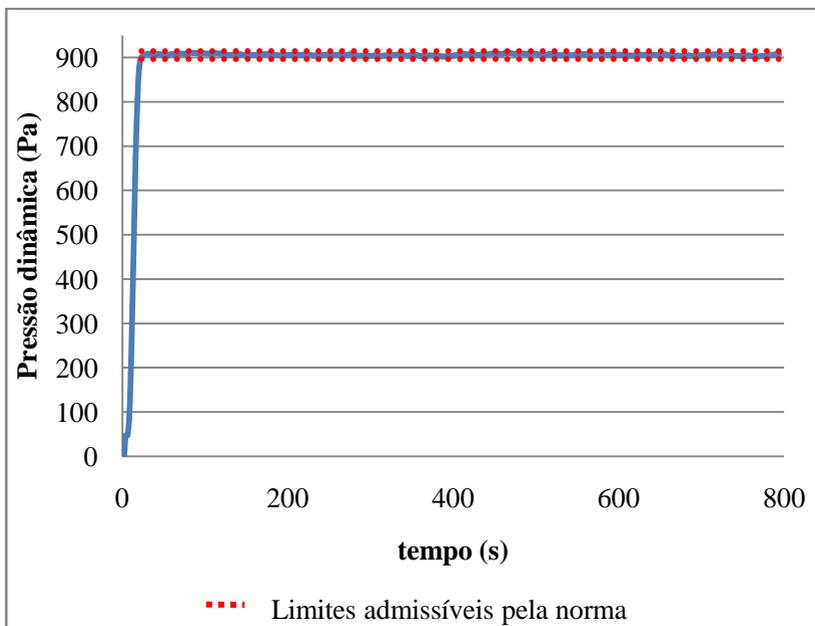


Figura 4.1 – Pressão dinâmica em função do tempo durante a partida do motor do ventilador.

Observa-se que a estabilização da medição da pressão dinâmica leva mais tempo que em relação às demais grandezas.

Diferentemente das anteriores, a pressão dinâmica tende a subir o seu valor medido até entrar no seu estado de regime permanente. A média calculada em regime foi de 906 Pa com uma variação de  $\pm 0,01$  % em relação a média. Os valores medidos tendem a ser menores para essa grandeza devido ao instrumento ser calibrado e testado pelo fabricante antes do envio. Assim, nota-se uma variação muito pequena quando o ensaio entra no estado de regime permanente.

Para visualizar melhor o intervalo onde o valor médio da pressão dinâmica deve estar, fez-se a aproximação da região da estabilização das medições, como mostra a figura 4.2.

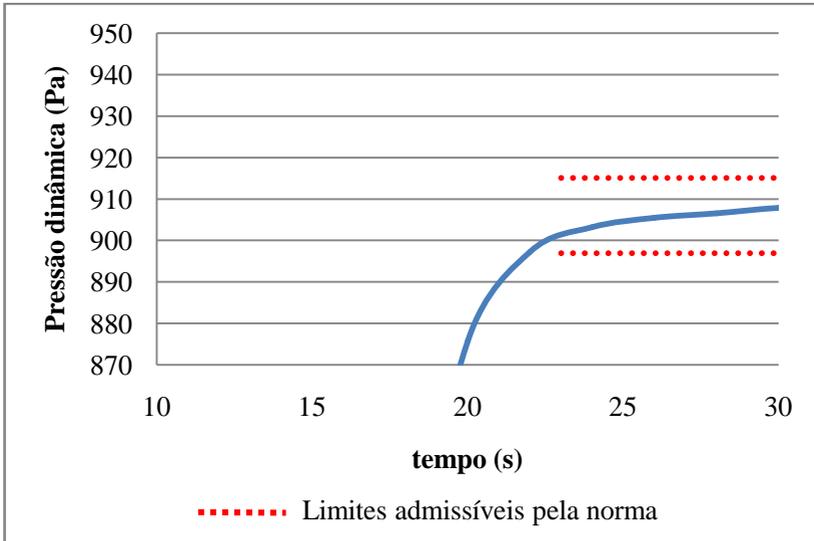


Figura 4.2 - Pressão dinâmica em função do tempo.

Observa-se que o tempo de estabilização da pressão dinâmica é em torno de 23 segundos. Em contrapartida, é nítida a estabilidade da medição das pressões após entrar em estado de regime permanente.

A figura 4.3 ilustra a entrada em regime permanente da rotação em função do tempo após a partida do motor do ventilador. Nota-se uma variação de  $\pm 0,15\%$  em relação à média calculada. A média e o desvio padrão calculados foi de  $(1796,3 \pm 2,7)$  rpm. Isso é devido aos valores utilizados serem referentes à média após a entrada no estado de regime permanente. Dessa forma, a variação é muito inferior a variação máxima padronizada pela norma ANSI/AMCA 210-07 ( $\pm 0,5\%$ ).

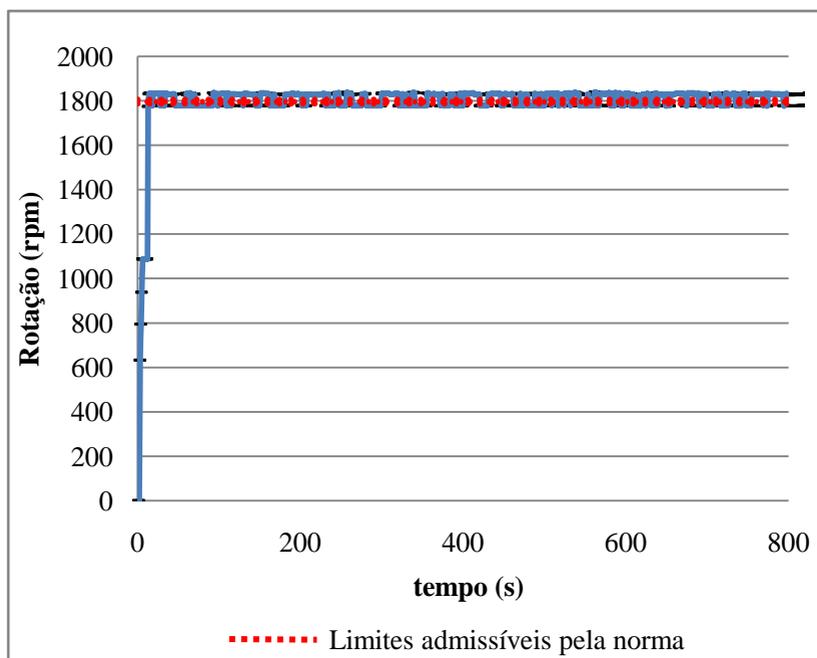


Figura 4.3 – Rotação em função do tempo após a partida do motor do ventilador.

Observa-se que há um degrau entre o acionamento do motor do ventilador até a faixa dos valores da estabilização das medições. Nota-se também que o tempo de estabilização da rotação até estar dentro da faixa dos valores correspondentes ao regime permanente será no máximo 30 segundos.

Para melhor visualizar o fenômeno, diminuiu-se o tempo da amostra. A figura 4.4 ilustra a rotação em função do tempo para a amostra reduzida.

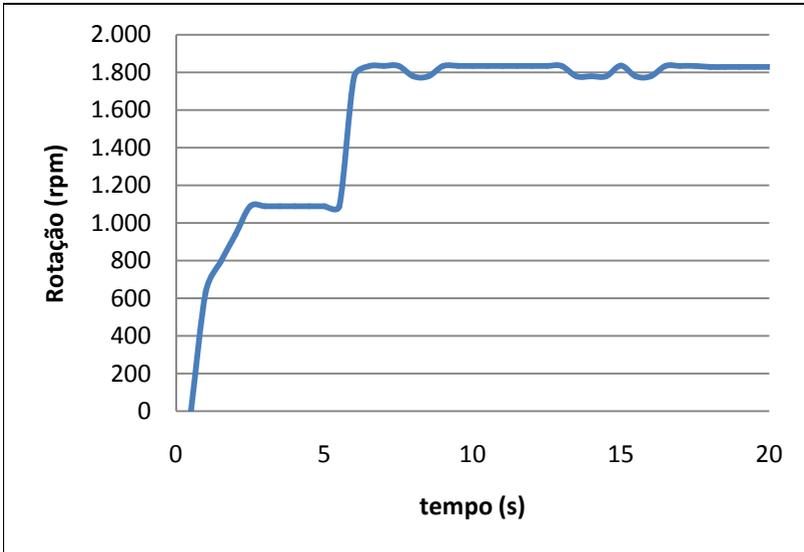


Figura 4.4 – Variação da rotação em função do tempo.

Com a faixa de tempo reduzida, afirma-se primeiramente que o tempo de estabilização da rotação é menor do que 20 segundos.

Nitidamente percebe-se que o acionamento do motor não ocorre de imediato. O degrau observado na figura 4.4 é devido à configuração do inversor de frequência. A rotação do motor é proporcional a frequência da tensão de alimentação do motor. Então, o controle do acionamento dos motores elétricos é realizado de forma gradual, variando a frequência da tensão de alimentação do motor. Dessa forma, o acionamento não provocará danos aos equipamentos da bancada.

A figura 4.5 ilustra a estabilização do torque em função do tempo após a partida do motor do ventilador.

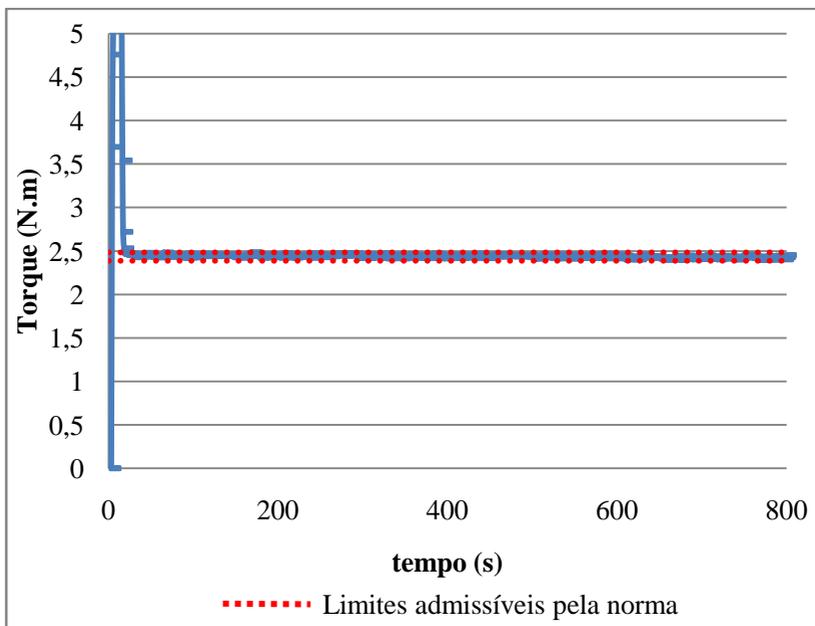


Figura 4.5 – Variação do torque em função do tempo após a partida do motor do ventilador.

Nota-se que o tempo de estabilização também está abaixo de 30 segundos. Percebe-se, também e de forma interessante, que ocorre um pico do valor medido do torque logo após a partida do motor do ventilador. Para visualizar melhor esse fato, a figura 4.6 ilustra a variação do torque em função do tempo com o tempo de amostragem reduzido.

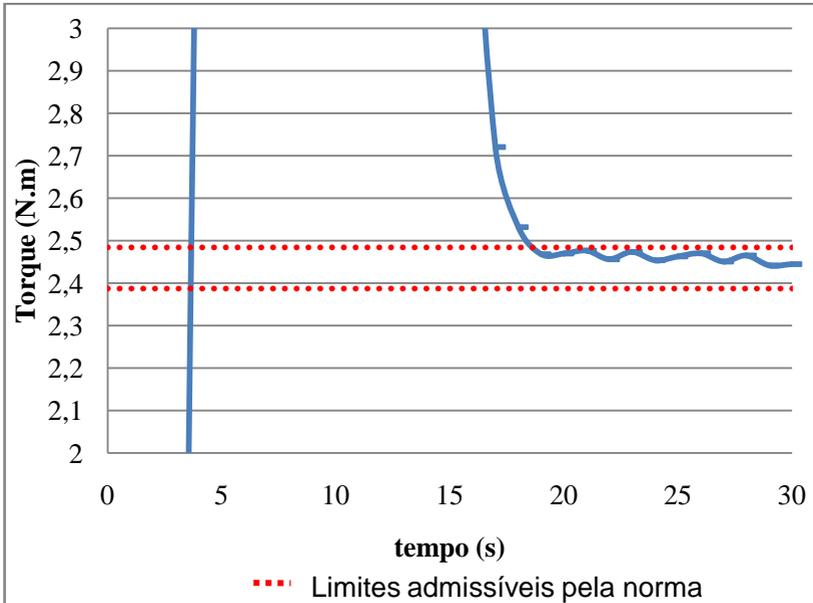


Figura 4.6 - Variação do torque em função do tempo.

É nítida a reação do motor imediatamente após a partida. O fato ocorre devido ao momento de inércia do sistema ventilador/ar.

Após ocorrer esse fato, a média do torque gira em torno de 2,4 N.m. De modo que a média dos valores seja realizada após pelo menos 20 segundos, garante que os valores informados estarão dentro do valor médio cuja variação fica em torno de  $\pm 0,02\%$ .

Analisando as figuras 4.2, 4.4 e 4.6, percebe-se que as medições entram em regime permanente em menos de 30 segundos. Portanto, esse deverá ser o tempo mínimo necessário para começar a salvar as medições e resultados dos cálculos realizados pelo *software* após a mudança do grau de abertura do regulador de vazão.

## 4.2 ANÁLISE DO PERFIL DE VELOCIDADE

A análise do perfil de velocidade consiste na medição das velocidades nos pontos pré-determinados da seção transversal, variando o grau de abertura do regulador de vazão. Como visto na seção 2.4, existem vários métodos que podem ser adotados para levantar o perfil de

velocidade do escoamento, e conseqüentemente, calcular a vazão correspondente. Alguns métodos utilizam desde 2 pontos de medição à 8 pontos de medição.

De modo que a quantidade de pontos utilizados para medir a vazão influencia de forma direta no tempo para a realização dos ensaios, o apêndice D visa realizar a avaliação da incerteza de medição da vazão diante da variação do número de pontos da medição da velocidade, comparando a vazão na mesma seção transversal da tubulação.

Para levantar o perfil de velocidade, o tubo de Pitot deverá se deslocar no sentido vertical no interior do duto, podendo-se assim, medir as pressões no ponto 2 e calcular a velocidade para cada área da região interna da tubulação.

Na bancada de estudo de caso, seguindo a norma ANSI/AMCA 210-07, haveria a necessidade das medições com o tubo de Pitot em diversos ângulos. Porém, não existe a possibilidade da medição da velocidade em todos os pontos padronizados pela norma, devido ao aparato ter sido construído para a utilização do tubo de Pitot para apenas um sentido de deslocamento.

A norma estabelece as posições da aquisição do valor da pressão pelo tubo de Pitot, conforme a tabela 4.1.

A figura 4.7 ilustra o posicionamento onde será realizada a medição da pressão total, dentro da tubulação. O diâmetro interno da tubulação é 0,064 m.

Tabela 4.1 - Posições das medições da pressão pelo tubo de Pitot (D = diâmetro interno da tubulação).

Pontos	Posição do paquímetro digital (mm)	Indicação do paquímetro digital (mm)
A	0,021 * D	1,34
B	0,117 * D	7,49
C	0,184 * D	11,78
D	0,345 * D	22,08
E	0,500 * D	32,00
F	0,655 * D	41,92
G	0,816 * D	52,22
H	0,883 * D	56,51
I	0,979 * D	62,66

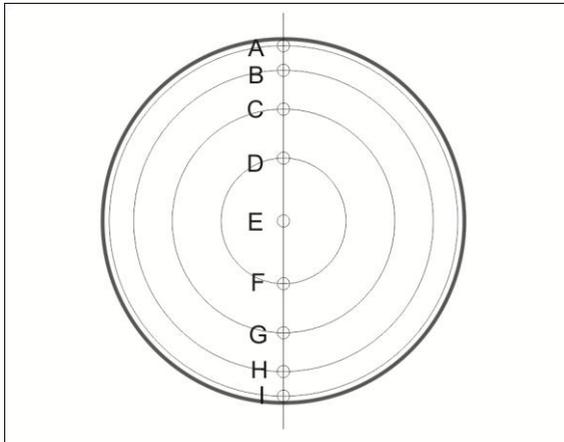


Figura 4.7 - Pontos para determinação do perfil de velocidade.

Diante das medições realizadas, nos pontos pré-determinados pela norma ANSI/AMCA 210-07, fez-se o cálculo da velocidade em cada ponto e o levantamento da curva do perfil de velocidade.

A tabela 4.2 mostra os valores calculados para a velocidade do escoamento para os diversos graus de abertura do regulador de vazão. O grau de abertura 0 corresponde à posição totalmente fechado. Entretanto, nota-se que existe um pequeno valor da velocidade decorrente de fugas de ar devido ao problema de vedação no regulador de vazão. Porém, a norma menciona que se devem avaliar apenas as velocidades do escoamento maiores de 12 m/s. Portanto, não há a necessidade da mudança do regulador de vazão.

