

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA



Manuel Arturo Rendón Maldonado

**Desenvolvimento de Modelos Matemáticos
Representativos do Comportamento Dinâmico de
Micro-Turbinas para a Conexão na Rede Elétrica**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Elétrica como parte dos requisitos
para Obtenção do Título de Doutor em Ciências
em Engenharia Elétrica

Área de Concentração:

Sistemas Elétricos de Potência

Orientador:

Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Julho de 2010

Itajubá - MG

À minha mãe Martha,
e à minha amada esposa Daniela,
por serem tão maravilhosas,
e me ajudarem a ser quem sou...

Agradecimentos

- A Deus, por ter me dado a vida, a saúde e a paz para desfrutar do privilegio de viver.
- À minha esposa Daniela, pelo seu apoio nas horas difíceis, onde as forças fraquejam, e o amor se fortalece.
- Aos meus pais, familiares e amigos no Equador pelo apoio, mesmo que de longe, no meu caminho de formação acadêmica;
- Aos professores, Prof. Pedro Paulo Carvalho Mendes e Prof. Marco Antonio Rosa do Nascimento, pela paciência para me orientar e apoiar;
- Aos meus amigos Gustavo, Ricardo, Ramiro, Marcelo, César, Cláudio e tantos outros que me brindaram a sua amizade e os seus conselhos.
- Ao Prof. Luis A. Aguirre pela amizade, e contribuição na rotina *myhouse* (Apêndice B)
- À CAPES pelo apoio financeiro na bolsa de Doutorado;
- Ao NEST - UNIFEI por ter me brindado a oportunidade de colaborar no desenvolvimento desse trabalho de Tese;
- Aos professores da UNIFEI, pelo conhecimento e exemplo;
- Aos companheiros do NEST – Núcleo de Excelência em Sistemas Térmicos, pelo apoio e a amizade;
- À CEMIG e o CENPES pelo apoio financeiro que possibilitou a realização deste trabalho.
- A todos os meus amigos de Itajubá e São José dos Campos pelo carinho brindado durante esses anos.

Resumo da Tese apresentada à UNIFEI como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (Dr.Sc.)

Desenvolvimento de Modelos Matemáticos Representativos do Comportamento Dinâmico de Micro-Turbinas para a Conexão na Rede Elétrica

Manuel Arturo Rendón Maldonado

Julho/2010

Orientador: Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Co-orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Programa: Engenharia Elétrica

O crescente avanço no consumo de energia elétrica tem produzido no meio acadêmico e industrial uma preocupação por incrementar e otimizar os sistemas de geração, transmissão e distribuição. Sistemas de geração distribuída permitem flexibilizar o acesso à energia elétrica em pontos remotos, usinas agro-industriais, plataformas de gás natural e gasodutos, e em sistemas de co-geração de calor/frio e eletricidade. Dentro deste contexto, a micro-turbina a gás é um dos tipos de geração distribuída que mais vantagens têm apresentado.

O estudo de turbinas a gás tem se focado principalmente no sistema térmico e mecânico, e pouca informação útil para pesquisa existe na literatura com relação ao sistema elétrico e de controle. A presença de micro-turbinas a gás no mercado brasileiro, especialmente em usinas de gás natural, faz com que sejam necessários estudos do impacto deste tipo de geração no sistema elétrico, e da forma como o controle destas unidades administra a qualidade da energia gerada. Existem atualmente esforços importantes para desenvolver turbinas a gás no Brasil, o que é um desafio e uma motivação adicional. O presente trabalho oferece uma metodologia para gerar modelos matemáticos representativos do comportamento dinâmico de micro-turbinas a gás de forma rápida e simples, modelos que podem ser utilizados para estudar o impacto deste tipo de geração na rede elétrica de potência. Futuros desenvolvimentos podem adaptar a metodologia para outros tipos de unidades geradoras.

O trabalho aborda inicialmente um estudo teórico do sistema da micro-turbina, tanto na parte térmica como elétrica e de controle. São identificadas as variáveis que regem a dinâmica a ser estudada e modelada, e são definidos os instrumentos e o sistema de aquisição de dados para medir tais variáveis. São determinadas as características dos ensaios a serem executados: sinal de excitação, tempo dos ensaios, necessidade de atingir o regime permanente, tempo de amostragem, tipo de combustível, etc.

Devido à característica não linear do sistema estudado, são desenvolvidas rotinas em MatLab para processar a informação colhida durante os ensaios. É implementado um pré-processamento dos dados para ajustá-los a condições padrão (ISO, 1975), procurando generalizar a aplicabilidade dos resultados. As rotinas geram com facilidade modelos lineares e não lineares dos subsistemas da micro-turbina. É implementada uma escolha do grau de complexidade dos modelos de acordo à análise dos dados.

No final são apresentados resultados dos modelos gerados, e avaliação dos métodos matemáticos utilizados. É recomendado continuar o estudo com a implementação de outros métodos para geração de modelos não lineares.

Abstract of Thesis presented to UNIFEI as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (Dr.Sc.)

Development of Mathematical Models to Represent Gas Micro-Turbine's Dynamic Behavior when Connected to Power Grid

Manuel Arturo Rendón Maldonado

May/2008

Advisor: Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Co-Advisor: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Department: Electrical Engineering

The growing advance in energy consumption has produced a concern, in academic and industrial fields, for increasing and optimizing transmission and distribution generation systems. Distributed generation devices allow making flexible the access to electric energy in distant sites, agro-industrial facilities, natural gas platforms, gas ducts and in cogeneration systems for cold/warm and electricity supply. Facing this context the gas micro-turbine is one of the distributed generation systems that more vantages have presented.

Research in gas turbines has focused mainly in thermal and mechanic systems, and there is not much research useful information about gas turbine electric and control systems. The presence of gas micro-turbines in Brazilian market, especially in natural gas facilities, produces a requirement for research the impact of this kind of generation in the electric system, and the way this devices' control manages the generated energy quality. In these days significant efforts are been made for developing gas turbines engines in Brasil, and this represents a challenge and additional motivation for studying. The present proposal offers a methodology to produce mathematic models, to represent the dynamic behavior of gas micro-turbines in a fast and simple way, models that can be used to study the impact of this generation supply in power grid. Future developments can easily adapt this methodology to other kind of generation units.

This work starts reviewing a theoretical study of gas micro-turbine systems, in the thermal as well as in electrical and control approaches. The variables that rule the

dynamics to be studied and modeled are identified. The main characteristics of tests needed to be executed are determined: Excitation signal, test duration, necessity to reaching the steady state, sample time, fuel type, etc.

Owing the non linear characteristic of the studied system, MatLab routines are developed to process the information sampled in the tests. The data is preprocessed to be adjusted to standard conditions (ISO, 1975), to attempt a generalization in the results application. New routines were developed to generate easily linear and non linear models to the micro-turbine subsystems. The complexity level of the models is chosen according to the data analysis.

Finally, results of the generated models are presented, and an evaluation of the mathematic methods employed. In the end it is recommended to keep working in this research area, trying with other methods for generating non linear models.

