

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CONTROLE DE UMA MICROTURBINA A GÁS  
COM CÂMARA DE COMBUSTÃO DE BAIXA  
EMIÇÃO DE NO<sub>x</sub>**

**JANAÍNA GOMES DE MERÍCIA**

**ORIENTADOR: CARLOS ALBERTO GURGEL VERAS**

**CO-ORIENTADOR: GEOVANY ARAÚJO BORGES**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**PUBLICAÇÃO: ENM.DM – 111A/06**

**BRASÍLIA/DF: JUNHO – 2007**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**  
**FACULDADE DE TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CONTROLE DE UMA MICROTURBINA A GÁS COM CÂMARA DE  
COMBUSTÃO DE BAIXA EMISSÃO DE NO<sub>x</sub>**

**JANAÍNA GOMES DE MERÍCIA**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**APROVADA POR:**

---

**Prof. Carlos Alberto Gurgel Veras, PhD (ENM-UnB)**  
**(Orientador)**

---

**Prof. Geovany Araújo Borges, PhD (ENE-UnB)**  
**(CO-Orientador)**

---

**Prof. Fábio Meneghetti Ugulino de Araújo, Dr. (DCA-UFRN)**  
**(Examinador Externo)**

---

**Prof.**  
**(Examinador Externo)**

**BRASÍLIA/DF, 22 DE JUNHO DE 2007**

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

MERÍCIA, JANAÍNA GOMES

Controle de uma Microturbina a Gás com Câmara de Combustão de Baixa Emissão de NO<sub>x</sub>  
[Distrito Federal] 2007.

xvii, 126p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2007).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

- |  |                           |
|--|---------------------------|
| 1. Introdução                            | 2. Revisão bibliográfica  |
| 3. Bancada experimental e instrumentação | 4. Resultados e discussão |
| 5. Conclusões e perspectivas             |                           |

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

## **REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA**

MERÍCIA, JANAÍNA GOMES DE MERÍCIA (2007). Controle de uma Microturbina a Gás com Câmara de Combustão de Baixa Emissão de NO<sub>x</sub>. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM - 111A/06, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF.

## **CESSÃO DE DIREITOS**

AUTOR: Janaína Gomes de Merícia.

TÍTULO: Controle de uma Microturbina a Gás com Câmara de Combustão de Baixa Emissão de NO<sub>x</sub>.

GRAU: Mestre

ANO: 2007

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

---

Janaína Gomes de Merícia  
AOS 02, bloco G, apartamento 104 - Cruzeiro  
70.660-027 Brasília – DF - Brasil

## **AGRADECIMENTOS**

### **A Deus**

por abrir meus olhos para que eu visse as coisas como realmente são e por me fazer entender que bastava apenas acreditar em mim mesma e esperar em Deus.

### **À minha família e amigos**

por me apoiarem e não me deixarem fraquejar durante este longo caminho.

### **Ao Carlos Augusto**

por me ensinar que, a cada dia, podemos recomeçar, por me fazer sentir alguém especial e por eu saber que sempre com ele posso contar.

### **Aos amigos de projeto Thatiana e Marcelo**

pela colaboração imprescindível para a realização desse trabalho.

### **Aos meus orientadores professor Carlos Gurgel e professor Geovany Borges**

por todo o conhecimento e perseverança que foram essenciais para a conclusão desse projeto e para o meu crescimento profissional.

### **Ao Professor Armando**

por proporcionar meios para que esse projeto se concretizasse e por acreditar em mim como profissional competente.

### **Ao Professor Fábio**

pela participação na defesa da dissertação.

### **À Universidade de Brasília**

que após esses anos indelévels se tornou minha referência.

## **RESUMO**

### **CONTROLE DE UMA MICROTURBINA A GÁS COM CÂMARA DE COMBUSTÃO DE BAIXA EMISSÃO DE NOX.**

Há um número grande de tecnologias sendo exploradas na área de geração distribuída de energia, dentre elas, as turbinas a gás de pequeno porte, conhecidas como microturbinas, são um projeto relativamente novo. Acopladas a geradores elétricos de alta velocidade, as microturbinas são capazes de gerar eletricidade em pequena escala, de forma independente, na faixa de 30kW a 500kW. Elas são unidades pequenas, de fácil instalação e custo relativamente baixo. Além disso, possuem apenas uma parte móvel, facilitando sua manutenção e prolongando sua vida, podendo ser utilizadas em ambientes isolados. O Laboratório de Energia e Ambiente do Departamento de Engenharia Mecânica na Universidade de Brasília tem conduzido estudos em relação à tecnologia de microturbinas.

Neste trabalho são apresentados os componentes da arquitetura de instrumentação, identificação e de controle em tempo-real por computador para manter constante a velocidade de rotação da turbina de potência. Neste intuito, foi montada uma bancada de microturbina composta por um turbo-compressor comercial, uma câmara de combustão DLN acoplada a esse turbo-compressor, um sistema de injeção de combustível, um sistema lubrificação e um sistema de carga.

A instrumentação implementada na bancada consiste de termopares, transdutores de pressão, um sensor óptico de velocidade e válvulas injetoras de combustível necessários para a caracterização e controle do sistema em estudo. Para aquisição de sinais, foi empregada uma placa de aquisição AD/DA, instalada em um microcomputador compatível. Foi desenvolvido um software, em linguagem orientada ao objeto (C++), responsável pela aquisição, monitoramento e armazenamento dos dados em tempo real. Estes dados foram utilizados para a identificação do sistema com técnicas de identificação lineares. A partir do modelo mais adequado ao funcionamento da microturbina, foi projetado e implementado um controlador PI, que foi capaz de manter a turbina de potência em rotação próxima ao valor de referência.

## **ABSTRACT**

A number of energy technologies are being employed for distributed generation. When it comes to small scale generation, microturbines are on the cutting edge of thermal technology due to their size, low capital, installation and O&M costs.

This work presents the architecture components for the instrumentation, identification and control of a microturbine. The microturbine system was composed of a heavy truck turbocompressor, a dry-low-NO<sub>x</sub> (DLN) combustion chamber, fuel injection and lubrication apparatuses.

The instrumentation was composed of thermocouples, pressure transducers, speed optical sensors and fuel injectors and respective conditioning circuits. The signal was acquired by means of an AD/DA card. A object-oriented software was developed for data acquisition and treatment. Linear system identification techniques were employed. The control was implemented based on the most adequate model of the microturbine.

# SUMÁRIO

<b>1 – INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1 – EMISSÕES DE POLUENTES .....	15
1.2 – GERAÇÃO DISTRIBUÍDA .....	18
1.3 – SISTEMAS DE GERAÇÃO EM PEQUENA ESCALA .....	21
1.4 – SETOR ELÉTRICO BRASILEIRO ATUAL .....	22
1.5 – MICROTURBINA .....	24
1.6 – CONTROLE DE TURBINAS.....	27
1.7 – OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DO PROJETO.....	27
<b>2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>29</b>
2.1 – MICROTURBINA .....	29
2.2 – COMPONENTES DAS MICROTURBINAS.....	30
2.2.1 – <i>Unidade Turbo-Compressora</i> .....	31
2.2.2 – <i>Câmara de Combustão</i> .....	31
2.2.3 – <i>Gerador</i> .....	32
2.2.4 – <i>Características complementares das turbinas</i> .....	33
2.2.5 – <i>Descrição Tecnológica</i> .....	33
2.3 – FORMAÇÃO DE NO <sub>x</sub> EM TURBINAS A GÁS.....	35
2.4 – TECNOLOGIAS PARA A REDUÇÃO DE EMISSÕES DE NO <sub>x</sub> .....	38
2.4.1 – <i>Redução Catalítica Seletiva e Não-Catalítica</i> .....	39
2.4.2 – <i>Injeção de água ou vapor</i> .....	40
2.4.3 – <i>Câmara de Combustão Dry Low NO<sub>x</sub></i> .....	40
2.5 – ESTADO DA ARTE EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO DLN.....	42
2.5.1 – <i>Mitsubishi Heavy Industries (MHI)</i> .....	42
2.5.2 – <i>Câmara DLE da Solar Turbines (Lefebvre, 1998)</i> .....	43
2.5.3 – <i>Queimador EV da Asea Brown Boveri (ABB)</i> .....	44
2.5.4 – <i>Rolls Royce RB211</i> .....	45
2.5.5 – <i>Câmara DLN da General Electric</i> .....	46
2.6 – CONTROLE DE TURBINAS A GÁS .....	48
2.6.1 – <i>Controle de Velocidade</i> .....	49
2.6.2 – <i>Controle de Aceleração (Centeno et al., 2005)</i> .....	51
2.6.3 – <i>Controle de Temperatura</i> .....	52
2.7 – A EVOLUÇÃO DO DESENVOLVIMENTO DE MICROTURBINAS NA UNB.....	54
<b>3 – BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO .....</b>	<b>55</b>
3.1 – BANCADA EXPERIMENTAL DA MICROTURBINA .....	55

3.1.1 –	<i>Sistema de lubrificação e refrigeração</i> .....	56
3.1.2 –	<i>Sistema de combustão</i> .....	57
3.2 –	INSTRUMENTAÇÃO.....	63
3.2.1 –	<i>Placa de Aquisição</i> .....	66
3.2.2 –	<i>Sensor de Temperatura – Termopar</i> .....	67
3.2.3 –	<i>Sensores de pressão</i> .....	70
3.2.4 –	<i>Sensor de rotação</i> .....	71
3.2.5 –	<i>Circuito de acionamento das válvulas proporcionais</i> .....	74
3.2.6 –	<i>Demultiplexador</i> .....	75
3.3 –	SISTEMA DE CARGA.....	76
3.3.1 –	<i>Sistema de condicionamento do sistema de carga</i> .....	77
3.3.2 –	<i>Calibração</i> .....	78
<b>4 –</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>79</b>
4.1 –	IDENTIFICAÇÃO.....	79
4.1.1 –	<i>Projeto do experimento de identificação</i> .....	80
4.1.2 –	<i>Estimação e validação dos parâmetros do modelo</i> .....	86
4.1.3 –	<i>Validação</i> .....	91
4.2 –	CONTROLADOR.....	93
4.2.1 –	<i>Modelo matemático completo do sistema</i> .....	94
4.2.2 –	<i>Sintonia do controlador PI e simulação</i> .....	95
4.2.3 –	<i>Desempenho do sistema real</i> .....	101
<b>5 –</b>	<b>CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS</b> .....	<b>108</b>
5.1 –	RECOMENDAÇÕES.....	110
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>111</b>
	<b>APÊNDICE A – EMISSÃO DE POLUENTES E A LEGISLAÇÃO AMBIENTAL</b> .....	<b>116</b>
	<b>APÊNDICE B – DIAGRAMAS ESQUEMÁTICOS DE CIRCUITOS DE CONDICIONAMENTO</b> .....	<b>120</b>
	<b>APÊNDICE C – ARQUIVOS NO CD</b> .....	<b>126</b>

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – GRÁFICO DE EMISSÕES DE POLUENTE DE ALGUNS SISTEMAS DE COMBUSTÃO. ....	26
FIGURA 2.1 – MICROTURBINA DA CAPSTONE E SEUS COMPONENTES. ....	31
FIGURA 2.2 – PRINCIPAIS COMPONENTES DA CÂMARA DE COMBUSTÃO (LEFEBVRE, 1998). ....	32
FIGURA 2.3 – ESQUEMA ILUSTRATIVO DE UMA UNIDADE GERADORA. ....	32
FIGURA 2.4 – CICLO DE BRAYTON. ....	33
FIGURA 2.5 – CIRCUITO ABERTO. ....	34
FIGURA 2.6 – CIRCUITO FECHADO. ....	34
FIGURA 2.7 – FORMAÇÃO DO $\text{NO}_x$ EM FUNÇÃO DO TEMPO DE RESIDÊNCIA E TEMPERATURA. ....	36
FIGURA 2.8 – EFEITO DO TEMPO DE RESIDÊNCIA NO $\text{NO}_x$ EM SISTEMAS PRÉ-MISTURADOS. ....	36
FIGURA 2.9 – INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DA ZONA PRIMÁRIA NAS EMISSÕES DE $\text{NO}_x$ E CO (LEFEBVRE, 1998). ....	38
FIGURA 2.10 – PRODUÇÃO DE $\text{NO}_x$ POR CHAMA DE DIFUSÃO E CHAMA PRÉ-MISTURADA (MOORE, 1997). ....	41
FIGURA 2.11 – CÂMARA DLN2 DA MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES. ....	43
FIGURA 2.12 – INJETOR SOLAR DE BAIXAS EMISSÕES PARA GÁS NATURAL. ....	44
FIGURA 2.13 – QUEIMADOR EV DA ABB. ....	44
FIGURA 2.14 – CÂMARA DLE INDUSTRIAL DA ROLLS ROYCE. ....	45
FIGURA 2.15 – ESQUEMA DA CÂMARA DLN DA GE. ....	46
FIGURA 2.16 – SEQÜÊNCIA DE OPERAÇÕES DA CÂMARA GE DLN-1. ....	47
FIGURA 2.17 – DIAGRAMA DE BLOCO DO MODELO DE CONTROLE DE UMA TURBINA A GÁS (CENTENO, 2005, MODIFICADO). ....	49
FIGURA 2.18 – DIAGRAMA DE BLOCO DO REGULADOR <i>WOODWARD</i> (CENTENO <i>ET AL.</i> , 2005). ....	50
FIGURA 2.19 – SIMULAÇÃO DO CONTROLE DE CARGA-FREQÜÊNCIA (CENTENO <i>ET AL.</i> , 2005). ....	50
FIGURA 2.20 – SIMULAÇÃO DO CONTROLE DE ACELERAÇÃO. ....	52
FIGURA 2.21 – SIMULAÇÃO DO CONTROLE DE TEMPERATURA (CENTENO <i>ET AL.</i> , 2005). ....	53
FIGURA 3.1 – TURBO-COMPRESSOR GARRETT TV77. ....	55
FIGURA 3.2 – A BANCADA EXPERIMENTAL DA MICROTURBINA. ....	55
FIGURA 3.3 – FLUXOGRAMA DO SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO E DE RESFRIAMENTO. ....	57
FIGURA 3.4 – DIAGRAMA DO SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL. ....	58
FIGURA 3.5 – (A) VISÃO EM CORTE DO DIFUSOR; (B) VISÃO EXTERNA DO DIFUSOR. ....	58
FIGURA 3.6 – CÂMARA DE COMBUSTÃO DLN. ....	59
FIGURA 3.7 – VISÃO EM CORTE DA CÂMARA DE COMBUSTÃO. ....	60
FIGURA 3.8 – (A) DETALHES DO FLANGE INTERNO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO. (B) ENCAIXE NO TUBO DE CHAMA NO FLANGE. ....	61
FIGURA 3.9 – MODOS DE OPERAÇÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO: (A) MODO PRIMÁRIO; (B) MODO <i>LEAN-LEAN</i> ; (C) MODO PRÉ-MISTURA. ....	62
FIGURA 3.10 – CENTELHADOR E SEU POSICIONAMENTO NO COMBUSTOR. ....	63

FIGURA 3.11 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO SISTEMA A CONTROLAR. ....	64
FIGURA 3.12 – LOCALIZAÇÃO DE SENSORES E DE ATUADORES. ....	65
FIGURA 3.13 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO COMPLETO. ....	66
FIGURA 3.14 – CONDICIONAMENTO DE SINAL DE TERMOPARES E DE TRANSDUTORES DE PRESSÃO.....	67
FIGURA 3.15 – INTERFACE GRÁFICA DO APLICATIVO DESENVOLVIDO PARA A CALIBRAÇÃO DOS SENSORES. ....	68
FIGURA 3.16 – APARATO EXPERIMENTAL PARA CALIBRAÇÃO DE TERMOPARES.....	69
FIGURA 3.17 – CURVAS DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES.....	69
FIGURA 3.18 – TRANSMISSOR DE PRESSÃO DO TIPO ECO-1 .....	70
FIGURA 3.19 – APARATO EXPERIMENTAL PARA CALIBRAÇÃO DE TRANSDUTOR DE PRESSÃO.....	71
FIGURA 3.20 – CURVA DE CALIBRAÇÃO DA PRESSÃO.....	71
FIGURA 3.21 – POSICIONAMENTO DO SENSOR DE ROTAÇÃO NO PRIMEIRO COMPRESSOR. ....	72
FIGURA 3.22 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO CIRCUITO DE CONDICIONAMENTO DO SENSOR ÓPTICO DE ROTAÇÃO. .....	73
FIGURA 3.23 – PARTE A: AMPLIFICAÇÃO E COMPARAÇÃO. ....	73
FIGURA 3.24 – PARTE B: CONVERSOR FREQUÊNCIA-TENSÃO E SEGUIDOR DE TENSÃO. ....	73
FIGURA 3.25 – CURVA DE CALIBRAÇÃO DA ROTAÇÃO. ....	74
FIGURA 3.26 – CARACTERÍSTICAS DO CIRCUITO DE ACIONAMENTO DA VÁLVULA. ....	74
FIGURA 3.27 – CIRCUITO DE ACIONAMENTO DAS VÁLVULAS.....	75
FIGURA 3.28 – PLACA DO DEMULTIPLEXADOR.....	75
FIGURA 3.29 – PINAGEM DO MULTIPLEXADOR/DEMULTIPLEXADOR ANALÓGICO CD4052. ....	76
FIGURA 3.30 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO CIRCUITO DO DEMULTIPLEXADOR.....	76
FIGURA 3.31 – SISTEMA DE CARGA.....	77
FIGURA 3.32 – CIRCUITO DE CONDICIONAMENTO DO SISTEMA DE CARGA. ....	78
FIGURA 3.33 – CURVA DE CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE CARGA. ....	78
FIGURA 4.1 – INTERFACE GRÁFICA DO APLICATIVO USADO NA ETAPA DE IDENTIFICAÇÃO.....	80
FIGURA 4.2 – DIAGRAMA DE BLOCOS DA MALHA DE CONTROLE DIGITAL DA MICROTURBINA. ....	81
FIGURA 4.3 – CURVAS DE ENTRADA-SAÍDA DA TURBINA PARA DETERMINAÇÃO DO PERÍODO DE AMOSTRAGEM (CRUZ, 2006).....	82
FIGURA 4.4 – RESPOSTA DO SISTEMA AO SINAL PSEUDO-ALEATÓRIO (CRUZ, 2006). ....	83
FIGURA 4.5 – RESPOSTA DO SISTEMA PARA OS FILTROS DIGITAIS COM $F_c$ DE 0,2 Hz, 0,1 Hz E 0,05Hz.....	84
FIGURA 4.6 – RESPOSTA DO SISTEMA PARA OS INTEGRADORES DE GANHO 0,1, 0,125 E 0,133.....	85
FIGURA 4.7 – DIAGRAMA DE BLOCOS DA MALHA DE CONTROLE DA MICROTURBINA COM INTEGRADOR.....	86
FIGURA 4.8 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO MODELO: INTEGRADOR, ATUADOR E PLANTA. ....	88
FIGURA 4.9 – MODELO ESTIMADO 1 DO SISTEMA COM INTEGRADOR INCLUSO PARA O ENSAIO 1. ....	89
FIGURA 4.10 – MODELO ESTIMADO 2 DO SISTEMA COM INTEGRADOR INCLUSO PARA O ENSAIO 2. ....	89
FIGURA 4.11 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO MODELO: ATUADOR E PLANTA. ....	90
FIGURA 4.12 – MODELO ESTIMADO 3 DO SISTEMA SEM INTEGRADOR INCLUSO PARA O ENSAIO 1.....	90
FIGURA 4.13 – MODELO ESTIMADO 4 DO SISTEMA SEM INTEGRADOR INCLUSO PARA O ENSAIO 2.....	91
FIGURA 4.14 – VALIDAÇÃO DO MODELO 3.....	92
FIGURA 4.15 – VALIDAÇÃO DO MODELO 4.....	92

FIGURA 4.16 – DIAGRAMA DO LUGAR DAS RAÍZES DO SISTEMA COMPLETO. ....	95
FIGURA 4.17 – OSCILAÇÃO MANTIDA COM PERÍODO $P_{CR}$ . ....	97
FIGURA 4.18 – CURVAS DE RESPOSTA DO SISTEMA PARA VÁRIOS VALORES DE $K_p (K_i = 0)$ . ....	98
FIGURA 4.19 – CURVAS DE RESPOSTA DO SISTEMA PARA VÁRIOS VALORES DE $K_i (K_p = 1,0 \times 10^{-4})$ . ....	99
FIGURA 4.20 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO SISTEMA, CONSIDERANDO A CARGA ENTRADA DO CONTROLADOR. .....	100
FIGURA 4.21 – CURVAS DE RESPOSTA DO SISTEMA PARA VÁRIOS VALORES DE $K_C$ DA CARGA. ....	101
FIGURA 4.22 – INTERFACE DO APLICATIVO DESENVOLVIDO PARA O CONTROLE DA MICROTURBINA. ....	102
FIGURA 4.23 – CURVAS DE RESPOSTA DO SISTEMA REAL PARA VÁRIOS VALORES DE $K_p$ . ....	103
FIGURA 4.24 – CURVAS DE RESPOSTA DO SISTEMA REAL PARA VÁRIOS VALORES DE $K_i$ . ....	104
FIGURA 4.25 – DESEMPENHO DO SISTEMA MEDIANTE PERTURBAÇÕES. ....	105
FIGURA 4.26 – CURVAS DE RESPOSTA DO SISTEMA REAL PARA VÁRIOS VALORES DE $K_C$ . ....	106

### Apêndice B:

CIRCUITO DE CONDICIONAMENTO DO SENSOR DE ROTAÇÃO – PARTE A. ....	120
CIRCUITO DE CONDICIONAMENTO DO SENSOR DE ROTAÇÃO – PARTE B. ....	121
CIRCUITO DO DEMULTIPLEXADOR. ....	122
FONTE DE ALIMENTAÇÃO E CIRCUITOS DE CONDICIONAMENTO DE TERMOPAR E TRANSDUTOR DE PRESSÃO. .....	123
CIRCUITO DE ACIONAMENTO DAS VÁLVULAS DE GÁS. ....	124
CIRCUITO DE CONDICIONAMENTO DO SISTEMA DE CARGA. ....	125

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1 – PRINCIPAIS POLUENTES ATMOSFÉRICOS (CETESB, 2003, MODIFICADO).....	16
TABELA 1.2 – PADRÕES NACIONAIS DE QUALIDADE DO AR (RESOLUÇÃO CONAMA Nº003 DE 28 DE JUNHO DE 1990).....	17
TABELA 1.3 – TECNOLOGIAS UTILIZADAS EM GERAÇÃO DISTRIBUÍDA (BRITTES <i>ET AL.</i> , 2003, MODIFICADO). 19	
TABELA 1.4 – COMPARAÇÃO ECONÔMICA DE TECNOLOGIAS UTILIZADAS PARA GERAÇÃO DISTRIBUÍDA (ADAPTADO DE GRI, 1999).....	21
TABELA 2.1 – COMPARAÇÃO DE CARACTERÍSTICAS DAS TRÊS CLASSES DE TURBINAS A GÁS (VIANNA JR. <i>ET AL.</i> , 2001).....	30
TABELA 2.2 – FABRICANTES DE MICROTURBINAS E POTÊNCIA FORNECIDA.....	30
TABELA 2.3 – CLASSIFICAÇÃO DOS MÉTODOS DE CONTROLE DAS EMISSÕES DE ÓXIDOS DE NITROGÊNIO (LORA & NASCIMENTO, 2003).....	39
TABELA 2.4 – EMISSÕES NO <sub>x</sub> EM FUNÇÃO DA QUANTIDADE DE ÁGUA INJETADA (SCHORR, 1991). ....	40
TABELA 4.1 – VALORES DA FUNÇÃO DE CUSTO PARA CADA ENSAIO DE IDENTIFICAÇÃO. ....	88
TABELA 4.2 – VALORES DA FUNÇÃO DE CUSTO PARA CADA ENSAIO DE IDENTIFICAÇÃO. ....	90
TABELA 4.3 – VALORES DA FUNÇÃO DE CUSTO NA VALIDAÇÃO.....	92
TABELA 4.4 – FÓRMULAS DE ZIEGLER E NICHOLS PARA AJUSTE PELO MÉTODO DO PERÍODO CRÍTICO.....	97

### Apêndice A:

TABELA A – CONCENTRAÇÃO MÉDIA DE ESPÉCIES QUÍMICAS NO AR LIMPO E CONTAMINADO. ....	117
TABELA B – PADRÕES BRASILEIROS DE EMISSÃO PARA PROCESSOS DE COMBUSTÃO EXTERNA (RESOLUÇÃO CONAMA Nº008 DE 06 DE DEZEMBRO DE 1990). ....	118

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\text{NO}_x$  – óxidos de nitrogênio

$\text{CO}$  – monóxido de carbono

$\text{CO}_2$  – gás carbônico

$\text{SO}_x$  – óxidos de enxofre

$\text{COV}$  – compostos orgânicos voláteis

$\text{H}_2\text{O}$  – água

$\text{NH}_3$  – amônia

$\text{CN}$  – cianeto

$\text{HCN}$  – cianeto de hidrogênio

$\text{N}_2$  – gás nitrogênio

$\text{O}_2$  – gás oxigênio

$[\text{NO}]$  – concentração de monóxido de nitrogênio

$[\text{N}_2]$  – concentração de nitrogênio

$[\text{O}_2]$  – concentração de oxigênio

$T$  – temperatura

$t$  – tempo de residência

$u(t)$  – sinal de entrada do sistema

$H(s)$  – função de transferência do sistema

$y(k)$  – sinal de saída do sistema

$u(k)$  – sinal de entrada do sistema

$T_s$  – período de amostragem do sistema

$e(k)$  – sinal de erro do sistema

$w(k)$  – sinal de perturbação do sistema

$f_c$  – frequência de corte

# 1 – INTRODUÇÃO

## 1.1 – EMISSÕES DE POLUENTES

O desenvolvimento industrial e urbano tem causado aumento da emissão de poluentes atmosféricos em todo o mundo. O acréscimo das concentrações atmosféricas dessas substâncias, a sua deposição no solo, nos vegetais e nos materiais é responsável por danos à saúde, pela redução da produção agrícola, por danos às florestas, pela degradação de construções e de obras de arte e, de uma forma geral, por originar desequilíbrios nos ecossistemas.

Dentre as principais fontes de poluentes, destacam-se as fontes estacionárias: as unidades industriais e de produção de energia, tal como refinarias, siderúrgicas e indústria química. A utilização de combustíveis para a produção de energia é responsável pela maior parte das emissões de  $\text{SO}_x$  e  $\text{CO}_2$ , contribuindo ainda, de forma significativa, para as emissões de CO e  $\text{NO}_x$  (Szwarcfiter, 2004).

Já as fontes móveis, sobretudo os transportes rodoviários, são fontes importantes de poluentes, essencialmente em razão das emissões dos gases de escape, mas também pela evaporação de combustíveis. São as principais fontes emissoras de  $\text{NO}_x$  e de CO e importantes emissoras de  $\text{CO}_2$  e compostos orgânicos voláteis – COV, além de serem responsáveis pela emissão de poluentes específicos como o chumbo (Szwarcfiter, 2004).

Há ainda as fontes naturais, como as emissões vulcânicas, o arraste eólico, entre outros. A Tabela 1.1 apresenta as principais fontes, características e efeitos dos principais poluentes na atmosfera.

Assim, em virtude dos efeitos ecológicos causados por esses poluentes, são necessárias ações para prevenir ou para reduzir os efeitos da degradação da qualidade do ar, o que pode ser compatível com o desenvolvimento industrial e social. Para reduzir a concentração dos poluentes atmosféricos, são necessárias tanto medidas preventivas como corretivas, com a informação assumindo um papel fundamental na mobilização dos cidadãos. Entre os principais meios de intervenção disponíveis contam-se: estabelecimento de limites de qualidade do ar ambiente, definição de normas de emissão, licenciamento das

fontes poluidoras; incentivo à utilização de novas tecnologias; utilização de equipamento de redução de emissões (por exemplo, os catalisadores nos automóveis e a utilização de equipamento de despoluição de efluentes gasosos nas indústrias), etc.

Tabela 1.1 – Principais poluentes atmosféricos (CETESB, 2003, modificado).

Poluente	Fontes	Processos	Efeito
Óxidos de Enxofre (SO <sub>x</sub> )	Antropogênicas	Combustão (refinarias, centrais térmicas, veículos diesel) Processos Industriais.	Afeta o sistema respiratório Chuvas ácidas Danos em materiais
	Naturais	Vulcanismo Processos biológicos	
Óxidos de nitrogênio (NO <sub>x</sub> )	Antropogênicas	Combustão (veículos e indústria)	Afeta o sistema respiratório Chuvas ácidas
	Naturais	Emissões da vegetação	
Compostos Orgânicos Voláteis (COV)	Antropogênicas	Refinarias Petroquímicas Veículos Evaporação de combustíveis e solventes	Poluição fotoquímica Inclui compostos tóxicos e carcinogênicos
Monóxido de Carbono (CO)	Antropogênicas	Combustão incompleta (veículos)	Reduz a capacidade de transporte de oxigênio no sangue
	Naturais	Emissões da vegetação	
Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> )	Antropogênicas	Combustão	Efeito de estufa
	Naturais	Fogos florestais	
Chumbo (Pb)	Antropogênicas	Gasolina com chumbo Incineração de resíduos	Tóxico acumulativo Anemia e destruição de tecido cerebral
Partículas	Antropogênicas	Combustão Processos industriais Condensação de outros poluentes Extração de minerais	Alergias respiratórias Vetor de outros poluentes (metais pesados, compostos orgânicos carcinogênicos).
	Naturais	Erosão eólica Vulcanismo	
CFC's e Halons	Antropogênicas	Aerossóis Sistemas de refrigeração Espumas, sistemas de combate a incêndios.	Destruição da camada de ozônio Contribuição para o efeito de estufa

No Brasil, o Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA, órgão consultivo e deliberativo do Sistema Nacional do Meio Ambiente – SISNAMA, criou, por meio da Resolução CONAMA N° 005 de 15 de Junho de 1989, o Programa Nacional de Controle de Qualidade do Ar — PRONAR. Esse programa buscou estabelecer limites nacionais de

emissões de poluentes. A Resolução CONAMA N° 003, de 28 de Junho de 1990, primeiro dispositivo legal decorrente do PRONAR, define poluente atmosférico como: “qualquer forma de matéria ou energia com intensidade e em quantidade, concentração, tempo ou características em desacordo com os níveis estabelecidos, e que tornem ou possam tornar o ar: impróprio nocivo ou ofensivo à saúde, inconveniente ao bem estar público, danoso aos materiais, à fauna e flora e prejudicial à segurança, ao uso e gozo da propriedade e às atividades normais da comunidade”, e considera a necessidade de ampliar o número de poluentes atmosféricos passíveis de monitoramento e controle no País. Nessa resolução, também se estabeleceu os padrões nacionais de qualidade do ar (Tabela 1.2). Segundo Derisio (1992), “um padrão de qualidade do ar define legalmente um limite máximo para a concentração de um componente atmosférico, que garanta a proteção da saúde e do bem-estar das pessoas”.

Tabela 1.2 – Padrões Nacionais de Qualidade do Ar (Resolução CONAMA N°003 de 28 de Junho de 1990)

Poluente	Tempo de Amostragem	Padrão Primário $\mu\text{g}/\text{m}^3$	Padrão Secundário $\mu\text{g}/\text{m}^3$	Método de Medição
Partículas totais em suspensão (PTS)	24 horas*	240	150	Amostrador de grandes volumes
	MGA**	80	60	
Fumaça	24 horas*	150	100	Refletância
	MMA***	60	40	
Partículas Inaláveis	24 horas*	150	150	Separação inercial/filtração
	MMA	50	50	
Dióxido de enxofre	24 horas*	365	100	Pararosalínica
	MMA	80	40	
Monóxido de carbono	1 hora*	40.000 (35 ppm)	40.000 (35 ppm)	Infravermelho não-dispersivo
	8 horas*	10.000 (9 ppm)	10.000 (9 ppm)	
Ozônio	1 hora*	160	160	Quimiluminescência
Dióxido de nitrogênio	1 hora	320	190	Quimiluminescência
	MMA	100	100	

\* Não deve ser excedido mais de uma vez ao ano \*\*MGA – Média Geométrica Anual; \*\*\*MMA – Média Aritmética Anual.

A Resolução CONAMA N° 008, de 06 de Dezembro de 1990, estabeleceu os padrões de emissão para processos de combustão externa em fontes novas e estacionárias de poluição com potências nominais totais até 70 MW. No entanto, nenhuma menção é feita às

emissões de óxidos de nitrogênio – NO<sub>x</sub>, apesar deste ser um importante poluente. Em outros países, os limites de emissões são definidos por fonte geradora e levam em consideração o NO<sub>x</sub>.

Uma revisão mais detalhada sobre emissão de poluentes e a legislação ambiental relacionada se encontra no Apêndice A – emissão de poluentes e a legislação ambiental.

## **1.2 – GERAÇÃO DISTRIBUÍDA**

Atualmente, após a liberação do mercado de geração de energia e as transformações nos setores energéticos de diversos países, inclusive no Brasil, identifica-se uma nova tendência de mercado buscando o desenvolvimento da Geração Distribuída (GD) com ênfase para aquelas com produção em pequena escala (Brittes *et al.*, 2003).

Associando-se a estas transformações, os avanços tecnológicos têm se posicionado favoravelmente a Geração Distribuída frente aos grandes sistemas centralizados, sendo que esses sistemas podem ser modelo complementar ou alternativo ao das grandes centrais de potência. Neste sentido, é interessante notar que, desta forma, a Geração Distribuída retoma uma importância passada, pois somente depois de décadas do surgimento da indústria de energia elétrica, em fins do século XIX, que as concessionárias de serviço público conseguiram superar em capacidade instalada as plantas de autoprodução. Estas plantas eram operadas pelos consumidores em suas próprias instalações. Esta mudança determinou o início da geração centralizada (Lora & Nascimento, 2003). A Tabela 1.3 apresenta algumas novas tecnologias utilizadas para a Geração Distribuída que podem ser divididas em renováveis e não-renováveis.

A Geração Distribuída pode ser definida como a geração de potência elétrica por meio de pequenas unidades estrategicamente localizadas perto dos consumidores e centros de carga, que fornecem benefícios para os consumidores e suporte para a operação econômica da rede de distribuição de eletricidade existente (GRI, 1999). De forma ainda mais inovadora e restrita, define-se a geração distribuída como a geração integrada ou independente de eletricidade por meio de fontes pequenas e modulares (de 45 a 200 kW) para pequenos consumidores, em geral (Lora & Nascimento, 2003).

Nos EUA, a confluência de eventos na indústria de geração e de transmissão elétrica tem produzido de fato um novo paradigma para o futuro da geração e distribuição. A desregulamentação do mercado, a relutância das companhias geradoras em alocarem capital para grandes centrais termelétricas e para as linhas de transmissão, as persistentes limitações ambientais e, como mencionado, a evolução de novas e eficientes tecnologias de geração tornam atrativa esta alternativa (Curtiss *et al.*, 1999). Por exemplo, Curtiss menciona estudos da *Distributed Power Coalition of America* (DPCA), mostrando que a GD tem potencial de atrair cerca de 20 % na expansão da capacidade instalada dos EUA, ou seja, 35 GW num intervalo de duas décadas. Já para o *Electric Power Research Institute* (EPRI) o mercado estimado pode contabilizar de 2,5 a 5,0 GW/ano antes de 2010 (EPRI, 1999). Ackermann (1999) cita que esse valor, sugerido pela EPRI, representará 25 % de toda nova capacidade de geração nos EUA até 2010.

Tabela 1.3 – Tecnologias utilizadas em Geração Distribuída (Brittes *et al.*, 2003, modificado).

Tecnologia	Tamanho Típico Disponível por Módulo
Não-Renováveis	
Turbina a gás de ciclo combinado	35 – 400 MW
Motores de combustão interna	5 kW – 10 MW
Turbina de combustão	1 – 250 MW
Microturbinas	20 kW – 1 MW
Renováveis	
Hidro pequena	1 – 100 MW
Hidro micro	25 kW – 1 MW
Turbina Eólica	200 W – 3 MW
Sistemas fotovoltaicos	20 W – 100 kW
Térmica solar, receptor central	1 – 10 MW
Térmica solar, sistema Lutz	10 – 80 MW
Biomassa, baseada na gaseificação	100kW – 20 MW
PAFC (*)	200 kW – 2 MW
MCFC (*)	250 kW – 2 MW
PEFC (*)	1 kW – 250 kW
SOFC (*)	250 kW – 5 MW
Geotérmica	5 – 100 MW
Energia oceânica	100 kW – 1 MW
Motor ciclo Stirling	2 – 10 kW

(\*) FC é referente a células de combustível (fuel cells).

Vários fatores podem ser mencionados para justificar a evolução da GD: desenvolvimento de novas tecnologias de geração de energia, possibilidade de se empregar módulos, escassez de recursos para a implantação de grandes plantas de geração, busca por fontes

mais limpas e confiáveis e, até mesmo, ocorrência de interrupções no fornecimento de energia por problemas nas grandes centrais ou nas linhas de transmissão e distribuição (Brittes *et al.*, 2003). Então, basicamente, três tendências independentes estão formando a base para o crescimento da geração distribuída: a reestruturação do setor energético, a necessidade do aumento de capacidade do sistema e os avanços tecnológicos dos acionadores primários (Lora & Nascimento, 2003).

Essas novas tecnologias disponibilizam unidades que variam de 10 kW a 15 MW. Dentre as principais características dessas tecnologias estão: instalação em módulos, facilidade e rapidez de instalação, operação em conexão com a rede, as unidades podem ser instaladas mais próximas aos consumidores de modo que os custos de transporte (transmissão e distribuição) podem ser reduzidos, os investimentos não são extremamente altos e as questões ambientais levantadas com a instalação de pequenas unidades são reduzidas, especialmente, quando empregadas fontes alternativas de energia, menos poluentes.

Os serviços que a GD pode oferecer são (Lora & Nascimento, 2003):

- Suprimento de energia (kWh): para cargas nominais, podendo operar interligada à rede ou isoladamente. Neste serviço, as aplicações em operações remotas se destacam, onde os custos com redes de transmissão ou de distribuição são inviáveis;
- Fornecimento de capacidade (kW): alternativa para o alto custo nos horários de pico, complementando a energia suprida pela concessionária para atender às exigências do consumidor;
- Fornecimento de reserva: voltada para situações de manutenção programada ou de emergência;
- Qualidade de energia: reduz as perdas nas linhas e permite estabilizar a tensão, a frequência e a potência reativa.

A geração distribuída é fundamentalmente distinta dos modelos tradicionais para a geração ou transmissão de potência. Pode-se entregar energia elétrica diretamente à rede de distribuição de potência ou para um consumidor final, descartando o sistema de transmissão. Os acionadores a serem empregados podem ser motores de combustão interna

e pequenas turbinas a gás já disponíveis no mercado, ou as tecnologias emergentes, como as microturbinas a gás, células de combustível, motores Stirling, além das turbinas eólicas e das células fotovoltaicas. A Tabela 1.4 fornece alguns dados para comparação das diferentes tecnologias empregadas para geração distribuída (Lora & Nascimento, 2003).