A figura 4.8 ilustra as curvas dos perfis de velocidade mostrados na tabela 4.2. Nota-se que para os demais graus de abertura do regulador de vazão, há uma coerência das curvas resultantes dos perfis de velocidade.

Observa-se que as velocidades nas extremidades da tubulação em cada grau de abertura são baixas em relação às velocidades do centro, porém são altas comparadas à velocidade zero da parede da tubulação. Sendo assim, foi confirmada a expectativa de que perto da parede da tubulação haveria uma diminuição da velocidade do fluido devido ao atrito, sendo esta a condição de não deslizamento.

Tabela 4.2 – Velocidades para vários graus de abertura em função da posição do tubo de Pitot.

Posição do tubo de Pitot	Indicação do paquímetro (mm)	Graus de abertura do regulador de vazão							
		0	1	2	3	4	5	6	7
		Velocidade (m/s)							
A	1,34	1,55	14,36	17,24	19,07	21,19	23,09	24,90	26,35
B	7,49	1,43	19,65	22,55	25,96	29,28	31,79	34,08	36,72
C	11,78	1,26	21,13	24,31	28,24	31,59	34,05	36,80	39,28
D	22,08	1,33	23,51	27,11	31,29	34,99	37,77	40,57	43,42
E	32,00	1,51	23,93	27,24	31,12	35,06	38,21	41,02	44,04
F	41,92	1,59	22,71	25,75	29,35	33,17	36,13	38,90	41,96
G	52,22	1,88	20,73	23,61	27,00	30,31	33,04	35,68	38,24
H	56,51	1,35	19,70	22,20	25,58	28,64	31,16	33,65	36,45
I	62,66	0,62	16,80	19,11	22,03	24,72	26,90	28,92	31,87

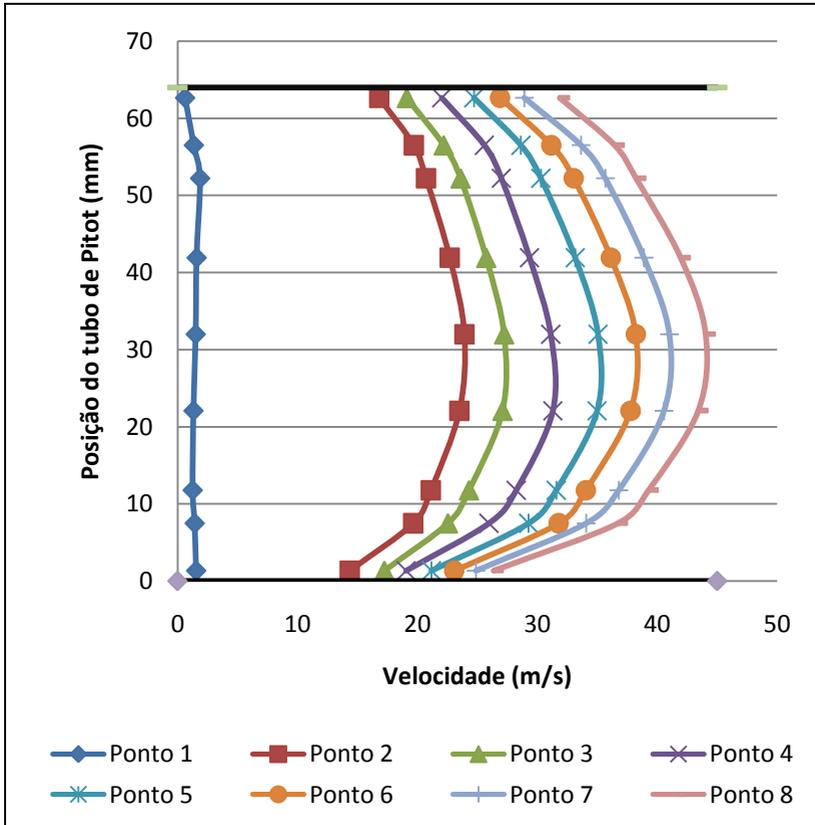


Figura 4.8 - Análise do perfil de velocidade.

Os perfis de velocidade têm um caráter e a forma turbulenta, pois a velocidade próxima a parede é bastante elevada. Em um escoamento laminar, a velocidade próxima a parede é baixa. Portanto, o perfil é turbulento está semelhante à figura 2.11 onde se ilustra o escoamento turbulento.

As curvas do perfil de velocidade também se caracterizam por ter um perfil simétrico. Essa característica é semelhante apenas para os escoamentos turbulentos. Já o laminar considera-se que não há uma tendência a uma grande variação das velocidades, partindo da velocidade zero nas paredes da tubulação.

Analisando o escoamento conforme a teoria desenvolvida por Reynolds, os valores calculados são bastante elevados, tendo resultados característicos dos escoamentos turbulentos. A tabela 4.3 mostra os

valores calculados para os graus de abertura 1 e 7 do regulador de vazão.

Tabela 4.3 - Cálculo do número de Reynolds para os graus de abertura 1 e 7.

Graus de abertura	Velocidade média (m/s)	Nº de Reynolds
1	19	$82 \cdot 10^3$
7	36	$15 \cdot 10^4$

Observa-se que mesmo no ponto cuja velocidade é baixa, o número de Reynolds ainda é acima do número crítico (2300).

Contudo, analisando o escoamento também pelo número de Reynolds, confirma a análise feita anteriormente sobre a característica turbulenta do escoamento.

### 4.3 LEVANTAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DO VENTILADOR INDUSTRIAL UTILIZADO COMO ESTUDO DE CASO

Nos ensaios para levantamento das curvas características dos ventiladores industriais, visa-se medir diversas grandezas a fim de obter e analisar as curvas que a norma ANSI/AMCA 210-07 padroniza. Portanto, as curvas que serão apresentadas são:

- Pressão total na saída do ventilador ( $P_{t0}$ ) x Vazão ( $Q$ );
- Potência de eixo ( $P_2$ ) x Vazão ( $Q$ );
- Rendimento ( $\eta$ ) x Vazão ( $Q$ ).

#### 4.3.1 Determinação da pressão total na saída ventilador ( $p_{t0}$ )

Para determinar a pressão total na saída do ventilador em função da vazão do escoamento, primeiramente calcula-se a pressão estática nesse ponto. Para isso, foram utilizadas as medições das pressões estáticas  $p_1$  e  $p_2$  e suas dimensões em relação à saída do ventilador, como foi mencionado na seção 2.2 (figura 2.9). Faz-se uma interpolação linear, calculando a pressão estática na saída do ventilador.

Calcula-se também, a perda de carga ( $\Delta p$ ) referente à diminuição da pressão estática na saída do ventilador até a  $p_2$ , relacionando a variação da pressão em função do comprimento da tubulação.

Na tabela 4.4 estão os valores referentes às pressões estáticas medidas e calculadas em função da vazão. Apresenta-se também, a perda de carga por metro de comprimento da tubulação. Na última coluna estão os valores calculados para a pressão estática na saída do ventilador.

Tabela 4.4 – Pressões estáticas da tubulação durante o ensaio.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Pressões medidas		Pressões calculadas	
	$p_1$ (Pa)	$p_2$ (Pa)	$\Delta p/m$ (Pa)	Pressão estática na saída do ventilador ( $P_o$ ) (Pa)
0,004	1524	1546	0	1521
0,063	1485	1333	49	1508
0,072	1397	1195	65	1426
0,083	1253	987	86	1292
0,093	1095	777	103	1141
0,101	958	568	126	1015
0,110	777	356	136	839
0,117	606	141	150	673

É nítido o aumento da variação da perda de carga com o aumento da vazão. Nota-se também, que as pressões estáticas medidas, quando a vazão é mínima, tem valores máximos. Com o aumento da vazão, as pressões estáticas tendem a diminuir. Isso ocorre devido a transformação de energias. Com a vazão mínima, a energia de pressão na saída do ventilador é maior do que a cinética. Aumentando a vazão, muda o tipo da energia encontrada.

A figura 4.9 ilustra a variação das pressões estáticas medidas e calculadas em função da vazão.

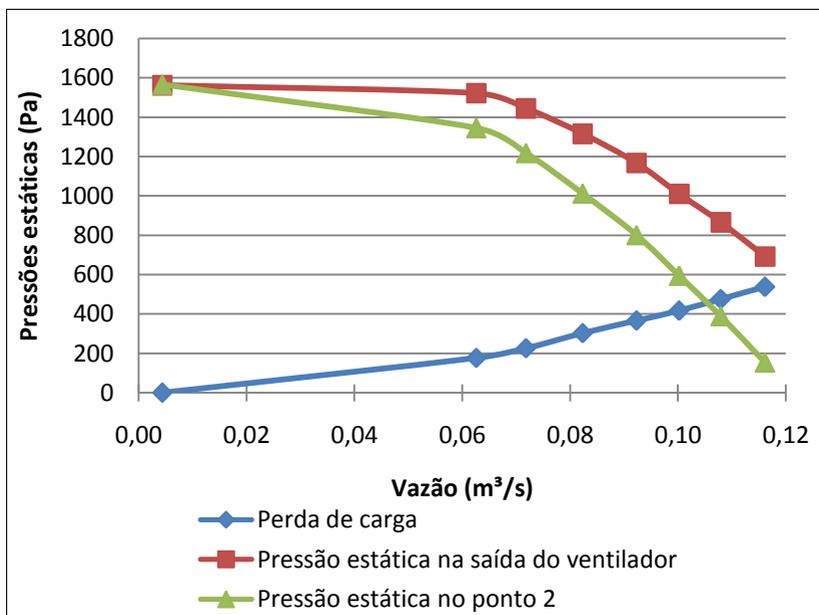


Figura 4.9 - Curvas das pressões estáticas medidas e calculadas e da perda de carga em função da vazão.

Com a ilustração da figura 4.9 se torna perceptível a variação da pressão estática do ponto 2 e das pressões estáticas calculadas. Nota-se a queda acentuada da pressão estática do ponto 2 em virtude da pressão ser medida em um ponto mais afastado em relação a saída do ventilador. Em vista disso, a curva da perda de carga tende a criar a forma contrária, subindo até que a pressão estática seja igualada a pressão manométrica e tenha valor nulo.

De modo que a pressão estática na saída do ventilador já foi determinada, basta apenas somar com a pressão dinâmica ( $p_{din}$ ) do escoamento para cada grau de abertura para obter, enfim, a pressão total na saída do ventilador.

A tabela 4.5 mostra os valores da pressão estática na saída do ventilador, pressão dinâmica determinada utilizando a velocidade média do escoamento, e a pressão total na saída do ventilador calculada.

Tabela 4.5 – Pressões calculadas para levantamento das curvas características do ventilador industrial.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	$p_0$ (Pa)	$p_{din}$ (Pa)	$p_{t0}$ (Pa)
0,004	1520,8	0,5	1521,2
0,063	1507,6	259,3	1767,0
0,072	1425,9	342,4	1768,3
0,083	1291,5	449,6	1741,1
0,093	1141,4	567,3	1708,6
0,101	1014,8	674,9	1689,8
0,110	838,9	784,9	1623,8
0,117	673,5	892,4	1565,9

A  $p_{din}$ , mencionada na seção 2.3, é a pressão associada à cinética do fluido. Portanto, quanto maior a vazão, maior será a pressão dinâmica. Porém, a  $p_{t0}$  terá um valor máximo quando a vazão for mínima e tende a cair, devido a queda da pressão estática na saída do ventilador ser mais significativa e determinante no cálculo da  $p_{t0}$ .

Com os valores da tabela 4.5, fez-se a ilustração das curvas na figura 4.10.

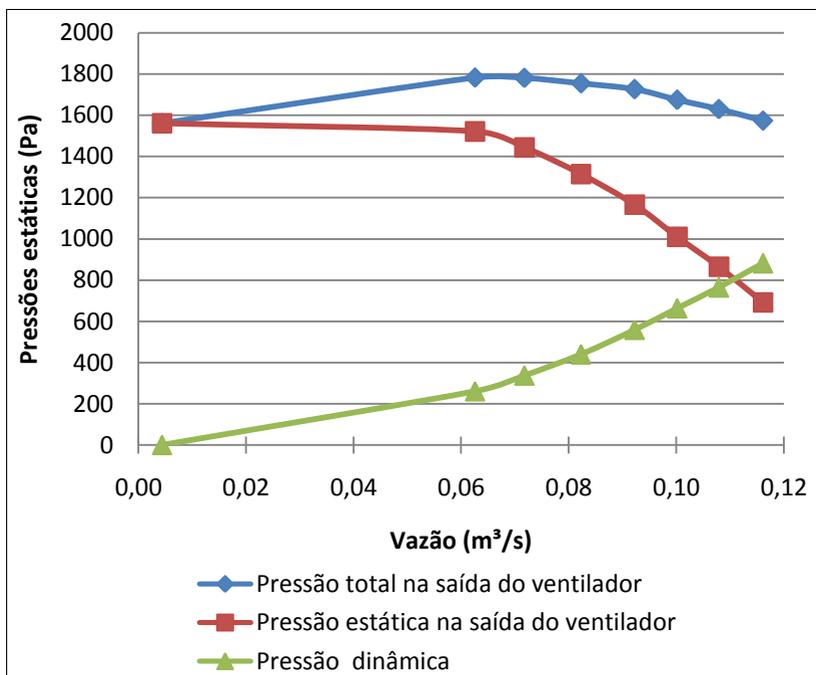


Figura 4.10 - Curva características da pressões dinâmica, estática e total na saída do ventilador.

Na figura 4.10 é nítida a variação da transformação da energia na saída do ventilador. De modo que com o aumento da vazão, a pressão total e a pressão estática tendem a diminuir os seus valores e a pressão dinâmica tende a aumentar.

Dessa forma, foram calculadas as pressões totais na saída do ventilador para os cinco ensaios, assim como para as outras grandezas. Agora, para poder comparar e visualizar as diferenças ocorridas nos ensaios, nas figuras 4.11, 4.12 e 4.13 foram inseridos todos os resultados encontrados para os cinco ensaios. O objetivo é observar num mesmo gráfico, todos os resultados para analisar se os valores tendem a estar em torno de um ponto médio.

De modo que o regulador de vazão não é automático nem possui um sistema eletrônico de deslocamento, não se pode garantir que o deslocamento obtido para um ensaio seja o mesmo em todos os ensaios. Diante disso, os valores medidos e calculados para todas as grandezas em cada ensaio e para cada grau de abertura será diferente.

Porém, tem que haver uma coerência e tendência dos resultados quando inseridos num mesmo gráfico. Em suma, abaixo estão as curvas características de todos os ensaios com a curva da média dos valores relativos a todos os resultados dos ensaios para cada grandeza.

A figura 4.11 ilustra a curva com a média dos valores dos cinco ensaios da pressão total na saída do ventilador.

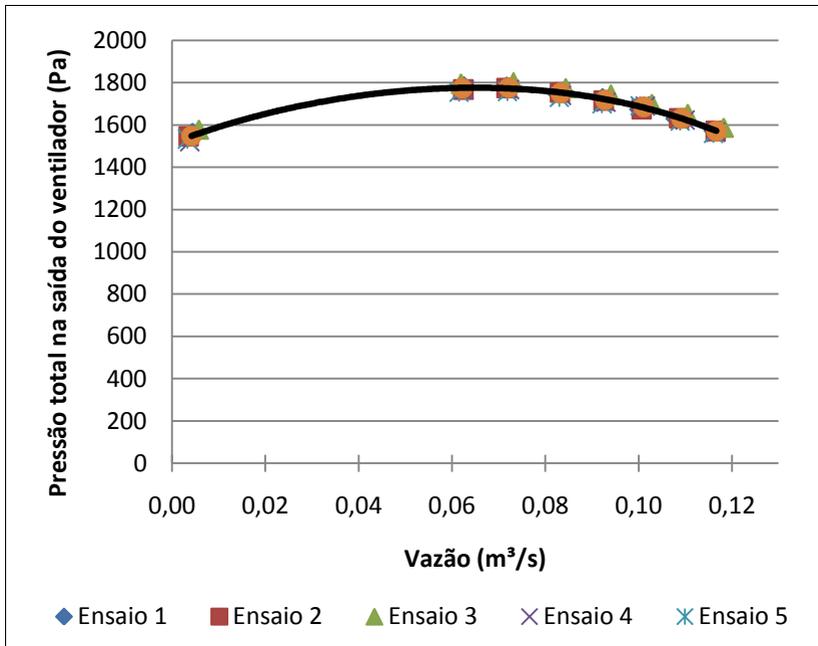


Figura 4.11 - Curva característica da pressão total na saída do ventilador em função da vazão.

Percebe-se que há uma tendência da  $p_{t0}$  em diminuir em função do aumento da vazão, passando por um valor máximo e diminuindo gradativamente.

Para FRANÇA (2011), os tipos de ventiladores podem ser diferenciados pela pressão total na saída do ventilador. O autor menciona que se a pressão fornecida não for superior a 5 kPa, o sistema de ventilação é considerado de baixa pressão. Dessa forma, confirma-se a teoria apresentada na seção 2.1 da presente dissertação.

### 4.3.2 Potência e rendimento do ventilador

Os valores relativos às potências  $P_{eixo}$  e  $P_{útil}$  foram determinados a partir de medições e cálculos utilizando as equações (2.15) e (2.16).