"O prazer do trabalho aperfeiçoa a obra"

Aristóteles

Sumário

Sumário	ix
Simbologia.....	xii
Índice de Figuras.....	xiv
Índice de Tabelas.....	xviii
Capítulo 1: Introdução	1
1.1 Considerações Gerais.....	1
1.2 Geração Distribuída.....	1
1.3 Motivação do Trabalho: Aplicação de Modelos em Estudos de Estabilidade	3
1.4 Modelagem de Turbinas a Gás.....	6
1.5 Modelagem de Micro-Turbinas a Gás	13
1.6 Objetivo do Trabalho	18
1.7 Organização do Trabalho	19
Capítulo 2: Revisão Teórica de Turbina a Gás.....	20
2.1 Características.....	20
2.2 Tipos de Turbina a Gás.....	22
2.3 Partes da Turbina a Gás.....	25
2.3.1 Compressor.....	26
2.3.2 Câmara de Combustão.....	30
2.3.3 Turbina.....	33
2.3.4 Sistema Controlador	35
2.3.5 Outros Elementos da Turbina a Gás	38
Capítulo 3: Revisão Teórica de Micro-Turbinas a Gás	40
3.1 Considerações Gerais.....	40
3.2 Aplicações das Micro-Turbinas	41
3.3 Características das Micro-Turbinas.....	42
3.4 Descrição do Sistema Térmico.....	44
3.5 Partes da Micro-Turbina a Gás	44
3.5.1 Compressor.....	45
3.5.2 Câmara de Combustão.....	46
3.5.3 Turbina.....	48
3.5.4 Regenerador.....	49
3.5.5 Sistema Controlador	50
3.5.6 Outros Elementos da Micro-Turbina a Gás.....	52
3.6 Alguns Aspectos da Micro-Turbina a Gás	54
3.7 Mercado da Micro-Turbina a Gás	55
Capítulo 4: Identificação de Sistemas e Modelagem	57
4.1 Modelagem Matemática.....	57
4.1.1 Identificação de Sistemas.....	58
4.1.2 Tipos de Modelos	58
4.1.3 Aplicações dos Modelos.....	59
4.1.4 Modelagem Linear	60
4.1.5 Representações de Modelos Lineares	62
4.1.6 Representações Discretas de Modelos Dinâmicos Lineares.....	63
4.1.7 Modelagem Não Linear.....	65
4.1.8 Tipos de Modelos Dinâmicos Não Lineares.....	66
4.1.9 Validação de Modelos.....	67
4.1.10 Métodos de Identificação.....	68
4.2 Características da Metodologia Empregada na Tese	69

Capítulo 5: Aplicação da Metodologia	72
5.1 Descrição da Micro-Turbina Empregada	72
5.2 Especificações Gerais (CTC, 2000)	73
5.3 Características Mecânicas	73
5.4 Características Elétricas	74
5.5 Sistema Eletrônico	75
5.6 Operação em Modo Ligado na Rede	75
5.7 Operação em Modo Carga Isolada	76
5.8 Descrição do Combustível Empregado	76
5.9 Descrição dos Valores Assumidos na Micro-Turbina	76
5.10 Análise da Dispersão do Erro na Medição	77
5.11 Descrição da Metodologia	78
5.11.1 Escolha da Topologia do Modelo	78
5.11.2 Montagem do Banco de Ensaio e Instrumentação	80
5.11.3 Descrição dos Testes a Serem Executados	84
5.11.4 Necessidade da Correção de Parâmetros	88
5.11.5 Correção por Condições Ambientais	88
5.11.6 Correção por Condições de Medição	90
5.12 Procedimento para Cálculo dos Modelos Considerados no Trabalho	90
Capítulo 6: Cálculo dos Modelos e Resultados	94
6.1 Sistema de Combustível	94
6.2 Bloco do Torque Mecânico	95
6.3 Bloco da Rotação	95
6.4 Bloco do Controlador	95
6.5 Bloco da Rotação de Referência	96
6.6 Sistema Eletrônico	96
6.7 Bloco do Torque da Carga	97
6.8 Bloco Potência na Saída	97
6.9 Primeiros Testes: Testes Estáticos	97
6.9.1 Sistema de Combustível	98
6.9.2 Bloco do Torque Mecânico	99
6.9.3 Bloco da Rotação de Referência	101
6.9.4 Sistema Eletrônico	102
6.9.5 Bloco do Torque da Carga	103
6.9.6 Bloco Potência na Saída	104
6.9.7 Resultados dos Testes Estáticos	106
6.10 Segundo Teste: Testes Dinâmicos	108
6.10.1 Sistema de Combustível	108
6.10.2 Bloco do Torque Mecânico	116
6.10.3 Bloco da Rotação	124
6.10.4 Bloco do Controlador	129
6.10.5 Bloco da Rotação de Referência	136
6.10.6 Sistema Eletrônico	137
6.10.7 Bloco do Torque da Carga	143
6.10.8 Bloco Potência na Saída	150
Capítulo 7: Montagem do Modelo e Simulação	152
7.1 Sistema de combustível	154
7.2 Bloco do Torque Mecânico	154
7.3 Bloco da Rotação	155
7.4 Bloco do Controlador	156
7.5 Bloco da Rotação de Referência	156
7.6 Sistema Eletrônico	157
7.7 Bloco do Torque da Carga	158
7.8 Bloco da Potência na Saída	158
7.9 Resultados de Validação	159

Capítulo 8: Conclusões, Contribuições e Desenvolvimentos Futuros	161
8.1 Conclusões	161
8.2 Contribuições	165
8.3 Linhas para Desenvolvimentos Futuros.....	166
Bibliografia.....	168
Apêndices	173
Apêndice A: Ferramentas para Identificação de Sistemas	174
A.1 Introdução	174
A.2 Funções de Correlação	174
A.3 Estimador de Mínimos Quadrados	176
A.4 Determinação da Ordem Dinâmica.....	179
A.5 Algoritmo de Golub-Householder	179
A.6 Critério de Informação de Akaike - AIC	180
Apêndice B: Rotinas desenvolvidas em MatLab.....	182
B.1 Introdução	182
B.2 Obtenção da Correlação Cruzada Entrada/Saída dos Blocos do Modelo (Rotina <code>ac_cc</code>)	182
B.3 Criação do Sinal de Excitação PRBS (Rotina <code>PRBS</code>)	183
B.4 Cálculo da Característica Estática do Modelo (Rotina <code>est</code>).....	184
B.5 Cálculo dos Parâmetros de Cada Bloco do Modelo (Rotina <code>dinam</code>)	186
B.6 Escolha dos Regressores Utilizando o Algoritmo de GH (Subrotina <code>myhouse</code>).....	193
B.7 Cálculo dos Parâmetros Utilizando MQR (Rotina <code>dinam2</code>).....	194
B.8 Preparação de Dados para Simulink (Rotina <code>Adj</code>).....	197
Apêndice C: Conceitos de Termos Utilizados	200
C.1 Introdução	200
C.2 Definições.....	200