Tabela 1.4 – Comparação econômica de tecnologias utilizadas para geração distribuída (adaptado de GRI, 1999)

	Motor de Combustão Interna	Microturbina	Sistemas Fotovoltaicos	Células de Combustível
Potência (kW)	50 – 5000	20 – 500	1 – 1000	200 – 2000
Eficiência	35%	25 – 30%	6 – 19%	40 – 57%
Investimento (\$/kW)	200 – 350	600 – 1100	6600	3750 – 5000
Custo O&M (\$/kW) *	0,01	0,005 - 0,010	0,001 - 0,004	0,0017
NO <sub>x</sub> (lb/btu)				
Gás Natural	0,3	0,10	–	0,003 – 0,12
Óleo	3,7	0,17	–	–
Estágio da Tecnologia	Comercial	Comercial	Comercial	Demonstrações comerciais

(\*) Custo de Operação e Manutenção

Assim, imagina-se que a geração distribuída apresenta vantagens técnicas e econômicas que asseguram uma expansão sustentada nos próximos anos.

Desde 1994, esse tipo de geração aumentou sua participação no mercado brasileiro de energia elétrica, mantendo-se pouco abaixo de 10% desde 2002. Entre 1994 e 2003, esse tipo de geração cresceu a uma taxa média de 12,2% ao ano. De acordo com a Associação Brasileira dos Investidores em Autoprodução de Energia Elétrica – ABIAPE, há no país, entre projetos e obras, 6290 MW de capacidade instalada de autoprodução, o que vem favorecendo o crescimento da geração distribuída.

### 1.3 – SISTEMAS DE GERAÇÃO EM PEQUENA ESCALA

Dentro da Geração Distribuída, os sistemas de geração em pequena escala têm obtido grande destaque. Esses sistemas, além das características citadas, também apresentam baixo custo e, em geral, retorno imediato do investimento. A produção de energia pode ser ajustada de acordo com a demanda requisitada e, se a demanda aumentar ao longo do tempo, novos módulos podem ser adicionados ao sistema em operação. Portanto, esse tipo

de tecnologia torna a geração de energia mais flexível, pois vários sistemas podem ser unidos em paralelo e conectados em rede para servir a vários consumidores em diversas localidades. Essas micro-redes podem ser operadas por um sistema centralizado monitorado e controlado a partir de um único local (ComCiência, 2001).

Atualmente, os sistemas em pequena escala, que possuem capacidade de geração de energia entre 1 kW e 5 MW, desempenham um papel ainda modesto na produção global. No entanto, esperam-se mudanças significativas para os próximos anos. Existe um mercado em expansão demandando esse tipo de sistema, particularmente em áreas onde não há qualquer sistema de geração de energia. As estimativas mostram que, em 1999, aproximadamente 40% da população mundial não possuíam energia elétrica (Mindbranch, 1999).

Em 2003, estimou-se que aproximadamente 55 GW de capacidade de geração de energia tenham sido instalados nos Estados Unidos e mais de 200 GW no mercado mundial. Uma parcela significativa dessas novas capacidades é de sistemas em pequena escala em aplicações distribuídas de energia (Mindbranch, 1999).

#### **1.4 – SETOR ELÉTRICO BRASILEIRO ATUAL**

Em âmbito nacional, segundo dados da Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL, o sistema elétrico no Brasil apresenta, como particularidade, grandes extensões de linhas de transmissão e de distribuição e tem como base um parque produtor predominantemente hidráulico, correspondendo a aproximadamente 73% do total. No entanto, a capacidade de produção das hidrelétricas depende diretamente do nível dos rios e, portanto, indiretamente, das condições climáticas. Assim, se o nível dos lagos das hidrelétricas estiver baixo, sua capacidade é diretamente afetada, podendo ser reduzida pela metade. Já as usinas termelétricas têm uma capacidade de geração de 23% da produção total. Atualmente, o Brasil possui em torno de 1400 empreendimentos em operação, gerando cerca de 95 mil MW de potência. Nos próximos anos, haverá uma adição de 26 mil MW, proveniente de mais 60 empreendimentos atualmente em construção (BIG, 2005). O mercado de energia elétrica experimenta um crescimento da ordem de 4,5% ao ano, devendo ultrapassar a casa dos 100 mil MW em 2008 (ANEEL, 2005). No entanto, a capacidade geradora de eletricidade não consegue acompanhar o crescimento do consumo

de energia (ComCiência, 2001).

Ao longo das últimas duas décadas, o consumo de energia elétrica apresentou índices de expansão superiores ao Produto Interno Bruto (PIB), fruto do crescimento populacional concentrado nas zonas urbanas, do esforço de aumento da oferta de energia e da modernização da economia (ANEEL, 2005). Atualmente, o mercado consumidor (47,2 milhões de unidades) concentra-se nas regiões Sul e Sudeste, mais industrializadas. Já a região Norte é atendida de forma intensiva por pequenas centrais geradoras, sendo, a maioria, termelétricas a óleo diesel (ANEEL, 2005). De acordo com o levantamento da ONS, o consumo de energia, em 2004, foi de aproximadamente 43 mil MW médios.

Em 2001, o setor elétrico brasileiro entrou em crise por não ser capaz de suprir a demanda de energia em todo o País. Como o Brasil possui uma matriz eminentemente hidrelétrica com dependência de variações climáticas a escassez de chuva diminuiu o nível dos reservatórios atingindo valores críticos, comprometendo o fornecimento de energia para todo o território. Como consequência, foi estabelecido, pelo governo, racionamento de energia. Esse racionamento perdurou enquanto o nível dos reservatórios não voltou a níveis mais seguros.

Assim, após a crise do setor elétrico, em 2001, ficou evidente que a indústria de eletricidade no Brasil precisa de reestruturação, com o desenvolvimento de uma matriz energética mais competitiva, capaz de atender à demanda atual e futura, independente de regimes climáticos, e ao crescimento econômico em tempo hábil (ComCiência, 2001). O planejamento governamental de médio prazo prevê a necessidade de investimentos da ordem de R\$ 6,0 a 7,0 bilhões por ano para expansão da matriz energética brasileira, em atendimento à demanda do mercado consumidor (ANEEL, 2005).

Para o futuro, o Governo pretende investir em novas instalações de centrais termelétricas a gás natural, que exigem prazos mais curtos de implementação e investimentos menores que as hidrelétricas. Pretende-se, também, ampliar as importações de energia da Argentina, Venezuela e Bolívia e realizar a interligação elétrica entre o Sul e o Norte do Brasil, o que significa maiores investimentos em rede de transmissão (ANEEL, 2005). Outro foco governamental se concentra na universalização do atendimento às comunidades isoladas da Região Norte do País e ao meio rural, que devem estar concluídos nos próximos anos

(ANEEL, 2005). Com base nos dados do Censo 2000 do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), foi verificado que, atualmente, 2,5 milhões de domicílios brasileiros - cerca de 11 milhões de habitantes - não têm acesso à energia elétrica. De acordo com as metas fixadas pela ANEEL, de acordo com a Lei 10.438/02, estima-se que já em 2005 a universalização será concluída em 2.400 dos 5.507 municípios do país (43% do total) (ANEEL, 2005).

Outra possibilidade para o Governo brasileiro seria procurar formas alternativas de geração de energia e optar pela Geração Distribuída (GD), principalmente, em municípios e comunidade isolados que ainda não possuem energia elétrica. Do ponto de vista de utilidades, a GD é uma opção atraente para satisfazer demandas crescentes e remover as restrições na transmissão de energia elétrica, sendo capaz de fornecer energia a baixos custos, alta confiabilidade e independe do local de instalação (IVIG, 2000). A viabilidade tecnológica da implantação da GD depende de inúmeros fatores, como a disponibilidade de gás natural e de equipamentos de microgeração, como células de combustível, microturbinas, instalações de energia solar e eólica.

## **1.5 – MICROTURBINA**

Dentre as diversas tecnologias que podem ser usadas na Geração Distribuída e de pequena escala, as microturbinas a gás têm se tornado uma importante opção tecnológica. Isso é motivado principalmente pelo aparecimento de novos materiais com maior resistência mecânica e térmica. As microturbinas são pequenas máquinas térmicas, operando no ciclo *Brayton*, que produzem eletricidade na faixa de 20 a 500 kW. A tecnologia é uma evolução dos turbocompressores de caminhões e veículos, unidades auxiliares de geração de energia de aviões e motores de propulsão a jato de aviões militares e de pequenas unidades estacionárias, de equipamentos auxiliares de potência. As microturbinas começaram a ser testadas em 1997 e comercializadas em 2000 (EPA & *Energy Nexus Group*, 2002). Embora, conceitualmente, o princípio de funcionamento se assemelhe ao de uma turbina a gás convencional, as microturbinas apresentam características próprias (Viana Júnior *et al.*, 2001).

Atualmente, a maior parte dos projetos destinados ao desenvolvimento de novas microturbinas visa originalmente às aplicações veiculares, mas a linha de pesquisa vem

sendo alterada em virtude do surgimento, com a desregulamentação do setor elétrico, de um mercado bastante promissor voltado para auto-geração, podendo, então, ser usada em geração estacionária distribuída (Viana Jr. *et al.*, 2001).

A eficiência de unidades de grande porte é de 38% com uma perda em transmissão e distribuição de cerca de 7% (FacilitiesNet, 2003). As eficiências das turbinas são afetadas fortemente pelo seu tamanho, isto é, de forma mais específica, pela relação entre volume e área. Em sistemas com microturbinas, a eficiência obtida situa-se na gama de 27 a 32% (Viana Jr. *et al.*, 2001). O aproveitamento do calor residual em cogeração permite aumentar o rendimento global até cerca de 80% (Passão, 2003).

Ao contrário das turbinas de grande porte usadas nas centrais de geração, as microturbinas, em razão da sua simplicidade, possuem custos de operação e manutenção mais baixos. As microturbinas são projetadas de acordo com critérios que facilitem a fabricação, desmontagem e reparo usando ferramentas disponíveis no mercado e que não exijam sofisticados equipamentos de controle, monitoração e diagnóstico. Esta é uma das principais vantagens das microturbinas, uma vez que o custo envolvido com estes equipamentos eletrônicos de controle é relevante em relação ao do sistema de geração-turbina (Viana Júnior *et al.*, 2001).

O combustível ideal é o gás natural, contudo outros combustíveis podem ser utilizados como propano, diesel, querosene e ainda gases residuais (Passão, 2003). Muitas turbinas instaladas em unidades de geração podem empregar dois ou mais tipos de combustíveis, sendo classificadas como multicomcombustível. A transição de um combustível para outro, durante a operação, ocorre por meio de um sistema de controle capaz de ajustar a posição dos queimadores e otimizar as condições de queima. A possibilidade de o sistema trabalhar com diversos tipos de combustíveis amplia a flexibilidade e confiabilidade da operação. Assim, no caso de falha no suprimento do combustível principal é possível mudar para outro combustível auxiliar sem perda da continuidade da produção de energia. Estas características aplicam-se também às microturbinas (Viana Júnior *et al.*, 2001).

Atualmente, as principais preocupações ambientais recaem sobre a emissão de poluentes, como mencionado anteriormente. Assim, isso deve ser considerado no desenvolvimento de novas tecnologias de geração de energia elétrica. No passado, as normas internacionais

incidiram sobre as emissões de monóxido de carbono, de hidrocarbonetos não queimados e de partículas de fuligem. Isso se traduziu na redução significativa desses poluentes. No entanto, a emissão de óxido de nitrogênio não sofreu grandes alterações. Surgiu, assim, a necessidade de se adotar medidas restritivas no que diz respeito às emissões de  $\text{NO}_x$ , em consequência dos seus efeitos nefastos sobre a camada de ozônio. Há uma busca por tecnologias que tenham menor impacto ambiental (Passão, 2003).

A microturbina pode ser um sistema pouco poluente, principalmente quando empregando tecnologia LPP (*Lean Premixed and Prevaporised*), isto é, combustão pobre, pré-misturada e pré-vaporizada. O gráfico da Figura 1.1 apresenta os resultados dos testes realizados em uma turbina da Capstone modelo 330, em uma turbina industrial, em outras turbinas e também em um motor de combustão interna com relação aos níveis de emissões de monóxido de carbono (CO), de  $\text{NO}_x$  ( $\text{NO}+\text{NO}_2$ ) e de THC (total de hidrocarbonetos). O combustível utilizado foi o gás natural e todos os sistemas estavam operando na máxima potência quando foram aferidas as emissões (Passão, 2003).

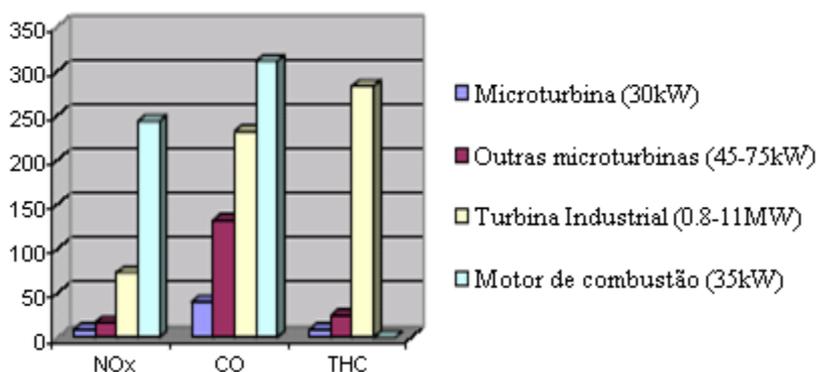


Figura 1.1 – Gráfico de emissões de poluente de alguns sistemas de combustão.

Analisando o gráfico da Figura 1.1, verifica-se que a microturbina é uma tecnologia com baixas emissões de poluentes, principalmente se comparada a outras tecnologias de geração de energia que também empregam oxidação de algum hidrocarboneto. Com aprimoramento de câmaras de combustão com tecnologia *Dry Low NO<sub>x</sub>* (DLN), o nível de emissão de poluente pode ser reduzido a valores da ordem de 20 a 50 ppm. As taxas de emissão de óxido de nitrogênio pode ser inferior a 9,0 ppm ou menos de 186 g por megawatt-hora (MWh). Já o nível de emissão em plantas de grande porte é dez vezes superior. Se comparado com um motor diesel, este gera mais poluentes em uma hora do que um microturbina em nove dias. Por esta razão, em muitas áreas metropolitanas,

geradores diesel operam somente como unidade de emergência (FacilitiesNet, 2003).

## **1.6 – CONTROLE DE TURBINAS**

As turbinas a gás operam em larga faixa de potência e em muitas aplicações. As exigências de potência e de processo controlam as operações da planta. No caso das turbinas para geração de energia, que geralmente estão ligadas à rede de distribuição, elas precisam atender certas necessidades, como potência e frequência (Boyce, 2001).

Atualmente, todas as turbinas a gás são fornecidas com um sistema de controle. O sistema de controle tem três funções fundamentais: seqüências de partida (*startup*) e parada (*shutdown*); controle em regime permanente quando a unidade está em operação e proteção e monitoramento da turbina a gás (Boyce, 2001).

Computadores têm sido usados nesses novos sistemas para substituir controladores PIDs analógicos. Os controladores PIDs digitais podem ser facilmente implementados por funções computacionais, como operações matemáticas, lógica digital e alarmes. Computadores mais potentes podem ser introduzidos para fornecer monitoramento, otimização e manutenção programada (Boyce, 2001).

Dentro desse contexto, este trabalho busca explorar técnicas de Engenharia de Controle para o desenvolvimento de um sistema de controle da velocidade de rotação da turbina de potência, de forma a mantê-la constante, e monitoramento, com uma interface gráfica com o usuário para a microturbina experimental com baixa emissão de poluentes em desenvolvimento no Laboratório de Energia e Ambiente da Universidade de Brasília.

## **1.7 – OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DO PROJETO**

Esse trabalho tem como objetivos: (i) instrumentação da microturbina com base nas variáveis representativas do comportamento da mesma, (ii) desenvolvimento de código, com interface gráfica, para o monitoramento das variáveis de entrada e saída da microturbina e controle automático do sistema, (iii) desenvolvimento do modelo dinâmico matemático da microturbina, (iv) a partir deste modelo, aplicar técnicas de projeto de controladores, de modo a se obter um sistema de controle da microturbina a gás por

simulação. Com os resultados de (iv) pode-se implementar o controlador digitalmente em um computador dedicado, de forma a avaliar seu desempenho no sistema real.

Este trabalho está organizado em cinco capítulos, identificados a seguir.

No Capítulo 2 apresenta-se revisão bibliográfica sobre microturbinas, descrevendo seu funcionamento e suas principais características, o estado atual da arte de microturbinas e o estado da arte em controle de sistemas. Em seguida, no Capítulo 3 é descrita a bancada experimental e a instrumentação do sistema. No Capítulo 4, encontram-se os métodos e o aparato experimental necessário para a obtenção dos resultados, os resultados experimentais do projeto e sua análise. Por último, no Capítulo 5, apresentam-se as conclusões do projeto e suas perspectivas futuras.

## 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 – MICROTURBINA

Dos vários meios de produzir potência mecânica, a turbina a gás é, em muitos aspectos, um dos mais satisfatórios. A ausência de partes com movimento alternado determina que problemas de balanceamento sejam reduzidos e que o consumo de óleo lubrificante seja excepcionalmente baixo (Cohen & Saravanamutto, 1987).

Os grupos turbo-geradores estão disponíveis, atualmente, em uma larga faixa de potências, permitindo classificá-los em três categorias diferentes, com características próprias de projeto, de operação e de aplicação, porém com o mesmo princípio de funcionamento. As turbinas podem ser usadas em uma grande variedade de aplicações que abrange desde pequenas unidades para uso residencial até grandes unidades industriais (Vianna Jr. *et al.*, 2001).

As turbinas a gás de grande porte possuem potências acima de 15 MW e podem ser aeroderivativas ou *heavy duty*, e exigem velocidade e carregamento constantes. As turbomáquinas são predominantemente axiais e podem ter vários estágios (Lora & Nascimento, 2003). São usadas para geração centralizada de energia elétrica (Vianna Júnior *et al.*, 2001).

Turbinas a gás de médio porte, também conhecidas como miniturbinas, são aquelas com potência entre 1,0 e 15 MW. Estas unidades têm projeto similar às turbinas a gás *heavy duty* ou aeroderivativas. A turbina de potência é geralmente de fluxo axial com um ou dois estágios. As turbinas de médio porte são usadas em plataformas *offshore* e estão em expansão em plantas petroquímicas (Lora & Nascimento, 2003).

As turbinas a gás de pequeno porte são aquelas que têm potência nominal menor que 1,0 MW. Seu projeto é similar ao projeto das turbinas maiores, entretanto, existem algumas unidades que têm um compressor centrífugo ou uma combinação de compressor centrífugo e axial, bem como turbina de fluxo radial. A eficiência das turbinas a gás de pequeno porte é geralmente muito menor que a eficiência das unidades de maior porte, em razão da limitação da temperatura de entrada da turbina e da baixa eficiência de seus componentes.

No entanto, estas unidades são robustas e sua simplicidade de projeto garante muitas horas de operação sem problemas, sendo que algumas possuem regenerador para aumentar a eficiência térmica. Dentro dessa faixa de potência estão as microturbinas que podem atingir potência de cerca de 300 kW, podendo ser facilmente usadas em aplicações de Geração Distribuída (Lora & Nascimento, 2003). A Tabela 2.1 faz uma comparação das três classes de turbinas em função das suas principais características.

Tabela 2.1 – Comparação de características das três classes de turbinas a gás (Vianna Jr. *et al.*, 2001).

Características	Pequeno porte	Médio Porte	Grande porte
Capacidade kW	Até 1000	1000 – 10000	12500 – 265000
Combustível	Gás natural, diesel e outros.	Gás natural, diesel.	Gás natural, óleo.
Fora de operação	A cada 2 anos	8 meses	Um ano e meio
Tipo de eixo	Simplex	Duplo	Duplo ou triplo
Rotação (rpm)	70000	15000	1800
Tipo de gerador acoplado	DC com conversor AC	AC síncrono	AC síncrono
Condição de velocidade do conjunto	Variável	Constante	Constante
Eficiência máxima ciclo simples	32%	35%	37%
Tempo de Compra e Instalação	Uma semana	Dois meses	De um ano a dois
Custo de referência (US)	\$700/kW	\$450/kW	\$300/kW

## 2.2 – COMPONENTES DAS MICROTURBINAS

Atualmente, inúmeras empresas fabricam microturbinas, com as mais variadas tecnologias de combustão. As microturbinas, no mercado, estão disponíveis na faixa de 30 a 350 kW, como pode ser visto na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Fabricantes de Microturbinas e potência fornecida.

Fabricante	Potência (kW)	Eficiência Total
Capstone	30 / 60 / 65	28%
Bowman	80	29%
Elliot/GE	45 / 80 / 200	30%
Turbec	100	33%
Power Works	70	30%
ABB	100	30%
AlliedSignal	75	30%

As microturbinas possuem, de acordo com a Figura 2.1, os seguintes componentes principais:

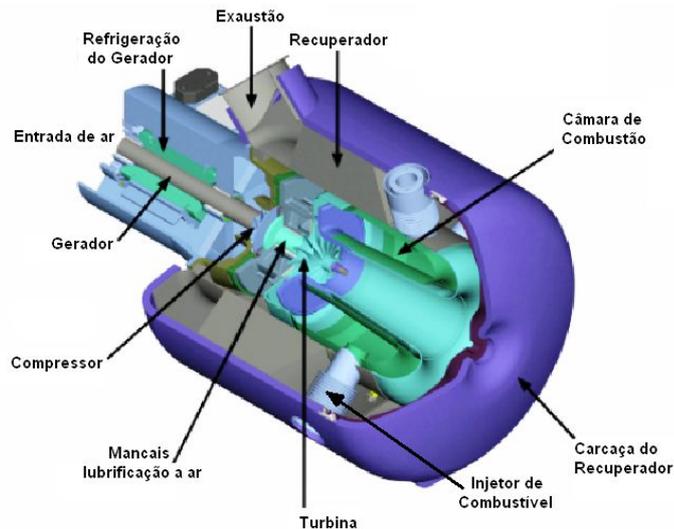


Figura 2.1 – Microturbina da Capstone e seus componentes.

### 2.2.1 – Unidade Turbo-Compressora

O coração da microturbina é a unidade turbo-compressora, que é geralmente montada em um eixo solidário com um gerador elétrico. Dois mancais servem de apoio a esse eixo. Com apenas uma parte móvel, reduz-se a necessidade de manutenção e o sistema torna-se mais confiável (EPA, 2002). Geralmente uma microturbina opera com um compressor radial centrífugo de estágio simples. Nas palhetas de expansão, isto é, na turbina, ocorre a conversão da energia cinética do gás em trabalho (Vianna Jr. *et al.*, 2001).

O sistema de exaustão dos gases, de concepção simples, e raramente possuindo partes móveis, é importante para toda operação da turbina. Como no sistema de admissão, a exaustão deve possuir tamanho e forma que permitam que as condições de pressão e velocidade dos gases na saída, conjugados com as condições da entrada, atendam ao desempenho ótimo da turbina (Vianna Jr. *et al.*, 2001).

### 2.2.2 – Câmara de Combustão

A câmara de combustão tem a finalidade de queimar combustível, fornecido pelo injetor, com certa quantidade de ar proveniente do compressor, liberando calor de tal maneira que os produtos da combustão sejam expandidos e acelerados na turbina. Isso deve ser alcançado com a mínima perda de pressão e a máxima eficiência. A quantidade de combustível adicionada à corrente de ar dependerá do aumento de temperatura requerida.

Entretanto, a temperatura máxima é limitada pela temperatura que o material das palhetas da turbina suporta. Uma vez que a temperatura requerida do fluido de trabalho na turbina varia com o empuxo ou o trabalho, a câmara de combustão deve também ser capaz de realizar uma combustão estável e eficiente em toda faixa de operação do equipamento (Lora & Nascimento, 2003).

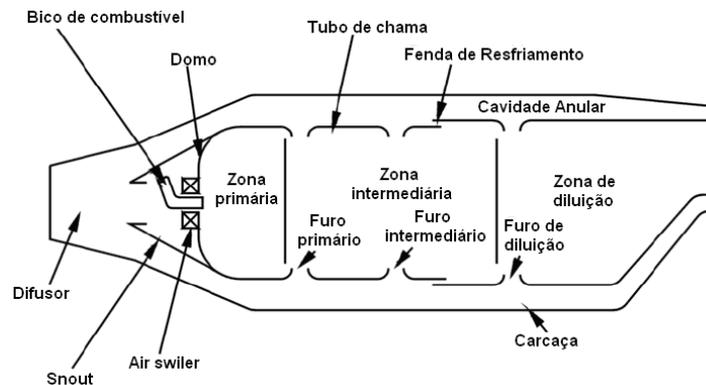


Figura 2.2 – Principais componentes da câmara de combustão (Lefebvre, 1998).

Em geral, como ilustrado na Figura 2.2, as câmaras incorporam os seguintes componentes: carcaça, difusor, tubo de chama e bico injetor de combustível.

### 2.2.3 – Gerador

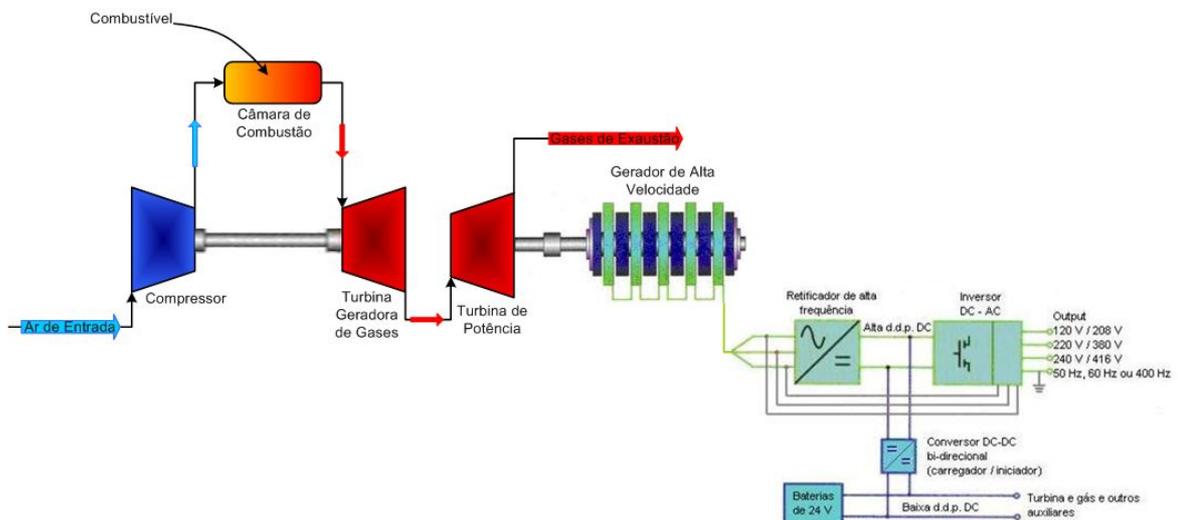


Figura 2.3 – Esquema ilustrativo de uma unidade geradora com turbina livre.

A microturbina produz potência elétrica por meio de um gerador de alta velocidade acoplado ao eixo da turbina de potência. Menos da metade da potência extraída dos gases de exaustão é usada para acionamento do gerador e o restante para acionamento do compressor e outros acessórios (Vianna Jr. *et al.*, 2001). O gerador de alta velocidade

emprega um alternador magneto permanente e requer que a alta frequência AC de saída seja convertida para 60 Hz. Para isso, é necessário que a tensão alternada, AC, seja retificada para tensão contínua, DC, e, então, convertida de CC, novamente, para tensão alternada, porém com 60 Hz, como indicado na Figura 2.3 (EPA, 2002).

Para dar partida na microturbina, o gerador pode atuar como motor, girando o eixo do turbo-compressor até alcançar a velocidade necessária para se iniciar a combustão estável. Esse processo pode se estender por alguns minutos. Se o sistema operar independente de uma malha, é necessária uma bateria para alimentar o gerador (EPA, 2002).

#### 2.2.4 – Características complementares das turbinas

Em adição às características físicas, elétricas e de projeto existe também a questão da velocidade. As palhetas da turbina devem se mover a uma velocidade que permita capturar de forma eficiente a energia resultante da expansão dos gases, o que implica que turbinas menores devem operar a rotações maiores. As microturbinas com um rotor entre 75 e 100 mm de diâmetro trabalham a uma velocidade de 96000 rpm para turbinas de 30 kW e 80000 rpm em máquinas de 75 kW. No entanto, não há regra entre a velocidade de rotação e a potência gerada, pois o tipo específico de turbina e as características de projeto do compressor influenciam fortemente no tamanho físico dos componentes e, conseqüentemente, na velocidade de rotação. Para um determinado projeto aerodinâmico, se a taxa de potência diminui, a velocidade do eixo aumenta, por isso as pequenas microturbinas possuem eixos de alta velocidade (EPA, 2002).

#### 2.2.5 – Descrição Tecnológica

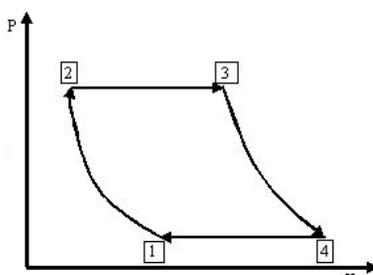


Figura 2.4 – Ciclo de Brayton.

As microturbinas operam no mesmo ciclo termodinâmico, conhecido como ciclo *Brayton*,

de turbinas a gás (Figura 2.4). Como há um fluxo de massa na entrada e na saída do processo de funcionamento da microturbina, esse processo termodinâmico é considerado um ciclo aberto (Figura 2.5).

No entanto, pode-se assumir que o funcionamento é representado por um ciclo *Brayton* ideal, remodelando o processo de modo a se obter um ciclo fechado, isto é, sem fluxo de massa na entrada e na saída do processo, como apresentado na Figura 2.6. Primeiramente, a câmara de combustão é substituída por um trocador de calor em que o ar é aquecido à mesma temperatura que seria obtida com a combustão, mas, agora, sem a adição de combustível. E a segunda alteração, seria o posicionamento de outro trocador de calor entre o último e o primeiro estágios, de modo que os gases de exaustão sejam resfriados pela vizinhança à temperatura de entrada no compressor. Então, o mesmo fluido estaria sendo usado em todo o processo. Assim, a análise de um ciclo fechado se aproxima do sistema aberto real. Sabe-se que a razão ar-combustível, na microturbina, é muito elevada e, portanto, as propriedades do sistema real não diferem muito das propriedades do ar. A Figura 2.4 representa o ciclo *Brayton* ideal. Uma compressão isentrópica de (1) até (2) é seguida de uma adição de calor a pressão constante de (2) a (3), uma expansão isentrópica de (3) a (4) e, finalmente, uma rejeição de calor a pressão constante de (4) até (1).

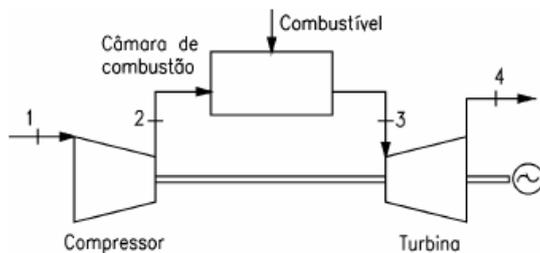


Figura 2.5 – Circuito aberto.

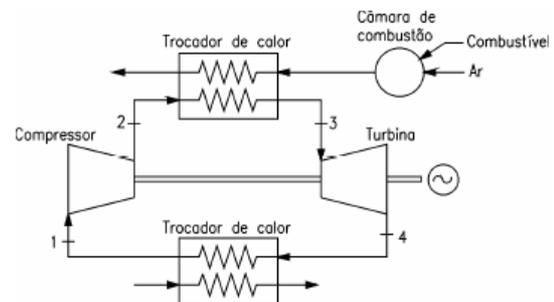


Figura 2.6 – Circuito fechado.

Diferentemente dos motores de combustão, uma turbina a gás opera em processo contínuo envolvendo quatro estágios apresentados na Figura 2.5 (Vianna Jr. *et al.*, 2001).

- No compressor, o ar atmosférico é aspirado e comprimido de (1) até (2), sendo forçado, então, para o interior do sistema a alta velocidade e a alta pressão;
- O ar é misturado ao combustível na câmara de combustão, onde o processo de queima é controlado para se obter a máxima eficiência e baixos níveis de emissões. Isso ocorre de (2) até (3), à pressão constante;

- Os gases produtos da combustão sofrem expansão nas palhetas da turbina, propriamente dita, produzindo trabalho de (3) até (4), isto é, fornecendo potência para o compressor e potência útil. Como a turbina e o compressor estão fixados em um eixo solidário, o compressor também gira, o que mantém o fluxo de ar;
- Os gases de exaustão não aproveitados são liberados para atmosfera com a pressão igual à atmosférica de (4) até (1).

### 2.3 – FORMAÇÃO DE NO<sub>x</sub> EM TURBINAS A GÁS

A combustão em microturbinas tem tradicionalmente empregado chama de difusão, em que o combustível é injetado no centro do fluxo de ar. O processo de combustão se realiza em três etapas: a dissociação endotérmica das moléculas do combustível, seguida por rápida formação exotérmica de CO e H<sub>2</sub>O e, finalmente, uma oxidação exotérmica de CO e CO<sub>2</sub>, que é o processo mais lento. Aproximadamente 80% da energia são liberados na segunda fase, durante a formação do CO. O processo de formação do CO<sub>2</sub>, por ser lento, acontece em aproximadamente 75% do comprimento da zona de combustão (Moore, 1997).

A maioria dos óxidos de nitrogênio formados na combustão reage com O<sub>2</sub>, subsequente, formando NO<sub>2</sub>. Por essa razão, é comum juntá-los e expressar os resultados em termos de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>). Este pode ser produzido por três diferentes mecanismos: NO térmico, NO imediato e NO combustível. Há ainda um quarto processo de formação de NO<sub>x</sub>, resultante da oxidação do N<sub>2</sub>O (Lefebvre, 1998). Dependendo das condições em que ocorre a combustão, existe o predomínio de um desses mecanismos mencionados: a altas temperaturas, predomina NO térmico; se a quantidade de nitrogênio contido no combustível é alta e a temperatura é baixa, o NO combustível e o NO imediato são os predominantes (Gallego *et al.*, 2000).

O NO térmico é obtido a partir da reação do nitrogênio do ar atmosférico com o oxigênio dissociado pelas altas temperaturas resultantes do processo de combustão (Gallego *et al.*, 2000). Esse processo é endotérmico e a taxa de formação se torna significativa em temperaturas próximas a 1850 K. Este é, aproximadamente, 95% de todo NO formado.

A maioria dos esquemas de reação propostos para a formação do NO térmico são baseados no mecanismo de Zeldovich descrito pelas equações abaixo (Zeldovich *et al.*, 1947).



A taxa de formação do NO térmico é determinada pela Equação (2.1), importante quando em condições próximas à estequiométrica ou à mistura rica. Nessas condições, se produz grande quantidade de óxido de nitrogênio. A taxa de formação de NO é menor do que da maioria das reações de combustão e verifica-se que na região da chama pouco NO térmico é formado. Grande parcela é gerada na região de pós-chama (Gallego *et al.*, 2000). A taxa de formação de NO foi determinada teoricamente e pode ser descrita pela Equação (2.4).

$$[NO] = K_1 e^{(-K_2/T)} [N_2] [O_2]^{1/2} t \quad (2.4)$$

Observa-se na Equação (2.4) que a formação de NO térmico é função da temperatura e das concentrações de oxigênio e de nitrogênio e aumenta com a temperatura e com o tempo de residência. O aumento de temperatura contribui com a energia que acelera a reação de dissociação, exigindo menor tempo de residência para que ela ocorra. Isso significa que, para uma dada mistura, existe uma temperatura na qual o tempo de residência não é mais significativo no aumento de NO térmico, pois o processo de formação de NO atinge o equilíbrio químico, como observado na Figura 2.7 (Gallego *et al.*, 2000). É possível observar, também, que a produção de NO decai rapidamente com a redução da temperatura. Então, a redução na temperatura é a melhor estratégia para se controlar a emissão de NO<sub>x</sub> térmico de turbinas a gás (Lefebvre, 1998).

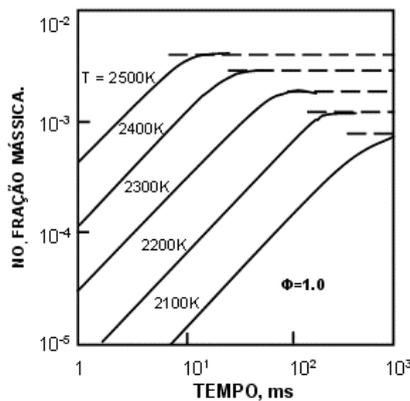


Figura 2.7 – Formação do NO<sub>x</sub> em função do tempo de residência e temperatura.

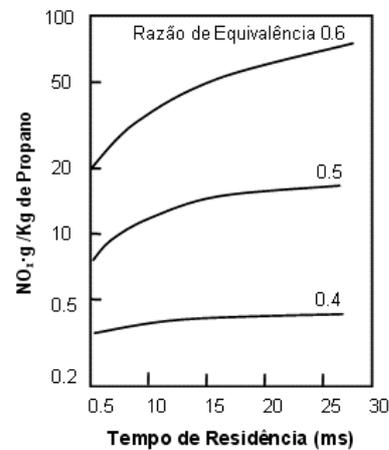


Figura 2.8 – Efeito do tempo de residência no NO<sub>x</sub> em sistemas pré-misturados.

Outro fator importante é o tempo de residência; todavia para baixas relações de equivalência (por volta de 0,4), o tempo de residência não tem influência no aumento da formação de NO térmico, dada a diminuição da temperatura da chama (Gallego *et al.*, 2000), como é observado no gráfico da Figura 2.8.

O NO combustível é formado a partir da reação do oxigênio com o nitrogênio contido no combustível durante o processo de combustão. Frações de nitrogênio podem ser encontradas nos combustíveis desde 0,2% em massa, nos destilados leves, até 2% em massa nas frações asfálticas e carvões (Gallego *et al.*, 2000).

A oxidação de moléculas de baixo peso molecular que contêm nitrogênio, presentes no combustível ou formadas durante a combustão ( $\text{NH}_3$ ,  $\text{HCN}$ ,  $\text{CN}$ ), é muito rápida, ocorrendo em escala de tempo similar à de outras reações do processo de combustão. A formação do NO combustível, além de ser fortemente influenciada pela quantidade de nitrogênio presente na composição do combustível, é influenciada pela relação ar/combustível da reação de combustão. Altas concentrações de NO combustível são obtidas em reações pobres (baixas temperaturas de chama), ou seja, a temperatura tem pouca influência. Quando a combustão ocorre a baixas temperaturas, como em reatores de leito fluidizado (750 a 950°C), o NO combustível é o mais predominante (Gallego *et al.*, 2000).

Já o NO imediato ou NO *prompt* é o NO não atribuído aos outros dois mecanismos anteriores. A sua presença foi observada na frente de chama, onde ocorre a maior parte das reações de combustão. A sua formação está limitada ao estágio inicial da chama, sendo gerado pela combinação do  $\text{N}_2$  com radicais hidrocarbônicos (Negri, 2002).