Foram inseridos os valores calculados para as potências em todos os ensaios, como ilustra a figura 4.12. Com isso, determinou-se a melhor curva que representa os valores dessas grandezas.

A curva superior representa a média dos valores dos cinco ensaios da potência de eixo. Já a curva inferior, representa a média dos valores da potência útil.

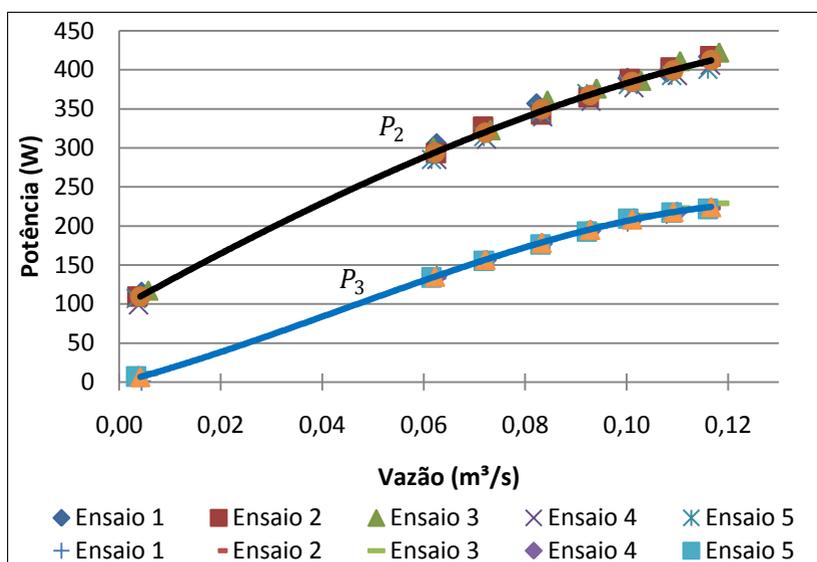


Figura 4.12 - Curva das potências de eixo e útil em função da vazão.

Observa-se o aumento das potências em relação ao aumento da vazão. No caso da potência de eixo, conforme há o aumento da vazão, aumenta o torque do motor do ventilador. Isso é nítido olhando para a curva dessa grandeza na figura 4.12. Entretanto, verifica-se que há a tendência pela estabilização do valor da potência útil. O fato ocorre devido à diminuição da pressão total na saída do ventilador com o aumento da vazão. Essa tendência irá se refletir na curva do rendimento.

Por fim, avalia-se o rendimento do ventilador em função da vazão. O rendimento é uma relação direta entre as potências  $P_{eixo}$  e  $P_{útil}$ , calculado utilizando a equação (2.18).

A figura 4.13 ilustra a curva característica do rendimento em função da vazão. Observa-se que o rendimento do ventilador não passa dos 60 %, tendo uma perda considerável de energia.

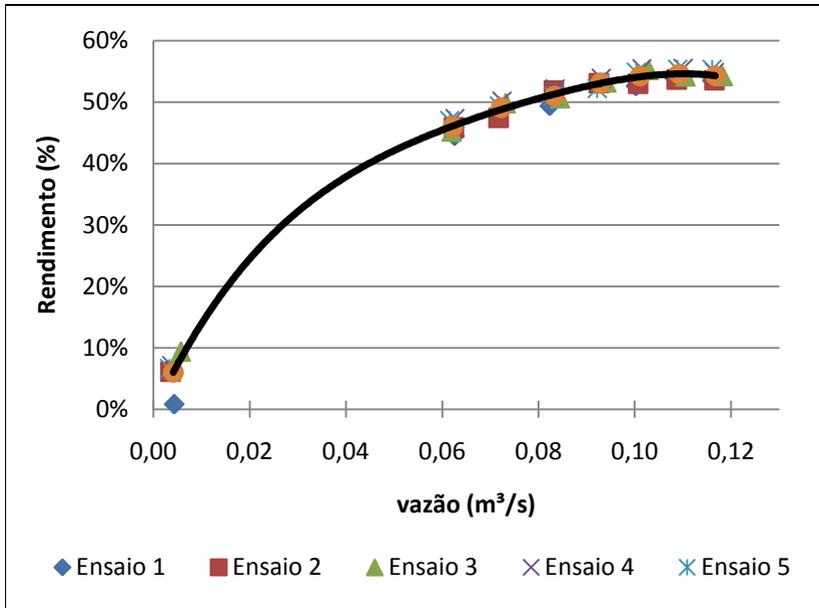


Figura 4.13 - Curva do rendimento do ventilador ensaiado em função da vazão.

Nota-se que o rendimento tende a atingir um valor máximo conforme há um aumento da vazão. Existe um ponto ótimo de vazão, próximo a condição aberta, onde o rendimento é máximo, para o caso analisado. Há uma zona de interesse que engloba os valores máximos do rendimento. Os projetos buscam esse ponto de trabalho e os consumidores buscam ventiladores que tenham o rendimento mais elevado possível.

Dessa forma podemos concluir que as curvas levantadas nos ensaios característicos ficaram semelhantes e com a mesma tendência dos ventiladores típicos conforme apresentados na figura 1.1.

## 5 AVALIAÇÃO DAS INCERTEZAS DOS MENSURANDOS

Cada valor medido de um ensaio contém um erro que, por muitas vezes, pode ser estimado em certa probabilidade. Dessa forma, realiza-se uma análise de incertezas para identificar a gama de valores dentro do qual o valor verdadeiro está contido. Neste trabalho foi realizada análise de incertezas das diversas grandezas medidas.

A probabilidade de 95% para a análise da incerteza de medição foi considerada como aceitável pela norma ANSI/AMCA 210-07.

A norma recomenda que as avaliações das incertezas de medição dos transmissores de pressão utilizados para calcular a velocidade, devem ser realizadas apenas para valores acima de 12 m/s, bem como para os demais instrumentos de medição. Por conta disso, nota-se que os valores expostos nas tabelas deste capítulo, para vazão mínima (grau de abertura zero), deverão ser desconsiderados de forma a atender os requisitos da norma. Para efeito de dúvidas ou curiosidades, os valores foram mantidos e serão expostos juntamente com os demais nas tabelas de incerteza de medição apresentadas neste capítulo.

Para as bancadas de ensaio de ventiladores industriais, a norma ANSI/AMCA 210-07 especifica que apenas o desvio padrão é aceitável na análise estatística das repetidas medições. Essa determinação acontece, pois em determinadas bancadas, não existem meios estatísticos disponíveis para avaliar os erros. Como um dos objetivos do trabalho é realizar a avaliação metrológica da instrumentação da bancada, algumas considerações foram inseridas na avaliação das incertezas de medição.

Como descrito no item 2.8, o método utilizado para avaliar a incerteza de medição nas equações será o método de Monte Carlo. Para o desenvolvimento deste método utilizou-se o software desenvolvido na plataforma LabVIEW. Esse software realiza várias simulações, cujo número de ciclos gerados foi  $10^5$ .

Para os instrumentos de medição, outras fontes de incerteza serão consideradas. Alguns instrumentos foram calibrados e outros as incertezas foram estimadas. No intuito de combinar e avaliar as incertezas de medição dos instrumentos antes de inserir na PDF do MMC, foi utilizado o método tradicional do ISO GUM.

A combinação das incertezas de medição foi realizada utilizando a equação (5.1).

$$u_c^2 = u_A^2 + u_B^2 \quad (5.1)$$

Onde:

$u_c$  incerteza combinada;

$u_A$  incerteza-padrão das medições;

$u_B$  incerteza-padrão do instrumento de medição.

As seções seguintes listam as incertezas das constantes e variáveis utilizadas, juntamente com os valores calculados para suas incertezas combinadas. Por fim, apresentam-se as curvas características com as incertezas das medições calculadas pelo MMC.

## 5.1 CONSTANTES

### 5.1.1 Incerteza na medição da distância

A incerteza da medição da distância medida do eixo até o ponto de aplicação da força sobre o transdutor foi determinada utilizando o desvio padrão das medições, combinada com a incerteza da resolução do instrumento de medição. Foram feitas cinco medições para calcular o valor da distância.

O valor médio da distância foi de 0,4768 m.

A tabela 5.1 mostra os valores encontrados para as incertezas do valor da distância e a combinação das incertezas de influência.

Tabela 5.1 - Combinação das incertezas do valor da distância do eixo até o transdutor de força.

Incerteza do valor da distância (m)	
Incerteza das medições	$\pm 0,58.10^{-3}$
Incerteza do instrumento de medição	$\pm 2,88.10^{-3}$
Combinação das incertezas	$\pm 2,95.10^{-3}$

Portanto, faz-se a comparação do valor obtido da combinação das incertezas de medição com a incerteza máxima determinada pela norma ANSI/AMCA 210-07.

Tabela 5.2 - Comparação da incerteza combinada e a incerteza máxima especificada pela norma ANSI/AMCA 210-07.

Incertezas		Percentual (%)
Norma ANSI/AMCA 210-07	$\pm 4,8 \cdot 10^{-4}$	$\pm 0,20$
Calculada	$\pm 2,95 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,60$

Nota-se que o valor calculado para a incerteza da medição da distância ficou acima do especificado pela norma. Diante disso, buscou-se verificar qual a maior influência sobre a incerteza calculada. Para isso, fez-se o diagrama de Pareto, relacionando as incertezas das medições e a incerteza da resolução do instrumento de medição.

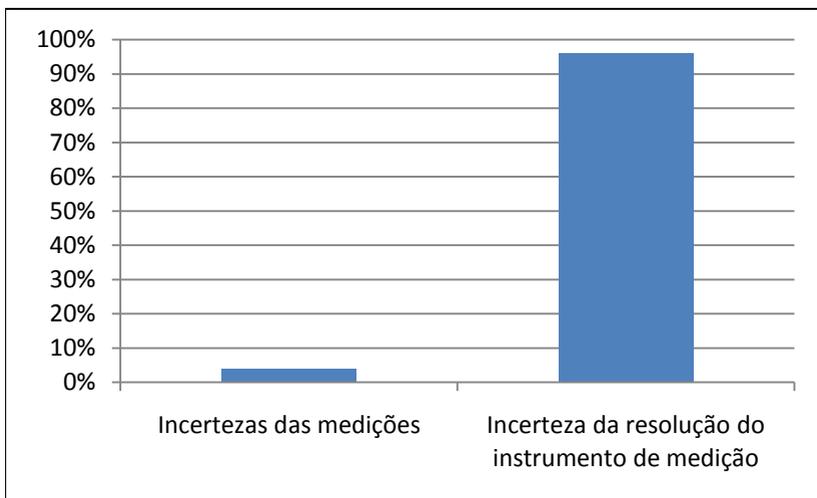


Figura 5.1 - Balanço das incertezas de medição para o cálculo da incerteza da medição da distância.

Nota-se que a incerteza da resolução do instrumento de medição é responsável por mais de 95% do valor da incerteza combinada. Porém, se fosse considerado somente a incerteza das medições, o valor calculado também passaria do valor máximo determinado pela norma ANSI/AMCA 210-07.

Para diminuir a incerteza de medição dessa constante, deve-se mudar o instrumento de medição utilizado por outro que tenha um erro de medição menor.

Contudo, apesar do valor estar acima do especificado, acredita-se que essa constante não irá influenciar de forma considerável nas incertezas de medição das potências, pressão total e rendimento.

### 5.1.2 Incerteza de medição da área da seção transversal da tubulação

A incerteza de medição da área da seção transversal da tubulação é dependente apenas das fontes de incerteza da medição do diâmetro.

A incerteza da medição do diâmetro foi determinada utilizando o desvio padrão das medições realizadas combinado com a incerteza da resolução do instrumento de medição. Os valores das incertezas podem ser observados na tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Incertezas da medição do diâmetro

Fontes de Incerteza	Valor (m)
Incertezas das medições	$\pm 3,7 \cdot 10^{-6}$
Incerteza do instrumento de medição	$\pm 2,8 \cdot 10^{-6}$
Combinação das incertezas	$\pm 4,7 \cdot 10^{-6}$

Portanto, a combinação das incertezas de medição do diâmetro da seção transversal da tubulação tem a incerteza abaixo de  $\pm 0,01$  % do valor médio medido.

## 5.2 VARIÁVEIS

### 5.2.1 Incerteza nas medições da densidade do ar

Para calcular o valor da densidade do ar necessita-se medir a temperatura e a pressão ambiente. Portanto, as incertezas referentes a essas grandezas serão utilizadas para o cálculo da incerteza de medição da densidade do ar.

A incerteza da medição da temperatura é dependente da incerteza do termistor. Tal incerteza é determinada pela combinação do desvio padrão das medições e das incertezas de medição da calibração.

O termistor foi calibrado por um termômetro de bulbo úmido e as medições da calibração foram realizados por um multímetro, ambos mencionadas na seção 3.2.4. A incerteza do termômetro é  $\pm 0,1$  °C. O multímetro tem suas incertezas de medição mencionadas no manual de instruções, sendo  $\pm 0,0035\%$  da leitura da tensão somado a  $\pm 0,0005\%$  da escala selecionada. Sendo assim, combinaram-se as incertezas para determinar a incerteza da calibração do termistor.

Diante disso, a tabela 5.4 mostra os resultados da combinação das incertezas da calibração do termistor, incertezas das medições e a combinação dessas incertezas.

Tabela 5.4 - Combinação das fontes de incertezas de medição do termistor

Temperatura (°C)	Incerteza calibração do termistor (°C)	Desvio padrão das medições da temperatura (°C)	Combinação das Incertezas do termistor (°C)
14,33	$\pm 0,10$	$2,0 \cdot 10^{-4}$	$\pm 0,10$
19,33	$\pm 0,10$	$2,0 \cdot 10^{-4}$	$\pm 0,10$
24,33	$\pm 0,10$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$\pm 0,10$
29,33	$\pm 0,10$	$1,8 \cdot 10^{-4}$	$\pm 0,10$
34,33	$\pm 0,10$	$1,8 \cdot 10^{-4}$	$\pm 0,10$

Nota-se que a grande influência da incerteza de medição do termistor é da incerteza do termômetro padrão. Observa-se também que não ocorrem variações significativas no valor da incerteza de medição da temperatura. As variações nas medições que poderiam influenciar a incerteza do mensurando são da ordem de  $10^{-4}$ . Como o termômetro utilizado para medição tem uma incerteza maior do que a variação das medições, considerou-se a incerteza de medição, para essa faixa de medição, como sendo o mesmo valor.

A incerteza de medição do barômetro é considerada como sendo o valor da resolução do instrumento de medição.

Portanto, calcula-se a incerteza de medição da densidade combinando as incertezas do barômetro e do termistor pelo MMC. Os valores resultantes estão apresentados na tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Valores da densidade do ar e as respectivas incertezas de medição.

Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	Incerteza da densidade (kg/m <sup>3</sup> )	Percentual (%)
1,2	$\pm 7,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,5$
1,1	$\pm 6,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,5$
1,2	$\pm 7,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,5$
1,2	$\pm 7,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,5$
1,1	$\pm 6,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,5$

O valor da incerteza da densidade ficou igual ao estabelecido pela norma ANSI/AMCA 210-07 ( $\pm 0,5\%$ ). Observa-se que a maior influência da incerteza da medição calculada é proveniente do termômetro padrão. Portanto, para diminuir a incerteza do cálculo do valor da densidade, deve-se alterar o instrumento padrão de medição de temperatura.

## 5.2.2 Incerteza das medições da velocidade

Para o perfil de velocidade foram levantadas as incertezas correspondentes a medição da pressão total e estática, e a incerteza da densidade do ar. Inserindo no gráfico as variações das incertezas das velocidades, notou-se que os valores são muito pequenos e se inseridos nas curvas do perfil de velocidade, são sobrepostos pelas próprias linhas de tendência das curvas. Por isso não se inseriu a figura ilustrativa dos perfis de velocidade com as incertezas calculadas. Vale lembrar que as incertezas ficaram entre  $\pm 0,016\%$  a  $\pm 0,257\%$ .

A incerteza máxima exigida pela norma ANSI/AMCA 210-07 para o transmissor de pressão é de  $\pm 1\%$ . Como descrito anteriormente, a incerteza de medição referente aos valores medidos pelos transmissores de pressão, ficaram abaixo do especificado. Notou-se que as incertezas padrões relativas ao cálculo das velocidades são baixas devido ao erro de medição do transmissor de pressão ser baixo. Houve poucas variações nas medições realizadas, ficando abaixo da incerteza de medição mencionada pelo fabricante. O fabricante garante que o transmissor de pressão foi calibrado em seu laboratório. Com isso, não foi necessário fazer novas calibrações. Portanto, não se colocou os instrumentos para calibrações, desnecessariamente. Sendo assim, a incerteza considerada para o transmissor de pressão foi de  $\pm 0,25\%$ .

Considera-se o valor como sendo relativo à faixa de medição. Então, como mencionado anteriormente, realizando a combinação das incertezas das medições e a incerteza do transmissor, a incerteza máxima encontrada foi de  $\pm 0,257\%$ .

### 5.2.3 Incerteza da vazão

O cálculo da vazão é proporcional a área da seção transversal e da velocidade em cada ponto da posição do tubo de Pitot, conforme descrito no item 2.4.

A combinação das incertezas de medição para a grandeza área está na tabela 5.3. As incertezas relativas a medição de cada velocidade foram determinadas utilizando a variação do mensurando e a incerteza do instrumento de medição.