Simbologia

\dot{m}_a	Vazão volumétrica do ar de entrada [m^3/h]
p_f	Pressão do gás natural [Pa]
T_f	Temperatura do gás natural [K]
\dot{m}_f	Vazão volumétrica corrigida do gás natural [Nm^3/h]
p_1	Pressão na entrada do compressor [Pa]
T_1	Temperatura de entrada do compressor [K]
p_2	Pressão na saída do compressor [Pa]
T_2	Temperatura na saída do compressor [K]
T_4	Temperatura na saída da turbina [K]
P_5	Pressão na saída do regenerador [Pa]
T_5	Temperatura na saída do regenerador [K]
η_C	Eficiência do compressor [<i>adimensional</i>]
η_T	Eficiência da turbina [<i>adimensional</i>]
η_m	Eficiência mecânica do eixo [<i>adimensional</i>]
η_g	Eficiência do gerador [<i>adimensional</i>]
γ	Razão dos calores específicos [<i>adimensional</i>]
r	Razão de pressão [<i>adimensional</i>]
$\Delta p_{ic}/p$	Perdas de pressão no regenerador [<i>adimensional</i>]
$\Delta p_{cc}/p$	Perdas de pressão na câmara de combustão [<i>adimensional</i>]
\dot{W}_C	Potência consumida pelo compressor [W]
\dot{W}_T	Potência entregue pela turbina [W]
\dot{W}_m	Potência útil no eixo [W]
T_T	Temperatura total [K]
T_S	Temperatura estática [K]
T_V	Temperatura dinâmica [K]
V	Velocidade do gás [m/s]
C_{PA}	Calor específico do ar a pressão constante ($1,005 \text{ kJ/kg K}$)
C_{PG}	Calor específico do gás a pressão constante ($1,148 \text{ kJ/kg K}$)
K	Fator de correção dinâmico [<i>adimensional</i>]
N	Rotação angular [rad/s]
N_r	Rotação angular de referência [rad/s]

α_m	Aceleração angular [rad/s^2]
τ_m	Conjugado mecânico [$N\cdot m$]
τ_L	Conjugado da carga [$N\cdot m$]
P_d	Demanda de potência [W]
P_g	Potência elétrica na saída do gerador [W]
P_i	Potência elétrica na saída do inversor (saída da máquina) [W]
u	Demanda de combustível à válvula [%]
y	Posição da válvula de combustível [%]
V_a	Tensão da fase A na saída do inversor [V]
V_b	Tensão da fase B na saída do inversor [V]
V_c	Tensão da fase C na saída do inversor [V]
I_a	Corrente da fase A na saída do inversor [A]
I_b	Corrente da fase B na saída do inversor [A]
I_c	Corrente da fase C na saída do inversor [A]
f	Frequência na saída da máquina [Hz]

Índice de Figuras

Figura 1.1 Sistema de Cogeração com Micro-turbina	2
Figura 1.2 Turbina Spey (Chiras, 2000).....	7
Figura 1.3 Estrutura de Controle Geral (Mu, 2002).....	8
Figura 1.4 Modelo para Turbina a Gás (Rowen, 1983)	9
Figura 1.7 Diagrama Esquemático da Micro-Turbina (Bertani, 2004)	14
Figura 1.8 Controlador do Conversor Eletrônico (Fethi, 2004)	14
Figura 1.9 Validação do Torque Mecânico da Micro-Turbina (Rendón, 2005).....	15
Figura 1.10 Modelo da Micro-Turbina (Rendón (2), 2006)	16
Figura 1.11 Micro-Turbina de 50 kW (Rendón, 2008).....	16
Figura 1.12. Validação da vazão de combustível (Rendón, 2008)	17
Figura 1.13. Validação da rotação do Gerador de Gás (Rendón, 2008)	17
Figura 1.14. Validação da rotação da Turbina de Potência (Rendón, 2008)	18
Figura 2.1 Turbina a Gás de Tipo Industrial GE Frame 9 (CIGRE, 2003).....	23
Figura 2.2 Turbina a Gás de Tipo Industrial Solar Titan 130 (CIGRE, 2003).....	23
Figura 2.3 Turbina a Gás do Tipo Aeroderivativa (CIGRE, 2003).....	24
Figura 2.4 Exemplo de Turbina a Gás Aeroderivativa, GE LM6000 (CIGRE, 2003).....	24
Figura 2.5 Diagrama Esquemático de uma Turbina a Gás de Dois Eixos com Turbina Livre.....	25
Figura 2.6 Diagrama Esquemático das Partes da Turbina a Gás	26
Figura 2.7 Diagrama Esquemático de uma Turbina a Gás com Ciclo Regenerativo.....	26
Figura 2.8 Compressor Axial de um Eixo (Rolls-Royce, 1986)	27
Figura 2.9 Compressor Axial (CIGRE, 2003).....	28
Figura 2.10 Impelidor de um Compressor Centrífugo (Rolls-Royce, 1986).....	29
Figura 2.11 Diagrama do Impelidor e Difusor do Compressor Centrífugo (Saravanamuttoo, 2001)	29
Figura 2.12 Tipos de Câmara (a) Tubular (b) Multi-Tubular (c) Tubo-Anular e (d) Anular (Silva,2004)	30
Figura 2.13 Câmara de Combustão Anular (Rolls-Royce, 1986).....	31
Figura 2.14 Câmara de Combustão Tubo-Anular (Rolls-Royce,1986).....	31
Figura 2.15 Turbina com Câmara de Combustão Tubular (CIGRE, 2003)	32
Figura 2.16 Câmara de Combustão Multi-Tubular (Rolls-Royce, 1986).....	32
Figura 2.17 Exemplo de Turbina a Gás com Câmara de Combustão Tipo Silo (CIGRE, 2003).....	33
Figura 2.18 Turbina a Gás Tipo Industrial (CIGRE, 2003)	33
Figura 2.19 Turbina Axial.....	34
Figura 2.20 Componentes de uma Turbina Radial (CIGRE, 2003)	34
Figura 2.21 Configuração “Back-to-Back” (Saravanamuttoo, 2001)	35
Figura 2.22 Diagrama de Controle de uma Turbina a Gás (CIGRE, 2003).....	37
Figura 3.1 Sistema Híbrido Micro-turbina e Célula de Combustível.....	40

Figura 3.2 Usina com Micro-turbinas Operando em Paralelo	43
Figura 3.3 Rotor do Compressor Centrífugo.....	45
Figura 3.4 Difusor do Compressor Centrífugo	45
Figura 3.5 Vista Traseira de uma Câmara de Combustão Anular	46
Figura 3.6 Manifold do Combustível em Micro-Turbina.....	46
Figura 3.7 Válvula Reguladora, Sensor de Pressão e Válvula de Shut-Off.....	47
Figura 3.8 Injetor de Combustível Gasoso	48
Figura 3.9 Expansor de Turbina Radial	48
Figura 3.10 Bocal de Turbina Radial.....	49
Figura 3.11 Eixo de uma Micro-Turbina a Gás (Capstone, 2001).....	49
Figura 3.12 Regenerador de uma Micro-Turbina.....	50
Figura 3.13 Gerador de Alta Freqüência e Imã Permanente.....	53
Figura 3.14 Conversor Eletrônico de Potência	54
Figura 3.15 Mancais de Ar	54
Figura 5.1 Diagrama Esquemático da Micro-Turbina Empregada nos Testes	72
Figura 5.2 Fluxo de Ar Dentro da Micro-Turbina	73
Figura 5.3 Sistema Eletrônico da Micro-Turbina.....	75
Figura 5.4 Modelo da Micro-Turbina	79
Figura 5.5 Sistema de Aquisição de Dados LYNX.....	81
Figura 5.6 Medição de Vazão de Gás Combustível	81
Figura 5.7 Medição de Vazão de Ar.....	81
Figura 5.8 Medição de Pressão e Temperatura na Saída do Compressor.....	82
Figura 5.9 Medição de Pressão e Temperatura na Chaminé.....	82
Figura 5.10 Medição de Potência Elétrica e Pannel de Carga Isolada.....	82
Figura 5.11 Medida de Tensão e Corrente na Saída do Gerador	83
Figura 5.12 Medida de Tensão e Corrente na Saída da Micro-Turbina	83
Figura 5.13 Placa de Comunicação da Micro-Turbina	83
Figura 5.14 Tela do AqDados e Estação de Trabalho	84
Figura 5.15 Diagrama Esquemático da Posição dos Instrumentos na Micro-Turbina.....	84
Figura 5.16 Gráfico do sinal $PRBS$ da demanda de potência P_d	86
Figura 6.1 Bloco do Sistema de Combustível.....	94
Figura 6.2 Bloco do Torque Mecânico	95
Figura 6.3 Bloco da Rotação	95
Figura 6.4 Bloco do Controlador.....	96
Figura 6.5 Bloco da Rotação de Referência	96
Figura 6.6 Bloco Sistema Eletrônico	96
Figura 6.7 Bloco do Torque da Carga.....	97
Figura 6.8 Bloco Potência na Saída.....	97