Sob condições de pré-mistura pobre, o  $\text{HCN}$  oxida para NO principalmente por uma seqüência de reações envolvendo  $\text{HCN} \rightarrow \text{CN} \rightarrow \text{NCO} \rightarrow \text{NO}$ . O átomo de nitrogênio reage especialmente pela segunda reação de Zeldovich.

Alguns experimentos comprovam que a formação de NO *prompt* depende da presença de hidrocarbonetos, independente, de forma relativa, da temperatura, tipo de combustível, taxa de mistura e tempo de residência (Negri, 2002). A influência da pressão é de especial interesse e importância porque o NO *prompt* passa a ser o mecanismo predominante na

emissão de NO em câmaras LPP.

## 2.4 – TECNOLOGIAS PARA A REDUÇÃO DE EMISSÕES DE NO<sub>x</sub>

Existem dois métodos de controle de óxidos de nitrogênio: métodos pré-combustão (preventivos) ou métodos pós-combustão (corretivos). De acordo com esses dois métodos, as soluções para a redução do nível de emissões de NO<sub>x</sub> em turbinas a gás podem ser variadas e a escolha de qual tecnologia utilizar dependerá da sua viabilidade técnica e econômica (Gallego *et al.*, 2000). Em qualquer tentativa de se reduzir o NO<sub>x</sub>, a principal meta deveria ser a diminuição da temperatura de reação. O segundo objetivo deveria ser eliminar pontos quentes da zona de reação, para evitar que nessas regiões a formação de NO<sub>x</sub> permaneça alta. E, finalmente, o tempo disponível pra a formação de NO<sub>x</sub> deve ser mantido mínimo.

Em geral, tecnologias que tendem a diminuir as emissões de NO<sub>x</sub> aumentam, de forma desfavorável, emissões de monóxido de carbono (CO) e de hidrocarbonetos não queimados. A Figura 2.9 mostra os problemas que podem ocorrer a partir da escolha de temperaturas muito baixas para a zona primária de uma câmara de combustão: abaixo de 1600 K, embora as emissões de NO<sub>x</sub> sejam baixas, ocorre um aumento nas emissões de monóxido de carbono (CO). De forma inversa, acima de 1800 K, o nível de CO seria reduzido, mas os níveis de emissões de NO<sub>x</sub> seriam altos (Gallego *et al.*, 2000).

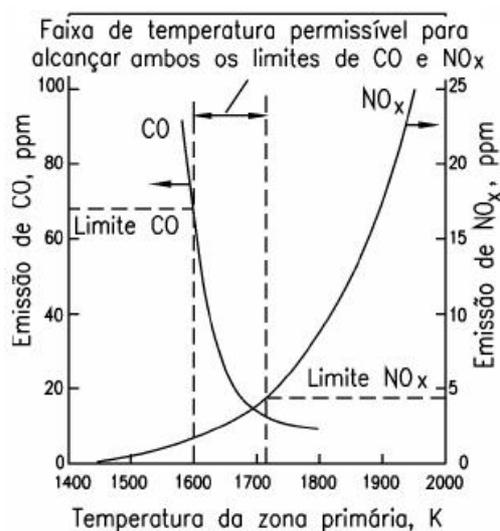


Figura 2.9 – Influência da temperatura da zona primária nas emissões de NO<sub>x</sub> e CO (Lefebvre, 1998).

Na Tabela 2.3 serão apresentados alguns métodos desenvolvidos para a redução de NO<sub>x</sub> e algumas dessas técnicas serão descritas abaixo.

Tabela 2.3 – Classificação dos métodos de controle das emissões de óxidos de nitrogênio (Lora & Nascimento, 2003).

Tipo do método	Método	Fundamentação
Pré-combustão (preventivos)	Recirculação dos produtos da combustão	Redução da temperatura e concentração de oxigênio no núcleo da chama
	Combustão por etapas	
	Queimadores com baixa emissão de NO <sub>x</sub>	
	Injeção de água e vapor	
Pós-combustão (corretivos)	Combustão em leito fluidizado	Temperaturas de combustão menores que em sistemas convencionais para combustíveis sólidos pulverizados
	Redução seletiva não-catalítica (RSNC)	Redução do NO <sub>x</sub> até N <sub>2</sub> por injeção de amônia sem a utilização de catalisadores (alta temperatura dos gases)
	Redução catalítica seletiva (RCS)	Redução do NO <sub>x</sub> até N <sub>2</sub> por injeção de amônia com a utilização de catalisadores (baixa temperatura dos gases)

#### 2.4.1 – Redução Catalítica Seletiva e Não-Catalítica

Estes processos têm em comum o fato de reduzirem NO<sub>x</sub> até N<sub>2</sub> e água por meio de reagentes baseados em amônia ou uréia. A principal diferença destes dois sistemas é que o RSNC (sem catalisador) é utilizado para uma faixa de temperatura de 900 a 1050 °C, enquanto que o RCS (com catalisador), entre 160 e 400 °C (Lora & Nascimento, 2003, Carli & Heide, 1998). São usados como catalisadores o pentóxido de vanádio (V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>) ou óxido de titânio (TiO<sub>2</sub>) com o RCS, limitando a faixa de temperatura até 400°C e só podendo ser usada em ciclos que possuam sistema de recuperação de energia dos gases de combustão. Outro problema é o controle da injeção de amônia, que não pode ser arrastada com os gases de combustão (a emissão de amônia é ainda pior que a de NO<sub>x</sub>). Com essa tecnologia é possível atingir níveis extremamente baixos de emissões de NO<sub>x</sub>. Cohen (1996) cita que se conseguem valores inferiores a 10 ppmvd. Esses sistemas são relativamente caros de se instalar e manter, mas, quando combinados com a injeção de água, poderiam reduzir a emissão de NO<sub>x</sub> para níveis inferiores a 10 ppm (Gallego *et al.*, 2000).

## 2.4.2 – Injeção de água ou vapor.

Outro método a ser considerado é a injeção de água ou vapor, que pode ser usada para as grandes fontes estacionárias, principalmente se houver disponibilidade deste insumo. Essa técnica diminui substancialmente a temperatura de chama na zona primária da câmara de combustão, conseguindo baixos níveis de emissões de NO<sub>x</sub>, além de aumento de trabalho máximo fornecido pela turbina em função do aumento do fluxo de massa. Proporções usuais de injeção de água líquida estão por volta de 50% do fluxo de combustível e na faixa de 100 a 200% do fluxo de combustível para a injeção de vapor (Gallego *et al.*, 2000).

Na Tabela 2.4 são apresentados níveis de emissões alcançados de NO<sub>x</sub> em função da quantidade de água líquida ou vapor adicionada na câmara de combustão, e sua influência no aumento da potência e da eficiência da turbina.

Tabela 2.4 – Emissões NO<sub>x</sub> em função da quantidade de água injetada (Schorr, 1991).

Nível de NO <sub>x</sub> (PPMVD)	Combustível	Proporção em Massa Água/combustível	Potência de Saída	Aumento da Eficiência (%)
75	Óleo leve	50% (líquida)	Aumento de 3%	1,8
42	Gás Natural	100% (vapor)	Aumento de 5%	3
42	Gás Natural	140% (vapor)	Aumento de 5%	2
25	Gás Natural	120% (vapor)	Aumento de 6%	4
25	Gás Natural	130% (vapor)	Aumento de 5,5%	3

Algumas desvantagens desse tipo de sistema são (Gallego *et al.*, 2000):

- Pode ocorrer aumento do nível de emissões de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos;
- Pode haver oscilações da chama, no caso de injeção de água na fase líquida;
- Há redução no rendimento térmico da turbina sempre que se usa injeção de água na fase líquida.

As desvantagens da injeção de água ou vapor encorajam o desenvolvimento de câmaras *dry low NO<sub>x</sub>*, isto é, um combustor capaz de alcançar os padrões de emissão sem ter que recorrer a injeção de um diluente (Negri, 2002).

## 2.4.3 – Câmara de Combustão Dry Low NO<sub>x</sub>

O alto custo dos sistemas anteriores incentivou a exploração de misturas não-estequiométricas para a redução da temperatura de chama nos chamados sistemas *Dry Low NO<sub>x</sub>* – DLN. O termo *dry low* é usado para indicar a câmara de combustão capaz de alcançar baixas emissões de NO<sub>x</sub> sem a necessidade da injeção de água ou vapor, por meio de uma estratégia centrada na mistura prévia entre o combustível e o ar, chamada de pré-mistura.

Se o combustível e o ar são misturados antes da combustão em uma chama de pré-mistura, a temperatura da combustão será função da razão ar/combustível, assim como a formação de NO<sub>x</sub>, como pode ser observado da Figura 2.10. Usando-se mistura ar/combustível pobre, a formação de NO<sub>x</sub> pode ser significativamente reduzida.

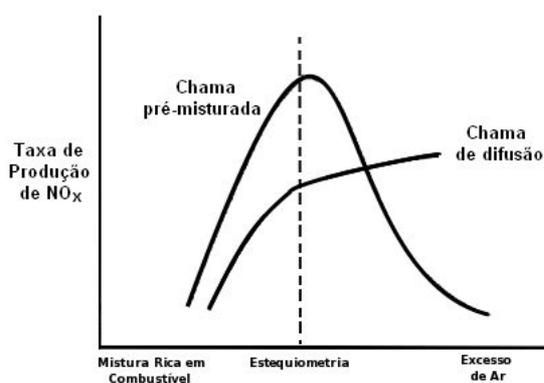


Figura 2.10 – Produção de NO<sub>x</sub> por chama de difusão e chama pré-misturada (Moore, 1997).

Em comparação, é fácil perceber que, apenas para situações em que há excesso de combustível, as chamas de difusão têm produção baixa de NO<sub>x</sub>. Esse tipo de combustão apresenta um problema com relação à refrigeração das paredes da câmara sem que se cause uma diluição da mistura ar/combustível e pode haver uma queima incompleta. A mais nova tentativa para se reduzir o NO<sub>x</sub> é baseada em combustão por etapas, conhecida como combustão estagiada. Nessa técnica, o combustível ou o ar são injetados em estágios e, após uma combustão inicial, ar e/ou combustível é adicionado, seguido por uma diluição com ar. Esses sistemas poderiam ser chamados rica/pobre (*rich/lean*) ou pobre/pobre (*lean/lean*), respectivamente.

Os principais problemas associados com as chamas pré-misturadas pobres é sua instabilidade. Não são possíveis grandes variações no fluxo de combustível e a faixa de operação é estreita. Para minimizar a temperatura da chama e, conseqüentemente,

a produção de  $\text{NO}_x$ , a mistura ar/combustível deve ter a quantidade de combustível diminuída até que se aproxime do limite da flamabilidade. Uma mistura homogênea é essencial para se evitar uma combustão instável ou retorno de chama com danos subsequentes. Para se estabilizar a chama, é comum se usar sistemas híbridos em que a maior parte do combustível é queimada em uma câmara de pré-mistura e a restante é fornecida a uma chama piloto de difusão colocada dentro do fluxo. A operação é limitada por uma estreita faixa de misturas ar/combustível entre a produção em excesso de  $\text{NO}_x$  e excessivo CO. Um desenvolvimento cuidadoso da geometria da câmara de combustão e do sistema de controle é necessário.

No projeto de câmaras DLN para turbinas a gás estacionárias, há dois pontos relevantes. Os níveis de emissão devem ser baixos tanto para combustíveis líquidos quanto para os sólidos e controlar a variação dos níveis de emissão para a faixa de operação da turbina, de acordo com a carga solicitada. Outro ponto importante é alcançar para todas as condições de operação uma combustão estável, boa resposta do sistema para uma mudança da carga exigida, aceitáveis níveis de ruídos e, se exigido, capacidade para mudar de combustível de modo suave (Lefebvre, 1998).

## **2.5 – ESTADO DA ARTE EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO DLN**

Inúmeros fabricantes estão destinando esforços em alcançar baixas emissões de poluentes, em particular  $\text{NO}_x$ , sem recorrer a injeção de água ou vapor. Para isso, eles estão buscando desenvolver e aprimorar câmaras baseadas na tecnologia *dry low  $\text{NO}_x$*  ou *dry low emissions* – DLE (Lefebvre, 1998).

### **2.5.1 – Mitsubishi Heavy Industries (MHI)**

A MHI introduziu a primeira câmara DLN operacional em 1984. Denominada DLN1, essa câmara usa um queimador híbrido com arranjo para *bypass* de ar para refrigeração. Os níveis de  $\text{NO}_x$  na saída da turbina eram de 75 ppm, reduzindo para níveis menores que 10 ppm com a instalação de um sistema RSC.

O combustor DLN1 incorporou uma câmara dupla para o queimador piloto e o principal em um arranjo anular. O interior da câmara foi revestido por uma película convencional

com sistema de refrigeração. Entretanto, para sistemas que trabalham com chama pobre pré-misturada não há necessidade desse tipo de película de proteção. O projeto seguinte de 1992, DLN2, empregou uma única câmara para reduzir a área de superfície de refrigeração, como pode ser observado na Figura 2.11. Incorporou também os mais avançados revestimentos para refrigeração, conhecidos como PLATEFIN e MTFIN. DLN2 tem também um sistema de múltiplos bocais que permitem a operação bi-combustível. Com essa configuração, foram conseguidos níveis de emissão de 25 ppm com a classe F, usando DLN2 (Moore, 1997).

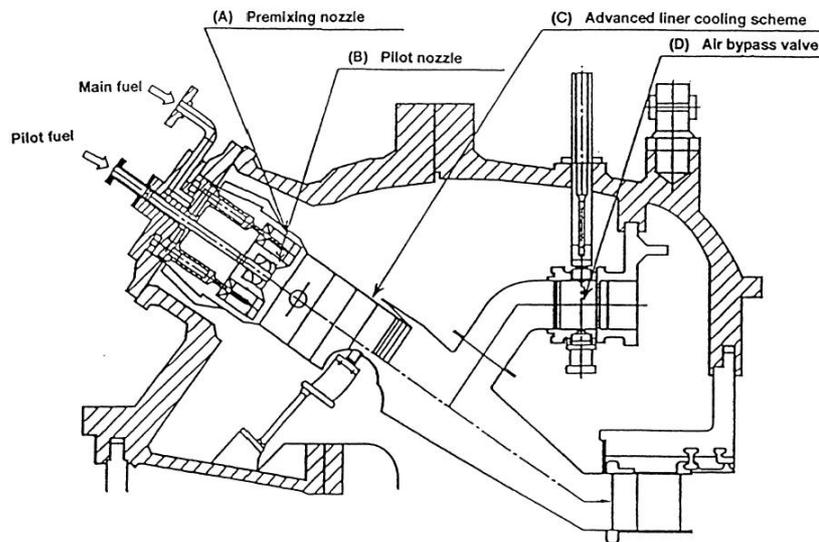


Figura 2.11 – Câmara DLN2 da Mitsubishi Heavy Industries.

O desejo de se reduzir a quantidade do ar de refrigeração levou ao desenvolvimento do combustor DLN3, que incorpora o sistema de refrigeração MTFIN. Os níveis de  $\text{NO}_x$  desejados são 9 ppm para o sistema F e 25 ppm para o sistema 1750K G. No primeiro, é usado ar para refrigeração, já no segundo, vapor. Atualmente, o DLN3 está sendo submetido a testes de laboratório. O desenvolvimento do DLN4 tem, por objetivo, a emissão de apenas 9 ppm para o sistema do tipo G. As áreas que devem receber maior atenção são: a realização completa da pré-mistura e minimização da camada de limite, de modo a evitar o retorno de chama (*flashback*) e minimizar a combustão instável.

### 2.5.2 – Câmara DLE da Solar Turbines (Lefebvre, 1998)

A Solar Turbines foi uma das primeiras empresas no desenvolvimento de câmaras DLE para turbinas a gás industriais. A Figura 2.12 mostra a secção transversal do injetor de

combustível projetado para ser instalado em um sistema de combustão de múltiplas câmaras.

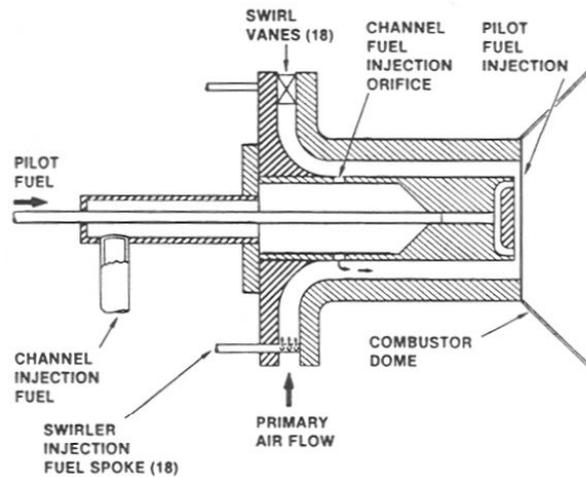


Figura 2.12 – Injetor Solar de baixas emissões para gás natural.

Um *swirler* – gerador de vorticidade – de fluxo radial com 18 entradas é usado para imprimir alta rotação ao ar da entrada primária da câmara, que serve tanto para promover a mistura ar-combustível quanto para induzir um fluxo de recirculação na zona primária. O conjunto de *swirlers* permite três modos diferentes de injeção de combustível, conforme a Figura 2.12. A melhor mistura é obtida injetando-se o combustível gasoso através de 18 saídas, estando cada saída entre um par de pás do *swirler*. Como cada raio contém seis furos de 0,89 mm de diâmetro, o número total de pontos de injeção é 108. Os testes realizados com este conjunto de injetores acoplados a uma câmara cilíndrica mostraram que esse sistema é capaz de conseguir emissões de  $\text{NO}_x$  abaixo do 10 ppmv e baixos valores de emissão de CO e HC, ao se utilizar gás natural em pressões até 1,1 MPa.

### 2.5.3 – Queimador EV da Asea Brown Boveri (ABB)

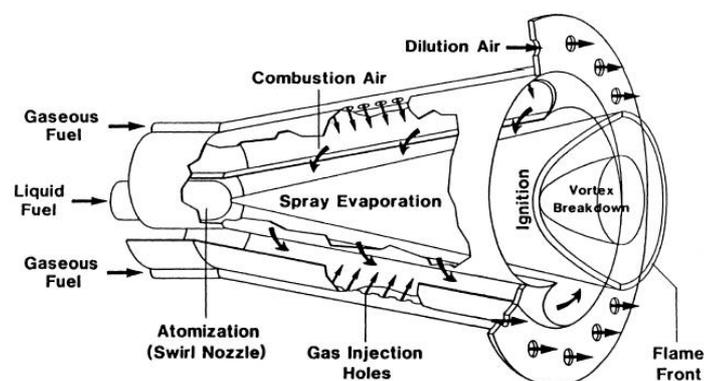


Figura 2.13 – Queimador EV da ABB.

A Asea Brown Boveri desenvolveu um módulo *Premix Conical Burner* (queimador EV) que oferece bom potencial para baixas emissões em uma larga faixa de trabalho. Uma característica importante desse queimador é a estabilização de chama no espaço livre perto da sua saída, podendo utilizar combustíveis gasosos e líquidos em conjunto. Uma combinação de escoamento do ar e injeção tangencial de combustível proporciona boa mistura antes da região de chama. Valores de  $\text{NO}_x$  abaixo de 12 ppmv são obtidos, mantendo baixa emissão de CO e UHC (Gallego *et al.*, 2000).

#### 2.5.4 – Rolls Royce RB211

Muitas das experiências obtidas com a tecnologia DLE foram obtidas com turbinas a gás, cujas aplicações exigiam funcionamento por longos períodos em carga nominal. Contudo, há inúmeras aplicações em que é requerida certa flexibilidade de operação. Sistemas derivados de turbinas de avião podem ser usados nesses casos e já existe um número de turbinas estacionárias de tamanho pequeno e médio que são derivadas de turbinas de aeronaves.

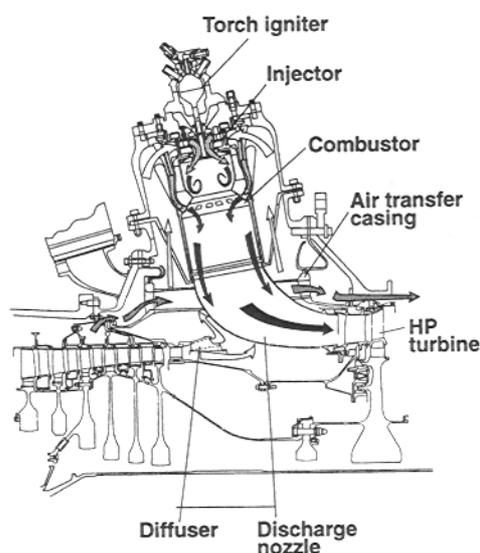


Figura 2.14 – Câmara DLE industrial da Rolls Royce

Para produzir uma câmara de combustão de baixa emissão em uma versão industrial da turbina Rolls Royce RB 211, o combustor anular foi substituído por nove combustores de fluxo reverso posicionados radialmente que realizam uma mistura prévia entre o ar e o combustível, como pode ser visto na Figura 2.14. Esse arranjo aumenta em 80% o volume de combustão. A zona primária é alimentada por dois swirlers que giram em sentido

horário, com muitos pontos de injeção de gás localizados em cada passagem. O duto secundário de mistura é envolvido pelo combustor primário, mas é separado dele por um outro duto anular que funciona com uma parede de refrigeração. O gás é injetado no duto secundário por 36 tubos posicionados equidistantes, sendo que cada um possui 6 furos por onde o gás é injetado (Lefebvre, 1998).

Testes realizados com pressões de 0,1 a 2,0 MPa demonstraram a habilidade desta câmara para alcançar simultaneamente baixo  $\text{NO}_x$  e CO em grande faixa de temperatura sem recorrer a geometria variável ou extração de ar (Gallego *et al.*, 2000).

### 2.5.5 – Câmara DLN da General Electric

O primeiro sistema desenvolvido pela GE foi testado na *Houston Lighting and Power* em 1980 e alcançou os níveis de emissão de  $\text{NO}_x$  da EPA que era de 75 ppmv na época. Os desenvolvimentos subsequentes conduziram aos projetos atuais de combustores chamados, DLN-1 e DLN-2. Ambos são baseados no princípio de pré-mistura pobre, mas diferem quanto a sua geometria (Moore, 1997).

O projeto DLN-1 incorpora um processo complexo em dois estágios de pré-mistura, que pode operar com gás natural e com combustíveis líquidos (Black & Davis, 2002). A essência desse conceito é o uso da combustão em dois estágios para alcançar baixas emissões e alta operabilidade em amplas faixas de carga. O sistema de combustão, mostrado na Figura 2.15, consiste de quatro componentes principais: sistema de injeção de combustível, tubo de chama, venturi e corpo central (Lefebvre, 1998).

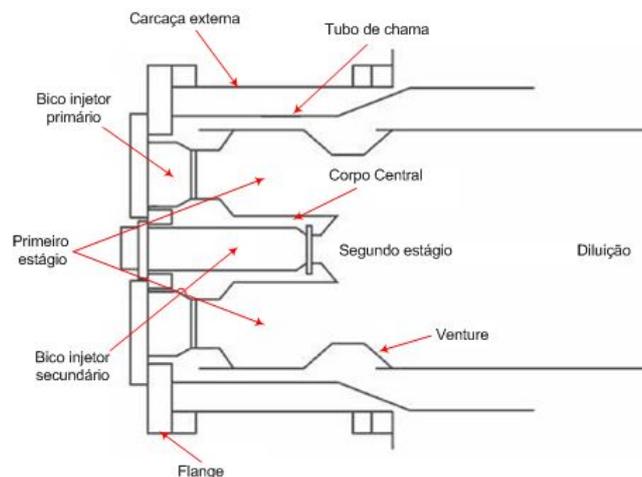


Figura 2.15 – Esquema da câmara DLN da GE.

Esses componentes são organizados de modo se obter três zonas principais mostradas na Figura 2.15:

- Zona primária;
- Zona secundária;
- Zona de Diluição.

O sistema de combustão DLN-1 opera em quatro modos distintos, sendo que seus componentes formam dois estágios na câmara. No modo da pré-mistura, o primeiro estágio serve para misturar o ar e o combustível totalmente e entregar uma mistura combustível/ar uniforme, com mais oxigênio do que combustível e não queimada, ao segundo estágio (Black & Davis, 2002).

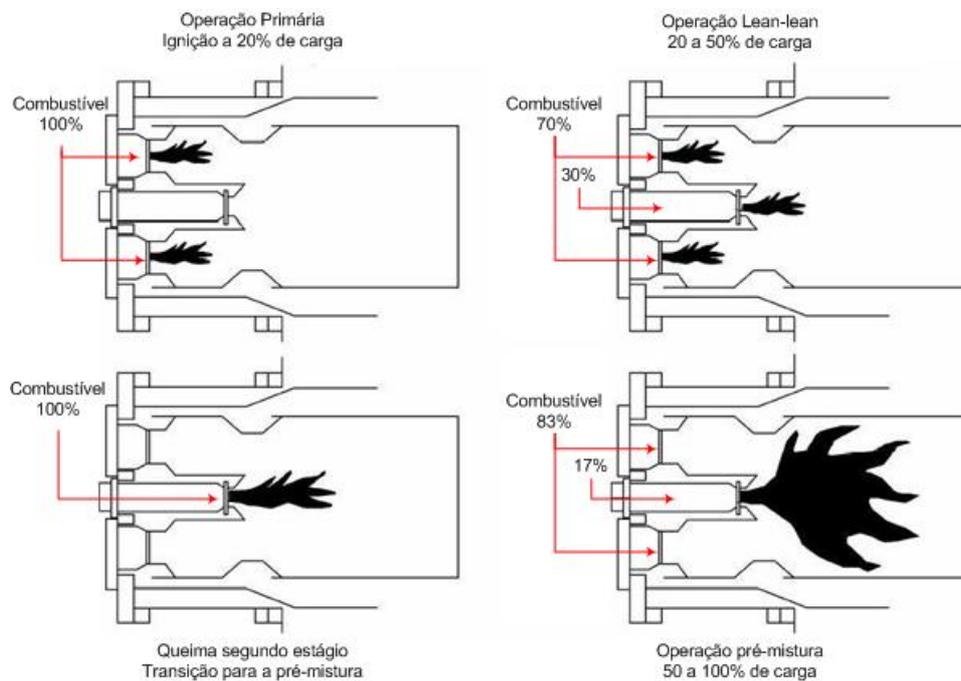


Figura 2.16 – Seqüência de Operações da Câmara GE DLN-1.

Os modos de operação, de acordo com a Figura 2.16, são:

- **Primária:** Só os bicos injetores primários fornecem gás e chama localiza-se no estágio primário. Esse modo de operação é usado para a ignição da turbina, acelerá-la e operá-la em baixas potências (Lefebvre, 1998).
- **Lean-lean:** A entrada de gás pelos bicos injetores primários e secundários, havendo chama nos dois estágios: primário e secundário. Nas duas zonas de combustão, a razão de equivalência é baixa, por isso pode ser chamada com uma operação pobre-

pobre. Esse modo de operação é usado para cargas intermediárias e pode ser usado para carga nominal (Lefebvre, 1998).

- Secundária: Esse modo representa uma transição entre a operação *lean-lean* e a pré-misturada. O gás fornecido a zona primária é gradualmente reduzido enquanto o fornecido a zona secundária, através do bico injetor secundário, é aumentado. Conseqüentemente, a chama da zona primária é extinta, deixando apenas a chama da zona secundária (Lefebvre, 1998).
- Pré-misturada: Nessa etapa, há também fornecimento pelos bicos primários e os secundários, no entanto, só há chama no estágio secundário (Black & Davis, 2002). A recirculação após o venturi estabiliza a chama e o ar de diluição é adicionado, mas no final da câmara, já na zona de diluição. Para produções baixas de emissão, a mistura primária ar/combustível é muito pobre, então, para uma combustão eficiente e estável, chama piloto e vários arranjos geométricos são empregados para manter a queima da mistura principal (Lefebvre, 1998).

## **2.6 – CONTROLE DE TURBINAS A GÁS**

Como dito, as turbinas já são fornecidas com seu sistema de controle, que geralmente é composto por três componentes fundamentais: controle de partida e parada, controle de operação e controle de proteção e monitoramento (Boyce, 2001).

O controle de operação é o mais importante e a resposta dos sistemas de controle de uma turbina a perturbações pode ser uma importante variável que afeta o desempenho dinâmico dos sistemas de geração de energia elétrica. Manter a frequência é importante para pequenos sistemas isolados da rede elétrica, nos quais uma mudança na carga ou na geração está fortemente relacionada com a capacidade do sistema (Hannett & Afzal, 1993).

Um modelo típico de controle de turbinas a gás consiste em três malhas de controles (Centeno *et al.*, 2005):

- Controle de carga-frequência;
- Controle de temperatura;
- Controle de aceleração.

A Figura 2.17 mostra a representação simplificada do modelo de controle de turbinas a gás. O controle de microturbinas é similar.

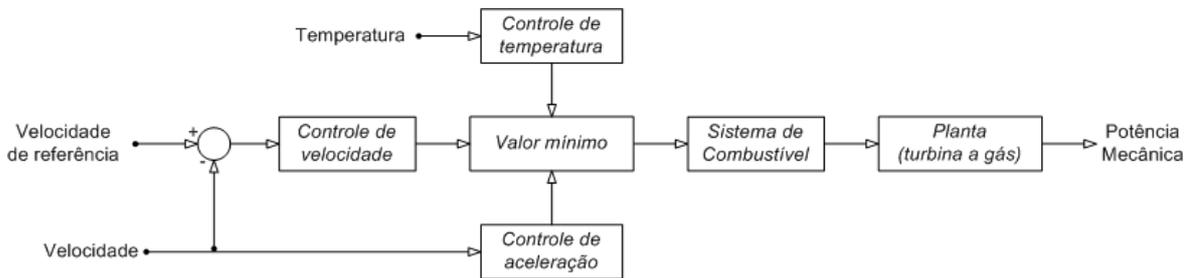


Figura 2.17 – Diagrama de bloco do modelo de controle de uma turbina a gás (Centeno, 2005, modificado).

A malha de controle principal é o controle de velocidade, que atua sob condições de carga. Os controles de temperatura e de aceleração são ativados em caso de condições de operação anormal (Centeno *et al.*, 2005).

Quando a temperatura dos gases de exaustão excede o valor limite, o controle de temperatura atua de modo a reduzir a potência de saída da turbina e a diminuir essa temperatura (Centeno *et al.*, 2005).

O controle de aceleração é responsável por prevenir variação bruscas de velocidade (Guda *et al.*, 2005). Isto pode ocorrer quando o gerador experimenta elevada aceleração positiva. Quando a aceleração do gerador excede o limite de aceleração, o controle reduz a alimentação de combustível e a potência de saída é reduzida (Centeno *et al.*, 2005).

A saída dessas três malhas de controle são entradas de *minimum value gate*, seletor de menor valor, cuja saída é a menor das três entradas, sendo que o valor desse sinal de saída é o que controla o sistema de combustível e determina a potência mecânica produzida pela turbina a gás. Cada um desses sistemas será descrito a seguir.

### 2.6.1 – Controle de Carga-Frequência

Esse controle atua em condições normais de operação e atua sobre o sinal de erro de velocidade, isto é, a diferença entre velocidade de rotação do eixo da turbina e velocidade de referência. O controle de velocidade, geralmente, pode ser feito por uma compensação por avanço-atraso de fase ou por um controlador PID (Guda *et al.*, 2005). A ação

proporcional ou integral pode ser usada caso e o gerador trabalhe em paralelo com outros, regulando tanto a frequência quanto carga, ou isoladamente, apenas com regulação da frequência (Centeno *et al.*, 2005).

Existe mais um tipo de controle de frequência-carga, que é controle *Woodward*. O diagrama de blocos desse tipo de regulador está ilustrado na Figura 2.18. Há duas entradas no controlador, que são: a potência elétrica e o erro de velocidade (Centeno *et al.*, 2005).

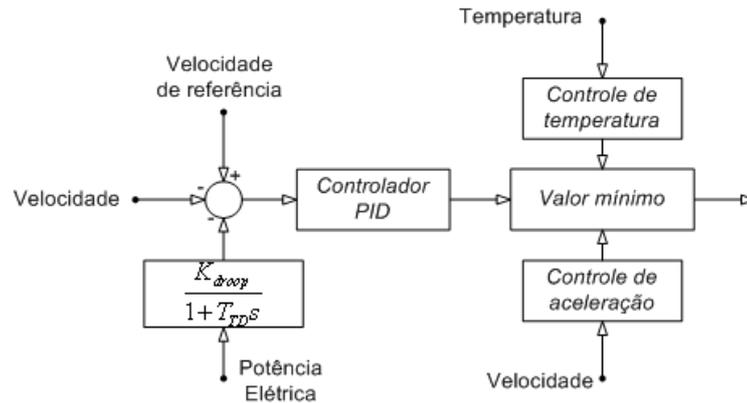


Figura 2.18 – Diagrama de bloco do regulador *Woodward* (Centeno *et al.*, 2005).

A potência elétrica real fornecida pelo gerador é medida e, pela derivada, mede-se a variação de potência (KDROOP). Então, o erro de velocidade é somado a isto. A soma é subtraída da referência para se obter o sinal de erro. Este sinal é a entrada do controlador PID. Em regime permanente, o erro é zero em razão do controle integral (Centeno *et al.*, 2005).

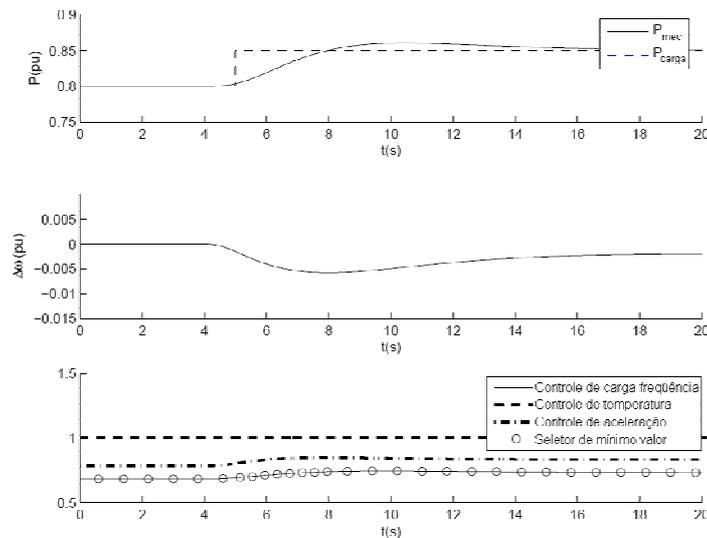


Figura 2.19 – Simulação do controle de carga-frequência (Centeno *et al.*, 2005).

A Figura 2.19 mostra a resposta da turbina a gás a um degrau de carga de 0,05 pu, sendo que a turbina trabalha isoladamente, fornecendo energia ao sistema. Nessas condições, a turbina opera dentro dos limites estabelecidos e a malha de controle que predomina é o controle de carga-frequência. O sinal do controle de temperatura permanece constante durante a simulação, porque o limite de temperatura dos gases de exaustão não é alcançado. A saída do controle de aceleração corresponde ao controle de aceleração proporcional e seu valor é superior ao do controle de velocidade (Centeno *et al.*, 2005).

### **2.6.2 – Controle de Aceleração (Centeno *et al.*, 2005)**

A malha de controle de aceleração é projetada para controlar o sistema de combustível quando o gerador sofre uma aceleração que excede certo limite, pré-definido. Isso pode ocorrer na partida da turbina ou em processos de rejeição de carga. Esse controle é usado principalmente durante a partida da turbina de modo a limitar a taxa de aceleração até que se alcance a velocidade de operação (Guda *et al.*, 2005). Esse controle previne variações bruscas na velocidade da turbina a gás que poderiam danificar seu eixo.

O sinal de entrada do controle de aceleração é a velocidade da turbina, que passa por um bloco diferenciador para se obter a aceleração da turbina. Então, a aceleração calculada é comparada com o limite de aceleração, e obtém-se um sinal de erro. Esse sinal de erro, então, é entrada do controlador, cuja saída é uma das entradas do seletor de mínimo valor.

Muitas implementações desse controlador foram desenvolvidas:

- Controle integral;
- Controle proporcional;
- Controle de proporcional e integral.

O desempenho de controle de aceleração pode ser verificado a partir da resposta do sistema a um degrau de carga, com amplitude maior a do caso anterior (0,05 pu). Considerando que, inicialmente, a turbina fornece potência tanto para uma planta industrial quanto para a rede. A perturbação consiste em desconectar o sistema da rede, isto é, a turbina passa a fornecer energia somente para a planta industrial, assim a turbina experimenta um degrau negativo na carga, em que a potência fornecida é maior que a consumida. O controle de

aceleração usado nas simulações era proporcional.

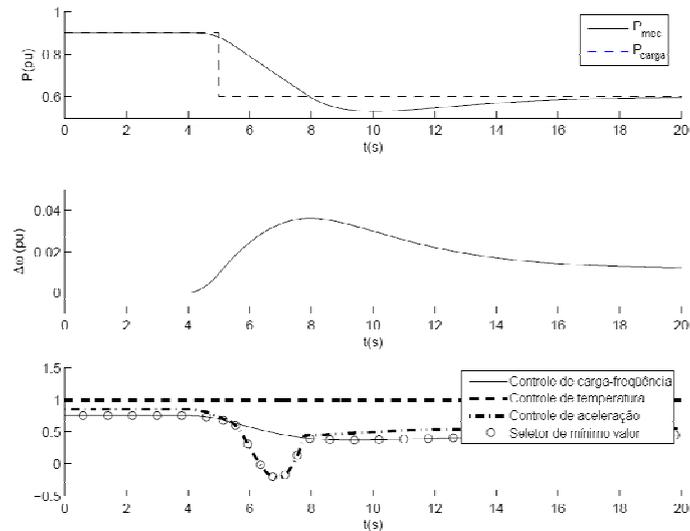


Figura 2.20 – Simulação do controle de aceleração.

A turbina a gás estava gerando 0,9 pu em base de potência. Quando a turbina é desconectada da rede, passa a fornecer potência apenas para a carga que consome apenas 0,6 pu. Então, a turbina sofre uma queda de 0,3 pu no consumo. O resultado obtido, por simulação, é mostrado na Figura 2.20. A perturbação é aplicada em  $t = 5$ s. Como pode ser visto, nos primeiros cinco segundos, o controle de carga-freqüência é que comanda a resposta da turbina, Após o degrau na carga, a turbina acelera até que a malha de controle de aceleração passa atuar, reduzindo a potência de saída mais rapidamente que o obtido pelo controle de carga-freqüência (Centeno *et al.*, 2005).