A tabela 5.6 informa os valores calculados para as vazões em relação aos graus de abertura do regulador de vazão. Nota-se que as incertezas calculadas têm valores baixos. A norma não especifica a incerteza de medição da vazão, apenas para aos instrumentos utilizados nas medições.

Tabela 5.6 - Incertezas de medição da variável vazão.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Incerteza da vazão (m <sup>3</sup> /s)	Percentual (%)
0,004	$\pm 4,0 \cdot 10^{-1}$	$\pm 9235,4$
0,063	$\pm 1,6 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,6$
0,072	$\pm 1,9 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,6$
0,083	$\pm 2,1 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,6$
0,093	$\pm 2,4 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,6$
0,101	$\pm 2,6 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,6$
0,110	$\pm 2,8 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,6$
0,117	$\pm 2,8 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,3$

De modo que a quantidade de pontos utilizados para medir a vazão influencia de forma direta no tempo para a realização dos ensaios, o Apêndice D visa realizar a avaliação da incerteza de medição da vazão diante da variação do número de pontos da medição da velocidade, comparando a vazão na mesma seção transversal da tubulação.

#### 5.2.4 Incerteza da pressão total na saída do ventilador (Pto)

A incerteza da pressão de saída do ventilador foi determinada através da combinação das incertezas do instrumento de medição da pressão e da variação das medições do mensurando. Os valores calculados podem ser observados na tabela 5.7.

Tabela 5.7 - Incerteza de medição da pressão total na saída do ventilador.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Pto (Pa)	Incerteza da Pto (Pa)	%
0,004	1521	± 11	± 0,7
0,063	1767	± 11	± 0,6
0,072	1768	± 11	± 0,6
0,083	1741	± 11	± 0,6
0,093	1709	± 11	± 0,6
0,101	1690	± 11	± 0,6
0,110	1624	± 11	± 0,7
0,117	1566	± 11	± 0,7

#### 5.2.5 Incerteza dos valores medidos pelo transdutor de força

A incerteza da medição da grandeza força é dependente da incerteza associada a medição da massa, combinada com a incerteza do valor da aceleração da gravidade. Devido aos ensaios terem sido realizados sempre no mesmo ambiente, o valor utilizado para a aceleração da gravidade foi o mesmo especificado pela norma ANSI/AMCA 210-07.

O valor da incerteza da massa foi determinado utilizando o desvio padrão das medições e a incerteza de medição da calibração do transdutor de força.

Com os valores calculados da incerteza da massa, inseriram-se na PDF do MMC os valores de entrada. Como resultados finais aparecem os valores médios, a incerteza e o percentual de incerteza em relação ao valor médio. Tais valores podem ser observados na tabela 5.8.

A norma ANSI/AMCA 210-07 estabelece que a máxima incerteza de medição da força e da massa seja de  $\pm 2\%$ . Sendo assim, as incertezas das medições da massa e da força estão de acordo com o valor máximo estabelecido pela norma.

Tabela 5.8 - Valores das grandezas massa, aceleração da gravidade e força, e as respectivas incertezas de medição.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Massa (kg)	Incerteza da massa (kg)	Percentual (%)	Aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )	Força (N)	Incerteza da força (N)	Percentual (%)
0,004	0,1	$\pm 3,4 \cdot 10^{-3}$	$\pm 2,5$	9,8	1,3	$\pm 3,3 \cdot 10^{-2}$	$\pm 2,4$
0,062	0,4	$\pm 3,2 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1,0$	9,8	3,5	$\pm 3,1 \cdot 10^{-2}$	$\pm 0,8$
0,071	0,4	$\pm 3,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,8$	9,8	3,8	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	$\pm 0,7$
0,082	0,4	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,7$	9,8	4,1	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	$\pm 0,6$
0,092	0,4	$\pm 3,1 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,7$	9,8	4,4	$\pm 2,9 \cdot 10^{-2}$	$\pm 0,6$
0,100	0,5	$\pm 3,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,6$	9,8	4,5	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	$\pm 0,6$
0,107	0,5	$\pm 3,2 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,7$	9,8	4,7	$\pm 3,0 \cdot 10^{-2}$	$\pm 0,6$
0,116	0,5	$\pm 3,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,6$	9,8	4,9	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	$\pm 0,5$

### **5.2.6 Incerteza dos valores calculados das potências**

Existem duas formas que podem ser utilizadas para calcular a incerteza de medição da potência de eixo. A primeira seria inserir na PDF do MMC todos os valores e as fontes de incertezas relativas a cada variável ou constante, seja ela referente a resolução do instrumento, incerteza da calibração ou mesmo incerteza das medições realizadas. Porém, visto que a norma ANSI/AMCA 210-07 discrimina qual o valor máximo das incertezas das grandezas força e torque, os cálculos foram realizados separadamente. Assim, os valores estimados e as suas incertezas de medição podem ser comparados com os valores máximos estipulados pela norma.

Primeiro faz-se a análise da incerteza do torque, depois da rotação, para posteriormente calcular a incerteza da potência de eixo.

A incerteza da grandeza torque é proporcional aos valores da força e da distância. Para a força, as incertezas já foram determinadas. No caso da distância, as incertezas podem ser observadas na tabela 5.9.

Segundo a norma ANSI/AMCA 210-07, os valores das incertezas do torque não devem ultrapassar  $\pm 2\%$  do valor medido.

Tabela 5.9 - Valores utilizados para o cálculo da incerteza do mensurando torque.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	distância (m)	Incerteza da distância (m)	Força (N)	Incerteza da força (N)	Torque (N.m)	Incerteza do torque (N.m)	Percentual (%)
0,004	0,5	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	1,3	$\pm 3,3 \cdot 10^{-2}$	0,6	$\pm 1,8 \cdot 10^{-2}$	$\pm 2,8$
0,062	0,5	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	3,6	$\pm 3,1 \cdot 10^{-2}$	1,7	$\pm 2,6 \cdot 10^{-2}$	$\pm 1,5$
0,071	0,5	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	3,8	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	1,8	$\pm 2,7 \cdot 10^{-2}$	$\pm 1,5$
0,082	0,5	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	4,2	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	2,0	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	$\pm 1,4$
0,092	0,5	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	4,4	$\pm 2,9 \cdot 10^{-2}$	2,1	$\pm 2,9 \cdot 10^{-2}$	$\pm 1,4$
0,100	0,5	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	4,6	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	2,2	$\pm 3,0 \cdot 10^{-2}$	$\pm 1,4$
0,107	0,5	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	4,7	$\pm 3,0 \cdot 10^{-3}$	2,2	$\pm 3,2 \cdot 10^{-2}$	$\pm 1,4$
0,116	0,5	$\pm 2,9 \cdot 10^{-3}$	4,9	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	2,3	$\pm 3,2 \cdot 10^{-2}$	$\pm 1,4$

A incerteza de medição da rotação foi determinada pelo desvio padrão das medições realizadas. A norma ANSI/AMCA 210-07 determina que os valores medidos pela rotação não devam ser maiores do que  $\pm 0,5\%$ . A tabela 5.10 mostra que as incertezas das medições da rotação não passaram de  $\pm 0,46\%$ , portanto, as medições dessa grandeza estão dentro das especificações da norma.

Tabela 5.10 - Incerteza das medições da rotação.

Rotação (rpm)	Incerteza da Rotação (rpm)	Percentual (%)
1845,13	$\pm 5,11$	$\pm 0,28$
1839,11	$\pm 5,65$	$\pm 0,31$
1787,93	$\pm 4,61$	$\pm 0,26$
1833,04	$\pm 6,80$	$\pm 0,37$
1780,85	$\pm 5,11$	$\pm 0,29$
1829,05	$\pm 5,23$	$\pm 0,29$
1817,40	$\pm 8,40$	$\pm 0,46$
1827,28	$\pm 5,62$	$\pm 0,31$

Combinando a incerteza de medição do torque com a incerteza de medição da rotação utilizando o MMC, foi possível determinar a incerteza de medição da potência de eixo. Os valores podem ser observados na tabela 5.11.

Tabela 5.11 - Valores utilizados para o cálculo da incerteza da potência de eixo.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Torque (N.m)	Incerteza do torque (N.m)	Rotação (rpm)	Incerteza da rotação (rpm)	Potência de eixo (W)	Incerteza da Potência de eixo (W)	Percentual (%)
0,004	0,6	$\pm 1,8 \cdot 10^{-2}$	1845,1	$\pm 5,1$	98,8	$\pm 3,5$	$\pm 2,7$
0,063	1,7	$\pm 2,6 \cdot 10^{-2}$	1838,9	$\pm 5,6$	285,0	$\pm 5,0$	$\pm 1,4$
0,072	1,8	$\pm 2,7 \cdot 10^{-2}$	1787,9	$\pm 4,6$	311,3	$\pm 5,2$	$\pm 1,4$
0,083	2,0	$\pm 2,8 \cdot 10^{-2}$	1833,8	$\pm 6,8$	340,0	$\pm 5,4$	$\pm 1,3$
0,093	2,1	$\pm 2,9 \cdot 10^{-2}$	1781,8	$\pm 5,1$	359,9	$\pm 5,5$	$\pm 1,3$
0,101	2,2	$\pm 3,0 \cdot 10^{-2}$	1829,6	$\pm 5,2$	377,0	$\pm 5,8$	$\pm 1,3$
0,110	2,2	$\pm 3,2 \cdot 10^{-2}$	1817,4	$\pm 8,4$	392,7	$\pm 7,6$	$\pm 1,7$
0,117	2,3	$\pm 3,2 \cdot 10^{-2}$	1827,0	$\pm 5,6$	405,9	$\pm 6,2$	$\pm 1,3$

### 5.2.7 Incerteza da potência útil

A incerteza da potência útil foi determinada pelo MMC. Foram inseridas as incertezas da vazão mássica e da pressão total na saída do ventilador. Os valores calculados para a incerteza da potência útil podem ser observados na tabela 5.12.

Tabela 5.12 - Incertezas do cálculo da potência útil.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Potência útil (W)	Incerteza da potência útil (W)	Percentual (%)
0,004	7,0	± 598,2	± 8775
0,063	134,9	± 3,5	± 3,2
0,072	156,1	± 3,6	± 2,8
0,083	177,2	± 3,6	± 2,5
0,093	193,9	± 3,6	± 2,3
0,101	209,1	± 5,1	± 3,0
0,110	217,9	± 5,0	± 2,8
0,117	222,6	± 4,9	± 2,7

### 5.2.8 Incerteza do cálculo do rendimento

Por fim, fez-se a combinação das incertezas das potências de eixo e da potência útil pelo MMC para determinar as incertezas dos valores calculados para o rendimento do ventilador. Os valores das incertezas podem ser observados na tabela 5.13.

Tabela 5.13 - Incertezas do cálculo do rendimento do ventilador.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Rendimento (%)	Incerteza do rendimento (%)
0,004	7,1	± 493,6
0,063	47,3	± 1,4
0,072	50,2	± 1,4
0,083	52,1	± 1,3
0,093	53,9	± 1,3
0,101	55,5	± 1,5
0,110	55,5	± 1,6
0,117	54,8	± 1,4

De posse de todos os valores calculados dos mensurandos e também das suas devidas incertezas de medição, fez-se a junção de todos os valores numa única tabela para a elaboração das curvas características dos ventiladores industriais com as suas respectivas incertezas de medição.

Tabela 5.14 - Todos os valores dos mensurandos e suas incertezas de medição.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Pto (Pa)	Incerteza da Pto (Pa)	Potência de eixo (W)	Incerteza da potência de eixo (W)	Potência útil (W)	Incerteza da potência útil (W)	Rendimento (%)	Incerteza do rendimento (%)
0,004	1521	± 11	98	± 3,5	7,0	± 598,2	7,1	± 493,6
0,063	1767	± 11	285	± 5,0	134,9	± 3,5	47,3	± 1,4
0,072	1768	± 11	311	± 5,2	156,1	± 3,6	50,2	± 1,4
0,083	1741	± 11	340	± 5,4	177,2	± 3,6	52,1	± 1,3
0,093	1709	± 11	360	± 5,5	193,9	± 3,6	53,9	± 1,3
0,101	1690	± 11	377	± 5,8	209,1	± 5,1	55,5	± 1,5
0,110	1624	± 11	392	± 7,6	217,9	± 5,0	55,5	± 1,6
0,117	1566	± 11	405	± 6,2	222,6	± 4,9	54,8	± 1,4

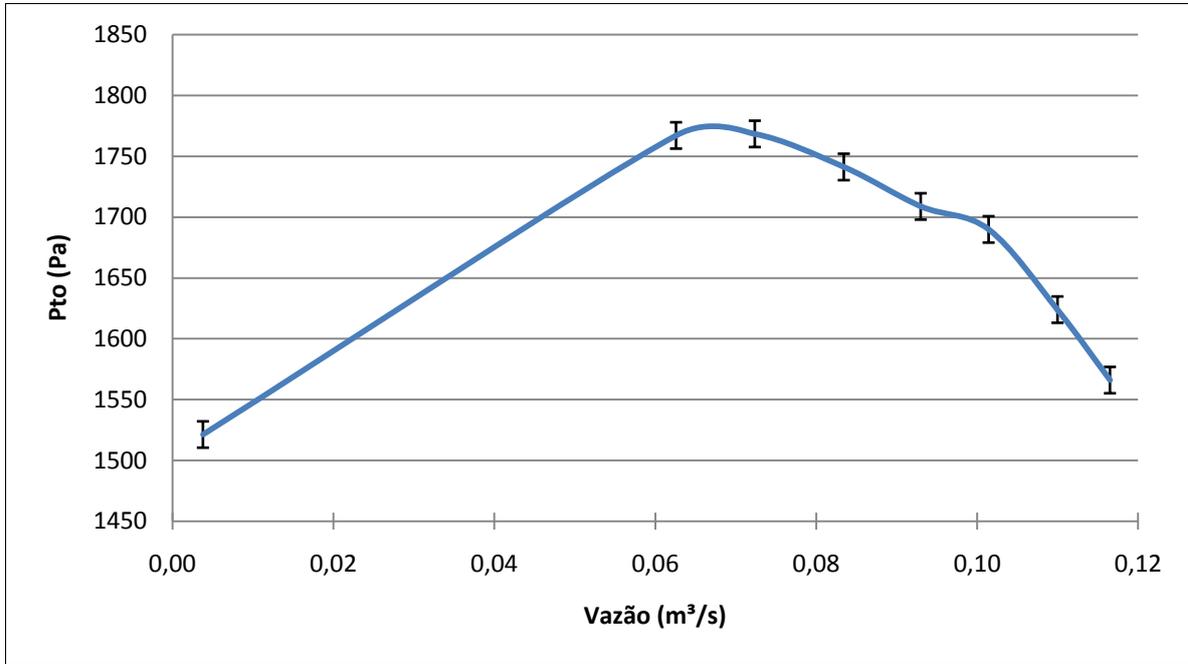


Figura 5.2 - Curva característica da pressão total de saída do ventilador com as incertezas das medições.

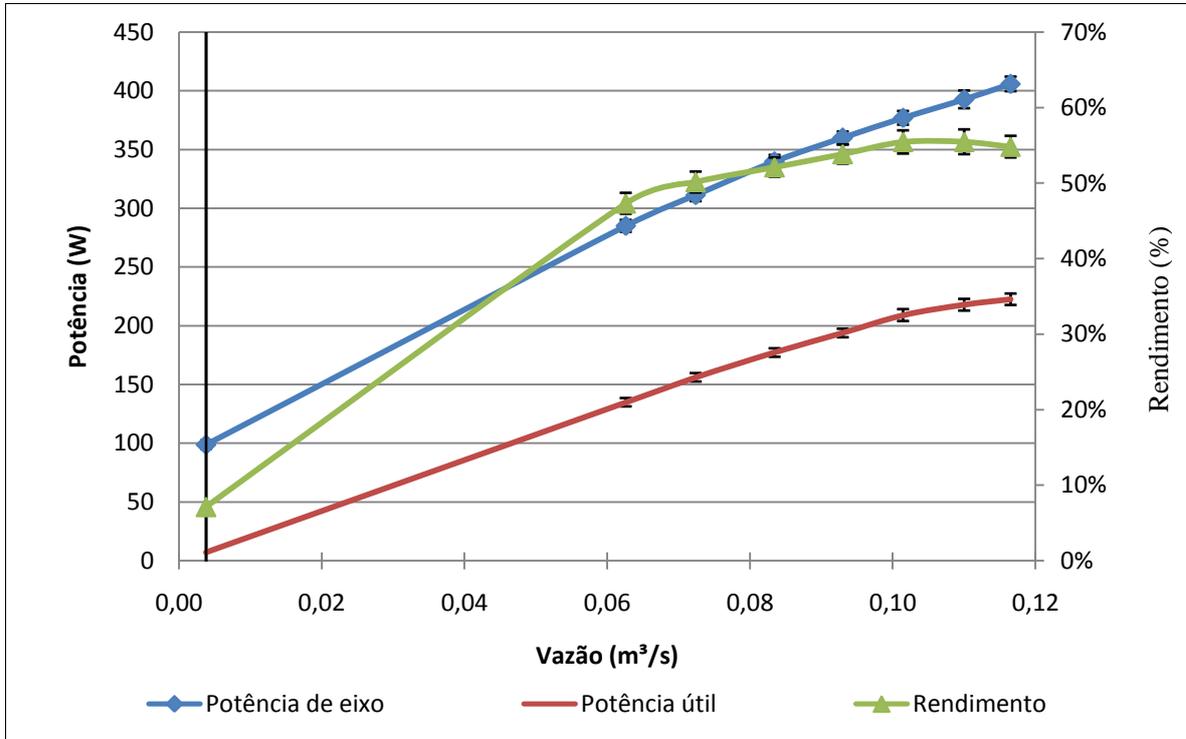


Figura 5.3 - Curvas características das potências e do rendimento do ventilador industrial ensaiado com as suas respectivas incertezas de medição.