Figura 6.9 Característica Estática do Sistema de Combustível	98
Figura 6.10 Característica Estática do Torque Mecânico	100
Figura 6.11 Característica Estática da Rotação de Referência	101
Figura 6.12 Característica Estática da Potência do Gerador	102
Figura 6.13 Característica Estática do Torque da Carga.....	104
Figura 6.14 Característica Estática da Potência na Saída.....	105
Figura 6.15 Gráfico das variações na Demanda de Potência como sinal <i>PRBS</i>	106
Figura 6.16 Autocorrelação do Sinal <i>PRBS</i>	107
Figura 6.17 Correlação Cruzada da Demanda de Combustível vs. a Vazão de Combustível.....	108
Figura 6.18 Vazão de Combustível Real e Simulada - Primeira Iteração	109
Figura 6.19 Vazão de Combustível Real e Simulada - Segunda Iteração.....	109
Figura 6.20 Vazão de Combustível Real e Simulada - Terceira Iteração.....	110
Figura 6.21 Vazão de Combustível Real e Simulada - Quarta Iteração	110
Figura 6.22 Vazão de Combustível Real e Simulada - Quinta Iteração	111
Figura 6.23 Vazão de Combustível Real e Simulada em 15 <i>kW</i>	112
Figura 6.24 Vazão de Combustível Real e Simulada.....	113
Figura 6.25 Vazão de Combustível Real e Simulada.....	115
Figura 6.26 Vazão de Combustível Real e Simulada.....	116
Figura 6.27 Correlação Cruzada da Vazão de Combustível vs. o Torque Mecânico	117
Figura 6.28 Correlação Cruzada da Variação da Rotação vs. o Torque Mecânico.....	117
Figura 6.29 Torque Mecânico Real e Simulado em 10 <i>kW</i>	118
Figura 6.31 Torque Mecânico Real e Simulado em 18 <i>kW</i>	120
Figura 6.32 Torque Mecânico Real e Simulado	122
Figura 6.33 Torque Mecânico Real e Simulado	123
Figura 6.34 Correlação Cruzada da Variação do Torque vs. a Rotação	124
Figura 6.35 Rotação Real e Simulada em 10 <i>kW</i>	125
Figura 6.36 Rotação Real e Simulada em 15 <i>kW</i>	126
Figura 6.37 Rotação Real e Simulada em 18 <i>kW</i>	127
Figura 6.38 Rotação Real e Simulada.....	129
Figura 6.39 Correlação Cruzada da Variação da Rotação vs. Demanda de Combustível.....	130
Figura 6.40 Correlação Cruzada da Variação da Potência vs. Demanda de Combustível	130
Figura 6.41 Demanda de Combustível Real e Simulada em 10 <i>kW</i>	131
Figura 6.42 Demanda de Combustível Real e Simulada em 15 <i>kW</i>	132
Figura 6.43 Demanda de Combustível Real e Simulada em 18 <i>kW</i>	133
Figura 6.44 Demanda de Combustível Real e Simulada.....	135
Figura 6.45 Correlação Cruzada da Demanda de Potência vs. a Rotação de Referência.....	137
Figura 6.46 Correlação Cruzada da Demanda de Combustível vs. a Potência do Gerador.....	137
Figura 6.47 Potência do Gerador Real e Simulada em 10 <i>kW</i>	138

Figura 6.48 Potência do Gerador Real e Simulada em 15 kW	139
Figura 6.49 Potência do Gerador Real e Simulada em 18 kW	140
Figura 6.50 Potência do Gerador Real e Simulada	142
Figura 6.51 Torque Mecânico Real e Simulado	143
Figura 6.52 Correlação Cruzada da Potência do Gerador vs. Torque da Carga.....	144
Figura 6.53 Torque da Carga Real e Simulada em 10 kW	145
Figura 6.54 Torque da Carga Real e Simulada em 15 kW	146
Figura 6.55 Torque da Carga Real e Simulada em 18 kW.....	147
Figura 6.56 Torque da Carga Real e Simulado	149
Figura 6.57 Torque Mecânico Real e Simulado	150
Figura 6.58 Correlação Cruzada da Potência do Gerador vs. a Potência na Saída	151
Figura 7.1 Modelo da Micro-Turbina em Simulink do MatLab	153
Figura 7.2 Validação Gráfica da Vazão de Combustível.....	154
Figura 7.3 Validação Gráfica do Torque Mecânico.....	155
Figura 7.4 Validação Gráfica da Rotação	155
Figura 7.5 Validação Gráfica da Demanda de Combustível	156
Figura 7.6 Validação Gráfica da Rotação de Referência	157
Figura 7.7 Validação Gráfica da Potência do Gerador.....	157
Figura 7.8 Validação Gráfica do Torque da Carga.....	158
Figura 7.9 Validação Gráfica da Potência na Saída.....	159

Índice de Tabelas

Tabela 3.1 Micro-Turbinas Existentes no Mercado (Informação disponível nos sites dos Fabricantes)	56
Tabela 5.1 Exatidão dos Instrumentos de Medição	77
Tabela 5.2 Incerteza dos Resultados Calculados	78
Tabela 5.3 Valores de P_d no Primeiro Teste.....	85
Tabela 5.4 Valores de P_d no Segundo Teste	86
Tabela 5.5 Valores de P_d no Terceiro Teste.....	86
Tabela 5.6 Grupo de Parâmetros da Máquina.....	89
Tabela 6.1 Validação da Característica Estática do Sistema de Combustível.....	98
Tabela 6.2 Constantes de Tempo do Sistema de Combustível	99
Tabela 6.3 Validação da Característica Estática do Torque Mecânico	100
Tabela 6.4 Constantes de Tempo do Torque Mecânico.....	101
Tabela 6.5 Validação da Característica Estática da Rotação de Referência	102
Tabela 6.6 Validação da Característica Estática da Potência do Gerador	103
Tabela 6.7 Constantes de Tempo da Potência do Gerador	103
Tabela 6.8 Validação da Característica Estática do Torque da Carga.....	104
Tabela 6.9 Validação da Característica Estática da Potência na Saída.....	105
Tabela 6.10 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	111
Tabela 6.11 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	112
Tabela 6.12 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	114
Tabela 6.13 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes	114
Tabela 6.14 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com <i>PRBS</i>	115
Tabela 6.15 Regressores e Coeficientes Calculados com <i>MQR</i>	116
Tabela 6.16 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	118
Tabela 6.17 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	120
Tabela 6.18 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	121
Tabela 6.19 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes	121
Tabela 6.20 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com <i>PRBS</i>	122
Tabela 6.21 Regressores e Coeficientes Calculados com <i>MQR</i>	123
Tabela 6.22 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	125
Tabela 6.23 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	126
Tabela 6.24 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	127
Tabela 6.25 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes	128
Tabela 6.26 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com <i>PRBS</i>	129
Tabela 6.27 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	132
Tabela 6.28 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	133
Tabela 6.29 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	134