### 2.6.3 – Controle de Temperatura

A malha de controle de temperatura atua quando a temperatura de exaustão da turbina a gás excede a valor máximo fixado, independentemente da variação da temperatura ambiente e das características do combustível (Guda *et al.*, 2005). Se a carga demandada a turbina aumenta, quando ela está trabalhando sob condições normais de operação, a potência de saída irá aumentar, em razão da ação do controle de freqüência-carga. Esse aumento provoca uma elevação da temperatura de exaustão e, se a temperatura ultrapassar o limite estabelecido, o controle de temperatura passa a atuar, determinado a resposta da turbina (Centeno *et al.*, 2005). A malha de controle é formada pelos seguintes componentes:

- Medição de temperatura: bloco que representa o processo de medição da temperatura.
- Comparação com a temperatura de referência: o sinal de erro é obtido pela subtração do sinal de saída do bloco anterior, de medição de temperatura, com a temperatura limite.
- Controlador PI: a parte integral do controlador tem limite *anti reset-windup*. Geralmente, a temperatura de exaustão é inferior a limite, sendo então o erro positivo e a tendência do sinal do integrador é aumentar. Por isso, os limites *anti reset-windup* são necessários para que a saída do integrador não aumente permanentemente.

No entanto, alguns modelos não incluem a representação dos limites *anti reset-windup* no canal integral do controlador PI. É importante representá-los para garantir que quando a malha de controle de temperatura não está atuando, a saída do integrador alcance o limite, e este garante que a saída não aumente indefinidamente e a malha de controle de temperatura possa atuar assim que necessário.

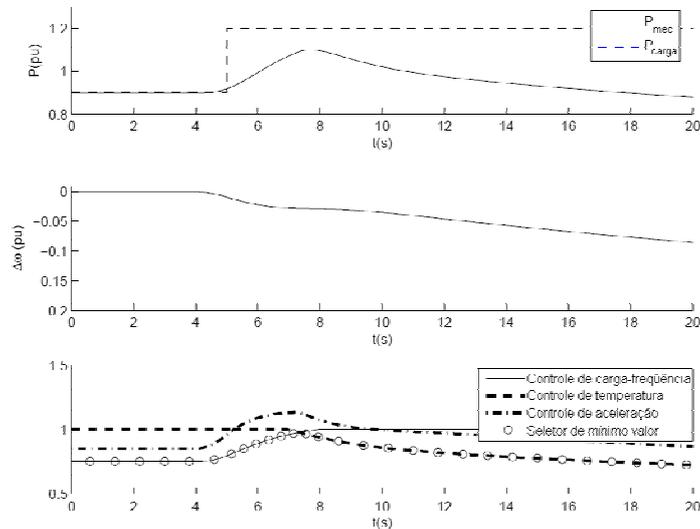


Figura 2.21 – Simulação do controle de temperatura (Centeno *et al.*, 2005).

O desempenho do controle de temperatura pode ser verificado, simulando-se um degrau de carga, de amplitude grande. Considerando-se que a turbina está fornecendo energia a um dado nível e conectada a rede. Inicialmente, a turbina está gerando 0,9 pu em unidade de potência. Quando ocorre o desligamento da carga da rede, a turbina passa a ser responsável por suprir toda a energia demandada pela carga, que é 1,2 pu. Então, é aplicada a turbina

um degrau de 0,3 pu. Como a turbina só é capaz de produzir 1,0 pu, um fator de amortecimento (*damping factor*) de carga foi considerado para reduzir o consumo de carga e, eventualmente, facilitar a nova condição de operação.

Os resultados da simulação estão ilustrados na Figura 2.21. Observando os gráficos, nota-se que até, aproximadamente, 8,0 s, a resposta da turbina a gás é comandada pelo controle de carga-freqüência. Após o aumento da carga, a saída da turbina aumenta até que o controle de temperatura passa a atuar. A partir do momento que a malha de controle comanda, a saída da turbina reduz sua potência de saída (Centeno *et al.*, 2005).

## **2.7 – A EVOLUÇÃO DO DESENVOLVIMENTO DE MICROTURBINAS NA UNB**

O Laboratório de Energia e Ambiente do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília já desenvolveu inúmeros projetos em microturbinas. Os projetos consistiam de unidades compostas de um turbo-compressor comercial, utilizado em caminhões, uma câmara de combustão, sistema de injeção de combustível e sistema lubrificação e arrefecimento. As câmaras projetadas eram todas convencionais, no entanto, em 2002, foi desenvolvida uma câmara bi-combustível de modo a possibilitar o desenvolvimento de sistema de controle da rotação da unidade turbo-compressora.

Recentemente, implementou-se uma câmara de combustão para uma unidade com tecnologia baseada na câmara DLN-1 desenvolvida pela General Electric. Essa câmara está melhor detalhada no Capítulo 3 – . Para essa microturbina, foi realizada uma identificação de todo o sistema, que possibilitasse a implantação de um sistema de controle em tempo-real mais sofisticado, que é o objetivo principal deste trabalho.

### 3 – BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO

Com a utilização de turbo-compressores comerciais de caminhão (marca Garrett, modelo TV77), visto na Figura 3.1, foi desenvolvido, no Laboratório de Energia e Ambiente do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília, o projeto de uma microturbina experimental. Na atual fase, para que essa microturbina possa ser usada na geração de energia, deve ser adaptado ou desenvolvido um gerador elétrico de alta rotação.



Figura 3.1 – Turbo-compressor Garrett TV77.

#### 3.1 – BANCADA EXPERIMENTAL DA MICROTURBINA

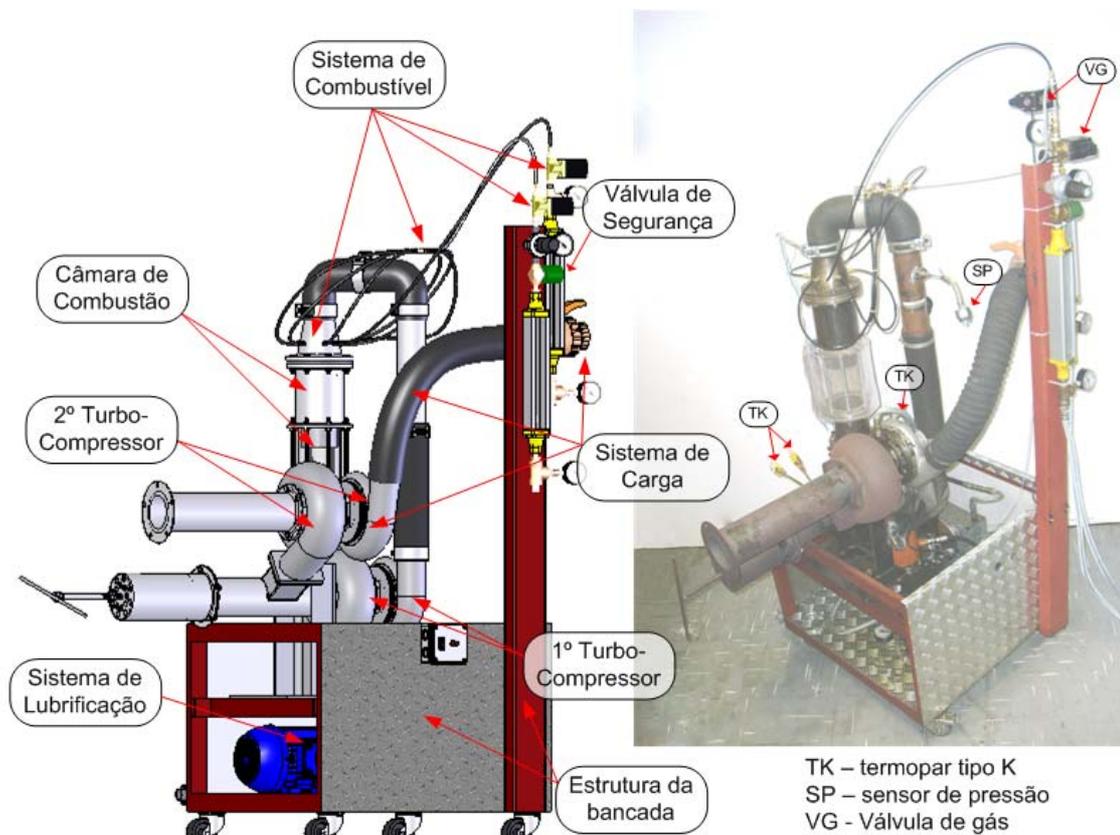


Figura 3.2 – A bancada experimental da microturbina.

A bancada experimental da microturbina foi construída de forma a garantir vida útil prolongada, bem como confiabilidade na operação. A estrutura da bancada é constituída de tubos industriais, cantoneiras de aço e a sua base é revestida com chapas de alumínio. Na Figura 3.2, apresenta-se a bancada experimental em sua forma atual.

Ainda pode ser observado na Figura 3.2 que a microturbina é simples, com apenas um eixo, e tem configuração com turbina livre, isto é, o primeiro turbo-compressor trabalha como gerador de gás para a turbina livre ou de potência. O segundo turbo-compressor pode ser visto como uma turbina livre, cuja finalidade específica é imprimir carga ao sistema como será explicado posteriormente. Assim, a unidade trabalha apenas com um estágio de compressão e dois estágios de expansão.

Além desses dois turbos-compressores, há ainda sistema de lubrificação e refrigeração e sistema de combustão. Adicionalmente, como o objetivo do presente projeto é o controle em malha fechada da microturbina, a instrumentação da bancada é imprescindível. Foram instalados, então, termopares, sensores de pressão, sensores de rotação, e atuadores, sendo representados pelas válvulas de gás no sistema apresentado. Cada um desses componentes será descrito a seguir.

### **3.1.1 – Sistema de lubrificação e refrigeração**

O sistema de óleo pode ser visualizado no seguinte diagrama da Figura 3.3. Esse sistema tem a função de lubrificar os mancais de deslizamento dos turbo-compressores, além de refrigerá-los. Para o bom funcionamento do sistema de óleo, é necessário manter reguladas a pressão e a vazão de óleo, sendo a válvula (VCP), responsável por determinar a pressão de trabalho e a válvula VLV, pela vazão. A pressão é, então, monitorada por meio de um manômetro. A bomba de óleo, acionada por um motor elétrico trifásico, é responsável por manter o fluxo contínuo de óleo no circuito, lubrificando e refrigerando constantemente os mancais dos conjuntos turbo-compressores. O filtro de óleo proporciona a contínua limpeza do mesmo no circuito. O óleo, ao final desse ciclo, é devolvido ao reservatório.

Para auxiliar o processo de resfriamento do óleo, antes deste passar pelos turbo-compressores, foi utilizado um trocador de calor compacto (radiador). Foi instalado, ainda, um ventilador de uso em sistemas de refrigeração, posicionado em frente ao radiador, de

forma a se estabelecer um maior nível de resfriamento do óleo, por meio da convecção forçada provocada na superfície desse trocador de calor.

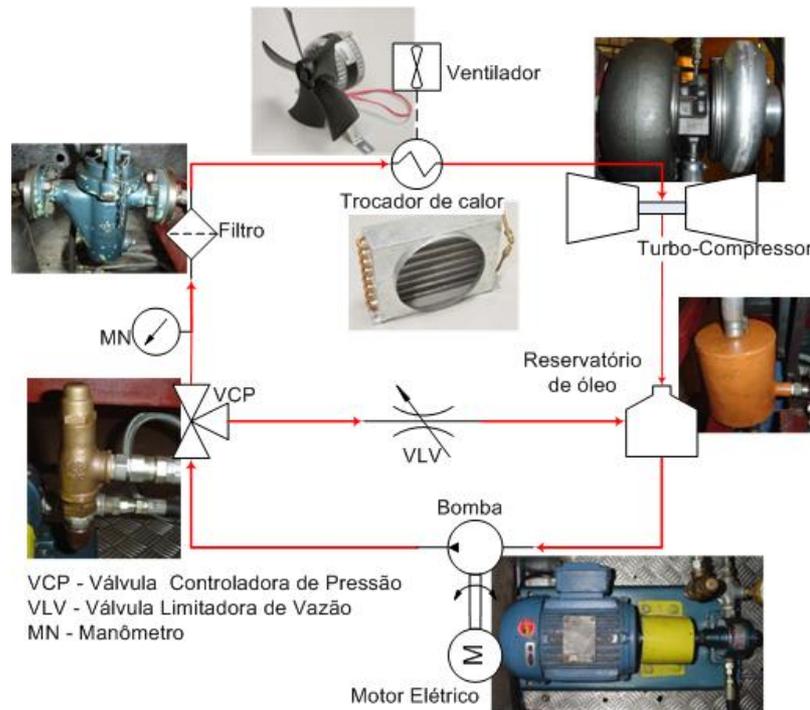


Figura 3.3 – Fluxograma do sistema de lubrificação e de resfriamento.

### 3.1.2 – Sistema de combustão

O sistema de combustão é constituído por:

- Subsistema de injeção de combustível;
- Subsistema de ignição;
- Câmara de combustão DLN.

#### 3.1.2.1 – Subsistema de injeção de combustível

O sistema de injeção de combustível compreende: mangueiras, tubulações e conexões, que fazem a distribuição de gás entre duas linhas de combustível que alimentam a câmara de combustão – linha primária e secundária de combustível e duas válvulas solenóides proporcionais de ação direta 2/2-vias de controle de vazão, marca *Burkert* do modelo 2834. O acionamento dessas válvulas será detalhado na instrumentação na seção 3.2.5 – .

A linha primária se subdivide para alimentar as seis entradas primárias, dispostas

radialmente. Há, apenas, uma entrada de gás secundária, posicionada no centro da câmara como apresentado no diagrama da Figura 3.4. Para garantir a pressão constante, as linhas são compostas de válvulas reguladoras de pressão (VRP) e, ainda, de válvulas solenóides (VGP e VGS) para controlar a vazão nas respectivas linhas. A linha primária contém também válvula de segurança solenóide (VS) acionada remotamente para interrupção do fluxo de gás na linha primária, em caso de emergência.

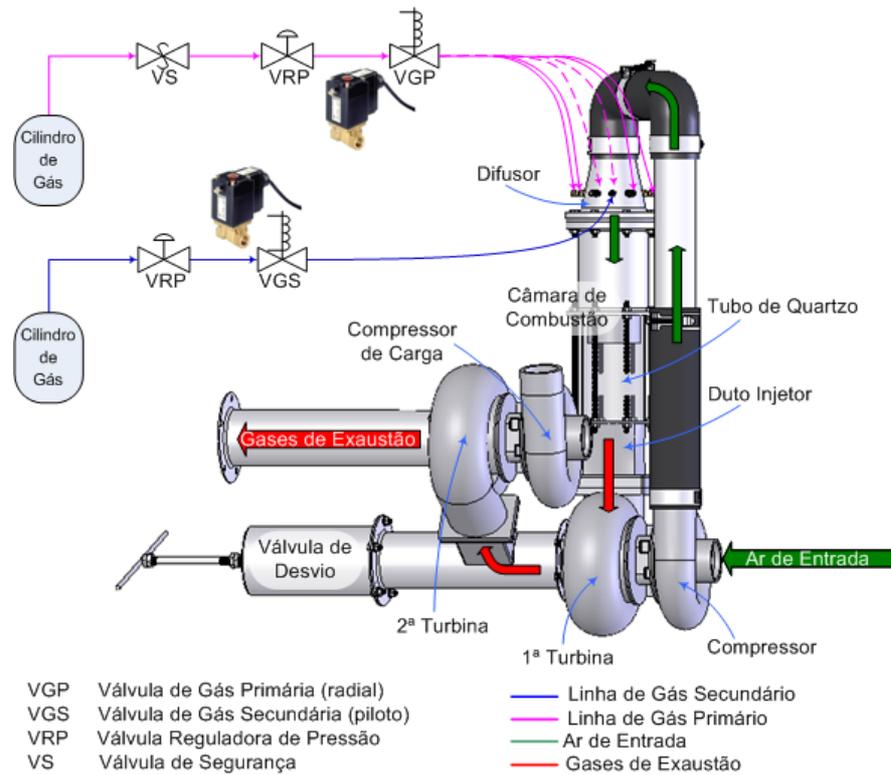


Figura 3.4 – Diagrama do sistema de injeção de combustível.

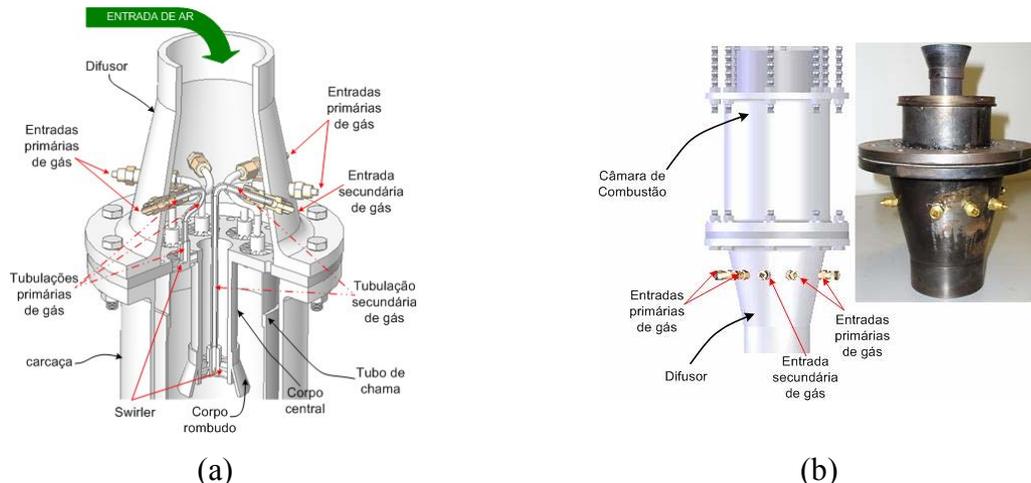


Figura 3.5 – (a) Visão em corte do difusor; (b) Visão externa do difusor.

No difusor da câmara de combustão, foram soldadas conexões de gás para cada uma das seis entradas primárias radiais e para a entrada secundária para o encaixe das mangueiras de gás. No interior, em cada conexão, é fixada uma tubulação de gás, sendo que, na outra extremidade, é fixado um *swirler* – gerador de vorticidade, o que favorece a mistura ar-combustível. Este aumenta o nível de turbulência do ar que, ao passar pelo *swirler*, ganha uma componente radial de velocidade. O ar mistura-se com o gás, que é injetado por um furo no centro do *swirler*, como pode ser observado na Figura 3.5. Os *swirlers* têm pás em ângulo de 45°.

### 3.1.2.2 – Câmara de combustão

A câmara de combustão DLN foi projetada tendo por base a tecnologia usada na GE DLN-1 descrita na Seção 2.5.5 – . Esse combustor é composto por três partes: difusor, carcaça e duto injetor, que é a peça que liga a saída da câmara de combustão à entrada da turbina. A carcaça é composta por um tubo de aço e por um cilindro de quartzo fixado por flanges de aço, como pode ser visto na Figura 3.6. Geralmente, a carcaça da câmara é produzida em uma única peça de aço, no entanto, como a esta câmara é experimental, a carcaça foi projetada em duas de modo a permitir a visualização do interior da câmara e, conseqüentemente, a observação de todo o processo de combustão através da janela de quartzo.

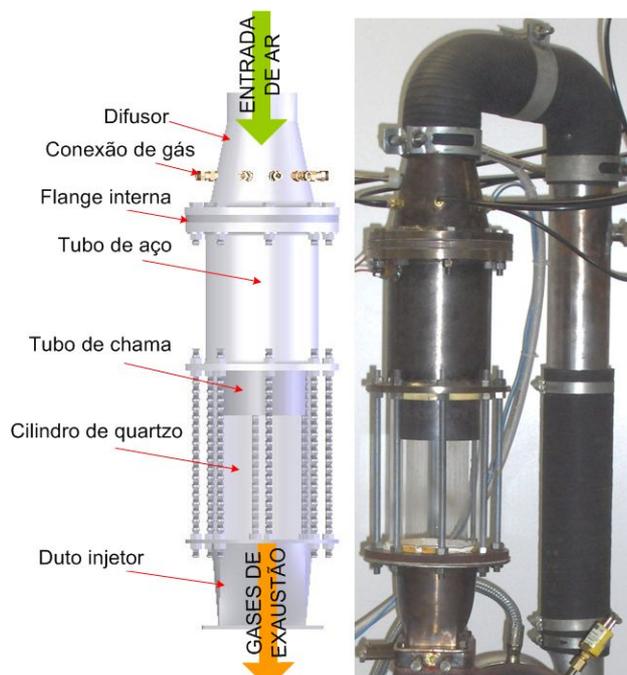


Figura 3.6 – Câmara de combustão DLN.

Internamente, o combustor é dividido em outros segmentos. A Figura 3.7 apresenta a câmara em corte, o que permite a visualização da geometria interna da câmara. A câmara é composta por um flange interno, em que há sete furos principais. O furo central é para a entrada secundária de ar e combustível e os demais, dispostos radialmente para as seis entradas primárias, o que fornece uma distribuição espacial satisfatória do fluxo de combustível e de ar, permitindo combustão mais completa e uniforme. De modo a refrigerar a parede externa da câmara, parte do ar de entrada é direcionado através dos furos dispostos uniformemente em uma circunferência mais externa do flange, como pode ser observado na Figura 3.8 - a, para a região formada entre o tubo de chama e a parede externa – região de *bypass*. Esse volume de ar se mistura com os gases resultantes da queima na zona de diluição.

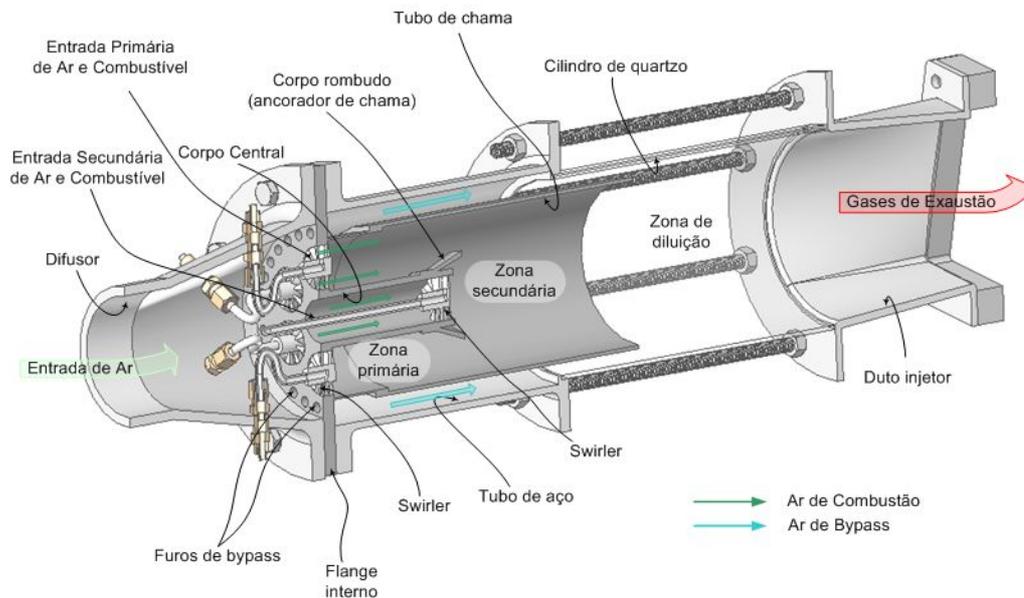


Figura 3.7 – Visão em corte da câmara de combustão.

Ainda na Figura 3.7, é possível observar as três zonas formadas pela disposição dos componentes internos da câmara: zona primária de combustão, zona secundária e zona de diluição. A zona primária localiza-se no interior do tubo de chama, entre as entradas primárias de ar e combustível, o corpo central e o corpo rombudo, enquanto que a zona secundária preenche o restante do tubo de chama. A zona de diluição localiza-se na parte final do combustor.

Na Figura 3.8 – a, pode-se ver em detalhes a geometria do flange interno da câmara, onde

se encontram os orifícios de *bypass*, os pontos de localização dos *swirlers*, o corpo central, o corpo rombudo ou estabilizador de chama e, ainda, o encaixe para o tubo de chama. A Figura 3.8 – b mostra, em detalhes, como é fixado o tubo de chama no flange.

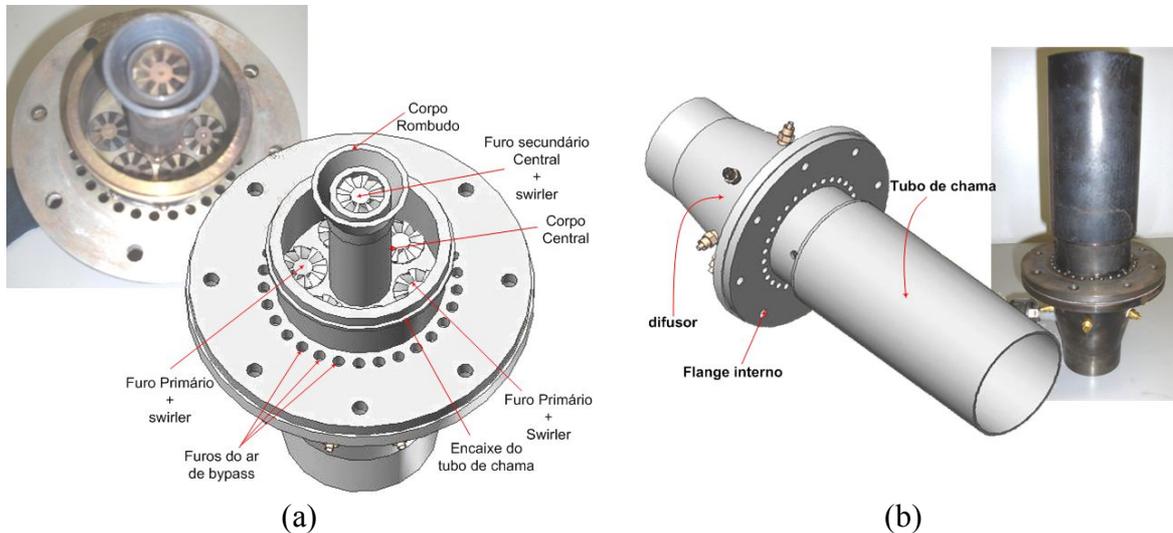


Figura 3.8 – (a) Detalhes do flange interno da câmara de combustão. (b) encaixe no tubo de chama no flange.

Como descrito na Seção 2.5.5 – , essa câmara de combustão, por ser baseada na câmara DLN-1 da GE, pode operar de quatro modos distintos: primário, *lean-lean*, secundário e pré-mistura, como ilustrado na Figura 3.9.

A câmara funciona no modo primário durante a ignição. O combustível é injetado apenas pelas entradas primárias. Próximo a uma dessas estradas está posicionado o sistema de ignição, de modo que as chamas se formam na zona primária. No segundo modo, *lean-lean*, chamado assim por trabalhar com baixas razões de equivalência, o combustível é injetado pelas entradas primárias e pela secundária, formando chamas na zona primária e na secundária. A combustão na zona secundária se mantém estável, em virtude do estabilizador de chama, que forma uma região de recirculação dos gases quentes. O modo secundário pode ser visto como uma transição entre os modos *lean-lean* e pré-mistura, sendo o combustível injetado apenas pela entrada secundária. O combustível injetado na zona primária é reduzido gradualmente, enquanto a injeção de combustível pela entrada secundária aumenta, até a extinção da chama primária, restando apenas a chama na zona secundária. No modo pré-mistura, inicia-se novamente a injeção de combustível pelas entradas primárias, o que forma uma região de pré-mistura do ar com o combustível,

obtendo uma mistura pobre, uniforme e não-queimada, entregue à zona secundária de combustão. Nesse modo, obtém-se à mínima emissão de poluentes.

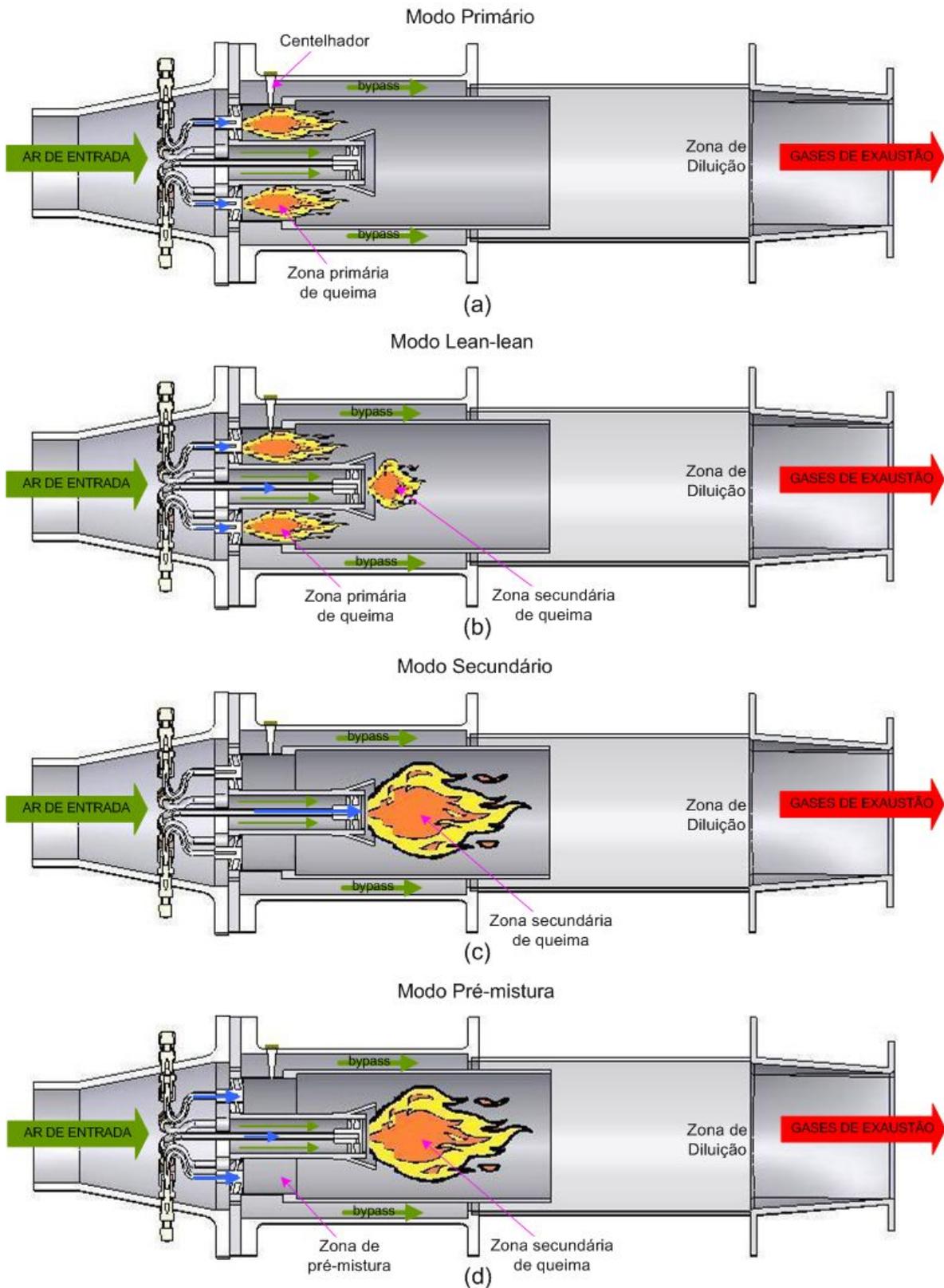


Figura 3.9 – Modos de operação da câmara de combustão: (a) modo primário; (b) modo *lean-lean*; (c) modo pré-mistura.

### 3.1.2.3 – Subsistema de ignição

Esse subsistema, nessa câmara de combustão, é diferente daqueles usados em câmaras convencionais. Como, durante a operação da microturbina, a re-ignição pode ser necessária por exigência do modo de operação, de forma que o sistema não pode retrair. Este, é constituído por um módulo de ignição usado em fogões elétricos e um centelhador, instalado por um furo que transpassa o tubo de aço e o tubo de chama. O mesmo foi posicionado próximo a umas das entradas radiais de forma a alcançar o fluxo primário da mistura ar-combustível. A Figura 3.10 mostra o centelhador e o seu posicionamento na câmara de combustão.



Figura 3.10 – Centelhador e seu posicionamento no combustor.

## 3.2 – INSTRUMENTAÇÃO

Como o objetivo desse projeto foi desenvolver um controlador para a microturbina era fundamental desenvolver um sistema de aquisição e de monitoramento de dados bem como de atuação. Numa primeira etapa, determinaram-se quais parâmetros eram imprescindíveis para se caracterizar o sistema. Estes, portanto, deveriam ser monitorados. Termodinamicamente, pressão e temperatura são essenciais para se determinar estados do ciclo termodinâmico. Esses parâmetros, no entanto, não são considerados no desenvolvimento do controlador. As velocidades de rotação dos turbo-compressores são as variáveis de entrada mais importantes do ponto de vista de controle, principalmente a velocidade da turbina de potência. Como a velocidade de rotação do turbo-compressor é função do regime de operação da microturbina e sendo este determinado pela vazão de combustível injetado na câmara, então, optou-se por atuar no sistema por meio da alteração desta vazão.

Para o desenvolvimento do sistema de controle e monitoração, usaram-se transdutores de pressão e termopares tipo K para monitorar pressão e temperatura, respectivamente. Sensores de rotação seriam responsáveis por determinar a velocidade dos turbo-compressores. No controle da vazão de gás combustível, optou-se pelo emprego de válvulas proporcionais solenóides.

Como mencionado na Seção 2.2.5 – , o funcionamento da microturbina pode ser representado termodinamicamente pelo ciclo de *Brayton*. Assim, para se poder caracterizá-lo, a instalação de sensores (transdutor de pressão e termopar) foi feita em locais específicos de forma a obter os parâmetros de cada estado desse ciclo, como indicado no diagrama da Figura 3.11.

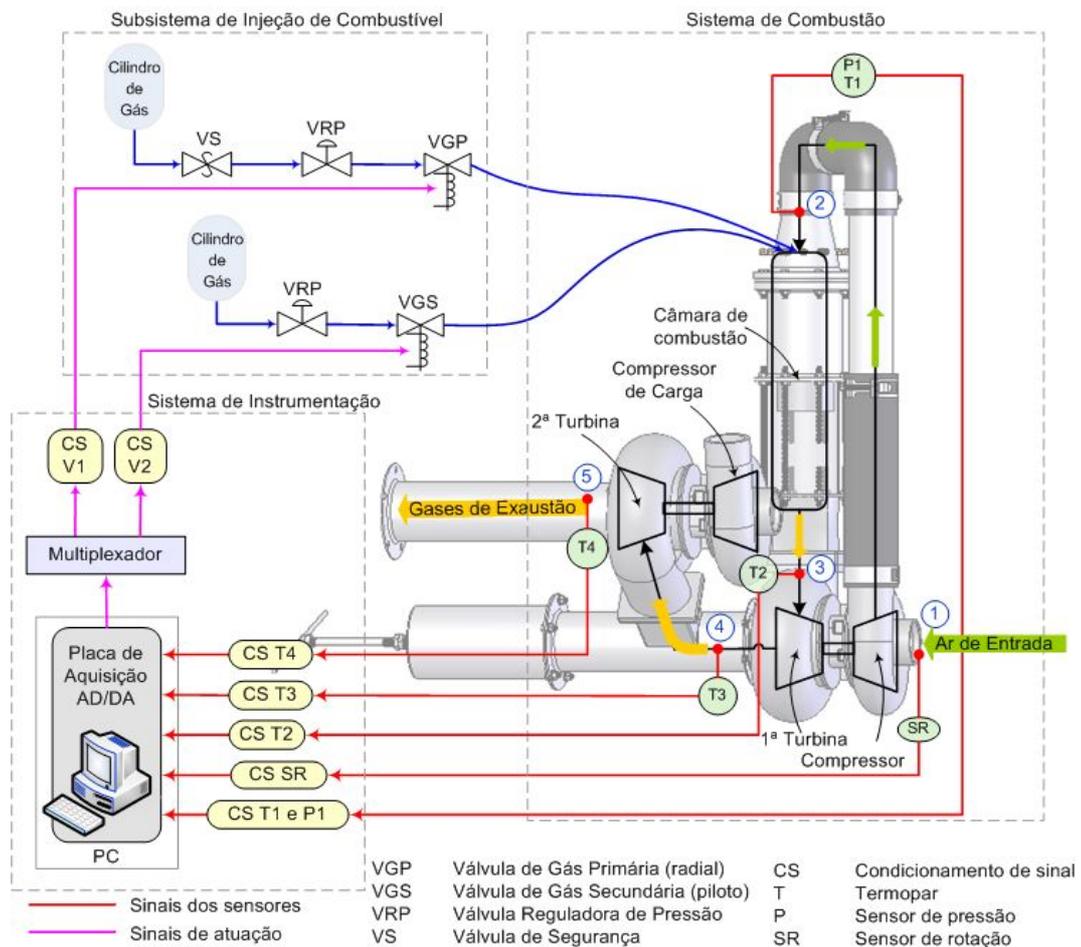


Figura 3.11 – Diagrama de blocos do sistema a controlar.

Como pode ser observado na Figura 3.11, foram instalados sensores nos pontos de (2) a (5). No ponto (1), não há sensores, pois este ponto está em condições normais de temperatura e pressão, isto é, em condição ambiente. De acordo com o ciclo *Brayton*, o

processo entre os pontos (2) e (3) é isobárico, por isso só foi instalado um transdutor de pressão no ponto (2), como pode ser observado na Figura 3.11. Como a temperatura à entrada da primeira turbina de expansão pode alcançar níveis superiores a 900°C é imprescindível que a temperatura no ponto (3) seja monitorada para que não ultrapasse o limite metalúrgico dos materiais. Entre os pontos (3) e (4) e entre (4) e (5), ocorrem duas expansões, pois a configuração desta microturbina é com turbina livre.

Agora, para se obter os parâmetros que foram usados na identificação do modelo dinâmico da microturbina e, posteriormente, pelo controlador, sensores de rotação foram fixados à carcaça dos compressores, pois estes permanecem a uma temperatura mais baixa quando a microturbina está em funcionamento. As turbinas, por receberem os gases de exaustão, trabalham em temperatura elevada, podendo danificar esses sensores. De modo a atuar no processo, fixaram-se as válvulas proporcionais de gás na estrutura da bancada com as tubulações e conexões de gás correspondentes, como indicado na Figura 3.12.

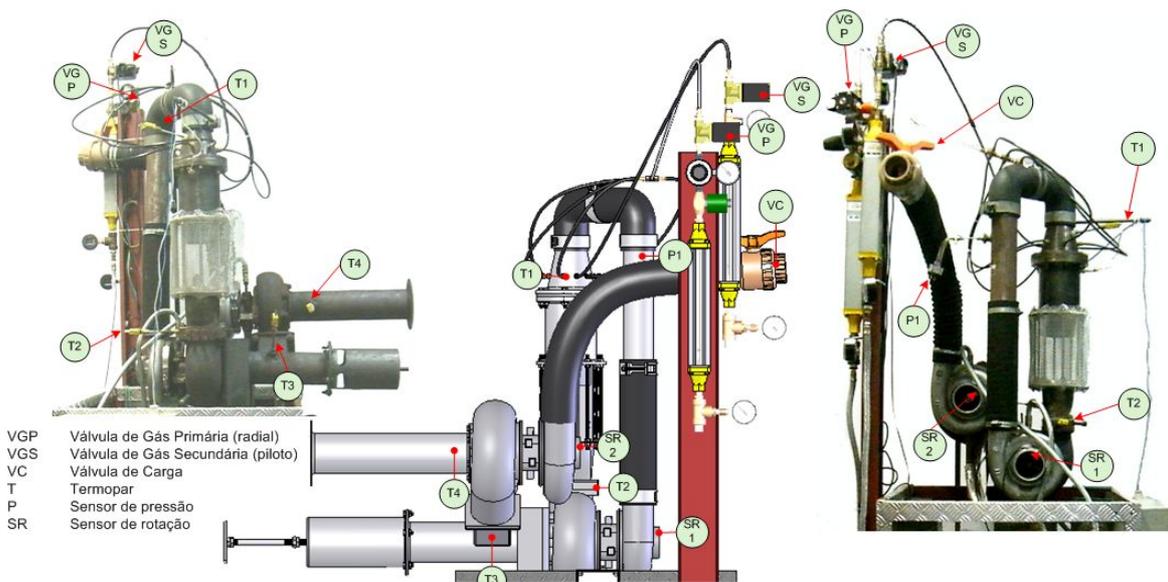


Figura 3.12 – Localização de sensores e de atuadores.