### 5.3 COMPARAÇÃO DOS MÉTODOS DE MC E ISO GUM

A fim de comparar o MMC para avaliação da incerteza de medição aplicado nesse trabalho ao método tradicional do ISO GUM, foram realizados cálculos conforme as especificações de cada método, e elaborou-se a tabela 5.15 com os valores calculados para a grandeza potência de eixo<sup>8</sup>.

Tabela 5.15 - Tabela de comparação entre o método tradicional de avaliação de incertezas e o método aplicado nesta dissertação.

ISO GUM		Monte Carlo	
Incerteza da potência de eixo (W)	Percentual (%)	Incerteza da potência de eixo (W)	Percentual (%)
± 7,1	± 6,1	± 3,5	± 2,7
± 10,1	± 3,3	± 5,0	± 1,4
± 10,4	± 3,2	± 5,2	± 1,4
± 10,8	± 3,0	± 5,4	± 1,3
± 10,9	± 3,0	± 5,5	± 1,3
± 11,6	± 3,0	± 5,8	± 1,3
± 15,1	± 3,8	± 7,6	± 1,5
± 12,4	± 3,0	± 6,2	± 1,3

Com os valores da tabela 5.15, fez-se a elaboração da curva característica da potência de eixo com as incertezas calculadas para análise das diferenças entre os métodos.

<sup>8</sup> Foi escolhida a grandeza potência de eixo aleatoriamente apenas para comparar os resultados das incertezas de medição de ambos os métodos.

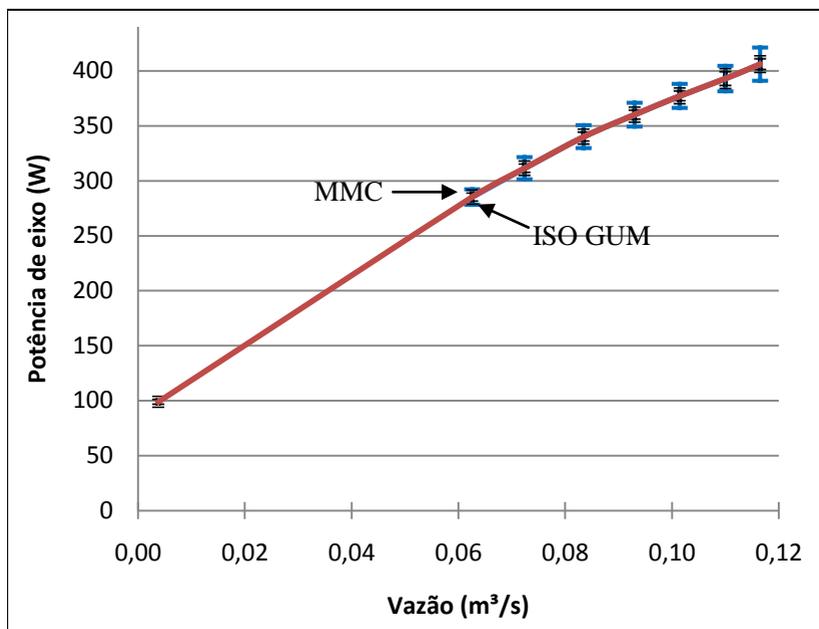


Figura 5.4 - Curva característica da potência de eixo com as incertezas calculadas pelos métodos da tabela 5.15.

Para melhor visualizar as incertezas calculadas pelos métodos comparados, fez-se a aproximação dos pontos de interesse. A faixa de maior variação corresponde às incertezas calculadas utilizando o método do ISO GUM. A faixa menor corresponde às incertezas calculadas pelo MMC.

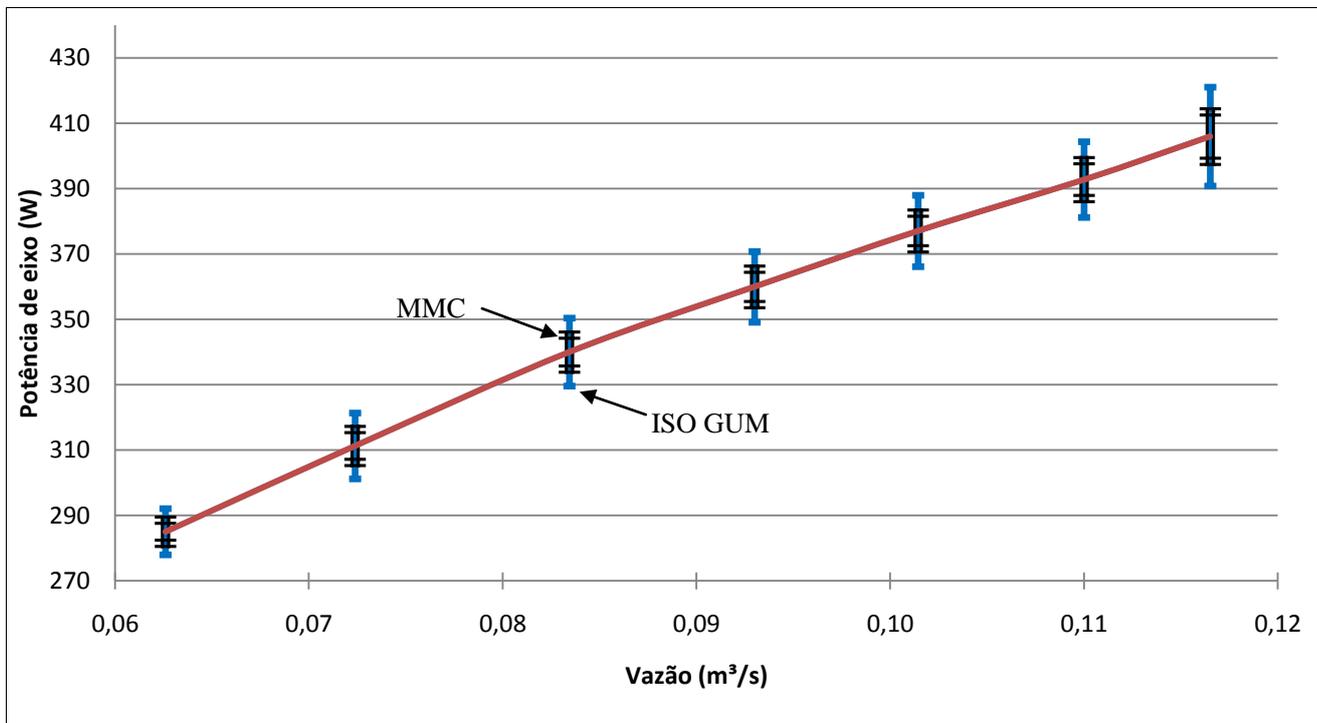


Figura 5.5 - Curva característica da potência de eixo com a comparação dos métodos de avaliação das incertezas de medição.

Portanto, pode-se verificar que o MMC utilizado para a avaliação da incerteza de medição das curvas características do ventilador industrial ensaiado diminui consideravelmente as variações que possam existir entre os resultados das grandezas de medição obtidas nos mensurandos.

O MMC ainda não é um método muito conhecido, pois requer um pouco de cuidado para a aplicação do método e formulação da PDF. Porém, ultimamente, alguns trabalhos já apresentam a aplicação e mostram a diminuição da incerteza de medição comparada ao método tradicional.

Contudo, verificou-se que o MMC foi o método que obteve a menor incerteza de medição. Por esse e outros motivos, listados na seção 2.8, recomenda-se a utilização do Método de Monte Carlo para avaliar as incertezas de medição.



## 6 CONCLUSÕES

O objetivo principal da dissertação que era a evolução metrológica da bancada de ensaios foi alcançado. Através do desenvolvimento e utilização de sensores, circuitos de condicionamento dos sinais, transmissores de pressão, placa de aquisição de sinais e da programação desenvolvida, as medições foram obtidas com sucesso. Além disso, os mensurandos puderam ser analisados metrologicamente pelo método proposto, cujos resultados ficaram dentro da expectativa. Em suma, os objetivos foram concluídos com êxito.

### 6.1 DESENVOLVIMENTO DA INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA NA BANCADA DE ENSAIOS

Houve grandes gargalos no desenvolvimento da instrumentação. Construir um instrumento de medição requer habilidades e conhecimentos em diversas áreas para conseguir contornar os diversos empecilhos encontrados durante o desenvolvimento do trabalho. Ruídos, interferências e vibrações tornaram o processo trabalhoso e com grandes dificuldades.

Inicialmente, as medições eram realizadas através do uso de instrumentos analógicos, cuja leitura era realizada por um operador. O uso de sensores e meios eletrônicos torna o sistema de medição robusto, com qualidade e confiabilidade metrológica. Além do mais, inibe uma fonte de erros bastante significativa, a influência do operador nas medições.

Diante das dificuldades, a instrumentação tornou-se apta a realizar as medições na bancada de ensaio, obtendo resultados de forma satisfatória, conforme mostra a tabela D.1 (apêndice D, página 143). Analisando a tabela comparativa, nota-se que apenas a medição da distância do ponto de aplicação da força sobre o transdutor de força está acima do valor estabelecido pela norma ANSI/AMCA 210-07. Isso se deve ao instrumento para a medição dessa distância ser de má qualidade.

Outro instrumento que traz uma grande preocupação é o sensor de rotação. Há implementos que podem ser realizados para reduzir ainda mais as fontes de incertezas dessa medição. Uma alternativa viável seria a implantação da blindagem dos fios desse sensor e do circuito de

condicionamento do sinal. Essas alternativas poderiam inibir ainda mais as influências externas vistas no sinal captado do sensor.

## 6.2 LEVANTAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

As curvas características foram obtidas mediante às medições com valor da rotação à metade da máxima do motor do ventilador ensaiado. Sendo assim, elas não podem ser rigorosamente e completamente comparadas às curvas apresentadas pelos fabricantes. Porém, as curvas se assemelham de forma considerável e pode-se ter uma noção da tendência e comparação com apenas parte da curva mostrada pelo fabricante.

O ensaio de análise da entrada em regime permanente ilustra que as variações das medições ocorrem num tempo de estabilização baixo. Era previsto que as medições já eram realizadas em regime permanente, mas pode-se confirmar o tempo da estabilização. Com isso, confirma-se que o levantamento das curvas características ocorre depois da entrada em regime permanente.

Na partida do motor do ventilador, há um grande torque sendo aplicado pelo motor do ventilador e a medida que a vazão vai estabilizando, o torque diminui até estabilizar. Esse fato ocorre devido ao momento de inércia do sistema ventilador/ar. Por isso ocorre a grande variação da medição do torque quando há a partida do ventilador.

Outro fato interessante e que foi ilustrado é a curva da rotação após a partida do motor do ventilador. Nota-se que existe um degrau entre a rotação mínima e a máxima. Isso ocorre, pois os motores elétricos são controlados pela frequência da tensão de alimentação. Sendo assim, o inversor de frequência varia a frequência da tensão de forma gradual, não tendo variações instantâneas, evitando danos à bancada.

As curvas do perfil de velocidade assemelham-se com um perfil turbulento. Outra verificação da característica do perfil é realizando o cálculo do número de Reynolds. Os valores ficaram acima do também denominado número crítico Reynolds, sendo este de 2300.

Através das curvas das pressões estáticas, pode-se observar que a perda de carga é crescente em relação ao aumento da vazão. Isso é devido à mudança do tipo de energia encontrada na saída do ventilador. Quando a vazão é baixa, encontra-se energia em sua maior parte na

forma de energia de pressão. À medida que a vazão aumenta, a energia fica predominantemente na forma de energia cinética.

Naturalmente, quanto maior for a massa de ar que o ventilador deve empurrar do bocal de entrada para o bocal de saída, maior será a potência exigida do motor do ventilador. Isso ficou claro ao analisar as curvas das potências do ventilador.

O rendimento é a curva característica principal analisada. Resulta numa curva com um ponto ideal de funcionamento do motor em que a relação da potência fornecida e a potência utilizada são máximas. Esse ponto ideal pode ser substituído também pela região próxima, também chamada como região ideal de funcionamento.

### 6.3 AVALIAÇÃO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO PELO MÉTODO DE MONTE CARLO

Existem peculiaridades ao método que deixam o processo de análise lento. Para obter êxito, tem que haver uma boa distinção do mensurando e das fontes de influências sobre os resultados. Entretanto, o método proposto para realizar a análise das incertezas de medição se mostrou confiável.

A tabela E.1 mostra que os valores padronizados pela norma foram em grande parte atendidos, sendo a única exceção a medição do valor da distância do ponto de aplicação da força sobre o transdutor.

O transdutor de força desenvolvido comportou-se de forma robusta durante todos os ensaios. A incerteza de medição ficou abaixo de  $\pm 1\%$ .

As velocidades do escoamento e a vazão tiveram percentuais baixos de incerteza devido à medição ser realizadas com transmissores de pressão que foram previamente calibrados.

Portanto, pode-se observar que as incertezas calculadas pelo MMC tiveram resultados satisfatórios e abaixo do esperado. Quando comparado ao ISO GUM, confirmou-se que o MMC obtém valores abaixo dos calculados pelo método tradicional de avaliação das incertezas de medição.

## 6.4 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Em virtude das dificuldades encontradas no desenvolvimento do projeto, alguns pontos foram observados como sendo possíveis de serem aprimorados. Algumas propostas para novos trabalhos são apresentados abaixo:

- Implementação do isolamento dos circuitos de condicionamentos dos sinais. O objetivo da realização dessa medida é diminuir as influências das interferências provenientes da vibração do motor do ventilador, chaveamento do inversor de frequência, e outras possíveis influências.
- Adicionar atuadores em substituição ao processo manual de variação da válvula reguladora de vazão, bem como no deslocamento do tubo de Pitot, faz que o sistema de medição possa ser implementado num controle das medições da bancada.
- Adicionar no programa de tratamento dos sinais, um sistema de controle capaz de controlar os atuadores do sistema em virtude das medições realizadas da instrumentação. Poderia assim, levantar as curvas características do ventilador ensaiado sempre com valores de vazão determinados e específicos. Com isso, as medições poderiam ser comparadas com valores adquiridos em ensaios já realizados.
- Propor e executar modificações na estrutura física da bancada para suportar a rotação máxima do ventilador. Sendo assim, haverá uma análise completa das curvas características do ventilador industrial ensaiado. Com isso, a bancada serviria para obter e comparar as curvas características do ventilador industrial ensaiado com as curvas fornecidas pelos fabricantes.

## REFERÊNCIAS

ABNT; INMETRO. **Guia Para Expressão da Incerteza de Medição**. Rio de Janeiro, 2003.

ABRAMOWITZ, M.; STEGUN, I. A. **Handbook of Mathematical Functions With Formulas, Graphs, and Mathematical Tables**. Virtual Books. Disponível em: <<http://store.doverpublications.com/0486612724.html>>. Acesso em: 11 de Abril de 2011.

ALBERTAZZI, A.; SOUZA, A. R de. **Fundamentos de Metrologia de Metrologia Científica e Industrial**. Barueri: Manole, 2008. 407 p.

ALDRAIHEM, O. J.; WETHERHOLD, R. C.; SIN, T.. **Intelligent Beam Structures: Timoshenko Theory Vs. Euler-Bernoulli Theory**. IEEE – 1996.

ANDERSON, G.T.; VALVANO, J.W.; SANTOS, R.R. **Self-heated Thermistor Measurements of Perfusion**. Biomedical Engineering. IEEE – 2002.

ANDOLFATO, R. P.; CAMACHO, J. S.; BRITO, A. de B.. **Extensometria Básica**. Universidade Estadual Paulista. Ilha Solteira – 2004.

INMETRO. **Vocabulário Internacional de Termos Técnicos e Gerais de Metrologia**. 4 ed. Revisada. Rio de Janeiro, 2007. 72 p.

ANSI/AMCA 210-07. **Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating**. An American National Standard. Approved by ANSI on August 17, 2007.

ARAGÃO, B. J. G. de; SILVA, E. S. **Cálculo de Incerteza em Ensaios de Tração com os Métodos de GUM Clássico e de Monte Carlo**. Encontro Para a Qualidade de Laboratórios. ENQUALAB -2008.

BADESCU, V.; LANDSBERG, P. T.; VOS, A. de; DESOETE, B.. **Statistical Thermodynamic Foundation for Photovoltaic and Photothermal Conversion**. IV. Solar Cells With Larger-Than-Unity Quantum Efficiency Revisited. Journal of Applied Physics. American Institute of Physics – 2001.

BENEDICT, R. P. **Fundamentals of Temperature, Pressure and flow Measurements**. 3ª Edição. John Wiley & Sons. New York, London - 1984.