Índice de Tabelas

Tabela 6.30 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes	134
Tabela 6.31 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com <i>PRBS</i>	136
Tabela 6.32 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	138
Tabela 6.33 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	139
Tabela 6.34 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	141
Tabela 6.35 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes	141
Tabela 6.36 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com <i>PRBS</i>	142
Tabela 6.37 Regressores e Coeficientes Calculados com <i>MQR</i>	143
Tabela 6.38 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	145
Tabela 6.39 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	146
Tabela 6.40 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação	147
Tabela 6.41 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes	148
Tabela 6.42 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com <i>PRBS</i>	149
Tabela 6.43 Regressores e Coeficientes Calculados com <i>MQR</i>	150
Tabela 7.1 Valores de Validação das Variáveis do Modelo	159

Capítulo 1: Introdução

1.1 Considerações Gerais

Nos últimos anos, o mercado de energia elétrica tem se tornado mais competitivo, e em muitos países existe uma tendência a desregular o acesso à rede de distribuição de sistemas de geração de pequena e média capacidade. Existe na atualidade uma demanda significativa por usinas de maior eficiência, operabilidade e de baixas emissões. Esse cenário tem favorecido o incremento no número de unidades de geração distribuída no sistema elétrico, e a necessidade por melhorar os meios para integrar tais sistemas com a rede de distribuição.

O aumento nos dispositivos de geração distribuída tem acontecido não só na quantidade, mas também na diversidade de tecnologias empregadas. Sistemas de geração distribuída que estão ganhando relevância devido a melhoras em termos de eficiência, confiabilidade e desempenho, são: motores alternativos de pequena capacidade, micro-turbinas a gás, turbinas eólicas, células de combustível, e pequenas usinas hidrelétricas.

Com esses novos elementos interagindo no sistema elétrico, novas configurações de sistemas de distribuição precisam ser estudadas. Aspectos críticos como despacho de potência, dinâmica da máquina, estabilidade e controle de tensão (*Apêndice C*), sistemas de proteção, níveis de falha e conteúdo de harmônicos no sistema precisam ser analisados. Tais estudos requerem modelos apropriados do sistema de distribuição incluindo os sistemas distribuídos (Al-Hinai, 2002).

1.2 Geração Distribuída

Geração distribuída (*GD*) é definida como a utilização de geradores elétricos de tipo modular (tais como turbinas eólicas, micro-turbinas ou células fotovoltaicas), seja de forma independente ou como parte de um sistema maior, pelos próprios usuários da energia, instalações ou empresas produtoras de energia. Diferentemente de geradores de potência convencionais, a *GD* não depende de grandes linhas ou redes de transmissão. A vantagem primária da *GD* está no reduzido tamanho dos dispositivos e na sua disponibilidade (Soares, 2007). A geração distribuída, na forma de motores alternativos, micro-turbinas, pequenas centrais hidrelétricas, turbinas eólicas

e células de combustível, está criando um novo mercado cada vez mais crescente. Sistemas distribuídos produzem a energia elétrica perto do local de demanda, oferecendo dessa forma diminuir os problemas de transmissão, e facilitar a distribuição de energia, agindo como fontes primárias ou de respaldo, e melhorando os níveis de emissão (Al-Hinai, 2002).

A liberação do mercado de eletricidade está dando novo impulso à competição entre os sistemas geradores. No presente contexto, dispositivos de geração distribuída conectados em paralelo com a rede de distribuição, podem reduzir o fluxo de potência e as perdas nas linhas de transmissão de alta tensão, e contribuir com a regulação de tensão. Com os avanços nas tecnologias nos últimos anos, estas pequenas fontes geradoras conseguem valores de eficiência competitivos, especialmente quando associadas na produção de energia térmica (geração combinada de calor/frio e eletricidade). A energia térmica gerada pode ser utilizada para alimentar sistemas de aquecimento no inverno e, com ajuda de sistemas de absorção, gerar ar condicionado (resfriamento) no verão (Banetta, 2001). Na Fig. 1.1 observa-se um sistema de cogeração com uma micro-turbina a gás de 60 kW e um trocador de calor.



Figura 1.1 Sistema de Cogeração com Micro-turbina

O mercado de energia elétrica tem mudado ultimamente a sua estrutura tradicional, devido à desregulamentação na geração, ampliando a concorrência e incrementando a importância da geração distribuída. Fatores positivos na penetração da geração distribuída são a alta eficiência na conversão de energia e a limitada emissão de poluentes. Dispositivos de geração distribuída oferecem a possibilidade de integrar unidades modulares no sistema de potência, fornecendo benefícios significativos, seja para atender as demandas de pico, como para compensar retardos na expansão das redes de transmissão e distribuição. Alguns aspectos a serem resolvidos na inclusão de sistemas de geração distribuída são: o gerenciamento integrado dos recursos, a adoção de tecnologias de comunicação apropriadas, a criação de regras para a interconexão e tecnologias de proteção (Bertani, 2004).

1.3 Motivação do Trabalho: Aplicação de Modelos em Estudos de Estabilidade

É crucial para a indústria de energia elétrica possuir fontes de informação que definam claramente as características dos controles e proteções elétricas, e seu impacto no desempenho do sistema. Ainda mais, a indústria precisa de fontes de informação que possam identificar modelos apropriados para representar fontes geradoras em estudos de sistemas de potência (CIGRE, 2003).

Alguns tipos de análise em estudos de sistemas de potência são:

- Estudo do impacto de novas instalações geradoras, a serem construídas em um sistema existente.
- Estudos de estabilidade angular transitória e de estabilidade angular de regime permanente no sistema (*Apêndice C*).
- Estudo de grandes distúrbios na frequência do sistema.
- Estudo da estabilidade de tensão no sistema de potência (*Apêndice C*).

Em todos os estudos mencionados existe a necessidade de um nível apropriado de modelagem. Na maior parte dos estudos de sistemas de potência, o fator importante é o comportamento percebido pela rede, e não os detalhes do comportamento interno da turbina. Em estudos específicos a utilização de modelos mais detalhados pode ser necessária. Nesses casos é necessário consultar o fabricante para obter detalhes específicos da dinâmica de cada máquina (CIGRE, 2003).

Por muitos anos as empresas de transmissão e distribuição de energia elétrica têm utilizado modelos para efetuar simulações dinâmicas de sistemas de potência. Essas simulações são necessárias para avaliar e planejar o sistema, com o objetivo de fornecer um serviço elétrico confiável aos consumidores. Duas mudanças recentes afetaram esses estudos: o aumento do número de usinas instaladas de turbinas a gás e ciclo combinado, e a desregulamentação ou liberalização dos mercados de energia elétrica.