A etapa seguinte à instalação de sensores e de atuadores na microturbina foi o desenvolvimento do sistema de aquisição. O sistema é composto por uma placa de aquisição comercial, instalada em um computador dedicado, onde se programou o controle da microturbina. Existem, ainda, circuitos condicionadores de sinal específicos para cada sensor e atuador, projetados e produzidos no próprio laboratório. No PC, de modo a monitorar em tempo real os sinais de temperatura, pressão e rotação adquiridos pelos respectivos sensores estes são apresentados em gráficos (linguagem C++). Para tornar

mais detalhada a descrição dos componentes do sistema de aquisição e controle, apresenta-se o diagrama de blocos na Figura 3.13, com todos os principais componentes.

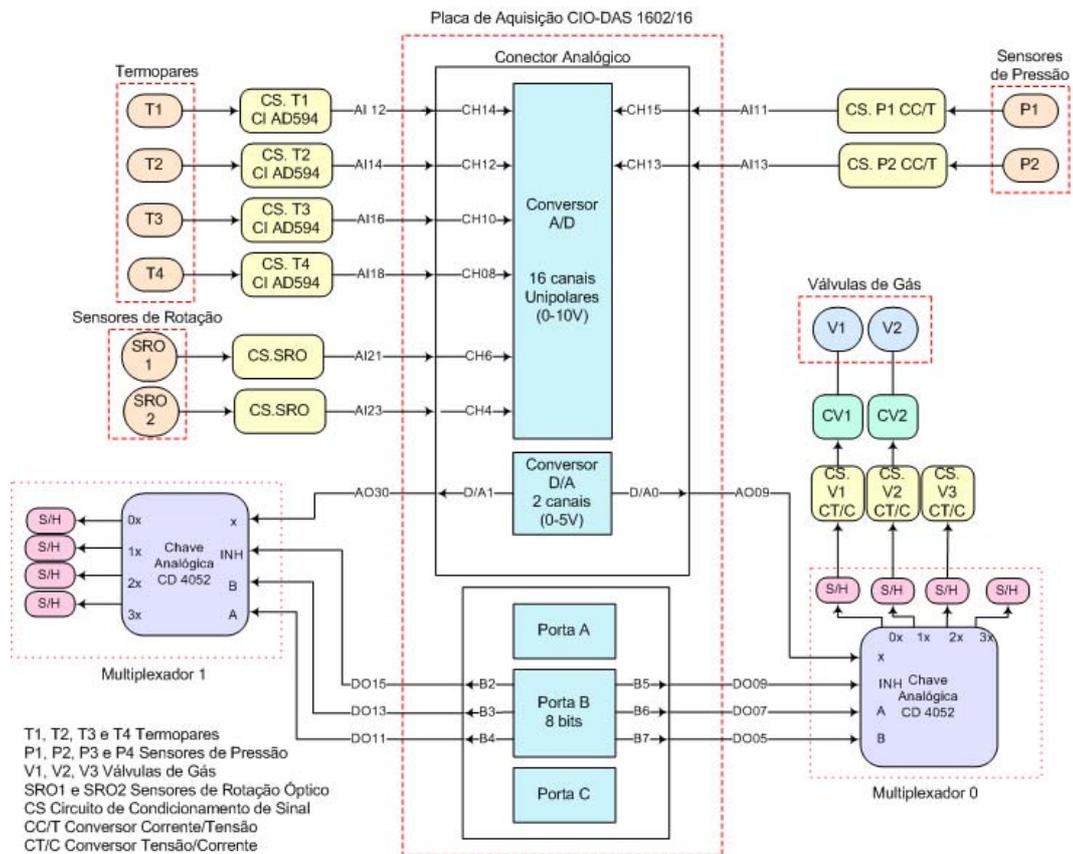


Figura 3.13 – Diagrama de blocos do sistema de aquisição completo.

### 3.2.1 – Placa de Aquisição

A placa de aquisição é responsável pela aquisição dos sinais dos sensores e pelo envio dos sinais aos atuadores, fazendo a comunicação entre o PC e os circuitos de condicionamento de sinal. Essa placa (CIO DAS 1602/16 - *Measurement Computing*) possui as seguintes características: 16 canais analógicos de entrada absolutos ou 8 canais diferenciais (16-bits de resolução), 2 saídas analógicas de 12 bits de resolução, 3 contadores e 32 canais DI/O.

Como essa placa possui apenas duas saídas analógicas, foi desenvolvido um demultiplexador, de forma a se obter um número maior de saídas analógicas, caso fosse necessário um número maior de atuadores, como pode ser observado na Figura 3.13.

Na instalação da placa no PC, algumas configurações foram feitas:

- Alteração do endereço da placa para 230 hex (endereço padrão é 300 hex);

- 16 canais analógicos absolutos;
- Faixa de tensão de entrada -10 a +10V e de saída 0 a 5V.

### 3.2.2 – Sensor de Temperatura – Termopar

Os termopares são dispositivos com larga aplicação para medição de temperatura. São de baixo custo, podem medir uma vasta gama de temperaturas (−200 a 2300°C) e podem ser substituídos sem introduzir erros relevantes.

Como sensor de temperatura no processo escolheu-se o termopar tipo K, por ser de uso genérico e disponível com sondas variadas. Cobrem temperaturas entre -200 e 1200 °C, tendo uma sensibilidade de aproximadamente  $41\mu\text{V}/^\circ\text{C}$ . Esse tipo de termopar pode ser utilizado em atmosferas inertes e oxidantes. No entanto, está sujeito ao efeito *green-root* em determinadas atmosferas, tal como em atmosferas redutoras e sulfurosas.

#### 3.2.2.1 – Condicionamento do sinal dos termopares

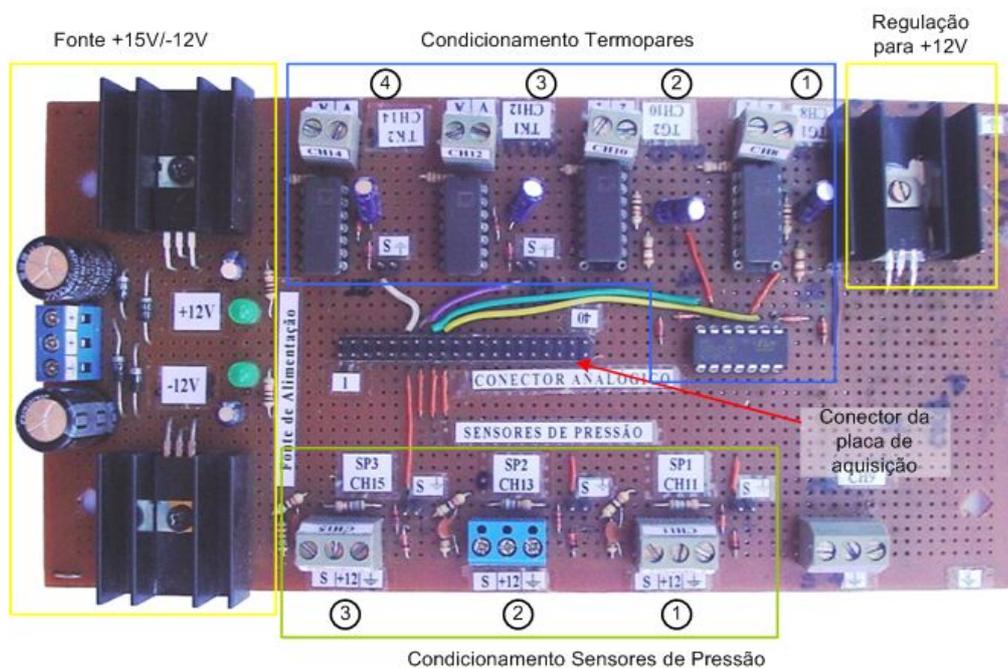


Figura 3.14 – Condicionamento de sinal de termopares e de transdutores de pressão.

Um termopar possui, como características elétricas, baixa tensão de saída, baixa sensibilidade e não-linearidade. Assim, são exigências do circuito de condicionamento: compensação de junta fria, alta amplificação e linearização. No projeto do circuito de

condicionamento do termopar, foi usado o CI AD595, específico para termopares tipo K. Esse CI apresenta amplificador de instrumentação completo, com compensação de junta fria para termopares em base monolítica, combinando uma referência do ponto do gelo com uma pré-calibração do amplificador para produzir um nível elevado (10 mV/°C) do sinal de saída diretamente do sinal do termopar.

A Figura 3.14 apresenta a placa de condicionamento de sinal dos termopares fabricada. O respectivo diagrama esquemático do circuito dessa placa pode ser visto no Apêndice B. Como o sinal de saída dos termopares e do seu circuito de condicionamento é analógico, os sinais são lidos por meio dos canais analógicos, CH08 a CH14 da placa de aquisição, como já indicado na Figura 3.13. Como os circuitos de condicionamento, com saída para os canais CH 8 e CH10, possuem um divisor de tensão eles podem ser usados para os pontos com temperatura mais alta, isto é, os pontos (3) e (4) da Figura 3.11, enquanto os canais CH12 e CH14 para temperaturas menores, como nos pontos (2) e (5).

### 3.2.2.2 – Calibração dos termopares



Figura 3.15 – Interface gráfica do aplicativo desenvolvido para a calibração dos sensores.

Os dados de calibração foram obtidos por meio de um programa desenvolvido em C++, que permite coletar sinais de sensores de: temperatura, pressão ou rotação, assim como entrar com os dados de referência para a calibração, como ilustrado na Figura 3.15. Os

dados coletados são armazenados em arquivo \*.dat para posterior tratamento.

A calibração do sistema completo (termopar do tipo K, circuito de condicionamento e canal analógico da placa de aquisição) foi realizada por comparação com a temperatura medida por um termopar do tipo R de referência em um forno, variando a temperatura numa faixa de 200° a 1000°C, em intervalos de 200°C. A montagem do aparato experimental está ilustrada na Figura 3.16.

A partir dos dados de calibração, determinaram-se as curvas de calibração e os polinômios de cada termopar utilizado no sistema, como apresentado na Figura 3.17. Os polinômios são utilizados no software desenvolvido em C++ para o controle da microturbina para a apresentação das temperaturas em gráficos.

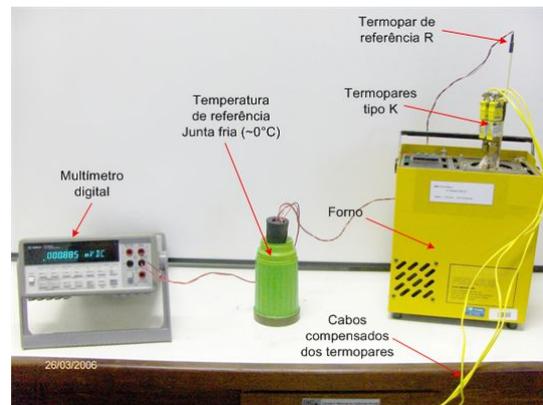


Figura 3.16 – Aparato experimental para calibração de termopares.

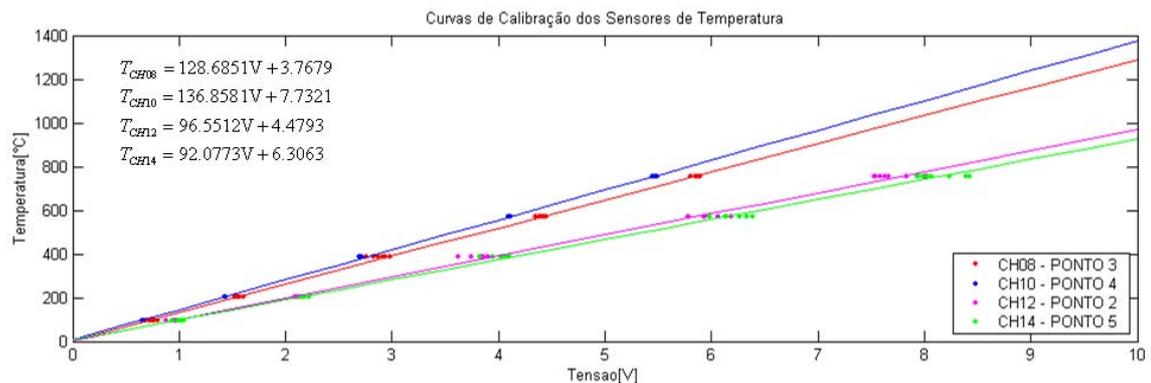


Figura 3.17 – Curvas de calibração dos termopares.

Por meio desta calibração, definiu-se a localização, na Figura 3.11, de todos os termopares na microturbina: termopar 1, localizado na entrada da câmara (ponto 2), termopar 2 na saída da câmara (ponto 3), termopar 3 na saída da turbina 1 (ponto 4) e termopar 4 na saída da turbina de potência (ponto 5).

### 3.2.3 – Sensores de pressão



Figura 3.18 – Transmissor de pressão do tipo ECO-1

Os sensores de pressão escolhidos foram da marca *Wika* do tipo ECO-1 - *Tronic OEM Pressure Transmitter*, como mostrado na Figura 3.18. Este sensor tinha como características: intervalo de entrada de 0 a 4.0 bar, intervalo de saída de 4 a 20 mA e alimentação de 10 a 30 V (DC).

#### 3.2.3.1 – Condicionamento do sinal dos transdutores de pressão

Como citado na Seção 3.2.3 – , o sinal de saída desse tipo de sensor é em corrente, variando de 4 a 20mA. Como na placa de aquisição não há entradas de corrente, apenas de tensão, o condicionamento de sinal foi projetado de forma a se obter a conversão de corrente em tensão, empregando-se uma resistência de 1,0 k $\Omega$ . A Figura 3.14 também apresenta a placa de condicionamento dos transdutores de pressão e o diagrama esquemático do circuito dessa placa pode ser analisado no Apêndice B.

#### 3.2.3.2 – Calibração dos transdutores de pressão

Da mesma forma que os termopares, a calibração em conjunto do transdutor de pressão, de circuito de condicionamento e de canal analógico da placa de aquisição foi realizada também por comparação, cujo manômetro de referência era da marca *Wika* com escala de 0 a 100 bar e resolução de 0,5 bar. A montagem do aparato experimental está apresentada na Figura 3.19. A faixa de calibração foi de 0 a 3,5 bar, em intervalos de 0,5 bar. Conforme mencionado antes, os dados de calibração foram lidos pelo programa desenvolvido para esse fim.

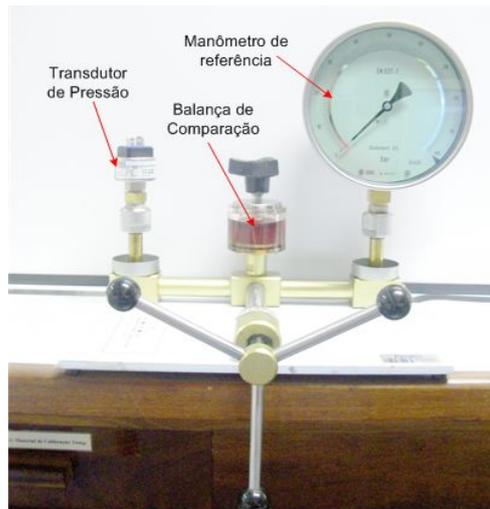


Figura 3.19 – Aparato experimental para calibração de transdutor de pressão.

A Figura 3.20 mostra a curva de calibração e o respectivo polinômio do transdutor de pressão utilizado. Pode-se observar que o transdutor apresenta um comportamento próximo ao linear.

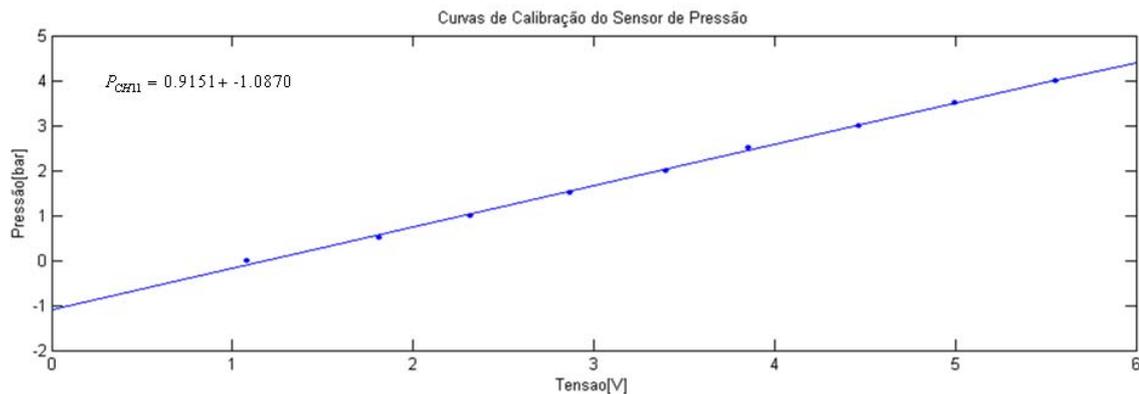


Figura 3.20 – Curva de calibração da pressão.

### 3.2.4 – Sensor de rotação

O objetivo deste projeto é regular a velocidade de rotação da segunda unidade turbo-compressora, isto é, manter constante a rotação da turbina livre, de modo a que a microturbina esteja preparada para a geração de energia. A velocidade de rotação da primeira turbina é medida como informação complementar do regime de operação do ciclo.

A escolha do sensor de rotação foi baseada nos seguintes requisitos: robustez, resistência a altas temperaturas, faixa de operação entre 0 e 100.000 rpm e tamanho. Como sensor deve

ser posicionado na carcaça de compressor, é necessário que o mesmo tenha dimensões reduzidas para não perturbar o fluxo de ar (Granja & Merícia, 2002).

Há dois tipos de sensores que poderiam ser usados: óptico e magnético de relutância variável. Um sensor de rotação magnético de relutância variável foi desenvolvido (Granja & Merícia, 2002) em projeto anterior, mostrando-se bastante satisfatório. Entretanto, optou-se, nesse projeto, pelo sensor óptico por ter um tamanho reduzido e por não interferir no balanceamento do eixo do compressor. Adicionalmente, tem-se melhor qualidade do sinal de resposta.

O funcionamento do sensor óptico baseia-se na emissão de um sinal de luz que deve ser refletido pelo elemento receptor. Este sinal luminoso é convertido em sinal elétrico e comparado com o valor pré-estabelecido para definir o estado do sensor. Optou-se por um sensor óptico do tipo reflexivo, formado por um diodo emissor de luz infravermelho e por um fotodiodo como detector, montados em um mesmo invólucro. Como superfície refletora é usada uma das pás do compressor, que foi polida, enquanto as demais foram pintadas com tinta preta, como mostrado na Figura 3.21.



Figura 3.21 – Posicionamento do sensor de rotação no primeiro compressor.

#### 3.2.4.1 – Condicionamento do sinal do sensor de rotação

A partir do sinal de saída do sensor óptico foi projetado o circuito de condicionamento. Basicamente, o sinal é condicionado segundo as seguintes etapas: amplificação do sinal, circuito comparador para se obter um sinal quadrado e, por último, a conversão frequência-tensão, obtendo-se então um sinal de tensão de 0 – 10V proporcional a frequência de rotação do eixo do turbo-compressor, como apresentado no diagrama do circuito de condicionamento da Figura 3.22.

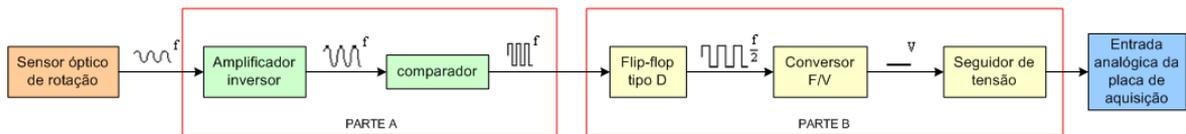


Figura 3.22 – Diagrama de blocos do circuito de condicionamento do sensor de rotação.

Essas etapas de condicionamento foram implementadas em duas partes em placas distintas, como é apresentado nas Figura 3.23 e Figura 3.24. O respectivo diagrama esquemático deste circuito pode ser verificado no Apêndice B.

Como o sinal de saída do circuito é um sinal analógico, este era lido em uma das entradas analógicas da placa de aquisição. O canal analógico de entrada CH4 é usado para o sinal de rotação da turbina livre, enquanto o CH6 é usado para a leitura do sinal do primeiro turbo-compressor.

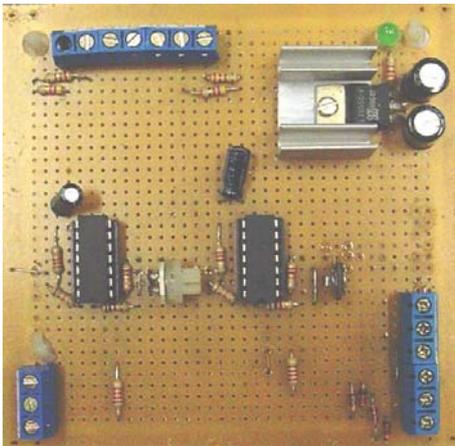


Figura 3.23 – Parte A: Amplificação e comparação.

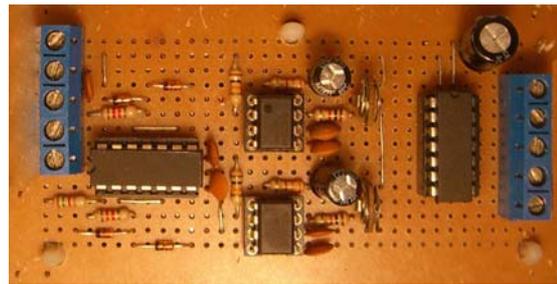


Figura 3.24 – Parte B: Conversor frequência-tensão e seguidor de tensão.

#### 3.2.4.2 – Calibração do sensor de rotação

Como não há disponível um sistema rotacional de referência com velocidade na faixa de utilização do sensor para a calibração de todo o sistema e em virtude da própria concepção do sensor que torna dispensável a sua calibração, calibrou-se apenas seu circuito de condicionamento de sinal. Como a velocidade máxima do eixo do compressor é em torno de 60.000 rpm, definiu-se que o intervalo de interesse seria de 300 a 70.000 rpm, com incrementos de 3.000 rpm. Um gerador de sinais foi usado para prover as frequências desejadas para a calibração. Para cada valor de frequência, adquiriu-se o valor de tensão de saída dos circuitos de condicionamento. A Figura 3.25 apresenta as curvas de calibração e os respectivos polinômios, em que se observa um comportamento linear desses elementos.

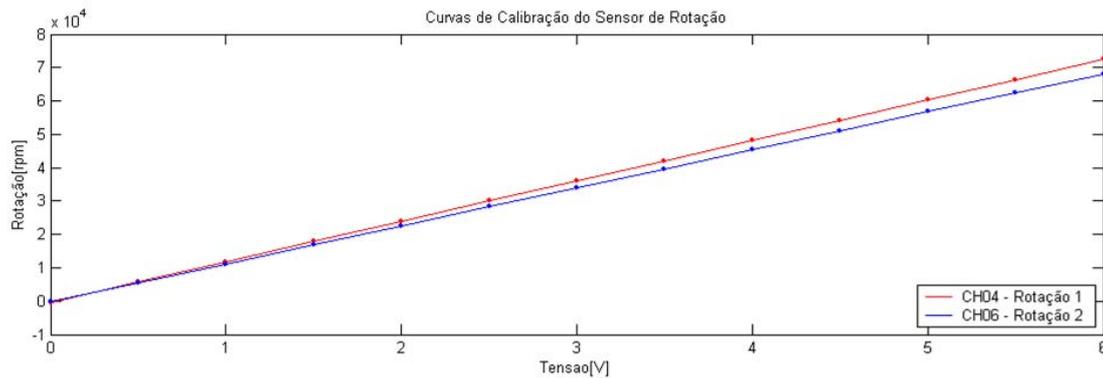


Figura 3.25 – Curva de calibração da rotação.

### 3.2.5 – Circuito de acionamento das válvulas proporcionais

A abertura das válvulas solenóides controladoras de vazão de gás, instaladas no sistema, é determinada pelo módulo do sinal de corrente que alimenta essa válvula. No entanto, como o sinal de controle do mecanismo de acionamento da válvula é uma saída analógica do demultiplexador, cuja tensão varia de 0 a 5V, foi, projetado o circuito de acionamento que faz a conversão tensão-corrente do sinal de controle.

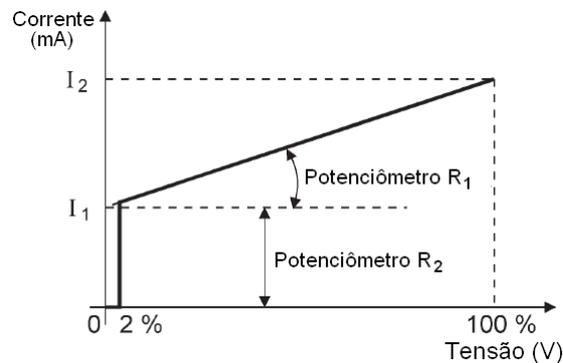


Figura 3.26 – Características do circuito de acionamento da válvula.

O circuito de acionamento foi implementado de modo que a função da corrente de saída fosse determinada por dois parâmetros: o ganho, responsável pela inclinação da reta, e o *offset*, responsável pelo ponto de mínimo, conforme o gráfico da Figura 3.26. Ambos os parâmetros eram ajustados independentemente por meio de dois potenciômetros. O potenciômetro  $R_2$  ajusta o ponto mínimo, determinando o *offset* (menor valor do sinal de controle) e, desse modo, a tensão em que inicia a abertura da válvula. O  $R_1$  determina  $I_2$  e, conseqüentemente, a vazão máxima da válvula.

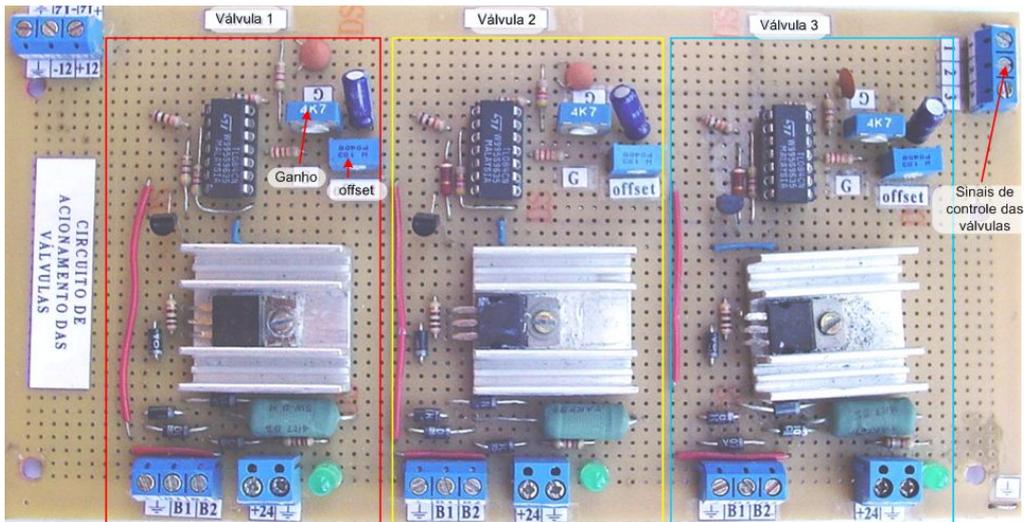


Figura 3.27 – Circuito de acionamento das válvulas.

A vazão de cada uma das válvulas é proporcional à função de corrente de saída ajustada no circuito de acionamento, ilustrado na Figura 3.27. Os parâmetros do circuito (ganho e *offset*) foram ajustados de forma a se obter as seguintes características: ponto de abertura (início da vazão) em 0,1V e vazão máxima em 5,0 V.

O diagrama esquemático desse circuito de acionamento pode ser estudado no Apêndice B.

### 3.2.6 – Demultiplexador

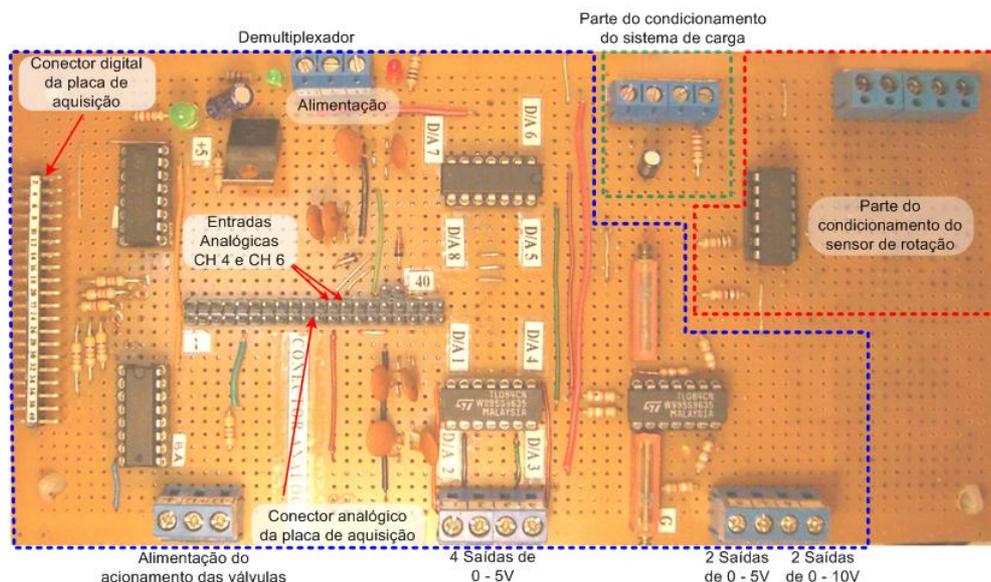


Figura 3.28 – Placa do demultiplexador.

Como a placa de aquisição possui apenas dois canais D/As, desenvolveu-se um demultiplexador (Figura 3.28), de forma a ampliar o número de saídas disponíveis.

O demultiplexador foi projetado com base no CI4052, que é um multiplexador/demultiplexador analógico de quatro canais, como mostrado na Figura 3.29.

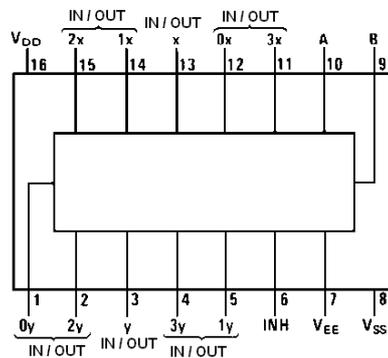


Figura 3.29 – Pinagem do multiplexador/demultiplexador analógico CD4052.

A entrada de dados  $x$  do CI tem como fonte de dados uma das saídas analógicas da placa de aquisição (D/A0 ou D/A1), então, cada saída D/A da placa é distribuída por quatro novas saídas analógicas, como mostrado no diagrama de blocos do circuito do demultiplexador da Figura 3.30. O roteamento do sinal de entrada para a saída desejada é controlado pelas entradas de seleção, que correspondem aos bits da porta digital B da placa de aquisição. O circuito do demultiplexador é composto das seguintes etapas: demultiplexação de cada saída em quatro canais, um circuito *sample/hold*, que corresponde a um filtro passa baixa, e um seguidor de tensão. Das oito saídas analógicas obtidas, seis saídas são de 0 – 5,0 V, enquanto duas são amplificadas, como mostra o diagrama, cujos sinais variam de 0 – 10 V.

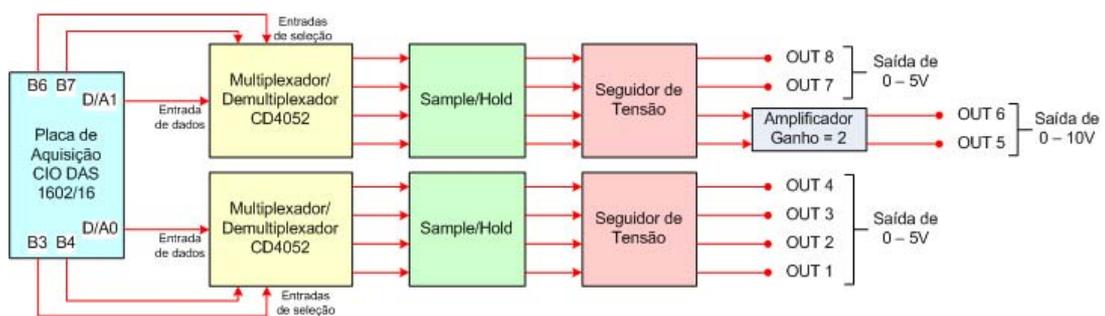


Figura 3.30 – Diagrama de blocos do circuito do demultiplexador.

Os circuitos de acionamento das válvulas piloto e radial são controlados pelas saídas 1 e 2 do demultiplexador, respectivamente. O diagrama esquemático desse circuito de acionamento pode ser estudado no Apêndice B.

### 3.3 – SISTEMA DE CARGA.

De forma a simular a carga na unidade, como se um gerador elétrico estivesse acoplado ao eixo de uma turbina livre de potência, foi desenvolvido o sistema de carregamento. Esse sistema consiste em utilizar o próprio compressor da segunda unidade turbo-compressora e em instalar uma válvula globo manual na tubulação de saída do compressor desse conjunto, o que impõe uma barreira a vazão de ar no compressor, alterando-a, e, conseqüentemente, perturbando a rotação da turbina acoplada a ele por meio do eixo solidário, como pode ser observado na Figura 3.31. Considerando a carga empregada a microturbina uma perturbação, foi desenvolvido um método que permitisse determinar a carga que seria aplicada ao sistema de forma que esta fosse uma perturbação mensurável e pudesse ser uma entrada do sistema, no entanto, não sendo manipulável. Assim, foi instalado um potenciômetro linear na válvula de carga de forma que a resistência do potenciômetro indicasse a posição da válvula em graus, como pode ser observado na Figura 3.31.

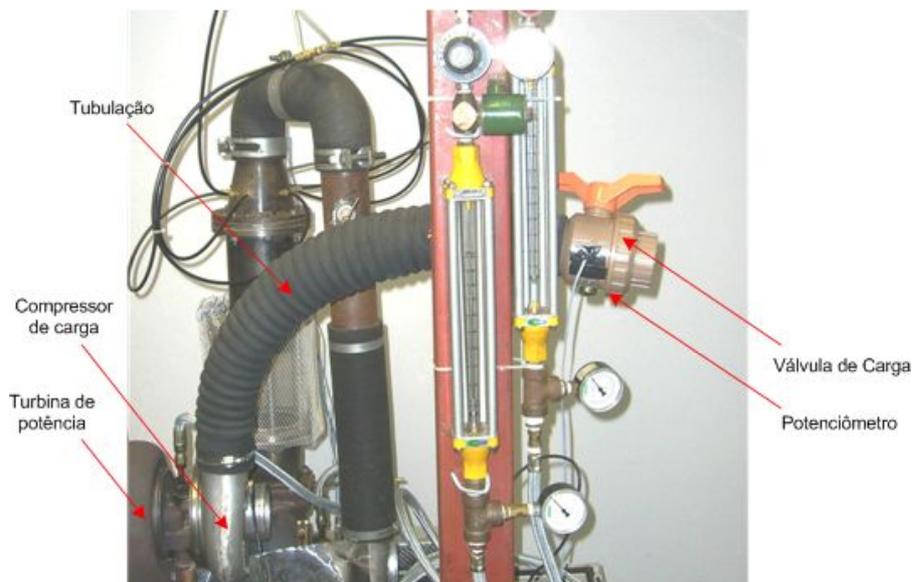


Figura 3.31 – Sistema de carga.

### 3.3.1 – Sistema de condicionamento do sistema de carga

O condicionamento do sinal do sistema de carga é simples. Foi projetado de forma a se obter uma tensão de 0 a 5,0 V proporcional a resistência do potenciômetro, determinada pela abertura da válvula de carga, como pode ser indicado na Figura 3.32 no diagrama esquemático do circuito de acionamento (Apêndice B).

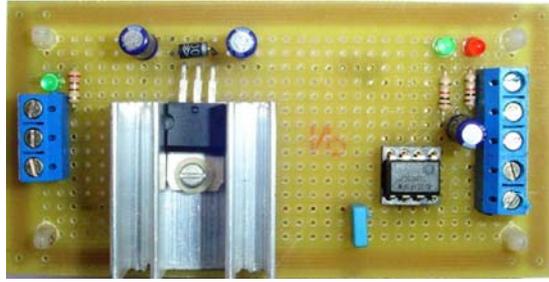


Figura 3.32 – Circuito de condicionamento do sistema de carga.

### 3.3.2 – Calibração

Na Figura 3.33, é apresentada a curva de calibração obtida, relacionando o ângulo da válvula de carga e a tensão de saída do potenciômetro acoplado a ela.

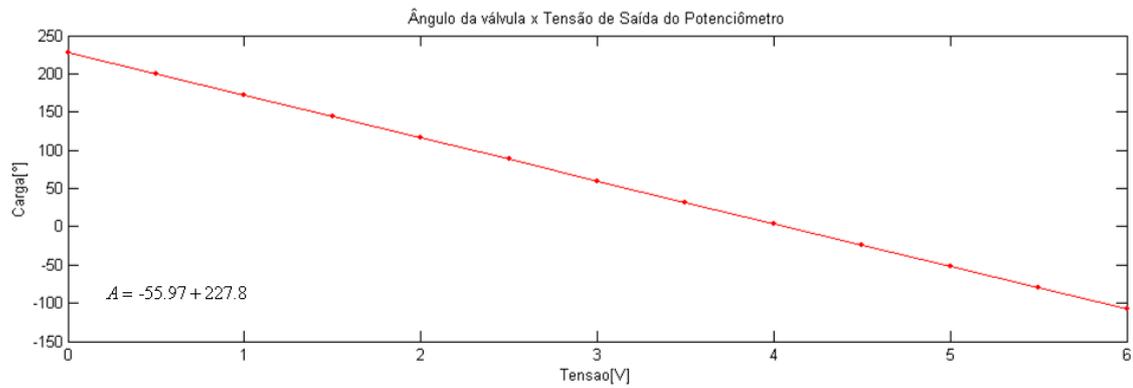


Figura 3.33 – Curva de calibração do sistema de carga.

## 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

Como citado, uma microturbina empregada na geração de energia possui, geralmente, três malhas de controle: de velocidade, de temperatura e de aceleração. No entanto, os dois últimos só são ativados em caso de condições anormais de operação. Enquanto, o primeiro, para as condições normais de operação, é a malha principal de controle e sua operação é determinada pela condição de carga a que o sistema está submetido.