BERKELEY, L. **Improving Fan System Performance**. A Sourcebook for Industry. U.S. Department of Energy. Energy Efficiency and Renewable Energy. Series of Industrial Energy Efficiency Sourcebooks. AMCA – 1989.

BRENDAN, B..**What is a Pitot Tube?**. Scientific American – 2009. Disponível em: <<http://www.scientificamerican.com/article.cfm?id=what-is-a-pitot-tube>>. Acesso em: 20/03/2011.

CARVALHO, G. B. DE. **Estudo Experimental do Escoamento em Torno de Cilindros Circulares em Movimento de Rotação**. Dissertação de Mestrado. Universidade do Estado de São Paulo. UNESP, São Paulo – 2003.

CHANDRASEKHAR, S. **Radiative Transfer**, Dover Publications, New York - 1960.

CHO, A.; KIM, J.; LEE, S.; KEE, C.. **Wind Estimation and Airspeed Calibration using a UAV with a Single-Antenna GPS Receiver and Pitot Tube**. Transactions on Aerospace and Electronic Systems. IEEE – 2011.

CHUANJIANG, G.; MEI, Q.; HUIZHEN, L. **Optimized Design and Applications of Axial-flow Fan**. International Symposium on Intelligence Information Processing and Trusted Computing IEEE – 2010.

DAQ. DaqCard – 6062E. **User Manual**. Multifunction I/O Device for PCMCIA.

DELMÉE, G. J. **Manual de Medição de Vazão**. Edgard Blücher, São Paulo – 1983.

DEVILLA, I. A. **Ventiladores**. Curso de Engenharia Agrícola. Universidade Estadual de Goiás. Anápolis – 2004.

DOEBELIN, E.O. **Measurement Systems**. Application and Design, 4<sup>a</sup> Ed., McGraw-Hill, New York – 1990.

DUNN, W. C. **Fundamentals of Industrial Instrumentation and Process Control**. 2005.

EDWARDS, R.; RECKTENWALD, G.; KUNTZ, R.; MICHAEL, R.. **Thermodynamics for na Open System Using a Simple Hair Dryer**. Technology Interface Journal/Spring – 2010.

FLESCH, C. A.. **Metrologia e Eletrônica Básica Para Experimentação**. Apostila da disciplina de Eletrônica Básica do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2003.

FOGAL, M. L. F. **Estudo Teórico e Experimental das Curvas Características de um Ventilador Axial Aplicado em Pulverização Agrícola**. Dissertação de Mestrado. Universidade do Estado de São Paulo. UNESP, São Paulo – 2009.

FOX, R. W. e MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 4<sup>a</sup> Ed. São Paulo – 1995.

FRANÇA, F. de A. **Ventiladores: Conceitos Gerais, Classificação, Curvas Características e as Leis dos Ventiladores**. Sistemas Fluidomecânicos. Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP – SP. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em712/>>. Acesso em: 18 de janeiro de 2011.

GHALLAB, Y. H.; BADAWY, W.. **A New Topology for a Current-Mode Wheatstone Bridge**. Transactions on Circuits and Systems. IEEE – 2006.

GUIMARÃES, F. de A. G.; ALMEIDA, O. da M.; MOREIRA, A. B.; AGUIAR, V. de P. B.; JÚNIOR, C. R. S. **Controle PID Auto-Ajustável em Ventiladores Industriais Visando a Eficiência Energética**. Associação Brasileira de Eficiência Energética. IICBEE. Vitória – ES, 2007.

HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido**. 2ª Edição, UFSM. Santa Maria, RS - 2006.

HOFFMAN, K. **Applying the Wheatstone Bridge Circuit**. 2008.

IGNAT, M.; PARASCHIV, T.; HARAGUTA, I.C.; STOICA, V.. **Theoretical and Technological Aspects on the Inverse Structure in the Fields of High Speed Electric Machines**. XIX International Conference on Electrical Machines – Rome. ICEM – 2010.

IKEGAMI, A.; ARIMA, H.; TOSAKI, H.; MATSUOKA, Y.; MITSURO Ai; MINORIKAWA, H.; ASAHINO, Y.. **Thick-Film Thermistor and Its Applications**. Components, Hybrids and Manufacturing Technology. IEEE – 2003.

ISO GUM. **Guide to Expression of Uncertainty in Measurement (ISO GUM) – Supplement 1: Numerical Methods for Propagation of Distributions** - 2004.

JIAN-HUI, Z.; CHUN-XIN, Y. **Parametric Design and Numerical Simulation of the Axial-Flow Fan for Electronic Devices**. Transactions on Components and Packaging Technologies. IEEE – 2010.

KA 393. **Data Sheet**. Dua Differential Comparator. Semi Conductor. Fairchild.

KHAN, A. A. **Digital Signal Processing Fundamentals**. Da Vinci Engineering Press, Massachusetts, 2005.

KILIAN, C. T. **Modern Control Technology: Components and Systems**. Delmar Thomson Learning, 2000.

KLINE, S. J., MCCLINTOCK, F. A. **Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments**. Mechanical Engineering - 1953.

KONRATH, A. C.; DONATELLI, G. D. **Monte Carlo Simulation for the Evaluation of Measurement Uncertainty**. Revista de Ciência e Tecnologia - 2005.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle de Poluição**. Editora Guanabara - 1988.

MARTINS, V. L. M.; WERNER, L.; PINTO, F. T. **Uso da Simulação de Monte Carlo para Avaliação da Confiabilidade de um Produto**. Anais SIMPOI – 2010.

MOFFAT, R. J. **Describing the Uncertainties in Experimental Results**. Experimental Thermal and Fluid Science - 1988.

MONTGOMERY, D. C.. **Estatística Aplicada e Probabilidade Para Engenheiros**. 2ª Edição. São Paulo - 2003.

MORAIS, V. S.. **A Interferência de Escoamento de um Fluido (Simulado Numericamente) Imposto pela Presença de Um Par de Cilindros de Base Quadrada**. 4º PDPETRO, Campinas, SP – 2007.

MOREIRA, A. B. **Análise da Operação de Sistemas de Ventilação Industrial Visando à Eficiência Energética**. Dissertação de Mestrado. Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. Universidade Federal do Ceará - 2006.

MOSCATI, G.; MEZZALIRA, L. G.; SANTOS, F. D. dos. **Incerteza de Medição pelo Método de Monte Carlo, no Contexto do “Suplemento 1” do ISO GUM**. Encontro Para a Qualidade de Laboratórios. ENQUALAB -2004.

MSPC. **Ventiladores – Algumas considerações sobre rendimento**. Informações Técnicas, MSPC - 2008. Disponível em: <<http://www.mspc.eng.br>> ; Acesso em 15/01/2011.

NAKAHAMA, T.; ISHIBASHI, F.; SATO, K.; KAWANO K. **Effects of Fan Blade Forward-Swept and Inclined Amounts in Electric Motors**. Transactions on Energy Conversion. IEEE – 2010.

NATIONAL INSTRUMENTS. **Strain Gauge Measurement**. A Tutorial. 1998.

NATIONAL INSTRUMENTS. **What is LabVIEW?** Disponível em: <<http://www.ni.com/labview/whatis/>>. Acesso em: 04 Outubro 2010.

NETO, A. C. **Equações Fundamentais: Conservação de Massa, Quantidade de Movimento e Energia**. Mecânica dos Fluidos.

NEVES, M. V. **Implementação e Calibração de um Transdutor de Força Baseado em Extensômetros**. Universidade Nova de Lisboa, 2005.

NICOLAU, V. de P.; GÜTHS, S.. **Medição de Velocidade de Escoamento com o Tubo de Pitot**. Laboratório de Ciências Térmicas. Departamento de Engenharia Mecânica. UFSC – 2001.

OLIVEIRA, E. M. de. **Viabilidade da Análise de Propagação de Trincas de Fadiga por Extensometria**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC – 2007.

PAPANASTASIOU, T. C.; GEORGIU, G. C.; ALEXANDROU, A. N.; **Viscous Fluid Flow**. CRC Press, 2000.

PHARO, Lawrence C. **Some Characteristics of the VECO 32A8 Thermistor Operating in a Self-Heated Condition**. Review of Scientific Instruments. IEEE – 2009.

PITOT TUBE. **The Engineering Tool Box**. Disponível em: <<http://www.engineeringtoolbox.com>>. Acesso em: 18/03/2011.

PORTINOI, M.. **Extensometria**. História, Usos e Aparelhos. Disponível em: <<http://www.reocities.com>>. Acesso em: 15/03/2011.

RAETANO, C. G. **Assistência de Ar de Pulverizadores de Barra**. FCA/UNESP - São Paulo, 2002.

RCC. **Range Commanders Council**. Instrumentation Engineers HandBook. Vehicular Instrumentation/Transducer Committee Telemetry Group Range Commanders Council. 2005.

SILVA, P. B. L. DA S.; JUNIOR, J. M. J.; CALÇADA, L. A. C.; SCHEID, C. M.. **Levantamento das Curvas Características de um Exaustor Eólico II**. Revista Universidade Rural: Série Ciências Exatas e da Terra, Seropédica, RJ - 2004.

STEIN, J.; HYDEMAN, M. M. **Development and Testing of the Characteristic Curve Fan Model**. ASHRAE – 2004.

STRAIN GAUGES. **Smart Sensor Systems**. Disponível em: <<http://www.smartsensorsystems.com>>. Acesso em: 13/01/2011.

TECHNOLOGY. **Strain Gage Based Transducers**. Their Design and Construction.

TESU, I. C. **Simulation of Thermistors and Thermistor Circuits**. Electrotechnical Conference. IEEE – 2002.

TUBO DE PITOT. **Tubo de Pitot**. Disponível em: <<http://www.poli.usp.br/d/pme/2332/Arquivos/Experiencia%20Tubo%20de%20Pitot.pdf>>. Acesso em: 15/03/2011.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. E. Blucher: Ed. Da USP. São Paulo, SP – 1970.

VERSTEEG, H.K., MALALASEKERA, W.; **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. The Finite Volume Method. Prentice hall (1995).

WTP-4010. **Manual Transmissor de Pressão**. Série WTP-4010. Linha Automação.

YLLERA, B. M; DAMAS, L. B.. **Curva do Ventilador**. Experiência Básicas em Ciências Térmicas. UFSC – 2009.

YORIYAZ, H.. **Fundamentos do Método de Monte Carlo para Transporte de Radiação**. Apostila da Disciplina TNR-5763. Ipen – Cnen. SP – 2010.

ZHANG, J.; ZHOU, S.; YE, J.; Ge, X.; SU, Y. **Axial Flow Fan Broad-band Noise Prediction and Application to Optimum Design.** International Conference on Electrical and Control Engineering. IEEE – 2010.

## **APÊNDICES**



## APÊNDICE A - DESENVOLVIMENTO DO SENSOR DE ROTAÇÃO E DO CIRCUITO PARA O CONDICIONAMENTO DO SINAL.

Para realizar a medição da frequência rotacional do eixo do ventilador, foi desenvolvido um circuito de condicionamento da variação da tensão da base receptora do sensor fotoelétrico.

O sensor tem dois terminais, sendo um o emissor do feixe de luz e o outro o receptor.

Para medir a rotação na bancada de estudo de caso, acoplou-se o sensor perto do eixo do motor do ventilador, como ilustra a figura 3.7.

A base emissora, como o próprio nome diz, emite um feixe de luz diretamente no receptor, como pode ser ilustrado na figura A.1. Quando o receptor recebe a luz do emissor, o transistor, que está no receptor, deixa passar corrente da base ao emissor do transistor.

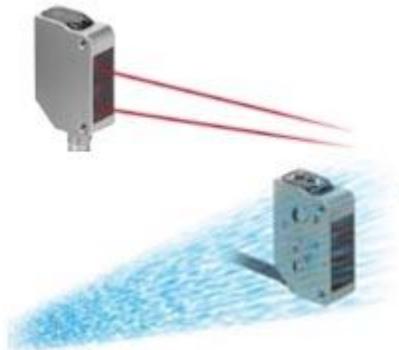


Figura A.1 - Feixe de luz do emissor em direção a base do receptor.

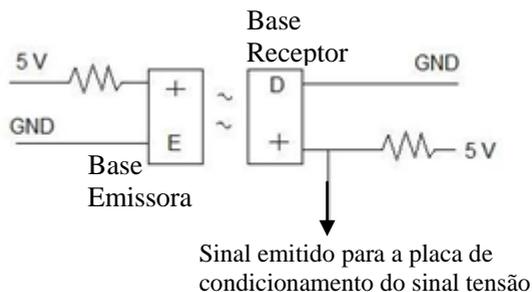


Figura A.2 - Circuito elétrico das bases do sensor.

A figura A.2 ilustra o circuito elétrico desenvolvido para o funcionamento do sensor de rotação. Nota-se que enquanto há luz no receptor, há corrente passando pelo circuito. Sendo assim, a tensão emitida para a placa de aquisição será proporcional ao circuito em paralelo. Porém, quando a referência estiver entre as bases e não houver a passagem da corrente pelo transistor, o circuito em série se dará unicamente à placa de aquisição. A variação da tensão é de 3 V, com o circuito em paralelo, a 5 V, para o circuito em série (figura A.3a).

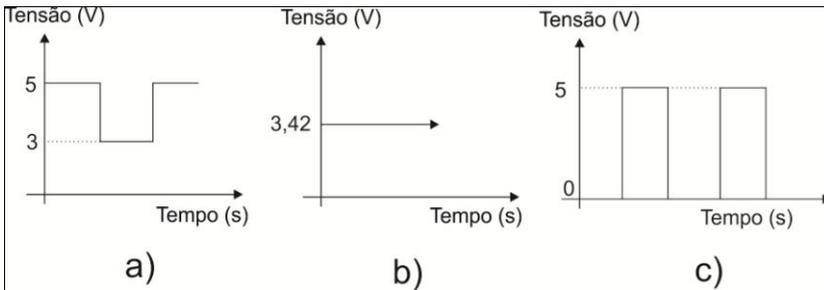


Figura A.3 - Análise dos sinais analógicos do sensor de rotação.

Para a placa de aquisição, a variação da tensão é muito baixa. Para tornar possível o aumento da variação, fez-se o uso de um comparador de sinais. Dentre as opções de mercado disponíveis, optou-se por um bastante conhecido, o KA 393. Adicionou-se o componente na placa de circuito confeccionada.

Com o comparador, o sinal irá variar de (0 a 5) V (figura A.3c), sendo comparado a 3,42V (figura A.3b). As variações da tensão são chamadas de pulsos. Cada pulso corresponde a uma passagem da referência pelo sensor. Se o motor estiver acionado na sua rotação máxima, a frequência rotacional pode chegar a 60 pulsos/segundo.

Após o projeto ser testado brevemente, o circuito foi desenvolvido com o auxílio do Software Proteus. A placa com o circuito projetado foi confeccionada para ser utilizada na bancada de ensaios. A figura A.4 ilustra a disponibilidade dos componentes confeccionados na placa de fenolite.

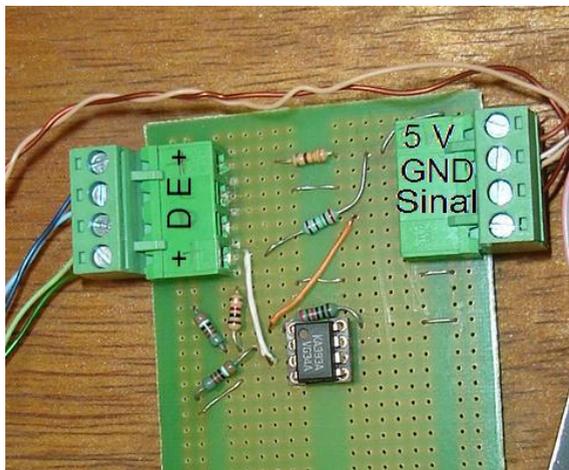


Figura A.4 - Placa do circuito de condicionamento do sinal do sensor de rotação.

Com a arquitetura desenvolvida, temos apenas um pulso por volta, sendo esta a resolução do sistema de medição da rotação. A arquitetura dessa medição foi desenvolvida dessa forma, devido ao fato da norma estabelecer uma faixa de incerteza maior do que a incerteza medida.

Em princípio, o sinal obtido tinha muitos ruídos provenientes de diversas fontes, dentre elas do chaveamento de acionamento do motor do ventilador. Visto que a alimentação do motor é mantida constante, conseqüentemente a rotação se mantém dentro de faixa de valores, fez-se a medição da rotação de um certo período de tempo para que o valor médio, sem ruídos ou interferências, não sofra tanta variação, estando assim, com o desvio padrão dentro do valor estabelecido por norma.

Em segundo plano, a expectativa é que num futuro próximo possa ser adicionado um sistema de aquisição de sinais desenvolvido num sistema autêntico e confeccionada no próprio LMPT. A placa ainda possui reparos a serem realizados quanto a frequência de aquisição, não sendo possível, por enquanto, a contagem de pulsos.



## APÊNDICE B - INTERFACE DO SOFTWARE DESENVOLVIDO PARA A APLICAÇÃO DO MÉTODO DE MONTE CARLO

Conforme descrito na seção 3.2.6, para realizar a análise das incertezas de medição, foi desenvolvido um software utilizando a plataforma LabVIEW para gerar as simulações da PDF. A interface é de simples entendimento e será descrita abaixo.