Nos últimos anos, com a desregulamentação do mercado elétrico, têm se produzido mudanças importantes. No mercado de energia elétrica desregulamentado:

- As empresas de transmissão não têm controle sobre onde serão instalados ou desinstalados novos pontos de geração.
- As empresas de transmissão pagam por serviços auxiliares e têm incentivos financeiros para reduzir os custos nos contratos. Estudos adicionais de fluxo de carga, estabilidade angular e de tensão e controle de frequência são efetuados para determinar a capacidade de otimização.
- O sistema de potência é operado perto do limite de sua capacidade. São precisos estudos detalhados para avaliar o sistema sob contingências maiores tais como divisão do sistema ou ilhamento. A modelagem exata é crucial para determinar se o sistema e as unidades geradoras vão “sobreviver” a incidentes mais graves.

Nos últimos anos países como França, Itália, Reino Unido, Estados Unidos, Austrália e Nova Zelândia têm experimentado um aumento significativo na instalação de usinas com turbina a gás e

ciclo combinado. Em alguns deles o crescimento na interconexão e a utilização crescente de recursos para transmissão, têm levado a uma congestão nas redes de transmissão que tem exacerbado problemas de estabilidade. Outro fator é a pressão existente em utilizar completamente os sistemas já construídos. Além disto, a concorrência entre proprietários de usinas geradoras os faz projetar novas usinas baseados nas restrições de mercado, e não nos requerimentos do sistema.

Por tudo isto, o sistema pode ser operado de formas jamais previstas quando foi construído, podendo ser levado inclusive ao seu limite operacional, o que resulta em uma maior necessidade de estudar e entender o sistema. As incertezas de novos projetos de geração e as novas cargas são fatores críticos que devem ser considerados pela indústria elétrica. Informação adequada da dinâmica de usinas geradoras é requerida pelas empresas de energia em um estágio inicial de planejamento.

No caso do gerador tipo turbina a gás, para poder planejar e operar sistemas de potência é importante um melhor entendimento de como a turbina se comporta sob situações de estresse, e poder prever de forma exata a reação da turbina frente a distúrbios severos. Existe uma grande necessidade por modelos matemáticos que representem o desempenho real numa ampla faixa de condições de operação do sistema de potência. É desejável que modelos adequados do regulador estejam disponíveis para ser utilizados em simulações dinâmicas. Assim, é possível um melhor entendimento de problemas associados com a divisão do sistema, digressão da frequência, e oscilações pouco amortecidas. (CIGRE, 2003).

Muitos modelos que representam a turbina a gás têm sido desenvolvidos através dos anos. Trata-se de modelos físicos que derivam de propriedades e leis da termodinâmica e da física. Envolvem utilizar as leis do comportamento termodinâmico no ciclo Brayton, de uma forma simplificada, para obter as equações diferenciais da dinâmica da turbina a gás. São as equações de conservação da massa e conservação de energia interna. Os modelos físicos são aplicáveis para estudos detalhados do comportamento dinâmico da turbina. Porém, são muito complexos para serem aplicados em estudos de grandes sistemas de potência (Yee, 2008).

Existe também a necessidade de contar com modelos confiáveis para pequenos geradores de potência. No caso específico da micro-turbina a gás, uma vez que está conectada ao sistema de distribuição, a energia por ela gerada afetará de alguma forma a dinâmica do sistema. O comportamento transitório deste sistema só poderá ser previsto se um modelo dinâmico não linear for utilizado (Al-Hinai, 2002).

Existem atualmente estudos que tentam avaliar o impacto provocado por uma micro-turbina na rede de potência, tanto na operação normal quanto no caso de perturbações; ou na eventualidade de uma rede ficar isolada separada da rede principal (CIGRE, 2003).

Sistemas de regulação levam em conta as máximas variações de potência aceitáveis, considerando as limitações impostas pelo fabricante às variáveis do processo, atendendo aos requisitos das cargas térmicas locais (geração combinada de calor e energia elétrica) (Banetta, 2001).

No futuro será necessário adequar ferramentas de análise de grandes sistemas de potência (despacho, potência – frequência, regulação de tensão), tais como softwares de simulação de redes de potência, às novas condições de operação produto da operação de unidades de geração distribuída (pequeno porte, inércia limitada, métodos e aspectos da interconexão à rede), e à estrutura imposta pelo mercado elétrico (Bertani, 2004).

Modelos dinâmicos de micro-turbinas devem ser desenvolvidos para determinar o impacto potencial das mesmas nos sistemas de distribuição (Cano, 2003). O desempenho quando a micro-turbina está conectada na rede deve ser analisado cuidadosamente, nos seguintes aspectos (Fethi, 2004):

- Resposta transitória e comportamentos na presença de falhas
- Dinâmica e estabilidade do sistema de potência
- Qualidade da energia incluindo harmônicos, injeção de corrente *CC*, etc.
- Regulação de tensão
- Proteção anti-ilhamento

A confiabilidade é o objetivo global no projeto e operação de sistemas de potência (*Apêndice C*). Para ser confiável, o sistema deve ser seguro a maior parte do tempo. Para ser seguro o sistema deve ser estável, mas deve também ser seguro na presença de outras contingências que poderiam não ser classificadas como problemas de estabilidade, tais como defeitos nos equipamentos, quedas de torres de transmissão, etc. Estabilidade em sistemas de potência (*Apêndice C*) tem sido um problema importante para a operação segura dos sistemas de elétricos de potência desde os anos 1920. A instabilidade transitória tem sido um problema dominante na maior parte dos sistemas, e objeto de atenção no meio industrial. Existem diferentes tipos de análise: estabilidade de tensão, estabilidade de frequência, estabilidade angular (*Apêndice C*), oscilações entre-áreas, etc. (Kundur, 2004).

A rede de potência é um sistema altamente não linear que opera no meio de mudanças constantes. As cargas, a energia fornecida pelos geradores e os parâmetros de operação mudam continuamente. Quando sujeita a um distúrbio, a estabilidade do sistema depende da condição de operação inicial, assim como da natureza do distúrbio. A estabilidade de um sistema de potência elétrico é uma propriedade da mobilidade do sistema ao redor da condição de equilíbrio, que é a condição de operação inicial. No equilíbrio as forças opostas que existem no sistema são iguais. A resposta do sistema de potência a um distúrbio pode envolver a maior parte dos dispositivos. Uma falha em um elemento crítico seguida pelo seu isolamento vai ocasionar variações nos fluxos de potência, nas tensões dos barramentos da rede e na rotação do rotor da máquina. As variações na tensão são monitoradas pelos reguladores de tensão do gerador e da rede de transmissão. A variação na rotação do rotor vai fazer atuar o regulador da máquina primária. As variações na tensão e na frequência afetam as cargas do sistema, dependendo das suas características individuais. Além disso, os dispositivos utilizados para proteger equipamentos individuais podem responder às variações no sistema e ocasionar o seu desligamento, enfraquecendo o sistema e provavelmente levando-o à instabilidade (Kundur, 2004).

As seguintes categorias de estabilidade estão baseadas na natureza física do modo resultante da instabilidade, indicado pela principal variável do sistema na qual a instabilidade pode ser observada: estabilidade angular do rotor, estabilidade da frequência e estabilidade de tensão. Porém, em uma dada situação, qualquer forma de instabilidade pode não acontecer sozinha, e sistemas podem cair numa forma de instabilidade e serem levados a outra forma.