O sistema de controle desenvolvido focou apenas no projeto do controle de velocidade, pois é este que torna possível o uso da microturbina para geração de energia. A atuação das outras duas malhas de controle não se fez necessária no momento, pois se evitou submeter a unidade a cargas extremas.

### 4.1 – IDENTIFICAÇÃO

No controle de sistemas que interagem deve-se conhecer suas variáveis e como estas se relacionam. Isso é obtido por meio da descrição das características dos sinais observados do sistema e é denominado modelo (Ljung, 1999). A escolha do tipo de modelo para representar o sistema dependerá de suas características estáticas e/ou dinâmicas, bem como do propósito para qual o modelo está sendo determinado (Cruz, 2006). Neste trabalho, o modelo foi usado para o desenvolvimento de controladores para o sistema da microturbina.

Como o modelo foi utilizado para analisar o desempenho de sistemas de controle por meio de simulações e para efetuar a sintonia de controlador de estrutura fixa, como PID, o modelo do sistema obtido é matemático, ou seja, é representado na forma de equações matemáticas.

O método de modelagem a ser utilizado depende de fatores, como: informação disponível sobre o processo a ser modelado, tempo útil para se desenvolver o modelo, ferramentas disponíveis e grau de aproximação desejado do modelo (Cruz, 2006). Optou-se, então, pela Identificação de Sistemas ou modelagem caixa-preta, que consiste em uma abordagem experimental, por meio de informações do próprio sistema, em que sinais de entrada e de saída do sistema estudado são registrados e analisados para inferir o modelo (Ljung, 1999). Os modelos obtidos por meio da Identificação de Sistemas são determinados efetuando

pequenas alterações nas variáveis de entrada do sistema em torno de uma condição nominal de operação e obtendo-se a resposta dinâmica, sendo válido somente para uma dada faixa próxima da condição inicial, o que vem a ser uma desvantagem (Garcia, 2005).

O procedimento de Identificação de Sistemas é basicamente composto pelas seguintes etapas (Ljung, 1987 e Aguirre, 2004):

- Projeto dos experimentos (testes dinâmicos e coleta de dados);
- Escolha da representação matemática a ser usada;
- Determinação da estrutura dos modelos candidatos;
- Estimação de parâmetros;
- Validação do modelo obtido.

#### 4.1.1 – Projeto do experimento de identificação

##### 4.1.1.1 – Desenvolvimento do aplicativo de aquisição de dados para identificação.

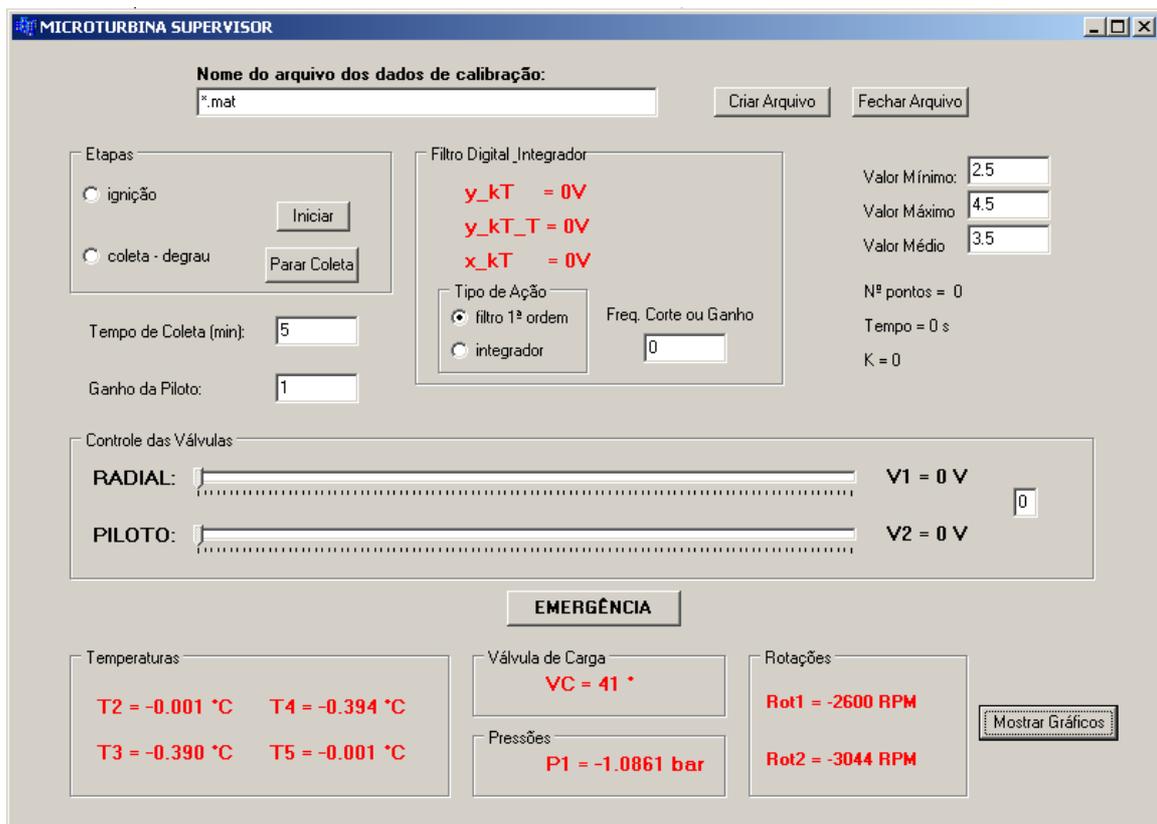


Figura 4.1 – Interface gráfica do aplicativo usado na etapa de identificação.

A fim de monitorar os instrumentos descritos na bancada experimental, via computador, foi desenvolvido um software com a linguagem de programação C++. Esse aplicativo, com interface gráfica (Figura 4.1), foi usado para gerar os sinais de excitação, determinar o tempo de coleta de dados e armazenar os dados de entrada e saída em um arquivo \*.mat durante a etapa de modelagem da microturbina.

Como a principal característica da Identificação de Sistemas é a obtenção de modelos a partir de dados experimentais, é necessário gerar tais dados, sendo imprescindível definir: onde excitar a planta, que tipo de sinal usar a fim de obter dados representativos da dinâmica do sistema, como executar o teste e o período de amostragem (Aguirre, 2004).

#### 4.1.1.2 – Seleção dos sinais de entrada e saída.

Inicialmente, é essencial definir as variáveis de entrada e de saída do processo cuja dinâmica se quer identificar (Romano, 2006). Como definido anteriormente, o modelo faz parte de uma malha de controle de velocidade (Figura 4.2), definindo-se um único modelo para representar matematicamente o sistema de combustível e a planta (microturbina). Para este sistema, o sinal de entrada foi a saída do controlador (variável manipulada), representada pelo sinal de tensão que determina a vazão da válvula proporcional de gás e o sinal de saída foi a velocidade de rotação do eixo da turbina de potência (variável controlada).

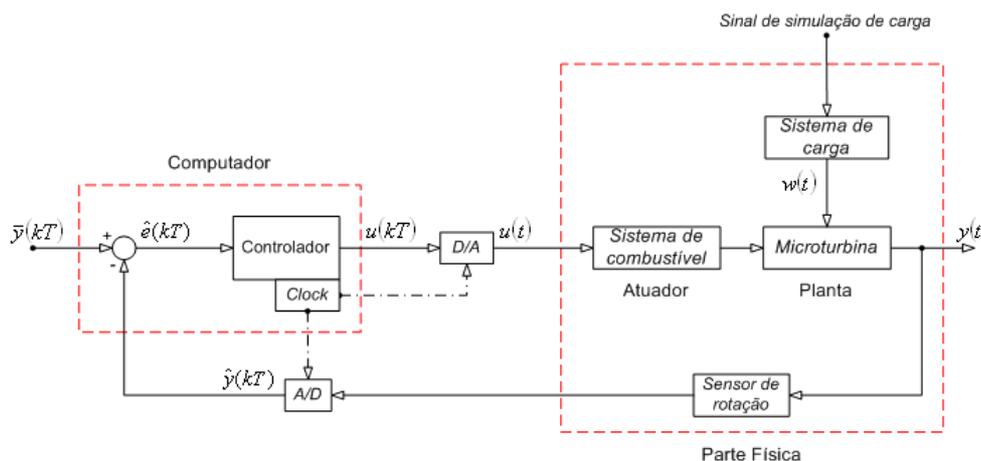


Figura 4.2 – Diagrama de blocos da malha de controle digital da microturbina.

Pode haver sinais associados ao processo que devam ser considerados como entrada, no sentido que afetam o sistema, mesmo que não seja possível ou permitido manipulá-los. Se

esses sinais são mensuráveis, é altamente desejável incorporá-los ao conjunto de dados de entrada e tratá-los como tal durante a construção do modelo, sendo consideradas perturbações mensuráveis, do ponto de vista operacional (Ljung, 1999). Em razão disso, o sinal de carga do sistema, visto como uma perturbação mensurável, é outra entrada do modelo, como pode ser visto no diagrama de blocos da Figura 4.2.

#### 4.1.1.3 – Período de amostragem ( $T_s$ )

Os dados experimentais são coletados por meio de um sistema de aquisição que registra os dados na forma de pontos discretos no tempo, sendo o intervalo de tempo entre duas amostras sucessivas chamado de período de amostragem.

De acordo com o trabalho desenvolvido anteriormente com a mesma microturbina (Cruz, 2006), a constante de tempo da microturbina é em torno de 5s, como observado na curva de resposta do sistema ilustrada pela Figura 4.3. Então, com base nesse valor, manteve-se o período de amostragem de 100 ms, pois a frequência de amostragem escolhida respeita o teorema da amostragem de *Shannon* por ser 50 vezes maior que a banda passante do sistema, de acordo com dados experimentais.

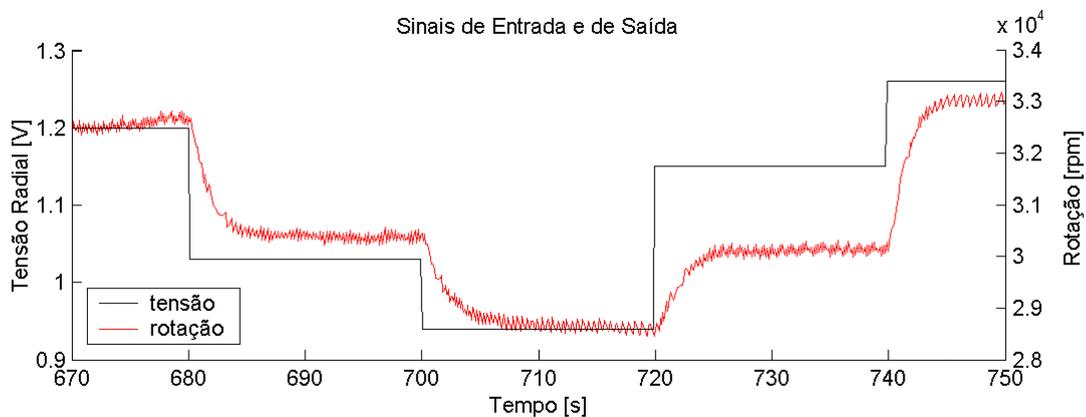


Figura 4.3 – Curvas de entrada-saída da turbina para determinação do período de amostragem (Cruz, 2006).

#### 4.1.1.4 – Sinal de Excitação

Em seguida, estudou-se que tipo de sinal de entrada seria persistentemente excitante para a microturbina, pois características dinâmicas e estáticas que não forem excitadas não aparecerão nos dados e o que não estiver nos dados não pode ser identificado (Aguirre,

2004). Como o objetivo desse trabalho é o desenvolvimento da malha de controle de velocidade da microturbina, os ensaios devem ser realizados de forma a se obter as características dinâmicas que relacionam apenas os sinais de entrada e saída deste tipo de controle.

Cruz (2006) realizou ensaios com dois tipos de sinais: o pseudo-aleatório e a rampa aleatória. A partir do sinal de saída de rotação da turbina, verificou-se que o sinal pseudo-aleatório, não excitava adequadamente o sistema, em virtude de três fatores principais: as características mecânicas da turbina, que impedem que a esta responda à alterações bruscas em seu regime; a lenta dinâmica térmica deste sistema, que não permite que a microturbina responda a sinais com períodos curtos, gerando uma resposta com atraso e a não-linearidade da válvula de combustível, que apresenta zonas morta e de emperramento para alguns valores de amplitude do sinal de excitação. Foi usada, então, como sinal de excitação na identificação, a rampa aleatória, pois em função de sua característica linear, a rampa faz com que o sinal cresça ou decresça mais suavemente, sem que ocorram mudanças bruscas no regime de operação e evitando, assim, os problemas descritos anteriormente, quando usado o pseudo-aleatório (Cruz, 2006).

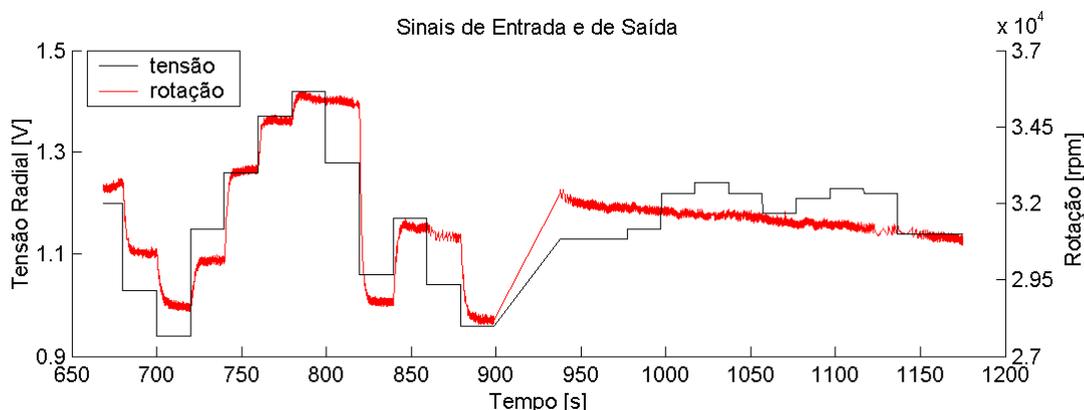


Figura 4.4 – Resposta do sistema ao sinal pseudo-aleatório (Cruz, 2006).

No entanto, o sinal de excitação pseudo-aleatório seria o mais adequado para simular as perturbações de transição brusca a que a microturbina está sujeita quando usada para a geração de energia. Como o sinal de excitação pseudo-aleatório não pode ser aplicado diretamente a microturbina, conforme discutido anteriormente, definiu-se que seria aplicada a esse sinal uma função de transferência de modo a suavizar essas transições, de modo a obter efeito similar ao da rampa aleatória. Assim, foram realizados ensaios para se definir qual função seria mais adequada.

Primeiramente, foi testado filtro passa-baixa de primeira ordem e ganho unitário, em que a função de transferência, no plano  $s$ , é dada por:

$$H(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{\omega_c}{s + \omega_c}, \text{ onde } \omega_c = 2\pi f_c, \text{ onde } f_c \text{ é a frequência de corte.} \quad (4.1)$$

Sendo sua implementação digital dada por:

$$Y(kT_s) = \frac{1}{1 + \omega_c T_s} Y(kT_s - T_s) + \frac{\omega_c}{1 + \omega_c T_s} X(kT_s), \text{ onde } T_s \text{ é período de amostragem.} \quad (4.2)$$

Como a frequência de corte não poderia ser muito baixa, pois o filtro teria grande influência na dinâmica do sistema, foram realizados três ensaios variando-se apenas a frequência de corte para 0,2 Hz, 0,1 Hz e 0,05 Hz. Nos três casos, a microturbina falhou, pois as características mecânicas da turbina impediram que a turbina respondesse as alterações bruscas em seu regime, como pode ser observado na Figura 4.5. A inércia da turbina a impede de acompanhar variações bruscas da injeção de combustível, o que causa uma grande alteração da razão de equivalência da mistura ar-combustível e a chama se apaga. Se fosse usado filtro com uma frequência de corte inferior a 0,05 Hz, a influência na resposta do sistema seria grande, por isso descartou-se o uso do filtro de primeira ordem.

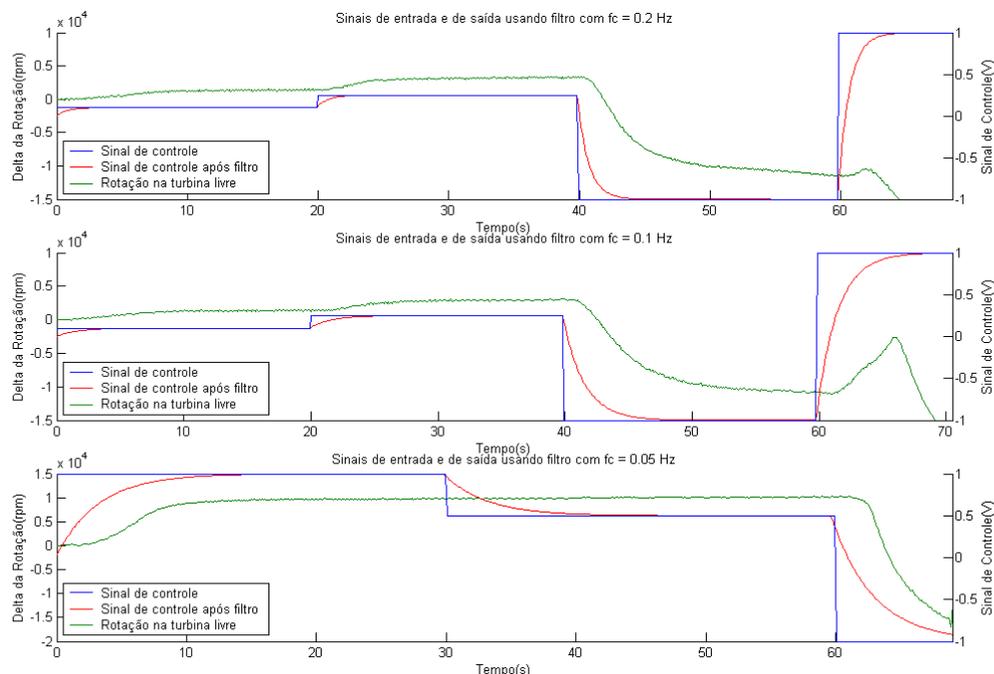


Figura 4.5 – Resposta do sistema para os filtros digitais com  $f_c$  de 0,2 Hz, 0,1 Hz e 0,05Hz.

Em seguida, foi testado o integrador como a função a ser aplicada ao sinal de entrada, dado pela seguinte função de transferência, no plano  $s$ :

$$H(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K}{s}, \text{ onde } K \text{ é ganho do integrador.} \quad (4.3)$$

Sendo sua implementação digital dada por:

$$Y(kT_s) = Y(kT_s - T_s) + KT_s X(kT_s), \text{ onde } T_s \text{ é período de amostragem.} \quad (4.4)$$

Assim, foram realizados ensaios para se definir o ganho do integrador a ser utilizado, com três ganhos diferentes: 0,1, 0,125 e 0,133. A partir dos gráficos da Figura 4.6, pôde-se observar que, para os ganhos de 0,1 e 0,125, o ensaio foi concluído sem falhas, enquanto para 0,133, a turbina apagou. Assim, o ganho escolhido para o integrador foi 0,125, pois a resposta obtida é mais rápida que a com ganho de 0,1.

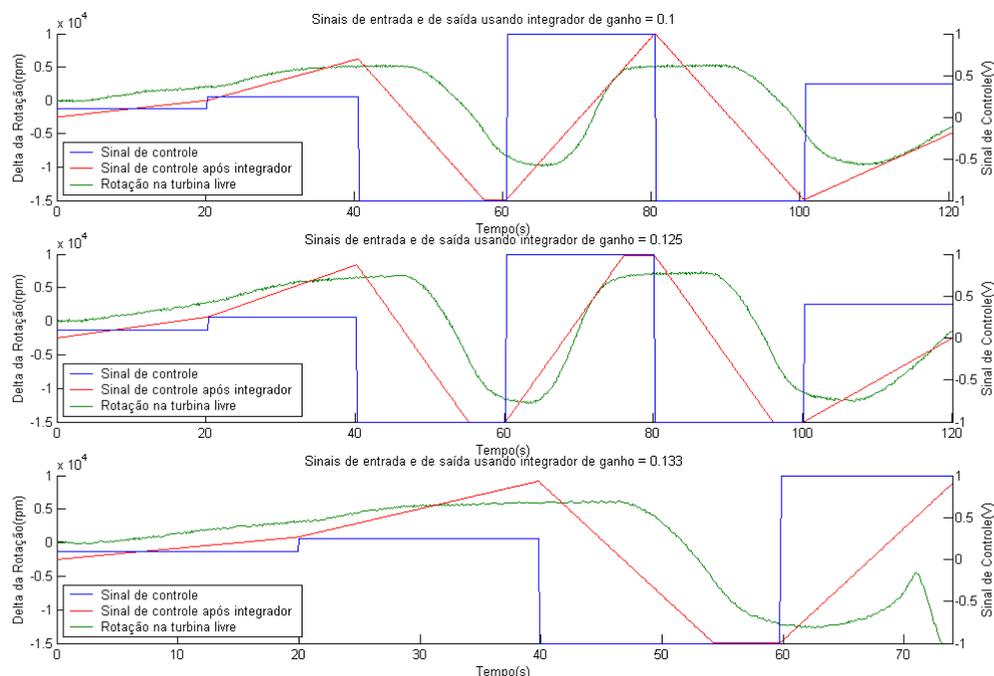


Figura 4.6 – Resposta do sistema para os integradores de ganho 0,1, 0,125 e 0,133.

Assim, o sistema passa a ser representado pelo diagrama de blocos ilustrado na Figura 4.7.

Escolhido o período de amostragem e o sinal de excitação, realizaram-se três ensaios: dois para a identificação do modelo matemático e o terceiro, usado para a validação do modelo obtido. Para realização de cada um dos ensaios utilizaram-se degraus aleatórios, que eram alterados a cada 20s. Foi escolhido um tempo de amostragem de 600s, totalizando um conjunto de 6000 amostras por ensaio. Nos primeiros 300s, manteve-se a carga fixa em 45° e no tempo restante a carga foi variada aleatoriamente, alterando-se a posição da válvula de carga (Figura 3.31) manualmente. Para cada ensaio, armazenaram-se os seguintes sinais:

sinal de controle (sinal de entrada), sinal de tensão (resultante da aplicação do integrador de ganho de 0,125 ao sinal de controle) que aciona as válvulas radial e piloto, sinais de rotação das duas turbinas, sendo o sinal de rotação da turbina de potência o sinal de saída do sistema, e, ainda, temperatura e pressão nos pontos indicados na Figura 3.12. Como o objetivo principal desse trabalho é o desenvolvimento do sistema de controle, os sinais de temperatura e pressão não são apresentados, porque não são pertinentes ao modelo matemático usado no projeto do controle, além disso, não foi feita uma análise termodinâmica da microturbina.

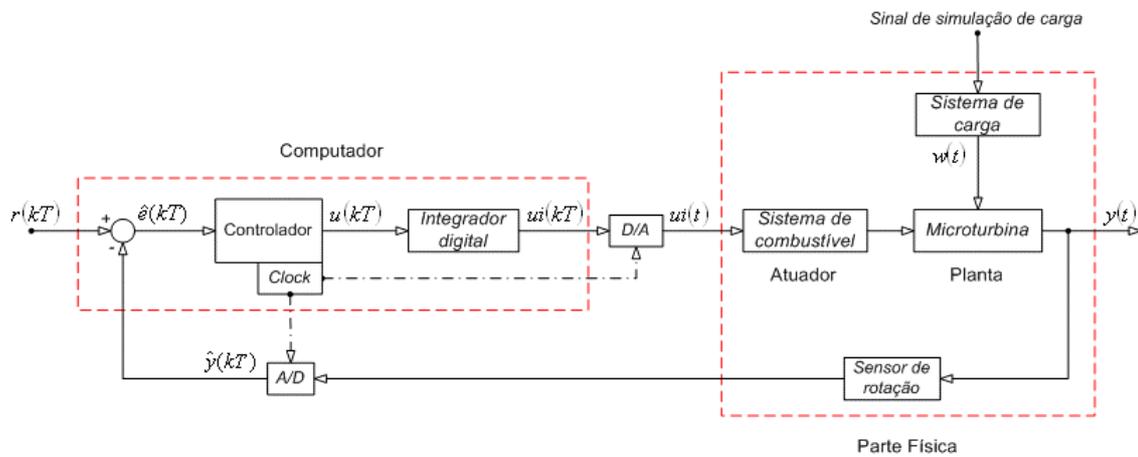


Figura 4.7 – Diagrama de blocos da malha de controle da microturbina com integrador.

#### 4.1.2 – Estimação e validação dos parâmetros do modelo

A tendência atual dos sistemas de engenharia é aumentar sua complexidade, de modo a realizar tarefas mais complexas e com requisitos de boa precisão. Sistemas complexos podem ter inúmeras saídas e entradas – sistemas MIMO – e ainda serem variantes no tempo. A teoria de controle convencional não é aplicável a esses casos, o que permitiu o desenvolvimento de uma teoria de controle moderno, baseada no conceito de estado (Ogata, 1998). No caso desse trabalho, o modelo deve ter duas variáveis de entrada e apenas uma de saída, sendo então indicado o modelo na forma de espaço de estados.

Na forma de espaço de estados, o modelo linear do sistema, para controle digital, pode ser dado por:

$$\begin{cases} \delta x_k = A \delta x_{k-1} + B \delta u_{k-1} & (4.5) \\ \delta y_k = C \delta x_k + D u_k & (4.6) \end{cases}$$

Em que A é dita matriz de estado, B a matriz de entrada, C matriz de saída e D a matriz de transmissão direta, x é o vetor de estados n-dimensional e u é o vetor de entrada m-dimensional. A equação (4.5) é a equação de estado de um sistema linear e invariante no tempo e a equação (4.6) é a equação de saída de um sistema com as mesmas características.

#### 4.1.2.1 – Aplicação do modelo de espaço de estados ao sistema estudado

O modelo do sistema, a ser obtido por meio de identificação, pode ser representado como:

$$\begin{cases} \delta x_k = A \delta x_{k-1} + B \delta u_{k-1} \\ \delta y_k = C \delta x_k \end{cases} \quad \begin{matrix} (4.7) \\ (4.8) \end{matrix}$$

em que  $\delta u = \begin{pmatrix} \delta u_v \\ \delta u_l \end{pmatrix}$ ,  $\delta u_v$  é sinal de controle da válvula e  $\delta u_l$ , sinal da carga (perturbação).

Como apenas a entrada  $u_v$  é considerada variável manipulada, pois não há como atuar em  $u_l$ , essa é considerada perturbação, alterando de modo adverso o sinal de saída do sistema. No sistema em questão, há uma variável de saída, a velocidade de rotação da turbina de potência  $\delta y$ .

O controlador a ser desenvolvido, nesse caso, é um problema do tipo regulador, isto é, tem por objetivo manter o estado próximo a zero (velocidade constante). Portanto, no sistema em estudo, tem-se que:

$$u_k = \bar{u} + \delta u_k \quad (4.9)$$

$$x_k = \bar{x} + \delta x_k \quad (4.10)$$

$$y_k = \bar{y} + \delta y_k \quad (4.11)$$

#### 4.1.2.2 – Estimação do modelo

Antes de usar o conjunto de dados coletados na estimação dos parâmetros do modelo, os valores estacionários referentes ao ponto de operação do processo foram subtraídos das seqüências de dados de entrada e de saída:

$$\delta u_k = u_k - \bar{u} \quad (4.12)$$

$$\delta y_k = y_k - \bar{y} \quad (4.13)$$

Logo, serão tratadas apenas as variações em torno do equilíbrio físico determinado pelo ponto de trabalho:  $\bar{y} = 27000$ ,  $\bar{u}_v = 3,5$  e  $\bar{u}_l = 45$ .

Para a estimação do modelo, usou-se a função *n4sid* do MatLab®, que tem por função estimar o modelo de espaços de estados usando o método de sub-espacos. Essa função é responsável por selecionar a melhor estrutura, isto é, a ordem do modelo, e estimar os seus parâmetros.

Essa etapa consistiu em determinar os modelos lineares estimados para cada ensaio, em que se buscou o modelo matemático que proporcionasse a menor função de custo para o sistema. De modo a obter o melhor modelo possível, realizou-se a identificação de dois modos diferentes: no primeiro, o sinal de entrada é o sinal de entrada do integrador e no segundo, o de saída do integrador.

a) 1º caso: Integrador incluso no modelo.

Neste primeiro caso, o sinal de entrada do modelo é o sinal de entrada  $u(t)$  do integrador de ganho  $K = 0,125$ , isto é, o integrador faz parte do modelo matemático identificado. O sinal de carga  $w(t)$ , considerada perturbação mensurável, é a outra entrada do modelo, como observado no diagrama de blocos da Figura 4.8.

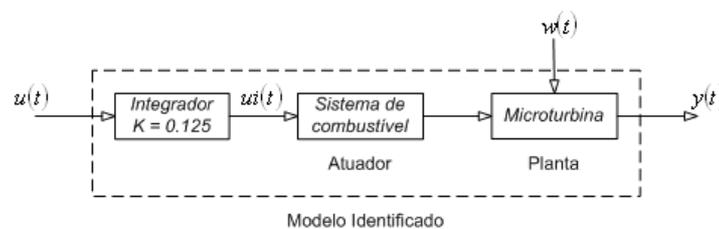


Figura 4.8 – Diagrama de blocos do modelo: integrador, atuador e planta.

Os valores da função de custo obtidos para cada ensaio estão descritos na Tabela 4.1. Observa-se que o ensaio 1 apresenta a menor função de custo.

Tabela 4.1 – Valores da Função de Custo para cada ensaio de Identificação.

Ensaio	Modelo	Função de Custo
1	1	$7,8917 \times 10^6$
2	2	$7,9414 \times 10^6$

A Figura 4.9 confirma o resultado observado na tabela anterior, em que o modelo linear obtido para o ensaio 1 ilustra a aproximação mais satisfatória do modelo do sistema dentre os ensaios, como esperado devido ao seu menor valor para função de custo.

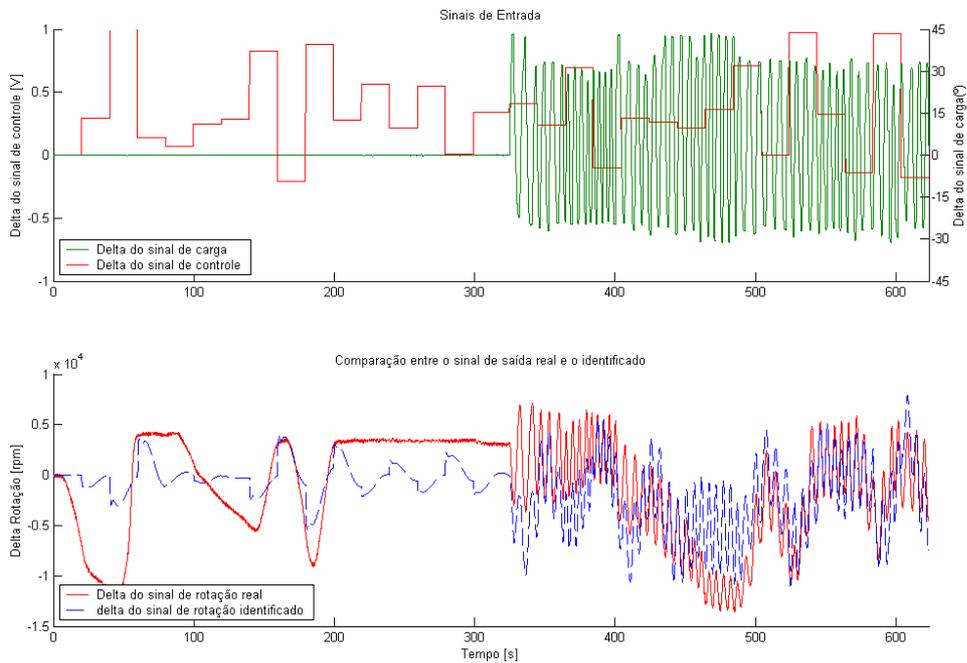


Figura 4.9 – Modelo estimado 1 do sistema com integrador incluso para o ensaio 1.

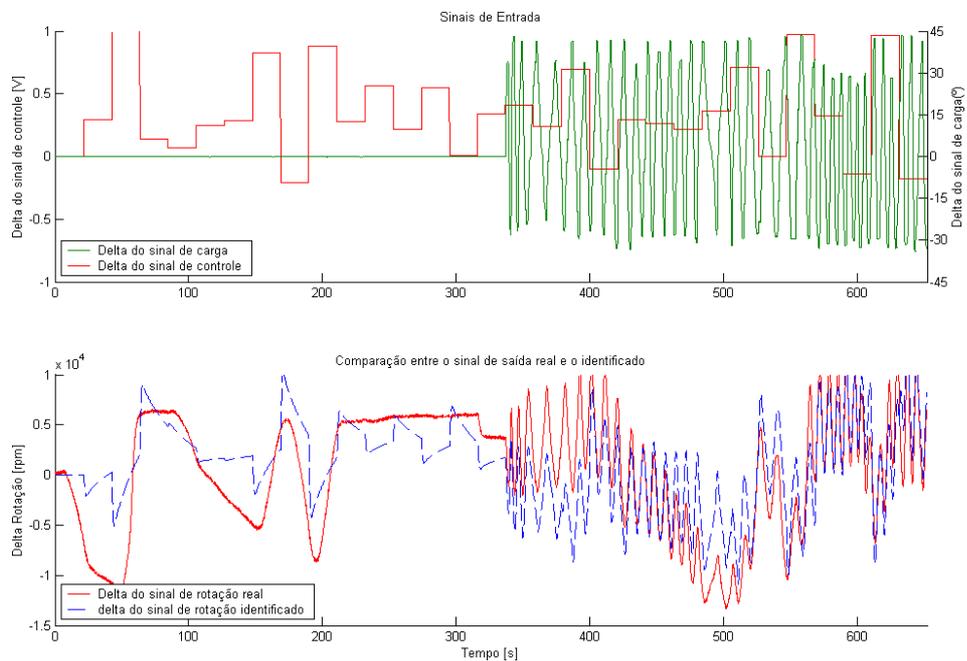


Figura 4.10 – Modelo estimado 2 do sistema com integrador incluso para o ensaio 2.

b) 2º caso: Integrador não incluso no modelo.

Neste caso, o sinal de entrada do modelo (sinal de controle) é o sinal de saída  $ui(t)$  do

integrador de ganho  $K = 0,125$ , isto é, o integrador não faz parte do modelo matemático identificado, como pode ser visto no diagrama de blocos da Figura 4.11. O sinal de carga, considerada perturbação mensurável  $w(t)$ , é outra entrada do modelo.

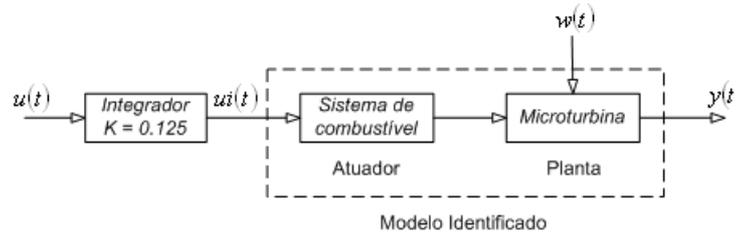


Figura 4.11 – Diagrama de blocos do modelo: atuador e planta.

Os valores da função de custo obtidos para cada ensaio estão descritos na Tabela 4.1. Observa-se que, neste caso, o ensaio 2 apresenta a menor função de custo.

Tabela 4.2 – Valores da Função de Custo para cada ensaio de Identificação.

Ensaio	modelo	Função de Custo
1	3	$2,5131 \times 10^6$
2	4	$2,4268 \times 10^6$

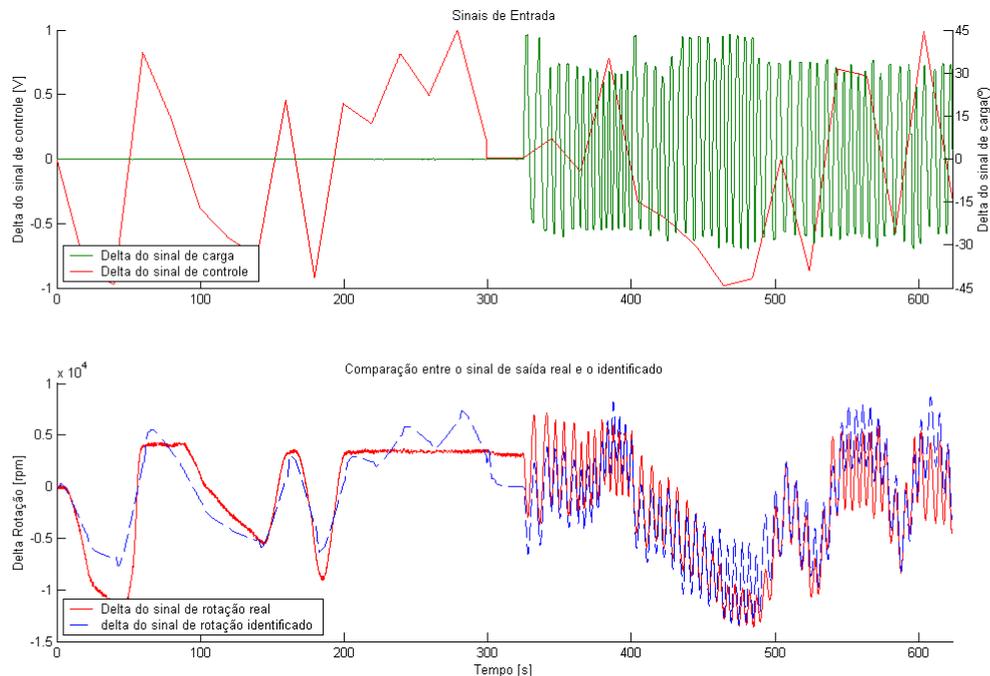


Figura 4.12 – Modelo estimado 3 do sistema sem integrador incluso para o ensaio 1.

A Figura 4.13 confirma o resultado observado na tabela anterior, em que o modelo linear obtido para o ensaio 2 ilustra a aproximação mais satisfatória do modelo do sistema dentre os ensaios, como esperado devido ao seu menor valor para função de custo.