As figuras B.1, B.2 e B.3 ilustram um caso prático mostrando as respostas de forma gráfica e em valores da análise da incerteza de uma variável e a distribuição dos resultados acumulados.

Na figura B.1 está ilustrada a aba geral. Nessa aba visou-se indicar o resultado final da PDF, juntamente com o desvio padrão resultante da variação dos resultados gerados pelas simulações e a porcentagem correspondente a incerteza de medição. Observa-se também, a distribuição dos valores gerados. No canto esquerdo inferior, há o botão para salvar os dados gerados e o campo para preenchimento com o nome do arquivo a ser salvo. Acima, há o indicador do número de simulações que serão calculados pelo software. No lado direito superior, o botão para calcular os resultados e o botão para parar o processo.

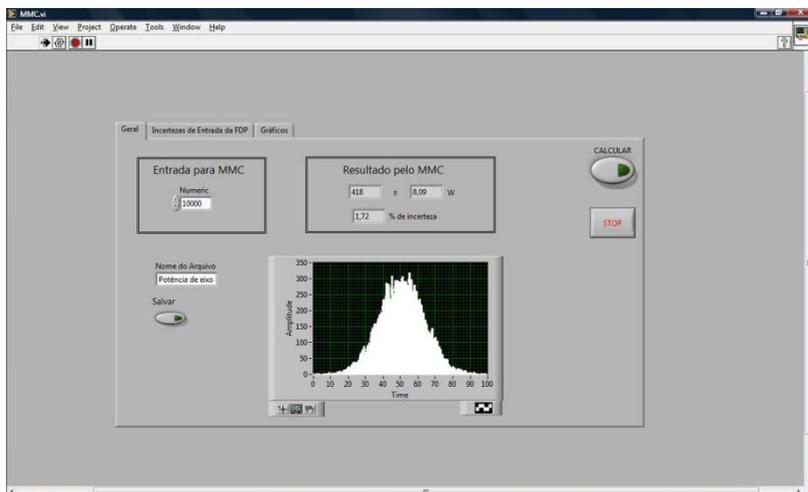


Figura B.1 - Aba geral da interface gráfica da programação do MMC.

Na figura B.2 está ilustrada a aba sobre as fontes das incertezas de entrada da PDF. Nessa aba são adicionados os valores

correspondentes a cada variável ou constante, juntamente com a distribuição da grandeza inserida.

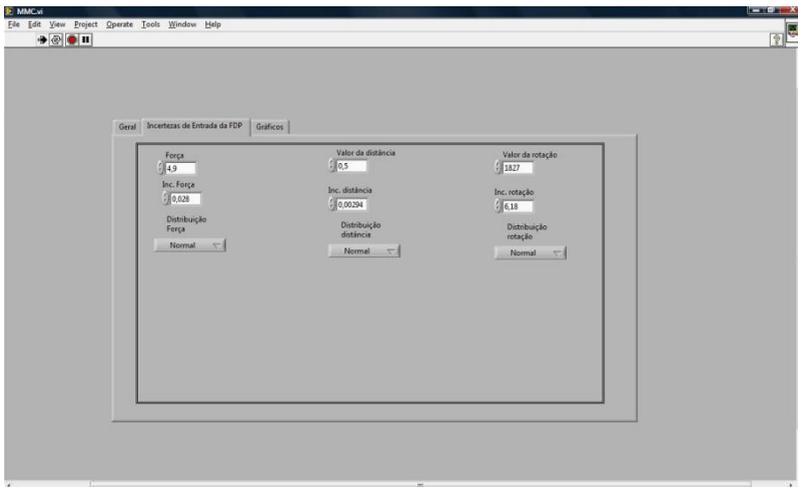


Figura B.2 - Aba da interface das fontes das incertezas inseridas na entrada da PDF do programa do MMC.

A figura B.3 mostra os gráficos gerados para a avaliação dos resultados acumulados. Como descrito anteriormente no MMC, os valores gerados são ordenados de forma crescente e os valores comparados de tal forma que o software encontre o menor intervalo que contenha 95% dos resultados. O ponto onde isso ocorre é o ponto mais inferior no gráfico a direita da figura B.3. Na parte inferior da figura, estão os valores indicativos do ponto encontrado com o menor intervalo de incerteza.

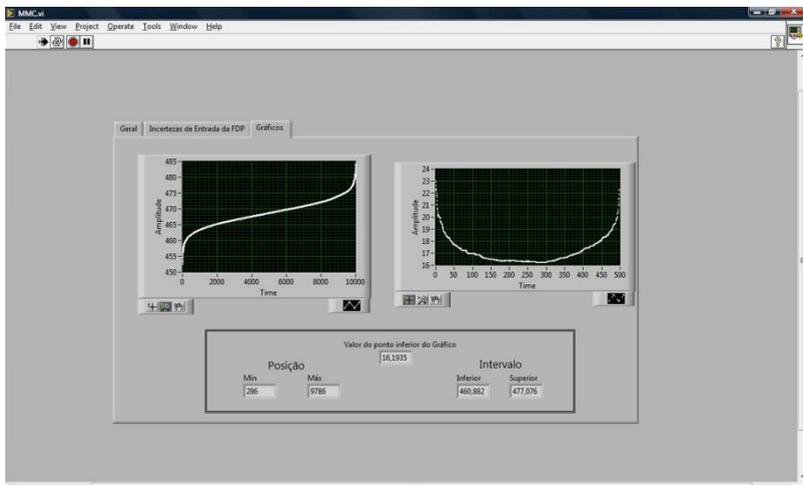


Figura B.3 – Aba da interface dos gráficos do programa do MMC.



## APÊNDICE C – CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS CINCO ENSAIOS REALIZADOS NA BANCADA DE ESTUDO DE CASO.

Neste apêndice são apresentados os resultados dos cinco ensaios realizados na bancada de ensaio. Para cada ensaio foram obtidos os resultados das grandezas para o levantamento das curvas características. Na seção C.1, calculou-se a média dos valores de todos os ensaios, ilustrando na figura C.1 a curva característica da média dos resultados dos cinco ensaios, com o desvio padrão correspondente a cada ponto médio.

### a) Ensaio 1

Tabela C.1 – Valores obtidos das grandezas características do primeiro ensaio realizado na bancada de ensaio.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Pto (Pa)	Potência de Eixo (W)	Rendimento (%)
0,004	1521	98	7
0,063	1766	285	47
0,072	1768	311	50
0,083	1741	340	52
0,093	1708	359	53
0,101	1689	377	55
0,110	1623	392	55
0,117	1565	405	54

## b) Ensaio 2

Tabela C.2 - Valores obtidos das grandezas características do segundo ensaio realizado na bancada de ensaio.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Pto (Pa)	Potência de Eixo (W)	Rendimento (%)
0,004	1546	109	6
0,062	1768	293	46
0,072	1774	327	47
0,083	1753	342	52
0,093	1716	364	53
0,101	1675	388	53
0,109	1631	402	54
0,117	1572	417	54

## c) Ensaio 3

Tabela C.3 - Valores obtidos das grandezas características do terceiro ensaio realizado na bancada de ensaio.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Pto (Pa)	Potência de Eixo (W)	Rendimento (%)
0,006	1579	117	9
0,062	1795	300	45
0,073	1802	322	49
0,084	1775	361	50
0,094	1743	376	53
0,103	1699	386	55
0,111	1652	411	54
0,118	1587	422	54

## d) Ensaio 4

Tabela C.4 - Valores obtidos das grandezas características do quarto ensaio realizado na bancada de ensaio.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Pto (Pa)	Potência de eixo (W)	Rendimento (%)
0,004	1562	115	1
0,063	1783	305	44
0,072	1782	320	48
0,082	1755	356	49
0,092	1726	366	53
0,100	1675	389	52
0,108	1630	396	54
0,116	1574	416	53,

## e) Ensaio 5

Tabela C.5 - Valores obtidos das grandezas características do quinto ensaio realizado na bancada de ensaio.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Pto (Pa)	Potência de Eixo (W)	Rendimento (%)
0,003	1534	107	7
0,062	1755	285	47
0,072	1758	314	49
0,083	1731	345	51
0,092	1700	369	52
0,100	1691	381	54
0,109	1618	392	55
0,116	1560	400	55

### C.1 Média dos resultados obtidos nos cinco ensaios característicos

Tabela C.6 - Média e desvios padrões das grandezas obtidas nos ensaios característicos em relação à média das vazões.

Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Potência de eixo (W)	Desvio Padrão da Potência de eixo (W)	Pto (Pa)	Desvio Padrão da Pto (Pa)	Rendimento (%)	Desvio Padrão do Rendimento (%)
0,004	109,6	3,3	1548,7	10,2	6,0	1,4
0,065	293,9	4,1	1773,9	7,0	46,0	0,5
0,075	319,3	2,9	1777,2	7,3	49,1	0,5
0,087	349,3	4,1	1751,5	7,4	51,0	0,5
0,097	367,5	2,7	1719,0	7,5	53,1	0,3
0,106	384,4	2,3	1686,3	4,9	54,2	0,6
0,114	399,2	3,5	1631,5	5,8	54,6	0,4
0,122	412,6	4,0	1572,1	4,6	54,3	0,4

De modo que as médias de todos os ensaios estão relacionadas na tabela C.6, fez-se a ilustração gráfica das curvas características das médias e desvios padrões dos cinco ensaios em função da vazão média.

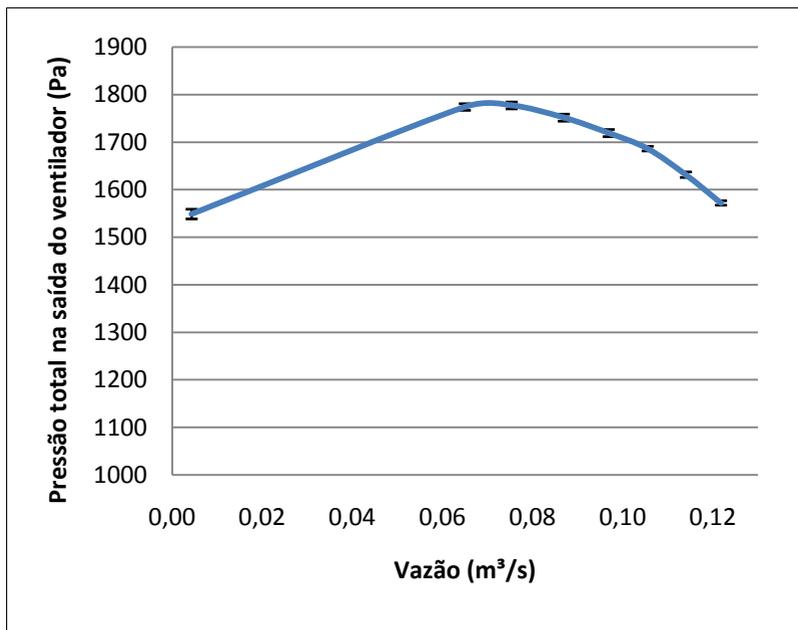


Figura C.1 - Curva da média da pressão total na saída do ventilador em função da vazão.

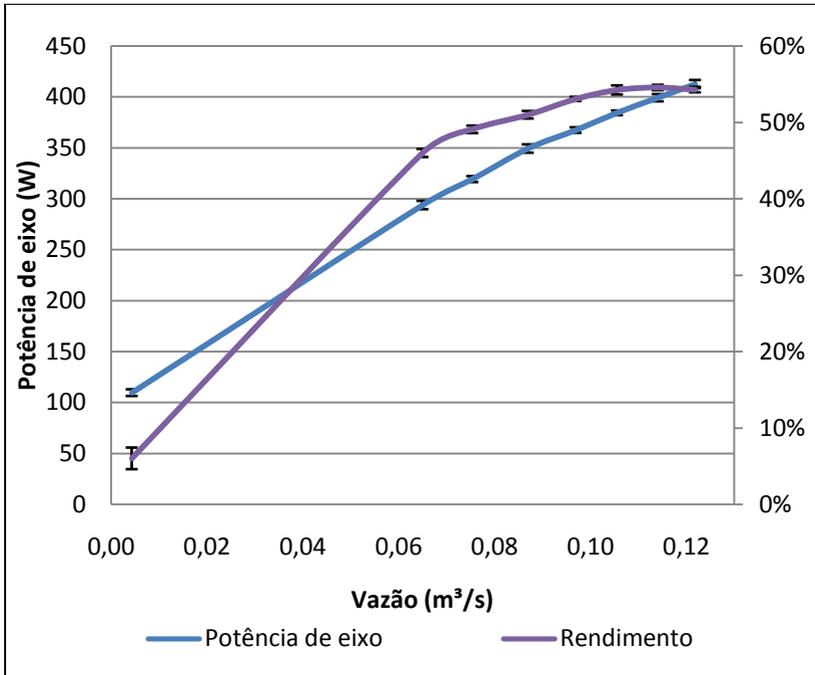


Figura C.2 - Curva das médias da potência e do rendimento em função da vazão.

## APÊNDICE D – AVALIAÇÃO DA MEDIÇÃO DA VAZÃO

Como visto na seção 2.4, existem vários métodos que podem ser adotados para levantar o perfil do escoamento e conseqüentemente calcular a vazão. Alguns métodos utilizam desde 2 pontos de medição à 8 pontos de medição. A norma utilizada nesta dissertação padroniza em 8 pontos para medição do perfil de velocidade em 3 ângulos diferentes. Tal determinação tem por objetivo a melhor representatividade do perfil da velocidade. Com isso tem-se uma melhor estimativa do que pode ser o perfil de velocidade do escoamento fazendo uma linearização entre os pontos.

Sabe-se que a vazão é diretamente proporcional ao perfil de velocidade, que por sua vez, é variável e pode estar sendo determinado de forma incorreta. Os vórtices, redemoinhos e a própria turbulência encontrada no escoamento torna evidente que nem sempre o perfil é perfeitamente distribuído entre os pontos e nem tem uma tendência clara. Portanto, quanto maior a quantidade de pontos e maior o número de medições, melhor será a estimativa da curva parabólica do escoamento.

De modo que a quantidade de pontos utilizados para medir a vazão influencia de forma direta no tempo para a realização dos ensaios, visou-se realizar a avaliação da incerteza de medição com 4 medições diferentes para determinar a diferença entre as incertezas de medição da vazão quando se mede com menos pontos e com mais pontos. A priori, a análise seria ideal se fosse possível comparar todos os métodos, indicados pela tabela 2.1 e na figura 2.13. Porém, se a houvesse a possibilidade de medir novamente em todos os pontos indicados, existiria a análise concreta dos diversos métodos que podem ser adotados com diversos pontos de medição.

Tendo em vista que quanto maior a quantidade de pontos analisados menor a incerteza em relação ao valor real da velocidade em cada ponto de medição, é evidente que quanto menor o número de pontos maior será a incerteza. Porém, como mencionado na seção 5.1.5, a grande influência na medição do perfil de velocidade é a variação nas medições do transmissor de pressão. A área da seção transversal é pequena e a incerteza de medição também é baixa em relação aos da velocidade. Então, se diminuir o número de pontos medidos, diminuirão o valor das incertezas relativas à grandeza velocidade, como pode ser visto na tabela D.1.

Tabela D.7 – Comparação dos valores calculados da vazão e da incerteza de medição para diversos números de pontos de medição na seção transversal da tubulação.

8 pontos			5 Pontos			3 pontos			1 ponto		
Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Incerteza (m <sup>3</sup> /s)	Percentual (%)	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Incerteza (m <sup>3</sup> /s)	Percentual (%)	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Incerteza (m <sup>3</sup> /s)	Percentual (%)	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Incerteza (m <sup>3</sup> /s)	Percentual (%)
0,004	$4,0 \cdot 10^{-1}$	$1,0 \cdot 10^4$	0,004	$3,7 \cdot 10^{-1}$	$8,8 \cdot 10^3$	0,003	$3,2 \cdot 10^{-1}$	$9,7 \cdot 10^3$	0,002	$2,4 \cdot 10^{-1}$	$9,7 \cdot 10^3$
0,063	$1,6 \cdot 10^{-3}$	2,6	0,058	$1,2 \cdot 10^{-3}$	2,0	0,047	$8,7 \cdot 10^{-4}$	1,8	0,038	$6,4 \cdot 10^{-4}$	1,7
0,072	$1,9 \cdot 10^{-3}$	2,6	0,067	$1,3 \cdot 10^{-3}$	2,0	0,055	$1,0 \cdot 10^{-3}$	1,8	0,044	$7,2 \cdot 10^{-4}$	1,7
0,083	$2,1 \cdot 10^{-3}$	2,6	0,077	$1,5 \cdot 10^{-3}$	2,0	0,062	$1,1 \cdot 10^{-3}$	1,8	0,050	$8,3 \cdot 10^{-4}$	1,7
0,093	$2,4 \cdot 10^{-3}$	2,6	0,086	$1,7 \cdot 10^{-3}$	2,0	0,070	$1,3 \cdot 10^{-3}$	1,8	0,056	$9,3 \cdot 10^{-4}$	1,7
0,101	$2,6 \cdot 10^{-3}$	2,6	0,093	$1,9 \cdot 10^{-3}$	2,0	0,076	$1,4 \cdot 10^{-3}$	1,8	0,061	$1,0 \cdot 10^{-3}$	1,7
0,110	$2,8 \cdot 10^{-3}$	2,6	0,100	$2,0 \cdot 10^{-3}$	2,0	0,082	$1,5 \cdot 10^{-3}$	1,8	0,066	$1,1 \cdot 10^{-3}$	1,7
0,117	$2,8 \cdot 10^{-3}$	2,4	0,108	$2,8 \cdot 10^{-3}$	2,6	0,088	$1,6 \cdot 10^{-3}$	2,0	0,071	$1,2 \cdot 10^{-3}$	1,7

Observa-se na tabela D.1 que quanto menor o número de pontos utilizados na medição da vazão menor a incerteza de medição. Sabendo-se que a área não irá variar, a incerteza da medição da vazão diminui, visto a menor quantidade de medições e dispersões envolvidas, o resultado final da incerteza do mensurando é menor. Nota-se que os valores estão contrariando a análise da incerteza do escoamento e da medição da vazão onde não se pode prever a característica e a tendência do perfil parabólico da vazão. Se não tem como prever a forma exata do perfil varrendo toda a seção transversal da tubulação, diminuindo esta quantidade de medições deveria ser evidente o aumento da incerteza da medição da vazão. De forma matemática isso não ocorre.