A estabilidade angular do rotor se refere à condição de equilíbrio que existe entre o torque mecânico e o torque eletromagnético do gerador. Se o equilíbrio do sistema é perturbado pode resultar numa aceleração ou desaceleração do rotor. A diferença angular resultante transfere parte da carga à máquina geradora mais lenta do sistema, dependendo da relação potência-ângulo

(Kundur, 2004). A estabilidade angular do rotor está diretamente ligada com a dinâmica do sistema regulador da rotação da turbina a gás.

Modelos de turbinas a gás são utilizados em modelos maiores de sistemas de potência. Modelar só com equações diferenciais de primeira ordem não é comum em sistemas de potência. Existem equações algébricas que restringem certas variáveis e, portanto, um conjunto de equações diferenciais e algébricas é comumente utilizado. Trajetórias de estado nos sistemas de potência estão restritas a uma região de operação viável. As trajetórias que saem dessa região desejável podem conduzir a mudanças estruturais ou operação insegura. Além disso, o sistema de potência interage com o meio (tipicamente não modelado), fazendo precisa uma modelagem do sistema de potência não-autônoma (com entradas externas). Um sistema de potência é controlado por numerosas malhas realimentadas, e é necessário incluir os efeitos das entradas de controle. Um típico estudo do sistema de potência consiste dos seguintes passos (Kundur, 2004):

- Fazer suposições dos modelos e formular um modelo apropriado para a escala de tempo e o fenômeno a ser estudado
- Selecionar uma definição apropriada de estabilidade
- Analisar e/ou simular para determinar a estabilidade
- Revisar os resultados com relação às suposições, comparar com a experiência real e repetir se for preciso.

Faz alguns anos o Brasil se encontrou em uma situação de déficit energético, que evidenciou a necessidade de se aumentar a capacidade de geração instalada no país. Centrais térmicas com turbinas a gás foram alternativas viáveis para complementar o parque gerador (Mendes, 2006). A aplicação de turbinas a gás tem-se destacado no Sistema Elétrico Brasileiro por ser cada vez mais eficientes e adequadas para a produção de energia elétrica. Portanto há necessidade de se fazer estudos do comportamento dinâmico desses geradores para analisar e pesquisar os possíveis problemas técnicos da sua utilização com relação à estabilidade da rede. Desde o ponto de vista elétrico, a resposta dinâmica da turbina a gás é diferente das dos demais tipos de turbinas, e precisa ser entendida e modelada corretamente para se determinar a interação com a malha de transmissão de energia (Passaro 2002).

1.4 Modelagem de Turbinas a Gás

De acordo com Kulikov (2005), devido ao elevado custo de desenvolvimento, e o conseqüente alto risco comercial, nos últimos anos a modelagem está sendo utilizada cada vez mais em projeto de turbinas a gás. Modelos matemáticos de turbinas a gás são muito utilizados para testar hardware, software, lógicas de controle e algoritmos do controlador. Bons modelos são essenciais na fase de desenvolvimento para analisar e prever o desempenho da máquina. São também cruciais para desenvolver a lógica de controle e aperfeiçoar os parâmetros críticos, tais como consumo específico de combustível (*SFC*), e atingir os rigorosos requerimentos do usuário final, com relação às certificações e legislação ambientais.

Segundo Chiras (2000), modelos são necessários em projeto de turbinas a gás, e para fazer a estimativa do desempenho durante a vida útil. Outra aplicação é no projeto do controle da turbina a gás, o qual é mais fácil definir utilizando modelos. Dependendo do modelo, pode ser possível fazer uma interpretação física dos seus parâmetros com relação ao sistema real da turbina. Para Evans

(2001), projetar uma turbina a gás dá grande importância a utilizar modelos térmicos teóricos. É importante ressaltar que uma vez obtidos, é preciso verificar a exatidão dos modelos com dados reais obtidos na máquina.

Em Evans (1998), afirma-se que quando se deseja modelar uma turbina a gás, deve-se ter presente que a dinâmica do sistema varia consideravelmente na faixa de operação. Em Evans (2001) comenta-se que existem pelo menos duas fontes dessa não linearidade. A primeira fonte é a variação não linear na dinâmica da máquina com a condição de operação. A segunda, é que a dinâmica muda com o estado térmico da máquina, devido a efeitos tais como mudanças na folga das palhetas da turbina. Tudo isto torna difícil a tarefa de modelagem, pois as relações dinâmicas entre as variáveis mudam dependendo da condição de operação e da temperatura.

Em Chiras (2000) foram desenvolvidos estudos com uma turbina a gás aeronáutica do tipo “Spey” (turbo-propulsor de eixo duplo Fig. 1.2). Os dados foram obtidos de um laboratório de ensaios, onde a turbina foi excitada variando a vazão de combustível na forma de um sinal multi-seno do tipo seqüência binária de comprimento máximo (*IRMLBS*), com amplitudes de $\pm 10\%$ da vazão de combustível no regime. Foram comparados modelos lineares obtidos usando programação genética multi-objetivos (*MOGP*), e identificação no domínio da frequência (*FDI*), com modelos não lineares *NARMAX*. Empregou-se um método caixa preta, com a vazão de combustível como entrada, e a rotação do eixo como saída. Argumenta-se que o *FDI* representa melhor a dinâmica de pequenos sinais no domínio da frequência. No mesmo artigo, um modelo não linear *NARMAX* foi calculado apoiado na informação fornecida pelos modelos *FDI* e *MOGP* para reduzir o espaço de busca.

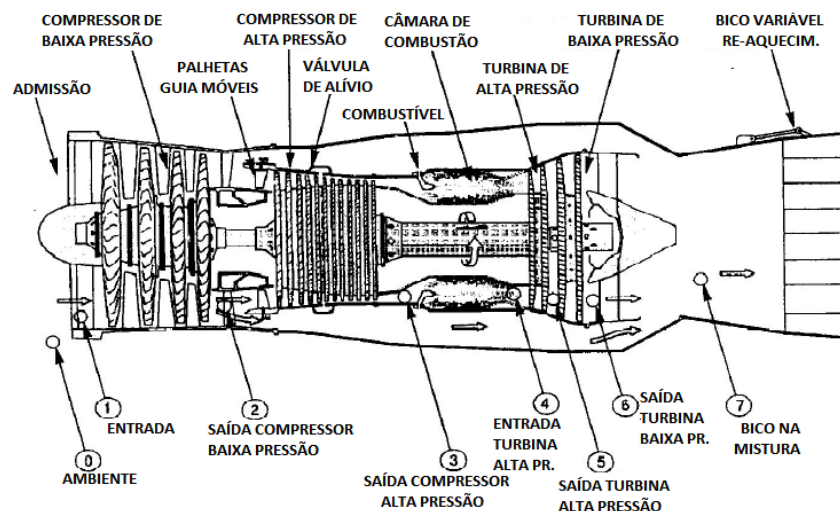


Figura 1.2 Turbina Spey (Chiras, 2000)

Alguns modelos lineares para projeto de turbina aeronáutica possuem múltiplos estados, a maioria deles ligados às razões de pressão do compressor e da turbina. Em Evans (1998) foram utilizadas técnicas de análise com *FDI*, e sugere que é possível uma interpretação física dos parâmetros calculados.

Evans (2001) afirma que os modelos que obteve a partir de dados reais refletem a real dinâmica da máquina estudada. No mesmo artigo, os modelos térmicos baseados em suposições a priori, apresentaram-se problemáticos.