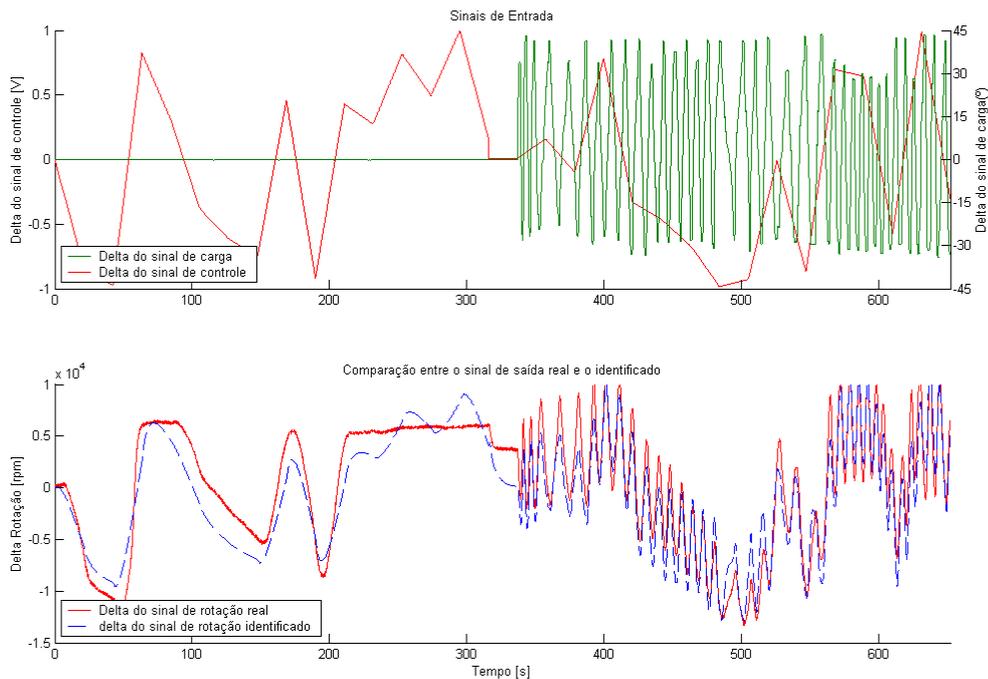


Figura 4.13 – Modelo estimado 4 do sistema sem integrador incluso para o ensaio 2.

Observando-se os resultados obtidos nos dois casos, por meio dos custos e dos gráficos para os dois casos usados na identificação, optou-se pelo método em que o modelo matemático obtido pela identificação de sistemas não compreende o integrador (modelos 3 e 4), pois como a implementação do integrador seria digital, poderia se obter facilmente sua representação matemática, como será visto posteriormente na seção 4.2.1 – . Pode-se verificar que os modelos matemáticos identificados, mostraram-se bastante eficientes e robustos, apresentando resultados satisfatórios para o comportamento da microturbina.

#### 4.1.3 – Validação

Geralmente, a validação é feita por meio da comparação entre os dados resultantes da simulação do modelo obtido com os dados experimentais obtidos para a validação. Assim, nessa etapa, pôde-se observar se os modelos 3 e 4 eram capazes de reproduzir os dados experimentais ao longo do tempo.

Para isso, utilizaram-se os dados do terceiro ensaio realizado, que contém uma amostra de dados diferente dos dados de estimação, porém com o mesmo tamanho e mesmo tipo de procedimento para a coleta. Essa amostra de dados foi aplicada à entrada dos modelos identificados, em que se comparou a resposta do modelo com os dados de saída reais, avaliando-se assim a capacidade do modelo de acompanhar novas entradas.

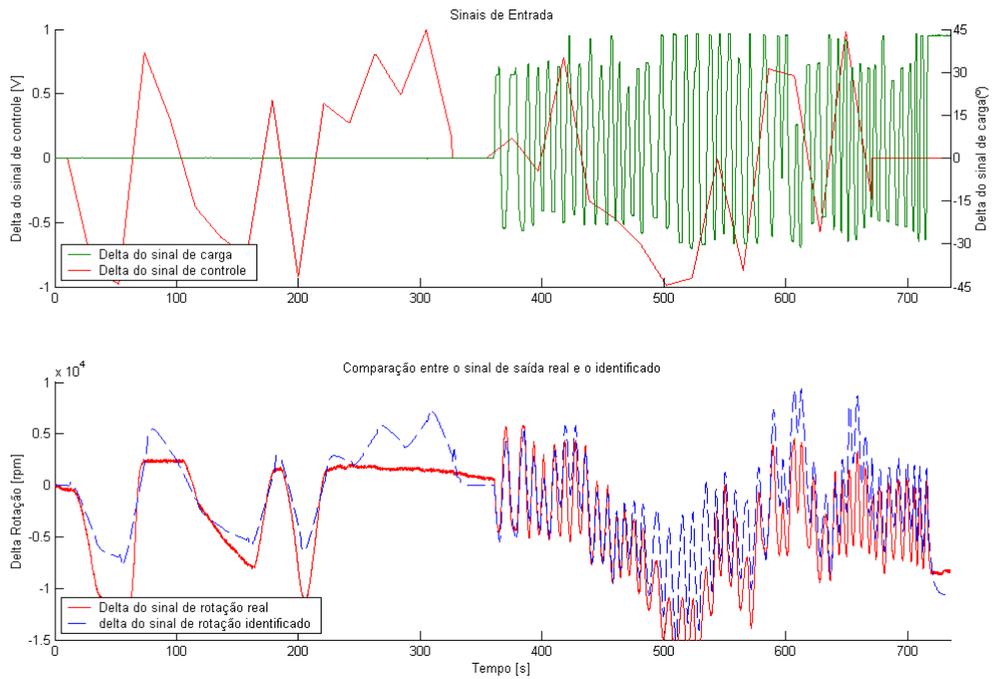


Figura 4.14 – Validação do modelo 3.

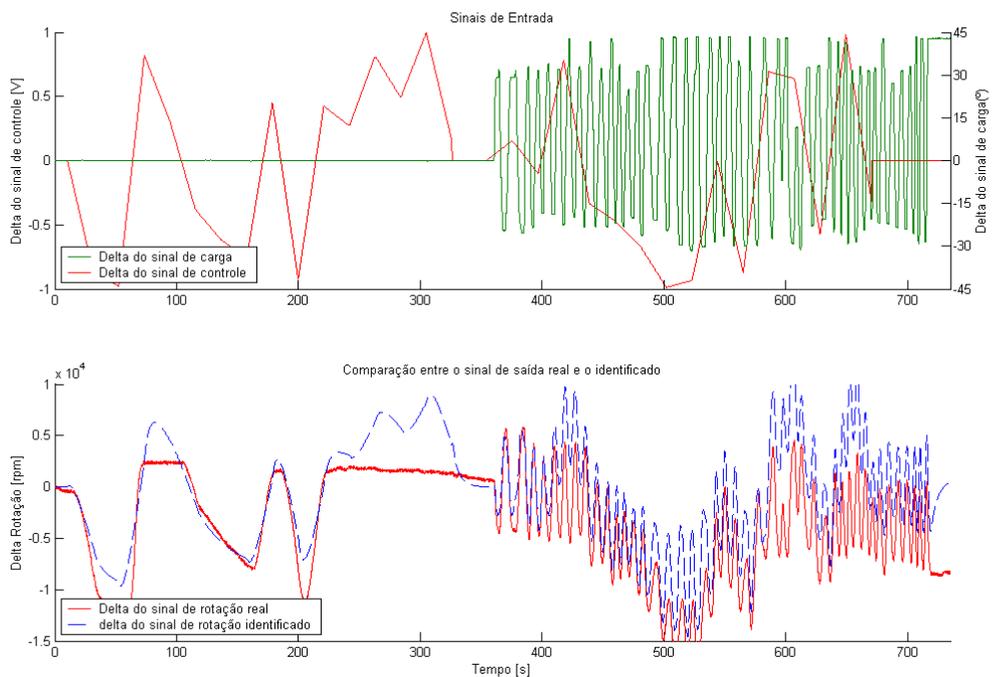


Figura 4.15 – Validação do modelo 4.

Tabela 4.3 – Valores da Função de Custo na Validação.

modelo	Função de Custo
3	$4,8255 \times 10^6$
4	$7,8828 \times 10^6$

Observa-se nos gráficos anteriores que os dois modelos identificados foram capazes de reproduzir satisfatoriamente a resposta real do sistema para conjuntos de dados de

validação. Dessa forma, conclui-se que ambos são adequados para representar o comportamento dinâmico da microturbina. No entanto, avaliando-se os gráficos das Figura 4.14 e Figura 4.15, nota-se que o modelo 3 representa melhor os dados experimentais ao longo do tempo, o que pode ser comprovado pelos valores das funções de custo apresentados na Tabela 4.3. Por isso, optou-se por utilizá-lo no projeto do controlador.

As matrizes do modelo linear discreto na forma de espaço de estados, equações de (4.14) a (4.17), estão apresentadas abaixo:

$$G = \begin{bmatrix} 0,96407 & -0,10668 & 0,05671 \\ 0,06679 & 0,90875 & 0,23854 \\ -0,013825 & -0,07997 & 0,95345 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$H = \begin{bmatrix} 5,7243 \times 10^{-2} & -7,8753 \times 10^{-6} \\ 6,7079 \times 10^{-2} & 1,1112 \times 10^{-4} \\ 2,8171 \times 10^{-2} & 2,5878 \times 10^{-5} \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

$$C = [141345,3768 \quad -51927,7238 \quad -95012,7209] \quad (4.16)$$

$$D = [0 \quad 0] \quad (4.17)$$

## 4.2 – CONTROLADOR

Uma vez que o algoritmo de controle será implementado em um computador PC, tratando-se, portanto, de um controlador digital e que a etapa de modelagem, usando as técnicas paramétricas de Identificação de Sistema, resulta em um modelo discreto do processo, é conveniente conduzir o projeto desse controlador representado em equações de diferenças.

Os controladores digitais possuem muitas vantagens em relação aos analógicos: flexibilidade, capacidade de implementar várias classes de leis de controle, desempenho superior, menor custo, e etc. Originalmente os controladores digitais eram usados apenas em sistemas de grande porte. Todavia, com o avanço da microeletrônica nas últimas décadas vem proporcionando processadores cada vez mais potentes por um custo bastante acessível, viabilizando o uso dos controladores digitais nas mais diversas aplicações de controle de processos.

Conforme argumentado na seção anterior, o controlador desse sistema tem o objetivo de manter a velocidade do eixo de rotação da turbina de potência no valor de referência.

Como a referência do sistema é constante (27000 rpm), o problema de controle é classificado como regulatório, cujo propósito é compensar eventuais perturbações externas e flutuações provocadas pela realimentação do ruído de medição do sensor de velocidade.

#### 4.2.1 – Modelo matemático completo do sistema

No tempo contínuo, o modelo matemático do sistema, representado pelo diagrama de blocos da Figura 4.11, é dado na forma de espaço de estados pelo seguinte conjunto de equações:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \delta x_1 \\ \delta x_2 \\ \delta x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0,32228 & -1,1028 & 0,72683 \\ 0,72456 & -0,80569 & 2,5153 \\ -0,1131 & -0,85849 & -0,3656 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \dot{x}_1 \\ \delta \dot{x}_2 \\ \delta \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0,60761 & -2,8233 \times 10^{-5} \\ 0,63926 & 0,0011237 \\ 0,31877 & 0,00031139 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \dot{u}_v \\ \delta \dot{u}_l \end{bmatrix} \\ \delta y = \begin{bmatrix} 1,4135 \times 10^5 & -51928 & -95013 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta x_1 \\ \delta x_2 \\ \delta x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta u_v \\ \delta u_l \end{bmatrix} \end{cases} \quad (4.18)$$

O integrador ilustrado na Figura 4.11 pode ser representado na forma de espaço de estados no tempo contínuo pela seguinte equação:

$$\begin{cases} \delta \dot{x} = 0,125u \\ \delta y = \delta x \end{cases} \quad (4.19)$$

Como ilustrado no diagrama de blocos da Figura 4.7, o integrador está em série com o atuador e com a planta do sistema e pode-se obter o modelo equivalente do sistema global pela multiplicação de (4.18) por (4.19), representado pelo modelo matemático na forma de espaço de estados no tempo contínuo:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \delta x_1 \\ \delta x_2 \\ \delta x_3 \\ \delta x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 17668 & -6491 & -11877 \\ 0 & -0,32228 & -1,1028 & 0,72683 \\ 0 & 0,72456 & -0,80569 & 2,5153 \\ 0 & -0,1131 & -0,85849 & -0,3656 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \dot{x}_1 \\ \delta \dot{x}_2 \\ \delta \dot{x}_3 \\ \delta \dot{x}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0,60761 & -2,8233 \times 10^{-5} \\ 0,63926 & 1,1237 \times 10^{-3} \\ 0,31877 & 3,1139 \times 10^{-4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \dot{u}_v \\ \delta \dot{u}_l \end{bmatrix} \\ \delta y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta x_1 \\ \delta x_2 \\ \delta x_3 \\ \delta x_4 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (4.20)$$

Esse modelo matemático apresenta o seguinte diagrama do lugar das raízes (Figura 4.16).

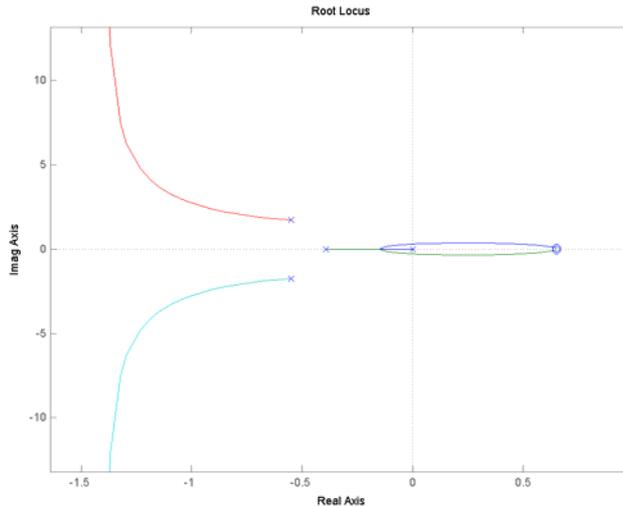


Figura 4.16 – Diagrama do lugar das raízes do sistema completo.

Para o projeto do controlador, o modelo linear na forma de espaço de estados deve ser discreto. Fazendo a conversão do modelo representado pela equação (4.20) de contínuo para discreto, as matrizes do modelo discreto obtido estão apresentadas abaixo:

$$G = \begin{bmatrix} 1,0 & 1721,573139 & -667,292126 & -1186,067793 \\ 0 & 0,964070 & -0,106680 & 0,056710 \\ 0 & 0,066793 & 0,908750 & 0,238540 \\ 0 & -0,013825 & -0,079970 & 0,953450 \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

$$H = \begin{bmatrix} 12,708798 & -0,058089 \\ 0,057243 & -7,875300 \times 10^{-6} \\ 0,067079 & 1,111200 \times 10^{-4} \\ 0,028171 & 2,587800 \times 10^{-5} \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (4.23)$$

$$D = [0 \ 0] \quad (4.24)$$

#### 4.2.2 – Sintonia do controlador PI e simulação

É interessante assinalar que a maioria dos controladores industriais em uso no dias atuais utiliza estratégias de controle PID ou PID modificadas. A utilidade dos controladores PID reside na sua aplicabilidade geral à maioria dos sistemas de controle. No campo dos sistemas de controle de processos contínuos, é fato conhecido que as estruturas de controle PID e PID modificadas provaram sua utilidade ao propiciar controle satisfatório, embora não possam fornecer o controle ótimo em muitas situações específicas (Ogata, 1998). Conforme apresentado na seção 2.6.1 – , o controle de velocidade de microturbinas pode

ser feito, dentre outros, por controladores PID. Neste trabalho, optou-se pelo projeto de um controlador PI.

Tendo em vista que a maioria dos controladores é ajustada no local de uso, têm sido propostos na literatura muitos tipos diferentes de regras de sintonia. A utilização destas regras de sintonia tem tornado possível o ajuste suave e preciso dos controladores PID no local de uso. Além disso, alguns controladores PID podem ser dotados de capacidade de sintonia automática, em operação (*on-line*) (Ogata, 1998).

#### 4.2.2.1 – Sintonia *off-line*

Na primeira etapa, a sintonia dos ganhos do controlador foi realizada *off-line*, isto é, por meio de simulações. Usando a ferramenta computacional MatLab®, foi escrito um algoritmo para a simulação do sistema em malha fechada, usando o modelo matemático do sistema completo (integrador, atuador e planta) representado pela matrizes do espaço de estados das equações (4.21) a (4.24).

Fez-se, então, a implementação do controlador PI digital, usando o método *quasi-contínuo*, representada pelas seguintes equações:

$$e(kT_s) = y(kT_s) - \bar{y}(kT_s) \quad (4.25)$$

$$ie(kT_s) = ie(kT_s - 1) + T_s e(kT_s) \quad (4.26)$$

$$u(kT_s) = K_p e(kT_s) + K_i ie(kT_s) \quad (4.27)$$

$$ie(kT_s - 1) = ie(kT_s) \quad (4.28)$$

Em que,

(4.25) Erro atuante: diferença entre o sinal de entrada e o sinal de referência.

(4.26) Ação integral.

(4.27) Controlador PI

(4.28) Acúmulo do erro até o instante k.

O sinal de controle foi restringido entre  $-1,0 \leq u(k) \leq 1,5$  Volts, para que o sistema não saísse demasiadamente da região onde o modelo linear foi obtido. Ensaios práticos mostraram que esta faixa de valores é suficiente para compensar eventuais distúrbios no processo.

Para se ajustar os ganhos do controlador PI, usou-se uma das regras de sintonia de Ziegler-Nichols, método do período crítico, que fornece uma tentativa orientada para os valores de parâmetros e propicia um ponto de partida para a sintonia fina. Na regra usada, ajusta-se inicialmente  $T_i = \infty$  e  $T_d = 0$ . Utilizando somente a ação de controle proporcional, aumenta-se o valor de  $K_p$  até que o sinal de saída apresente oscilações mantidas, conforme a Figura 4.17. Em consequência, são determinados por busca exaustiva (tentativa e erro), com base em simulações, os valores de ganho crítico  $K_{cr}$  e o período crítico correspondente  $P_{cr}$  (Ogata, 1998).

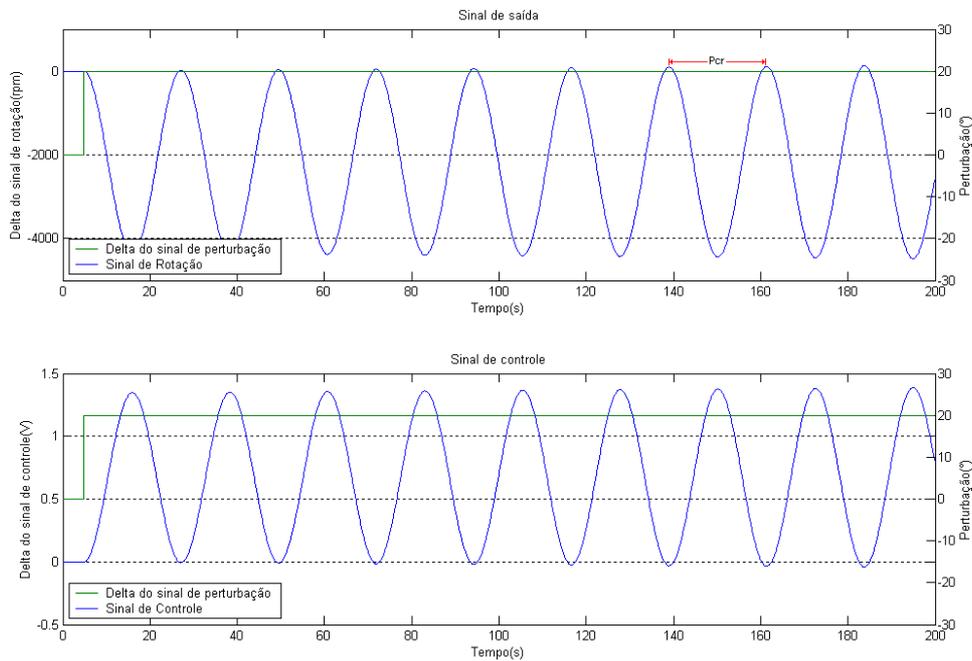


Figura 4.17 – Oscilação mantida com período  $P_{cr}$ .

Então, usando-se o modelo matemático da equação (4.21), aplicou-se o procedimento descrito e encontraram-se os valores de  $K_{cr}$  e  $P_{cr}$ , a partir da Figura 4.17:

$$K_{cr} = 3.1 \times 10^{-4}$$

$$P_{cr} = 22,4$$

De posse do ganho crítico e do período crítico basta aplicar as fórmulas originalmente apresentadas por Ziegler e Nichols quando da proposta do método (Tabela 4.4).

Tabela 4.4 – Fórmulas de Ziegler e Nichols para ajuste pelo método do período crítico.

Tipo de controlador	K	$T_i$	$T_d$
---------------------	---	-------	-------

$P$	$0,5K_{cr}$	$\infty$	$0$
$PI$	$0,45K_{cr}$	$\frac{1}{1,2}P_{cr}$	$0$
$PID$	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,125P_{cr}$

A partir das fórmulas para o controlador PI, os valores de  $K_p$  e  $T_i$  são dados por:

$$K_p = 0,45(3,1 \times 10^{-4}) = 1,395 \times 10^{-4}$$

$$T_i = \frac{1}{1,2} 22,4 = 18,7 \Rightarrow K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{1,395 \times 10^{-4}}{18,7} = 7,219 \times 10^{-6}$$

Então, a partir dos valores determinados pela regra de Ziegler-Nichols, foi feita a sintonia fina dos ganhos do controlador  $K_p$  e  $K_i$ . Inicialmente, variou-se o valor de  $K_p$ , e manteve-se  $K_i = 0$ , isto é, não tem ação integral. Por meio de simulação, obteve-se as seguintes curvas de resposta apresentadas na Figura 4.18.

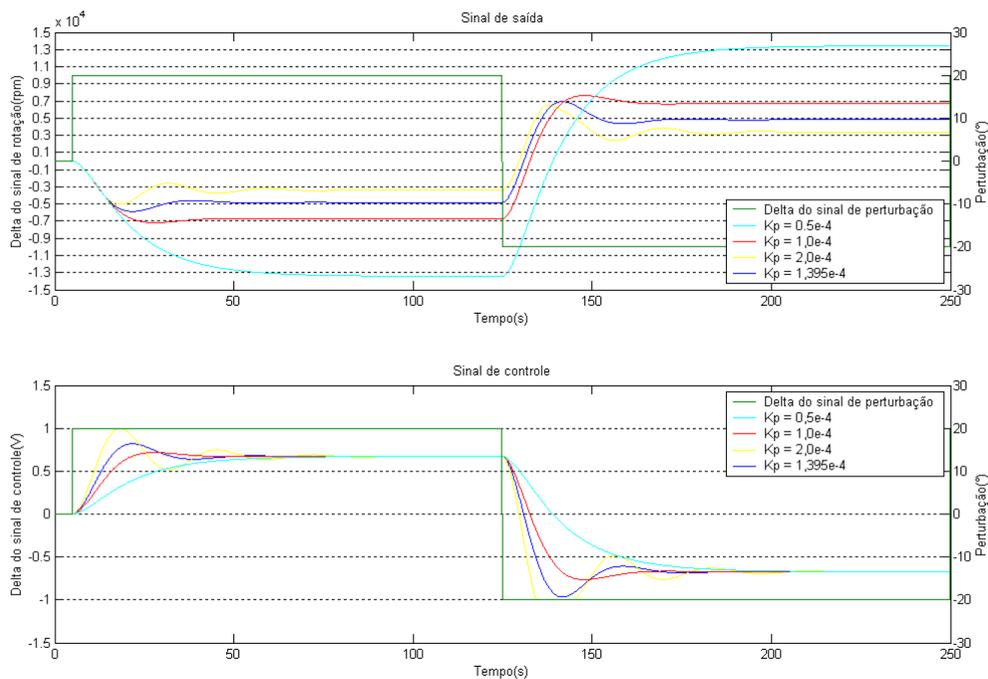


Figura 4.18 – Curvas de resposta do sistema para vários valores de  $K_p$  ( $K_i = 0$ ).

Analisando a Figura 4.18, percebe-se que para  $K_p = 1,395 \times 10^{-4}$ , o valor de máxima ultrapassagem  $M_p = 23,9\%$ , o que é aceitável. No entanto, a melhor resposta do sistema simulado foi para  $K_p = 1,0 \times 10^{-4}$ , pois se obteve menor valor de ultrapassagem ( $M_p = 7,2\%$ ) e a resposta é mais rápida do que para  $K_p = 1,395 \times 10^{-4}$ , no entanto apresenta erro em regime estacionário conforme esperado, visto que é uma característica desta ação de controle a existência de um erro residual permanente sempre que ocorre uma alteração de

carga. O erro estacionário, por ser dependente de  $K_p$  e da carga, pode ser minimizado por um aumento de  $K_p$ . No entanto, o aumento deste parâmetro conduziu a um aumento do tempo de acomodação, como pode ser observado na Figura 4.18 para  $K_p = 2,0 \times 10^{-4}$ .

Por isso, para reduzir o erro estacionário, incluiu-se no controlador a ação de controle integral. Então, para  $K_p = 1,0 \times 10^{-4}$ , variou-se o valor de  $K_i$  em torno do valor encontrado pela regra de Ziegler-Nichols,  $K_i = 7,219 \times 10^{-6}$ , obtendo-se as seguintes curvas de resposta (Figura 4.19):

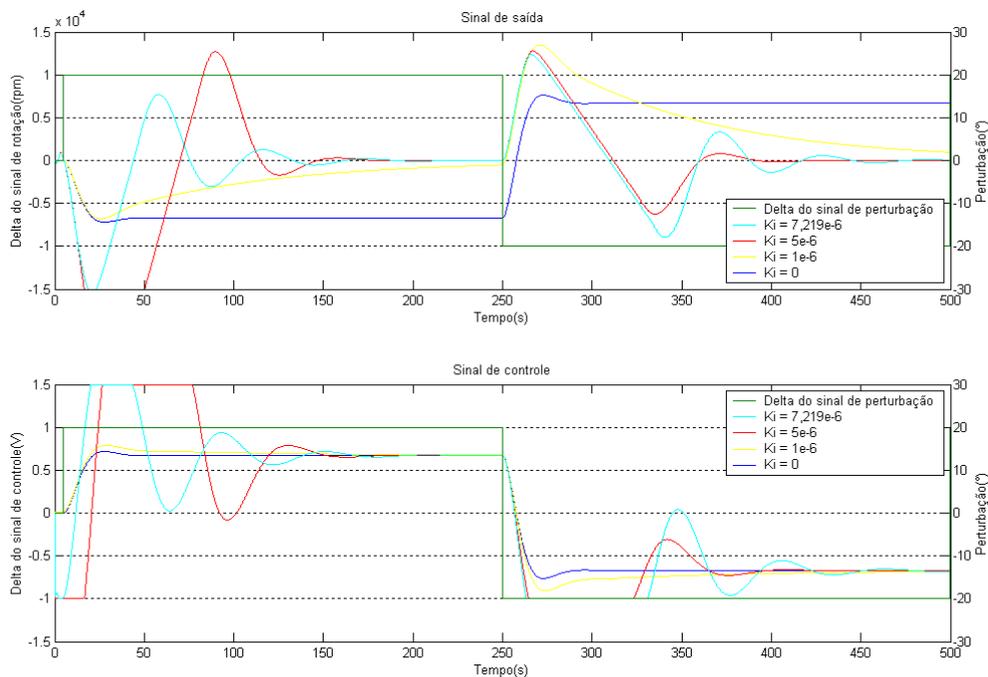


Figura 4.19 – Curvas de resposta do sistema para vários valores de  $K_i$  ( $K_p = 1,0 \times 10^{-4}$ ).

Observa-se na Figura 4.19 que a ação integral elimina o erro em regime estacionário, comparando com a curva de resposta sem a ação integral, isto é,  $K_i = 0$ , por outro, aumenta o tempo de acomodação e piora a estabilidade relativa, o que usualmente é indesejável. Assim, analisando-se as curvas de resposta do sistema para os vários valores de  $K_i$ , conclui-se que, para  $K_i = 5,0 \times 10^{-6}$ , obteve-se a curva de resposta mais rápida, erro em regime estacionário próximo a zero e sem oscilações.

Assim, a partir da sintonia fina determinou-se que os valores dos ganhos do controlador PI seriam:

$$K_p = 1,0 \times 10^{-4}$$

$$K_i = 5 \times 10^{-6}$$

Considerando o sistema representado na Figura 4.7, verifica-se que o sistema é submetido a uma carga  $w(t)$ , que é considerada uma perturbação mensurável, portanto pode ser entrada do sistema. O modelo matemático identificado do sistema já leva em consideração a carga como entrada do sistema.

A compensação diz respeito a modificações da dinâmica do sistema, visando satisfazer um dado conjunto de especificações de desempenho, dentre elas, a velocidade de resposta (Ogata, 1998). Assim, para tornar mais rápida a resposta do sistema, modificou-se o sistema de controle, conforme a Figura 4.20, de forma a acrescentar um compensador para sinal da perturbação  $d(t)$ .

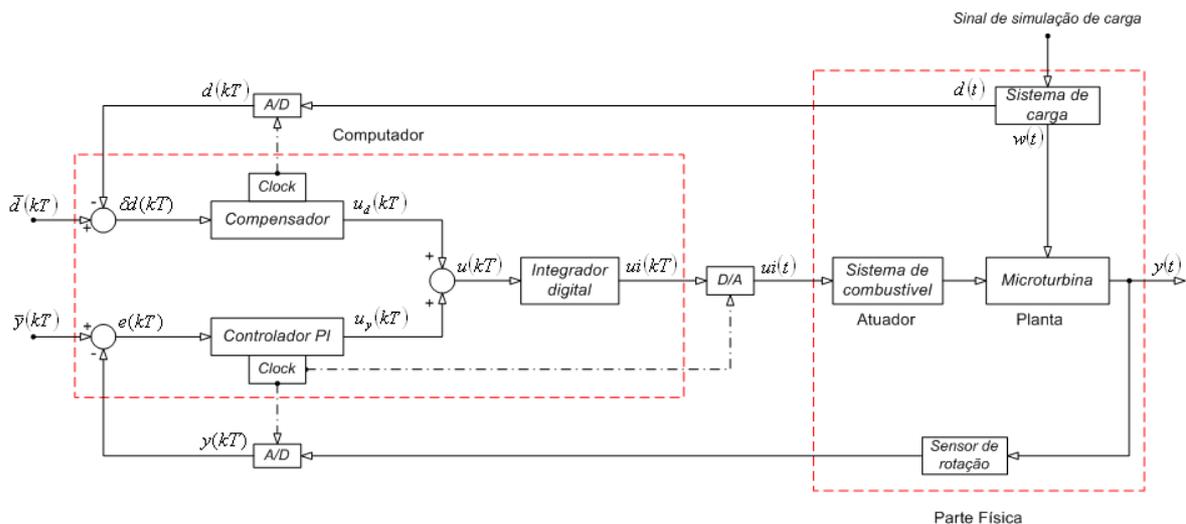


Figura 4.20 – Diagrama de blocos do sistema, considerando a carga entrada do controlador.

O ajuste de ganho é a primeira etapa na adequação de um sistema para um desempenho satisfatório (Ogata, 1998). A partir disso, projetou-se um compensador de ganho direto que atua sobre o sinal de carga. Por simulação, o ganho direto ( $K_c$ ) foi ajustado por meio de um procedimento de tentativa-erro até se obter a melhor resposta. No sistema de controle desenvolvido, o sinal de saída do compensador foi somado ao do controlador PI, formando, assim, o sinal de controle do sistema.

Analisando a Figura 4.21, observa-se que o compensador, para os três  $K_c$  testados por simulação, conseguiu prover as alterações de comportamento do sistema de modo que a

velocidade de resposta aumentou. A resposta mais rápida é para  $K_c = 0,04$ , no entanto a curva de resposta começa a apresentar oscilações. Assim, a melhor resposta obtida é para  $K_c = 0,03$ .

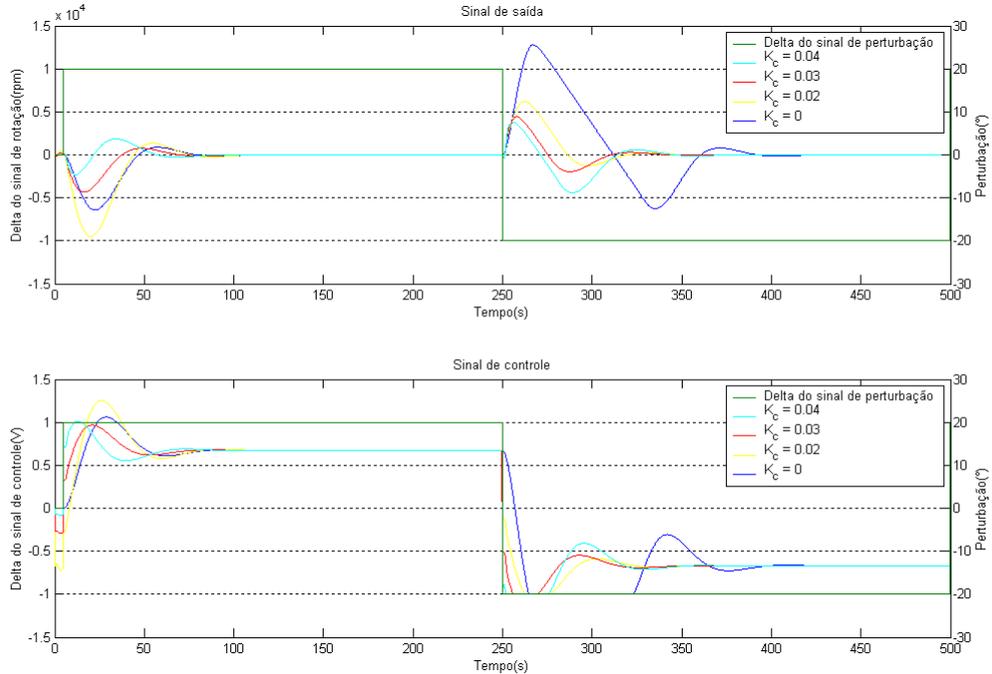


Figura 4.21 – Curvas de resposta do sistema para vários valores de  $K_c$  da carga.

Assim, a implementação do sistema de controle final do sistema obtido pela sintonia *off-line* dos ganhos do controlador é dado por:

$$\delta d(kT_s) = d(kT_s) - \bar{d}(kT_s) \quad (4.29)$$

$$e(kT_s) = y(kT_s) - \bar{y}(kT_s) \quad (4.30)$$

$$ie(kT_s) = ie(kT_s - 1) + T_s e(kT_s) \quad (4.31)$$

$$u(kT_s) = K_p e(kT_s) + K_i ie(kT_s) + K_c \delta d(kT_s) \quad (4.32)$$

$$ie(kT_s - 1) = ie(kT_s) \quad (4.33)$$

### 4.2.3 – Desempenho do sistema real

O controlador PI usado nas simulações foi implementado em um aplicativo desenvolvido em linguagem de programação C++. Este programa possui um interface gráfica (Figura 4.22), em que é possível visualizar, em tempo real, a velocidade de rotação das duas turbinas, a temperatura em 4 pontos distintos, a pressão na entrada da câmara de combustão, conforme ilustrado na Figura 3.12. Ainda é possível visualizar o sinal de controle e o sinal de acionamento da válvula solenóide. Na interface, é possível comutar entre os modos automático e manual, sendo que, neste último, o sinal de acionamento

das válvulas pode ser alterado por meio de *tracks bars*. O aplicativo permite ainda o armazenamento das informações apresentadas em um arquivo \*.mat e, eventualmente, as alterações do ganho proporcional  $K_p$  e do ganho integral  $K_i$  do controlador PI e do ganho direto  $K_c$  do compensador, que formam o sistema de controle implementado digitalmente, por meio de *tracks bars*, de forma a permitir a sintonia fina dos ganhos *on-line*. Esses valores também são armazenados no arquivo.

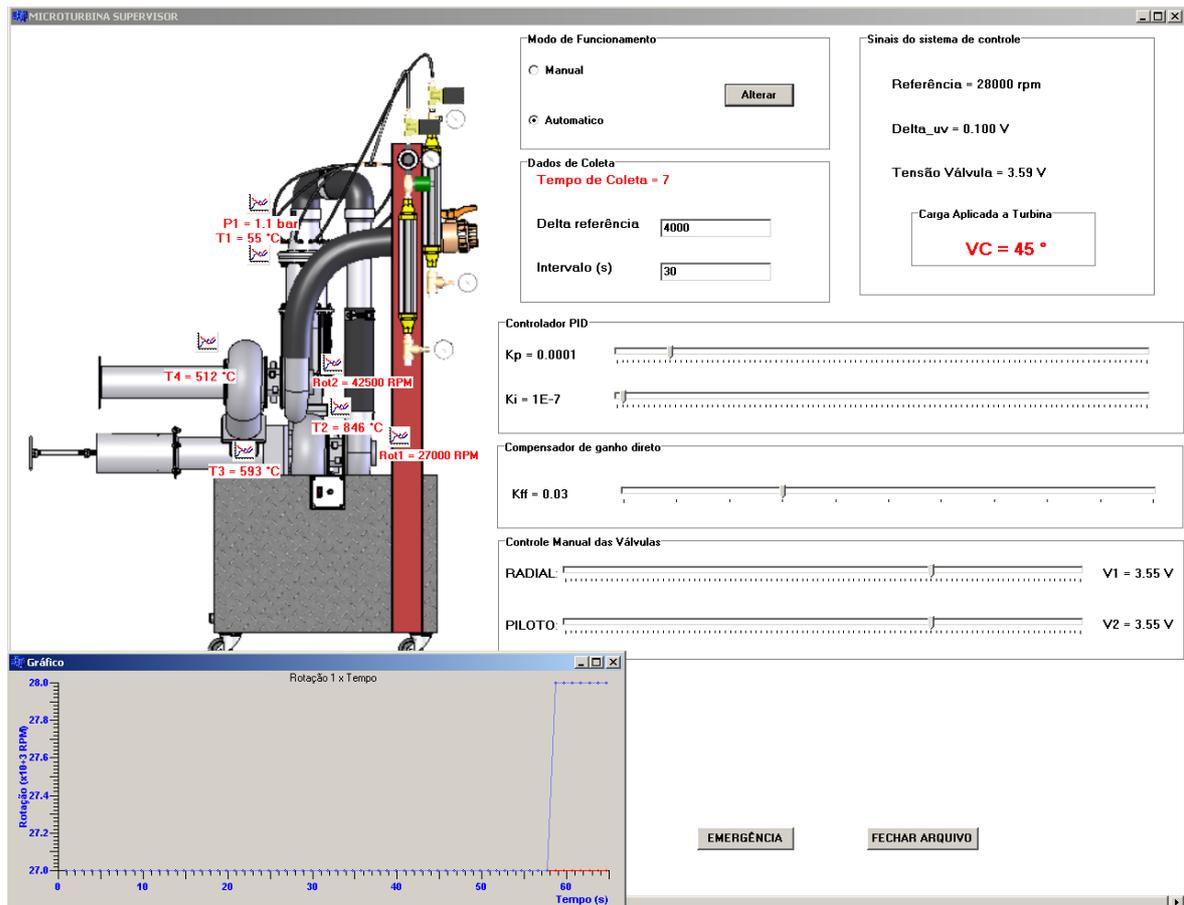


Figura 4.22 – Interface do aplicativo desenvolvido para o controle da microturbina.