Contudo, esse caso é típico onde a análise da incerteza de medição da vazão não deve ser levada em consideração quando se utilizam os mesmos valores medidos para um perfil na análise do escoamento, retirando apenas pontos de medição. Deve haver uma coerência e deve ser inserido uma nova variável de incerteza que retrate essa exclusão apenas de certos pontos de medição. Sendo assim, os valores das incertezas devem aumentar visto as possibilidades de forma que podem caracterizar o escoamento, tendo-se assim a imparcialidade da caracterização do perfil de velocidade e da medição da vazão.



APÊNDICE E – COMPARAÇÃO DAS INCERTEZA DE MEDIÇÃO DETERMINADAS PELA NORMA ANSI/AMCA 210-07 E AS INCERTEZAS OBTIDAS COM A INSTRUMENTAÇÃO DA BANCADA.

Tabela E.1 - Comparação dos valores medidos e calculados em relação a padronização da norma ANSI/AMCA 210-07.

Grandeza	Incerteza da instrumentação utilizada nos ensaios (%)	Norma (%)
Distância	$\pm 0,6$	$\pm 0,2$
Massas	$< \pm 0,002$	$\pm 0,200$
Torque	$< \pm 1,5$	$\pm 2,0$
Rotação	$< \pm 0,5$	$\pm 0,5$
Transmissor de pressão	$\pm 0,2$	$\pm 1,0$
Densidade	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$
Força	$< \pm 0,9$	$\pm 2,0$



## **ANEXOS**



## ANEXO A - EXTENSÔMETROS

### A.1 – Extensometria

A extensometria é uma técnica muito utilizada para a análise experimental de tensões e deformações em estruturas mecânicas. É importante conhecer a extensão dessas deformações que muitas vezes precisam ser monitoradas constantemente, o que pode ser feito de diversas formas. Algumas são: o relógio comparador; o detetor eletrônico de deslocamento; por camada frágil; por fotoelasticidade e por strain-gauge (extensômetro elétrico). Dentre estas, o strain-gauge, que pode ser traduzido também como “medidor de deformação”, é um dos métodos mais versáteis (OLIVEIRA, 2007).

A extensometria, como técnica de medição de deformações ocorridas em materiais, é essencial para um monitoramento dinâmico de estruturas sujeitas a carregamentos e têm no extensômetro elétrico seu instrumento principal.

Os extensômetros podem ser de vários tipos, cujo principal e usualmente mais utilizado é o extensômetro elétrico. Ele é composto por um filamento metálico, sobreposto a um material não condutor de eletricidade. Abaixo, uma ilustração de um extensômetro elétrico. Percebe-se também, a sua versatilidade, podendo medir em todas as direções, as deformações sofridas no elemento a ser medido (RCC, 2005).

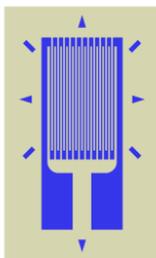


Figura A.1 – Extensômetro elétrico.

## A.2 - Características dos extensômetros

Com uma larga gama de aplicações, os extensômetros elétricos têm as seguintes características gerais, que denotam sua importância e alto uso:

- alta precisão de medida;
- baixo custo;
- excelente linearidade;
- excelente resposta dinâmica;
- fácil instalação;
- possibilita realizar medidas à distância.

A base do extensômetro pode ser de: poliamida, epóxi, fibra de vidro reforçada com resina fenólica, baquelita, poliéster, papel e outros. O elemento resistivo pode ser confeccionado de ligas metálicas tais como Constantan, Advance, Nicromo V, Karma, Níquel, Isoelatic e outros (KILIAN, 2000).

A característica principal dos extensômetros elétricos é a grande capacidade de variação de resistência em função de uma pequena deformação.

O valor da resistência varia conforme a escolha do fabricante. Usualmente, encontram-se valores da resistência de 120  $\Omega$  e 350  $\Omega$ .

## A.3 - Formas de aplicação

Na sua forma mais completa, o strain-gauge ou extensômetro elétrico é um resistor composto de uma finíssima camada de material condutor, depositado então sobre um composto isolante. Esse é então colado sobre a estrutura em teste com auxílio de adesivos como epóxi ou cianoacrilatos. Pequenas variações das dimensões da estrutura são então transmitidas mecanicamente ao strain-gauge, que transforma essas variações em equivalentes da sua resistência elétrica (ANDOLFATO, 2004).

A seleção do strain-gauge apropriado para determinada aplicação é influenciada pelas características seguintes: material da haste metálica e sua construção, material do suporte isolante, material do adesivo, tratamento e proteção do medidor e configuração. O design dos gauges incorpora várias funcionalidades como alto fator de medição, alta resistividade, insensibilidade à temperatura, alta estabilidade elétrica, alta resistência mecânica, facilidade de manipulação, baixa histerese, baixa troca termal com outros materiais e durabilidade. A

sensibilidade à temperatura é um ponto fundamental no uso de strain-gauges, e freqüentemente o circuito de medição se comporta de forma a compensar a variação da temperatura. Isso é aceitável devido a configuração escolhida (TECHNOLOGY).

Da mesma forma, o tipo de adesivo usado para fixar o strain-gauge à estrutura a ser monitorada é de suma importância. O adesivo deve transmitir as variações mecânicas com o mínimo de interferência possível, por isso deve ter alta resistência mecânica, alta resistência ao cisalhamento, resistência dielétrica e capacidade de adesão, baixas restrições de temperatura e facilidade de aplicação.

A relação básica entre deformação e a variação na resistência do extensômetro elétrico pode ser expressa como:

$$\varepsilon = \frac{1}{k} \cdot \left( \frac{\Delta R}{R} \right)$$

onde  $\varepsilon$  é a deformação,  $k$  é o fator do medidor (para um extensômetro ideal, o fator deve ser uma constante) e  $R$  é o valor da resistência do extensômetro. Para um extensômetro elétrico típico,  $k$  é 2.

A equação cima é típica para uma aplicação onde mede-se com uma configuração chamada ponte completa, ou seja, 4 extensômetros ativos. A medida em que diminui a quantidade de extensômetros na configuração da aplicação, adiciona-se uma constante de divisão na equação. Para a configuração que existe apenas um extensômetro ativo, a equação utilizada será:

$$\varepsilon = \frac{1}{4k} \cdot \left( \frac{\Delta R}{R} \right)$$

Essa grandeza é adimensional e é expressa geralmente em micro-deformações, por exemplo, tendo valor de  $\varepsilon = 1.10^{-6}$ .

A variação na resistência dos extensômetros, relacionada com a sua deformação, é compreendida através de uma Ponte de Wheatstone. A PW pode ter 1, 2 ou 4 extensômetros ativos, de acordo com a figura A.2 (GHALLAB, 2006; HOFFMAN, 2008).

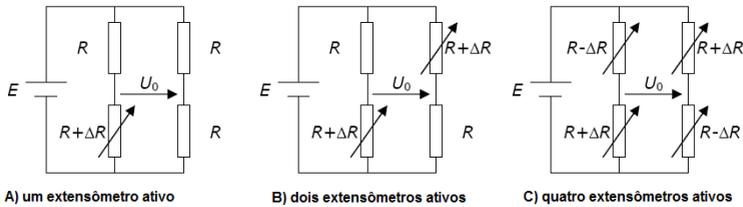


Figura A.2 - Alternativas para configuração da Ponte de Wheatstone.

A alteração no valor da resistência do extensômetro é, regra geral, muito pequena face ao seu valor nominal. Por isso, encontram-se diferentes valores da resistência para os extensômetros. Para exemplificar, considere as seguintes configurações:

Para uma deformação de  $\varepsilon = 500 \mu$  (valor considerado elevado), num extensômetro com sensibilidade  $K = 2$  e resistência  $R = 350 \Omega$ , há uma variação da resistência de  $\Delta R = 0,7 \Omega$ . Para saber a tensão de saída da ponte, utiliza-se a equação abaixo.

$$V_s = V_E \cdot \frac{\Delta R}{4R} \cdot K$$

A tensão de alimentação dos extensômetros pode variar de 1,5 a 40 V. Para uma tensão de alimentação da ponte  $E = 5 V$ , a tensão máxima de saída será  $V_s = 0,005 V$ , sendo esse um valor considerado muito baixo para a percepção num equipamento de medição cuja resolução seja baixa. Compreende-se, assim, a necessidade de circuitos de amplificação para ampliação dos valores das tensões de saída. Essa tarefa pode ser realizada por um amplificador operacional, comumente chamado de ampop. O ampop, resumidamente, tem a característica de elevar a tensão de saída com uma grandeza relativa chamada de ganho. O ganho, pode ser ajustado de acordo com a necessidade, passando em algumas aplicações, de 500 vezes. Para a elaboração e confecção do circuito do ampop, faz-se necessário a utilização do seu datasheet, que para o caso desta dissertação, foi utilizado o TL084.

Contudo, fez-se a confecção do circuito com o ampop para poder calibrar e utilizar o transdutor de força, desenvolvido com a utilização de extensômetros elétricos.

# ANEXO B – CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DO CONJUNTO DE MASSAS PADRÕES.



**Laboratório de  
FORÇA, PRESSÃO E MASSA  
REDE BRASILEIRA DE CALIBRAÇÃO**



## Certificado de Calibração

Data da Calibração: 09/02/11

n. 0407/11

Data da Emissão: 09/02/11

Página: 1 de 2

1. CONTRATANTE: UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
Conjunto Universitário, s/n - FLORIANÓPOLIS - SC
2. SOLICITANTE: O mesmo
3. COLEÇÃO DE PESOS PADRÃO CALIBRADA [SMC]:
 

Fabricante:	MARTE
n. Série (fabricante):	Não consta
n. Identificação (solicitante):	19551
Total de Pesos Calibrados:	10 com valores nominais entre 5 g e 1 kg
4. PADRÃO UTILIZADO [SMP]:
  - 4.1. Coleção de Pesos Padrão - 1mg a 10kg
  - n. Registro (CERTI): RC 2081
  - U: 0,003 mg a 5 mg
  - Rastreabilidade Metroológica: Certificado de Calibração CERTI 0295/11, de 02/02/11, válido até 02/12.
5. PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO:
 

PC-200

Foram realizados, pelo menos, 3 ciclos de medição, sendo o valor de massa convencional determinado através do método de comparação direta de massas.

*Observações:*  
A incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k, o qual para uma distribuição t com Infinitos graus de liberdade efetivos [veff] corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02 (1999). Os valores de k e veff são apresentados na tabela de resultados

Condições Ambientais Durante a Calibração:  
Temperatura: 20,0 ± 0,5 °C; Umidade Relativa do Ar: 50 ± 10%; Pressão Atmosférica: 1020 ± 30 hPa

Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela Cgcre/Inmetro, que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida. A Cgcre/Inmetro é signatária do Acordo de Reconhecimento Mútuo da IAC - International Laboratory Accreditation Cooperation, e do Acordo Bilateral de Reconhecimento Mútuo com a EA - European Cooperation for Accreditation. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração, nas condições específicas, não sendo estendidos a qualquer lote. Esta calibração não isenta o instrumento do controle metroológico estabelecido na regulamentação metroológica. A CERTI autoriza a reprodução deste certificado, desde que qualquer cópia sempre apresente seu conteúdo íntegro. O ajuste de instrumentos, quando realizado, não faz parte do escopo de acreditação do laboratório.

Fundação Centro de Referência em Tecnologias Inovadoras - CERTI			
Campus da Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC	Setor C CEP: 88040-970 Florianópolis - SC Caixa Postal 5053	Tel.: +48 3239 2121 Fax: +48 3239 2119 metrologia@certi.org.br www.certi.org.br	Fundação CERTI CNPJ 78.626.363/0001-24 Insc. Est. 251.378.241 Insc. Mun. 50.111-5

Figura B.1 - Certificado de calibração do conjunto de massas padrões.



Laboratório de  
**FORÇA, PRESSÃO E MASSA**  
REDE BRASILEIRA DE CALIBRAÇÃO



## Certificado de Calibração

Data da Calibração: 09/02/11

n. 0407/11

Data da Emissão: 09/02/11

Página: 2 de 2

### 6. RESULTADOS:

TABELA DE RESULTADOS							
Item	Valor Nominal	Identific. do Peso	Valor de Massa Convencional		U [mg]	k	V <sub>eff</sub>
			Antes do Ajuste	Depois do Ajuste			
01	5 g	Não consta	—	5 g -1,783 mg	0,014	2,05	53
02	10 g	Não consta	—	10 g -8,488 mg	0,021	2,04	60
03	20 g	Não consta	—	20 g -6,197 mg	0,023	2,04	57
04	50 g	Não consta	—	50 g -14,29 mg	0,06	2,04	58
05	100 g	Não Consta	—	100 g -51,11 mg	0,07	2,04	61
06	100 g	1 Ponto	—	100 g -21,07 mg	0,07	2,04	61
07	200 g	Não consta	—	200 g -123,07 mg	0,12	2,05	50
08	500 g	Não consta	—	500 g -419,63 mg	0,24	2,04	58
09	1 kg	Não consta	—	1 kg -241 mg	2	2,02	142
10	1 kg	1 Ponto	—	1 kg -204 mg	2	2,02	109

Legenda: — = Ajuste não realizado.

Evertori Idalcio-Caetano  
Signatário Autorizado

Evertori Idalcio-Caetano  
Responsável pela Calibração

Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela Cgcr/metro, que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida. A Cgcr/metro é signatária do Acordo de Reconhecimento Mútuo da IAC - International Laboratory Accreditation Cooperation, e do Acordo Bilateral de Reconhecimento Mútuo com a EA - European Cooperation for Accreditation. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração, nas condições específicas, não sendo extensivos a quaisquer lotes. Esta calibração não isenta o instrumento do controle metrológico estabelecido na regulamentação metrológica. A CERTI autoriza a reprodução deste certificado, desde que qualquer cópia sempre apresente seu conteúdo integral. O ajuste de instrumento, quando realizado, não faz parte do escopo de acreditação do laboratório.

Fundação Centro de Referência em Tecnologias Inovadoras - CERTI

Campus da Universidade Federal de  
Santa Catarina - UFSC

Sector C  
CEP: 88040-970  
Florianópolis - SC  
Caixa Postal 5053

Tel.: +48 3239 2121  
Fax: +48 3239 2119  
metrologia@certi.org.br  
www.certi.org.br

Fundação CERTI  
CNPJ 78.626.363/0001-24  
Insc. Est. 251.378.241  
Insc. Mun. 50.111-5

Figura B.2 - Certificado de calibração do conjunto de massas padrões.

## ANEXO C - TERMISTOR

Termistores são resistores sensíveis de modo térmico, cuja função principal é mostrar uma mudança grande na sua resistência elétrica quando um equipamento, produto ou ambiente sofrer uma mudança na temperatura.

A resistência elétrica dos termistores varia tanto de forma proporcional como inversa com o aumento de temperatura ao qual o sensor está submetido. Por isso, os termistores são classificados conforme a sua característica como sendo NTC (negative temperature coeficiente) ou PTC (positive temperature coeficiente).

O NTC exibe uma diminuição na sua resistência elétrica quando submetido a um aumento da temperatura do equipamento. O PTC exibe um aumento na sua resistência elétrica quando acontece um aumento da temperatura do equipamento.

Para o projeto da bancada de estudo de caso, utilizou-se um termistor tipo NTC, com resistência ôhmica de 30 k $\Omega$  e diâmetro de 4 mm aproximadamente.

Contudo, para realizar a medição da temperatura, a priori desenvolveu-se um circuito elétrico para o condicionamento da tensão proveniente do termistor, conforme ilustrado na figura C.1. Sendo assim, o termistor é alimentado com uma tensão fixa e a variação da tensão do circuito, devido a variação da resistência do termistor, é enviada a placa de aquisição de sinais para tratamento do sinal.

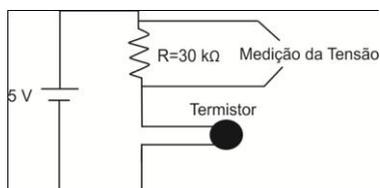


Figura C.1 - Circuito elétrico para medição da temperatura.