#### 4.2.3.1 – Sintonia *on-line* dos ganhos do controlador PI

A partir dos ganhos do controlador obtidos pela sintonia *off-line*, foi realizada a sintonia *on-line*, analisando-se a resposta do sistema real. Inicialmente, o sistema de controle implementado não utilizou o compensador do sinal de perturbação, sendo formado apenas o controlador PI representado pelas equações (4.25) a (4.28).

Como já dito anteriormente, uma das especificações do controlador é que o sinal de controle estivesse limitado entre  $-1,0 \leq u(k) \leq 1,5$  V, com o intuito de evitar que o sistema

opere numa região onde o modelo do processo seja insatisfatório. Para valores inferiores a  $-1,0V$ , a microturbina pode apagar e para valores superiores a  $1,5V$ , a válvula proporcional do sistema de gás pode saturar. Ensaios práticos mostraram que esta faixa de valores é suficiente para compensar eventuais distúrbios do processo.

Entretanto, esta restrição pode levar o atuador à saturação caso o processo seja influenciado por perturbações de amplitude elevada. Lembrando que o controlador PI possui um termo que integra o erro, equação (4.26), durante a saturação do atuador este termo continua a crescer até que o sinal do erro mude. Este fenômeno, denominado *reset windup*, causa uma elevada ultrapassagem do sinal de referência. Para lidar com tal situação, um mecanismo de *antireset windup*, que minimiza o termo integral sempre que a saída  $u(k)$  estiver saturada, foi incorporado ao controlador.

Mantendo-se o  $K_i = 0$ , variou-se, então, o ganho  $K_p$ , em torno do valor obtido por simulação. Como não é possível causar uma variação pré-determinada da carga, então, para se analisar o desempenho do controlador, optou-se por alterar o sinal de referência da velocidade em  $4000\text{ rpm}$ . A Figura 4.23 apresenta as curvas de resposta do sistema real.

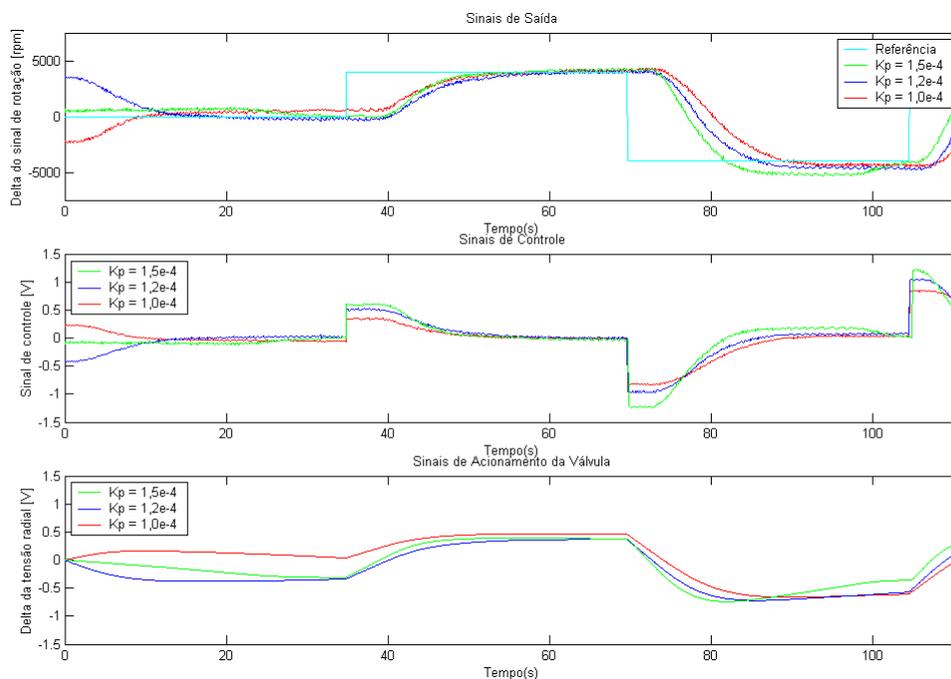


Figura 4.23 – Curvas de resposta do sistema real para vários valores de  $K_p$ .

Analisando-se as curvas de resposta do sistema real obtidas, verificou-se que as respostas para  $K_p = 1,0 \times 10^{-4}$  e  $K_p = 1,2 \times 10^{-4}$  apresentam o erro em regime estacionário muito

próximos, no entanto a última é mais rápida. Então, mantendo-se o  $K_p$  constante, alterou-se o valor do ganho  $K_i$ , como pode ser visto na Figura 4.24.

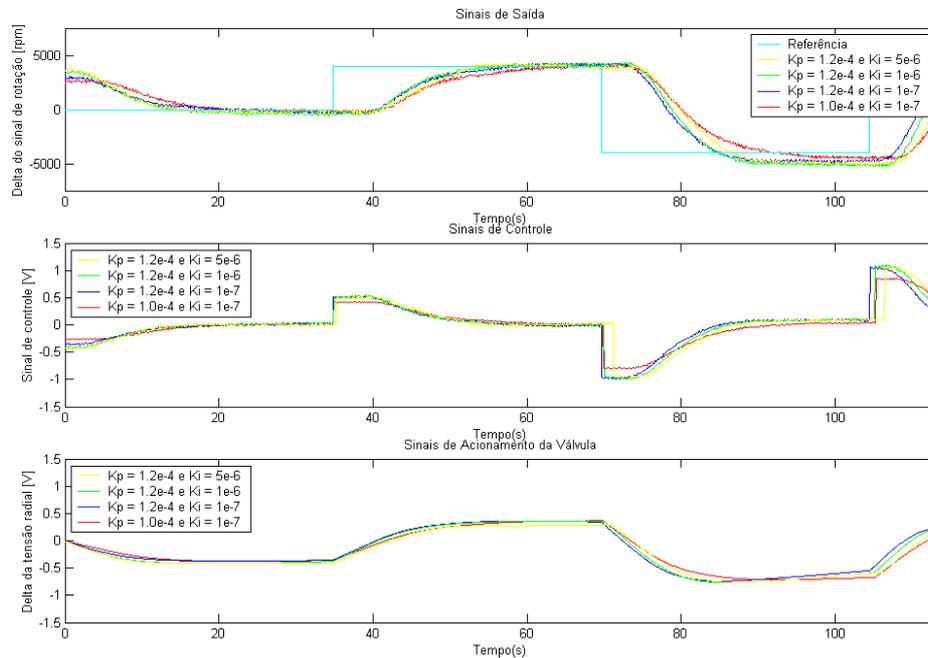


Figura 4.24 – Curvas de resposta do sistema real para vários valores de  $K_i$ .

Foram feitos 4 ensaios, nos três primeiros  $K_p$  foi mantido em  $1,2 \times 10^{-4}$  e o  $K_i$  variado para  $1,0 \times 10^{-7}$ ,  $1,0 \times 10^{-6}$  e  $5 \times 10^{-6}$ . Para valores superiores a este último, a resposta do sistema apresentava oscilações. Por último, foi feito para  $K_p = 1,0 \times 10^{-4}$  e  $K_i = 1,0 \times 10^{-7}$ . Comparando-se as curvas de resposta para  $K_p = 1,0 \times 10^{-4}$  e  $K_i = 1,0 \times 10^{-7}$  e  $K_p = 1,2 \times 10^{-4}$  e  $K_i = 1,0 \times 10^{-7}$ , verificou-se que as duas possuem erro residual próximo, mas a resposta do último conjunto de ganhos é mais rápida.

Assim, como o problema é do tipo regulador, os ganhos do controlador PI determinados experimentalmente, a partir de ensaios realizados com a turbina são:

$$K_p = 1,2 \times 10^{-4}$$

$$K_i = 1,0 \times 10^{-7}$$

#### 4.2.3.2 – Teste do desempenho do sistema

Para os ganhos do controlador PI determinados pela sintonia *on-line*, foi realizado ensaio de forma a verificar o desempenho do sistema de controle mediante perturbações, mantendo-se a referência fixa (velocidade nominal) em 27000 rpm. Assim, variou-se a

carga aplicada ao sistema, por meio da válvula do sistema de carga, de forma aleatória.

A Figura 4.25 apresenta a curva de resposta do sistema real mediante perturbações (variação da carga). O sinal de controle varia para compensar a perturbação, no entanto não ocorre saturação, o que demonstra que o intervalo a que o sinal de controle está limitado é suficiente para compensar os eventuais distúrbios. Um aspecto que deve ser mencionado é o sobressinal da variável controlada na presença desses distúrbios. Isso se deve as não-linearidade do atuador e ao fato de que o sistema de controle foi projetado de forma a não responder a mudanças bruscas pela presença do integrador na malha de controle.

Analisando a Figura 4.25, deve ser destacado que o controlador PI obteve êxito em manter a velocidade de rotação da turbina de potência próxima à referência com a perturbação agindo sobre o sistema, isto é, agindo como um sistema regulatório. O sistema tem um tempo de resposta de aproximadamente 10s, o controlador atua e a saída do processo volta a permanecer em uma faixa próxima a velocidade de referência, em torno de  $\pm 300$  rpm, o que corresponde a uma variação de 1%.

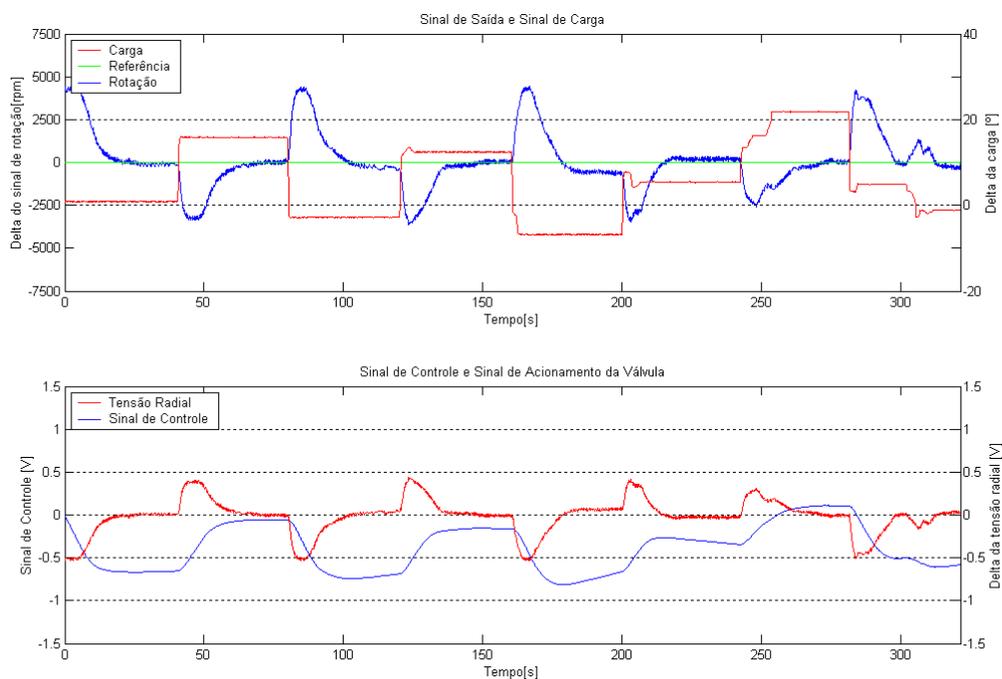


Figura 4.25 – Desempenho do sistema mediante perturbações.

#### 4.2.3.3 – Implementação do compensador de ganho direto

De forma a verificar a resposta do sistema com a implementação do compensador de ganho

direto no sistema de controle, foram realizados 4 ensaios ( $K_c = 0$ ,  $K_c = 1/100$ ,  $K_c = 2/100$ ,  $K_c = 3/100$ ), em que se variou-se a carga aplicada ao sistema, por meio da válvula do sistema de carga, de forma aleatória. A Figura 4.26 mostra as curvas de resposta do sistema real dos 4 ensaios realizados.

Analisando a Figura 4.26, nota-se que, para  $K_c$  igual 0,03 e 0,02, a resposta do sistema não foi a esperada, pois nota-se uma deficiência na estabilidade, o sistema apresentou oscilações, o que difere do resultado das simulações realizadas para esses valores. Agora, comparando-se a curva de resposta para  $K_c = 0,01$  com a curva de resposta do sistema sem compensador, nota-se que, na primeira a resposta é mais rápida, mas o erro em regime estacionário é maior, em torno do 10 %. Nota-se também um aumento do sobressinal. Assim, conclui-se que o compensador de ganho direto implementado para o sinal de perturbação não alcançou as especificações de desempenho desejado, isto é, aumentar a velocidade de resposta do sistema.

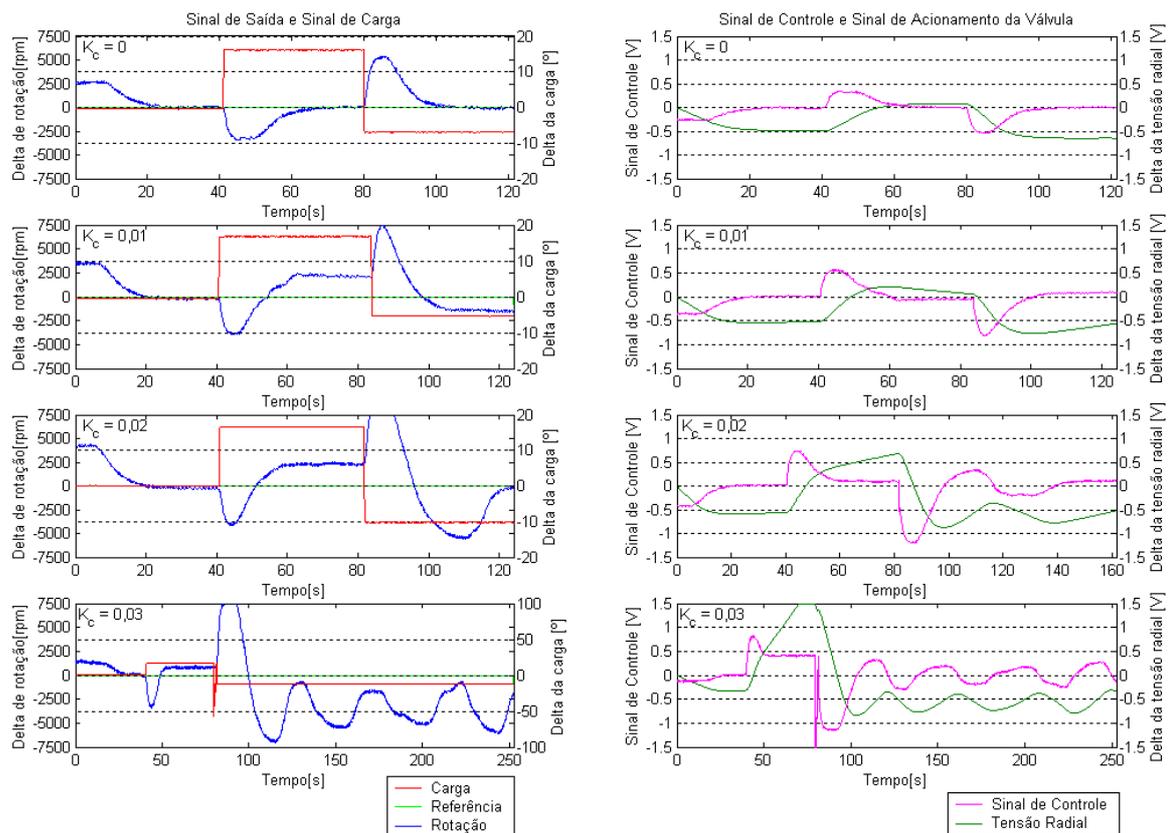


Figura 4.26 – Curvas de resposta do sistema real para vários valores de  $K_c$ .

Durante os ensaios realizados, foram feitas várias medições do nível de emissão de poluentes com o auxílio de um analisador de gases. Para  $\text{NO}_x$ , o nível de emissão, em

todas as medições foi inferior a 12 ppm, enquanto, para CO em torno de 3000 ppm. A qualidade da reação de combustão, que influencia na formação do CO, é determinada pela intensidade de turbulência do escoamento, pela temperatura e pelo tempo de residência. Nesse caso, a alta emissão de CO deve-se à razão de equivalência e ao tempo de residência. Para formação do CO mínima, deve-se ter razão de equivalência entre 0,7 e 0,9. Com relação ao tempo de residência, este deve ser aumentado para se minimizar a formação de CO. Como o tempo de residência é proporcional ao comprimento da câmara e inversamente, à velocidade de escoamento, para aumentá-lo, pode-se aumentar o comprimento da câmara de combustão ou aumentar o seu diâmetro de modo que a velocidade de escoamento diminua (Lefebvre, 1998).

## 5 – CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Neste trabalho, desenvolveu-se, para uma unidade de microturbina, a instrumentação, identificação do modelo matemático referente ao comportamento dinâmico deste sistema e sistema de controle da mesma.

A partir da determinação de um número mínimo de variáveis representativas do comportamento da microturbina, desenvolveu-se a instrumentação necessária para a fase de identificação e de projeto do sistema de controle e para monitoramento da microturbina. De fato, a velocidade de rotação da turbina de potência e a tensão de controle da válvula de combustível configuraram-se nas variáveis primordiais da identificação, enquanto que as demais, temperatura e pressão, consistiram em variáveis de monitoramento.

A técnica de Identificação de Sistemas, ou modelagem caixa-preta mostrou-se uma boa alternativa para a modelagem de sistemas dinâmicos. Essa técnica, que utiliza informações experimentais para se determinar o modelo matemático, foi utilizada para modelar a microturbina. Cabe ressaltar que não havia conhecimento prévio desse processo. No entanto, é importante destacar que uma análise do funcionamento dessa microturbina, a partir das leis de mecânica dos fluidos e da termodinâmica, pode ser usada para se obter mais informações do processo, que aplicadas em conjunto com os dados observados tendem a melhorar o desempenho do sistema.

A identificação iniciou-se com o projeto do experimento. Nesta etapa, estabeleceu-se a constante de tempo do sistema a partir das análises de resposta deste, a qual foi estimada em cerca de 5,0 segundos. A constante de tempo é imprescindível para se determinar a taxa de amostragem, o que influencia tanto no modelo quanto no desempenho do controlador. Além disso, realizaram-se alguns testes em que se verificou que o sinal persistentemente excitante para o sistema era degrau pseudo-aleatório. No entanto, este não poderia ser aplicado diretamente à turbina, por isso, a partir de novos ensaios, determinou-se que a ele seria aplicado um integrador. Posteriormente, aplicaram-se os métodos de estimação e validação dos dados.

Como o modelo da microturbina deveria ter duas entradas: o sinal de controle da vazão da válvula e o sinal de carga, que é uma perturbação mensurável, determinou-se que seria

obtido um modelo na forma de espaço de estados. Então, para a estimação do modelo, usou-se a função *n4sid* do MatLab®, que tem por função estimar o modelo de espaços de estados usando o método de sub-espaços. Os resultados obtidos, tanto na identificação quanto na validação deste modelo, foram eficazes e satisfatórios para representar o comportamento dinâmico do sistema.

O modelo matemático identificado mostrou-se adequado, pois possibilitou o projeto do controlador PI por meio de sintonia *off-line*. O controle, quando implementado, foi capaz de manter a velocidade de rotação da turbina de potência próxima do valor de referência ( $27000 \pm 300$  rpm) mesmo mediante eventuais perturbações externas. Essas perturbações foram provocadas pelo sistema de carga desenvolvido especificamente para simular o funcionamento do gerador elétrico que deve ser acoplado à turbina de potência.

O compensador de ganho direto, usado na compensação da carga aplicada ao sistema, não atingiu a especificação de desempenho desejada, aumentar a velocidade de resposta. Nas respostas obtidas nos testes, para os vários valores de ganho, notou-se aumento significativo do erro de regime e oscilações, o que diferiu dos resultados obtidos nas simulações desse compensador.

A estratégia de restringir o sinal de controle entre  $-1,0 \leq u(k) \leq 1,5$  V para evitar que as não-linearidades do atuador comprometessem a estabilidade do sistema, associada ao recurso de *antireset windup*, proporcionou resultados satisfatórios, pois mesmo mediante de perturbações de amplitude mais elevada, o controlador foi capaz de restabelecer a velocidade de rotação para o valor de referência.

O aplicativo desenvolvido em linguagem de programação C++ mostrou-se adequado na para os sistemas de monitoramento e controle. Cabe lembrar que um microprocessador PC processando um determinado algoritmo sob o sistema operacional Windows® 98, não constitui uma plataforma para aplicações em tempo real. No entanto, foram utilizadas classes em C++ capaz de tornar essa aplicação próxima daquela em tempo real. Além disso, como a taxa de amostragem dos experimentos foi relativamente baixa, não houve problemas em se utilizar uma arquitetura de hardware/software não determinística. Para o caso de aplicações em tempo real, existem arquiteturas de hardware específicas.

Por fim, as análises de emissões confirmaram o funcionamento da câmara do tipo *dry-low-NO<sub>x</sub>* da microturbina, em que os níveis de emissão de NO<sub>x</sub> foram inferiores a 12 ppm, no entanto a emissão de CO foi alta, em torno de 3000 ppm.

## 5.1 – RECOMENDAÇÕES

Como desenvolvimentos posteriores a este trabalho recomendam-se:

- Implementar um sistema fixo de medição de vazão de combustível;
- Melhorar o sistema de combustão por meio da alteração da geometria da câmara de combustão;
- Modificar o projeto de câmara de combustão de modo a diminuir a emissão de CO;
- Utilizar outros combustíveis, tais como, gás natural, etanol e gás de síntese, ou arranjos bi-combustíveis;
- Desenvolver outros tipos de controladores, como o controle robusto ou o adaptativo;
- Realizar testes sob condições reais de alterações na demanda de energia elétrica.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGUIRRE, L. A. **Introdução à Identificação de Sistemas - Técnicas Lineares e Não-lineares Aplicadas a Sistemas Reais**. Belo Horizonte, MG, UFMG, 2004.

ACKERMANN, T., Distributed power generation in a deregulated market, 1999.  
Disponível em: <[www.eeca.org.nz](http://www.eeca.org.nz)>

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. In: Informações do Setor Elétrico, 2006  
Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/39.htm>>

ÁSTRÖM, K. J, WITTENMARK, B. Computer Controlled Systems: Theory and Design, 3ª ed., New Jersey. Prentice Hall, 557p, 1997.

BIG – Banco de Informação de Geração, ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica, 2005.

BLACK, S. H., DAVIS, L. B. Dry Low NO<sub>x</sub> Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines, GE Power Systems, 2002.

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**, 2<sup>nd</sup>, Reino Unido, Butterworth-Heinemann, Reino Unido, 2002.

BRITTES, J. C., SILVA, J. B., CAMARGO, J. L. P., CANTÃO, M. P., GARCIA, F. R., IMPINNISI, P. R., SILVA, E. P., PAULILLO, G., SILVA, A. J. Implantação de Sistemas de Geração Distribuída Junto à Rede de Distribuição, Citenel – II Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica, 2003.

CARLI, A., HEIDE, B. VON DER, Hybrid System Combined SNCR Plus SCR Technologies for Post-Combustion NOX Reduction, Conference Proceedings Power Gen' 98 Europe, 1998.

CENTENO, P., EGIDO, I., DOMINGO, C., FERNÁNDEZ, F., ROUCO, L., GONZÁLEZ, M. Review of Gas Turbine Models for Power System Stability Studies. Instituto de

Investigación Tecnológica (IIT), 9º Congresso Hispano Luso de Engenharia Electrotécnica, 2005.

COHEN, H., ROGERS, C. H. C, Saravanamutto, H. I. H. (1987), Gas Turbine Theory, Longmans Scientific, EUA.

ComCiência – Revista Eletrônica de Jornalismo Científico . In: Notícias, 2001. Disponível em:

<<http://www.comciencia.br/reportagens/energiaeletrica/energia13.html>>

COMPANHIA DE TECNOLOGIA DE SANEAMENTO AMBIENTAL - CETESB (2003). Relatório de qualidade do ar no Estado de São Paulo, São Paulo, 2002.

CORDEIRO, F. A., SIMÕES, L. B. Controlo de Poluentes numa Câmara de Combustão, Projeto de Graduação, Instituto Superior Técnico, Portugal, 2002.

CRUZ, T. V. G. Identificação Experimental de Modelo Dinâmico de uma Microturbina a Gás com Câmara de Combustão com Baixa Emissão de Nox, Tese de mestrado, Universidade de Brasília, 2006.

CURTISS, P., KREIDER, J., COHEN, D., “A methodology for technical and financial assessment of distributed generation in the US”, Proceedings ASME Solar Energy Division, Maui, 1999.

DERISIO, J.C., “Introdução Ao Controle Ambiental”, CETESB, 1992.

DORATO, P., CHAOUKI, A., Vito C., “Linear-Quadratic Control: An Introduction.” Prentice Hall, EUA, 1995.

EPA - Environmental Protection Agency Climate Protection Partnership Division, Energy Nexus Group, Technology Characterization: Microturbines, EUA, 2002.

EPRI - Electric Power Research Institute, “Beyond Steam: Breaking Trough Performance Limits”, EPRI Journal, December, 1990.

FACILITIESNET. In: Artigos, 2003. Disponível em:

<<http://www.facilitiesnet.com/ms/article.asp?id=1876>>

GALLEGO, A. G.; MARTINS, G.; GALLO, W.L.R. Emissões de Nox em Turbinas a Gás: Mecanismos de Formação e Algumas Tecnologias de Redução. **Revista de Ciência & Tecnologia**, 15, pp. 13-22, 2000.

GARCIA, C., Identificação de Sistemas: apostila do curso de pós-graduação PTC – 5719. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

GRANJA, T. V.; MERÍCIA, J. G. Instrumentação e Controle de uma Microturbina, Projeto de Graduação, Universidade de Brasília, 2002.

GRI 03/1999, “The role of Distributed Generation in competitive energy markets”, Distributed Generation Forum, 1999.

GUDA, S. R., WANG, C., NEHRIR, M. H. A Simulink-Based Microturbine Model for Distributed Generation Studies, IEEE, 2005.

HANNET, L. N., KHAN, A. Combustion Turbine Dynamic Model Validation From tests. IEEE Transactions on Power Systems. Vol. 8. N°. 1, 1993.

IVIG – Instituto Virtual Internacional de Mudanças Globais. In: Documentos, Mudanças Institucionais no Setor de Energia. Disponível em: <<http://www.ivig.coppe.ufrj.br/doc/gerdist3.pdf>, 2000.

LEFEBVRE, A. H. **Gas Turbine Combustion**. 2nd Edition. Edwards Brothers. EUA, 1998.

LORA, E. E. S, NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**, vol. 1, cap. 3 e 6 e vol. 2, cap. 12, 13, 15, 17 e 18, 2003.

LJUNG, L. **System identification - Theory for the user**. Prentice-Hall International, New Jersey, USA, 1999.

MINDBRANCH. In: Artigos, 1999. Disponível em:

<<http://www.mindbranch.com/catalog/product.jsp?code=R2-316&psrc=gsitemap>>

MCT – Ministério de Ciências e Tecnologia, PRONAR - Programa Qualidade do Ar, 2002.

Disponível em: <[http://www.mct.gov.br/clima/comunic\\_old/pronar.htm](http://www.mct.gov.br/clima/comunic_old/pronar.htm)>

MOORE, M. J. NO<sub>x</sub> emission control in gas turbines for combined cycle gas turbine plant.

**Proceedings Institution of Mechanical Engineers**, vol 211, part A, 1997.

NEGRI, J. C. (2002). Modelo preditivo da emissão e dispersão de No<sub>x</sub> gerado em Usinas Termoelétricas como instrumento de análise de inserção e capacidade de suporte regional da qualidade do ar, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil

OGATA, K. Engenharia de Controle Moderno. 3ª edição. Prentice-Hall, Brasil, 1998.

PASSÃO, P. F. C., Microturbinas, Trabalho de Disciplina, Departamento de Engenharia Electrotécnica e de Computadores, Universidade de Coimbra, Portugal, 2003.

Resolução CONAMA N°005 de 15 de Junho de 1989.

Resolução CONAMA N°003 de 28 de Junho de 1990.

Resolução CONAMA N°008 de 06 de Dezembro de 1990.

ROMANO, R. A., Modelagem e Controle de CO<sub>2</sub> em Câmaras de Topo Aberto Utilizadas em Estudos de Fisiologia Vegetal, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil, 2006.

ROLLS ROYCE, 1986. The Jet Engine, 4ª Edição.

RUBIO, M. G. Curso de Introdução à Instrumentação em Engenharia Módulo Básico, IPT, 2001.

SZWARCFITER, L. Opções para o aprimoramento do controle de emissões veiculares de poluentes atmosféricos no Brasil – uma avaliação do potencial de programas de

inspeção e manutenção e de renovação acelerada da frota. Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2004.

VIANNA JR., A. L., VIEIRA, L. S. R., SOARES, G. F. W., NASCIMENTO, M. V. G. Estudo Comparativo de Microsistemas de Geração Baseados em Combustíveis, CEPEL – Centro de Pesquisas de Energia Elétrica, 2001.

ZELDOVICH, B., YA., SADOVNIKOVIC, P., YA.; FRANK-KAMENETSKY, D.A. Oxidação do Nitrogênio durante a Combustão, **Nauka**, 1947.

## **APÊNDICE A – EMISSÃO DE POLUENTES E A LEGISLAÇÃO AMBIENTAL**

No atual cenário energético mundial, a escassez de tecnologias alternativas com capacidade de geração em larga escala somam-se problemas ambientais, oriundos da queima de combustíveis fósseis. Do ponto de vista tecnológico, observa-se crescente preocupação com a busca de maior racionalidade no uso da energia, além da procura de processos com menor impacto ambiental. No Brasil e na maioria dos países com parque industrial bem estabelecido, o setor energético vem sofrendo transformações importantes motivadas, não apenas de caráter técnico e econômico, mas também por pressões da sociedade (Gallego *et al.*, 2000).

A preocupação com a poluição atmosférica se intensificou no início da década de 70, período de forte crescimento econômico e industrial no país. Problemas de grave poluição do ar evidenciaram a necessidade de se adotar políticas públicas específicas nas áreas de grandes cidades (MCT, 2002).

No país, a primeira legislação federal mais efetiva de controle da poluição atmosférica foi a Portaria do Ministério do Interior de nº 0231, de 27 de abril de 1976, que visava estabelecer níveis de concentrações máximas por meio de padrões de emissão, com o objetivo de criar metas que deveriam nortear os planos regionais de controle da poluição. No entanto, não era previsto um sistema de acompanhamento contínuo dos padrões de qualidade do ar, de modo a estabelecer um caráter dinâmico ao controle ambiental exercido (MCT, 2002).

O uso de padrões de qualidade do ar objetivos e coerentes é um instrumento de gestão ambiental que procura resguardar a saúde pública, o bem-estar da população, assim como fauna, flora e meio ambiente em geral. Para que esse instrumento seja eficaz, no entanto, é necessário que se estabeleçam padrões de emissão para cada poluente atmosférico monitorado pelos padrões de qualidade do ar e, adicionalmente, que se estabeleçam modelos de dispersão de poluentes capazes de correlacionar as emissões à qualidade do ar numa dada região (Gallego *et al.*, 2000).

Mas antes de se falar sobre padrões de qualidade do ar e fatores de emissão, é apresentada a Tabela A, em que se mostram dados sobre a concentração média de espécies químicas em uma atmosfera limpa e em uma contaminada. Pode-se notar que os valores correspondentes ao ar contaminado são bem maiores do que aqueles correspondentes ao ar limpo. Dessa forma torna-se necessário restringir os valores das emissões a níveis em que as pessoas podem ficar expostas sem risco de problemas de saúde, denominados padrões de qualidade do ar.

Tabela A – Concentração média de espécies químicas no ar limpo e contaminado.

Poluente	Concentração ( ppb)	
	Ar limpo	Ar contaminado
SO <sub>2</sub>	1 – 10	20 - 200
CO	120	1000 – 10.000
NO	0,01 – 0,05	50 - 750
NO <sub>2</sub>	0,1 – 0,5	50 - 250
O <sub>3</sub>	20 – 80	100 - 500

Assim, na década de 80, percebeu-se a importância de se implementar um programa nacional que contemplasse fontes fixas de poluição atmosférica. Por meio da Resolução CONAMA N°005 de 15 de Junho de 1989, foi criado o Programa Nacional de Controle de Qualidade do Ar — PRONAR — com o intuito de promover a orientação e o controle da poluição atmosférica no país, envolvendo estratégias de cunho normativo, como o estabelecimento de padrões nacionais de qualidade do ar e de emissão na fonte, a implementação de uma política de prevenção de deterioração da qualidade do ar, a implementação da rede nacional de monitoramento do ar e o desenvolvimento de inventários de fontes e poluentes atmosféricos prioritários (MCT, 2002).

A estratégia básica do PRONAR, conforme disposto na resolução citada, era de estabelecer limites nacionais para as emissões, por tipologia de fontes e poluentes prioritários, reservando o uso dos padrões de qualidade do ar como ação complementar de controle. Para que isso fosse implementado, foram definidas metas de curto, médio e longo prazo para que se fosse dada prioridade à alocação de recursos e fossem direcionadas as ações.

O primeiro dispositivo legal decorrente do PRONAR foi a Resolução CONAMA N°003, de 28 de Junho de 1990, que estabeleceu os novos padrões nacionais de qualidade do ar em substituição aos fixados pela Portaria do Ministério do Interior n° 0231/76. Além de

estender o número de parâmetros regulamentados de quatro para sete (partículas totais, partículas inaláveis, fumaça, dióxido de enxofre, monóxido de carbono, dióxido de nitrogênio e ozônio troposférico), foi introduzida, na legislação, a figura dos padrões secundários de qualidade do ar, mais restritivos que os primários, constituindo-se seu atendimento em meta de longo prazo e que constituem as concentrações de poluentes abaixo das quais se prevê o mínimo efeito adverso sobre o bem-estar da população, assim como o mínimo dano à fauna, à flora, aos materiais e ao meio ambiente em geral, conforme a Tabela 1.2.

Infelizmente, na regulamentação brasileira para fontes estacionárias de emissões gasosas, Resolução CONAMA N°008, de 06 de Dezembro de 1990, não existe qualquer referência a emissões de óxidos de nitrogênio – NO<sub>x</sub>, conforme mencionado na Tabela B. De acordo com a Resolução CONAMA N°005 de 15 de Junho de 1989, Classe I são áreas de preservação, lazer e turismo, tais como parques nacionais e estaduais, reservas e estações ecológicas, estâncias hidrominerais e hidrotermais. Nestas áreas deverá ser mantida a qualidade do ar em nível o mais próximo possível do verificado sem a intervenção antropogênica. Classe II são áreas onde o nível de deterioração da qualidade do ar seja limitado pelo padrão secundário de qualidade. Classe III são áreas de desenvolvimento onde o nível de deterioração da qualidade do ar seja limitado pelo padrão primário de qualidade.

Tabela B – Padrões brasileiros de emissão para processos de combustão externa (Resolução CONAMA N°008 de 06 de Dezembro de 1990).

	Até 70MW		Acima de 70MW	
	PT [g/GJ]	SO <sub>2</sub> [g/GJ]	PT [g/GJ]	SO <sub>2</sub> [g/GJ]
Classe I	28,7	477,7	(1)	(1)
Classes II e III	83,6 <sup>(2)</sup>	1.194,2	28,7 <sup>(2)</sup>	477,7
	358,3 <sup>(3)</sup>	1.194,2	191,1 <sup>(3)</sup>	477,7

- (1) - Não serão permitidas instalações de novas fontes fixas deste porte, nesta área;  
 (2) - refere-se a óleo combustível;  
 (3) - refere-se a carvão mineral; PT - Partículas Totais.

Os gases NO<sub>x</sub> são nocivos à saúde, causam irritação nos olhos e no sistema respiratório, sendo ainda parcialmente responsáveis pelas chuvas ácidas e formação do smog – processo fotoquímico de oxidação da atmosfera –, juntamente com material particulado, ozônio e

hidrocarbonetos (MCT, 2002).

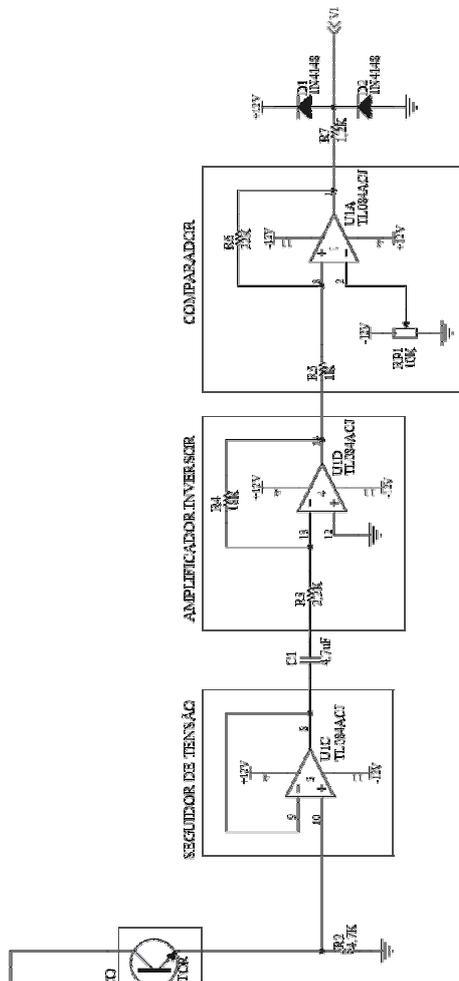
Esse tipo de poluente é avaliado apenas quanto à qualidade do ar, Resolução CONAMA N°003, de 28 de Junho de 1990. Assim, não existem limites para a emissão de NO<sub>x</sub>, seja por turbinas a gás, seja por qualquer outra fonte estacionária ou móvel senão indiretamente. Na verdade, a legislação menciona a necessidade de se empregar “a melhor tecnologia disponível”, quando não existe limitação explícita para um dado poluente.

Países da Europa, Japão e Estados Unidos possuem limites de emissões por fonte geradora, que servem de parâmetro de controle e acompanhamento.

Bathie (1996) apresenta padrões de emissões de NO<sub>x</sub> aplicados para turbinas a gás industriais utilizados pelo New Source Performance Standards (NSPS) dos Estados Unidos. O critério usado para determinação do limite de emissões de NO<sub>x</sub> foi baseado no consumo de combustível e na quantidade de nitrogênio em sua composição, sendo os valores corrigidos para 15% de oxigênio em base seca. Para termelétricas, o limite é fixado em 75 ppmv e, para outros usos, em 150 ppmv. No caso de aplicações militares, de combate a incêndio e de emergência, não há limites (Gallego *et al.*, 2000).

No Brasil, com a tendência da expansão da geração elétrica através de termelétricas ou sistemas de co-geração, os projetos que não estejam enquadrados em limites de emissões recomendados internacionalmente devem ser questionados e rejeitados, porque trarão problemas ambientais futuros ou agravarão os já existentes. A elaboração de normas brasileiras rígidas de controle ambiental, com a adoção, principalmente, de padrões de emissão de NO<sub>x</sub> e um sistema de monitoramento que garanta a manutenção dos padrões de qualidade do ar, é portanto tarefa urgente (Gallego *et al.*, 2000).

## APÊNDICE B – DIAGRAMAS ESQUEMÁTICOS DE CIRCUITOS DE CONDICIONAMENTO



Circuito de Condicionamento do Sensor de Rotação – Parte A.