Em Chiras ((1), 2001), outro tipo de técnica é utilizado para achar modelos *NARMAX*, o algoritmo de estimação ortogonal de regressão para frente. Em outro trabalho, Chiras ((2), 2001)

recomenda selecionar cuidadosamente o sinal de excitação apropriado para usar em identificação não linear. Chiras ((3), 2001) adverte que o efeito térmico pode influenciar a validação do modelo não linear. Os trabalhos de Chiras e Evans forneceram algumas idéias de como obter modelos não lineares para turbinas a gás, que serviram para definir uma parte da metodologia proposta no presente trabalho.

Um trabalho de Mu (2002), baseado nos desenvolvimentos de Chiras, apresenta modelos lineares e não lineares da turbina Spey, e uma proposta para controle ótimo *PID* desenvolvido para cada tipo de modelo (Fig. 1.3). O modelo não linear *NARMAX* ofereceu uma boa plataforma para o cálculo do controlador, devido a que modela a dinâmica global da máquina. Porém, o modelo linear oferece uma representação mais exata quando se trata de pequenos distúrbios de entrada ao redor de uma condição de regime.

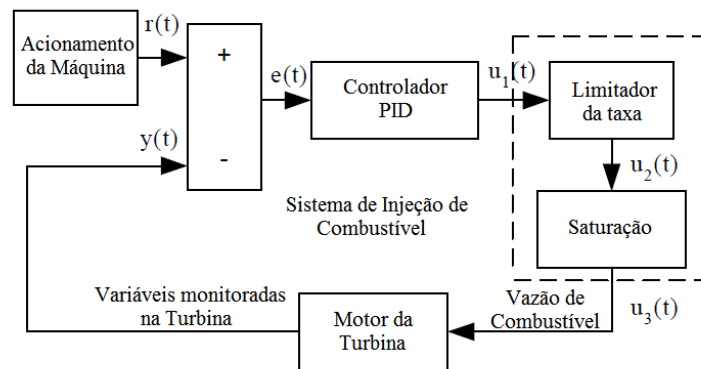


Figura 1.3 Estrutura de Controle Geral (Mu, 2002)

Segundo o relatório do CIGRE (2003), antes da desregulamentação do sistema elétrico foi dada pouca atenção à modelagem dinâmica do regulador de turbinas a gás. Isto porque a maioria das turbinas operava em horário de pico de consumo, ficando sem funcionar a maior parte do tempo. Nos últimos anos o aumento no número de projetos de geração com gás natural tem criado a necessidade de definir melhores modelos dinâmicos apropriados para as turbinas a gás instaladas.

Também CIGRE (2003) argumenta que até recentemente, a modelagem de turbinas a gás utilizando pacotes comerciais de software com modelos e parâmetros típicos, tais como o “Gate Cycle” da General Electric, tem se limitado a alguns modelos de turbina. Esses modelos podem representar o comportamento dinâmico no curto prazo posterior a um distúrbio, mas não o comportamento em longo prazo envolvendo a operação fora da frequência nominal. Usinas modernas apresentam novas características na resposta do regulador, onde modelos existentes em softwares convencionais podem não ser adequados.

Quando se deseja estudar a dinâmica da turbina a gás operando em geração estacionária, modelos são necessários para possibilitar estudos desta turbina a gás em regime permanente e transitório, prevendo de forma exata o comportamento do sistema na escala de tempo operacional. Modelos exatos vão ajudar a otimizar o uso de recursos de transmissão, e podem reduzir o custo associado com a operação do sistema.

Alguns modelos de turbina a gás aplicados a estudos de estabilidade de rede focalizam nos componentes elétricos do sistema e da usina geradora, enquanto outros aplicados a projeto da máquina requerem muito detalhe e uma apropriada modelagem do sistema mecânico. Quando a turbina a gás está conectada a grandes sistemas de potência o modelo geralmente só precisa ser

válido na faixa de operação de carga média a carga plena. Porém, quando está conectada a sistemas fracos ou isolados, precisa ser exato numa faixa de operação maior. Os modelos devem ser razoavelmente exatos para variações de +/- 5% da rotação nominal (CIGRE, 2003).

A maior parte dos modelos matemáticos existentes para turbina a gás tem se baseado em Rowen (1983) cujo diagrama de blocos se mostra na Figura 1.4. Trata-se de uma representação matemática para as turbinas a gás General Electric do tipo industrial, aplicável como entrada em estudos de estabilidade de sistemas de potência.

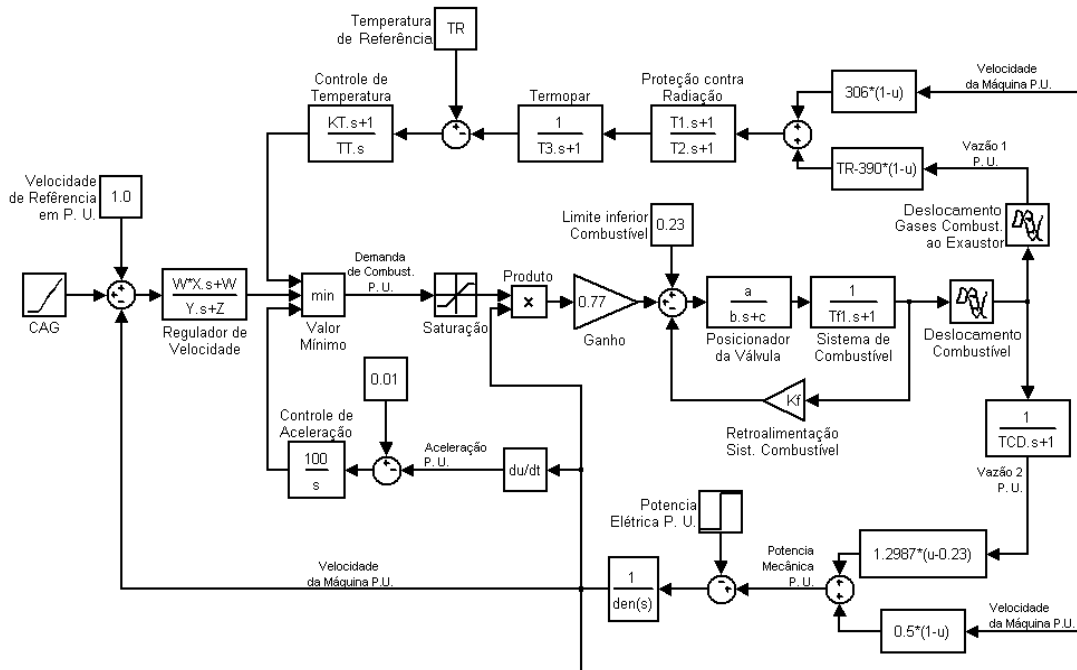


Figura 1.4 Modelo para Turbina a Gás (Rowen, 1983)

O modelo mostrado na Figura 1.4 é confiável, simples e uma representação adequada para estudos do sistema. Foi planejado para ser utilizado em um sistema por unidade (P.U.). As três malhas de controle principais são: regulador de rotação (velocidade), malha de controle de aceleração, e malha de controle de temperatura. Os parâmetros do regulador podem ser utilizados para representar qualquer modo de ação, seja modo *droop* (operação paralela) ou isócrono (operação isolada). No modo *droop* a potência elétrica gerada pela turbina é proporcional ao erro na rotação. No modo isócrono a variação na saída é proporcional à diferença entre a rotação nominal e a real, integrando até zerar o erro (Rowen, 1988). Os parâmetros max e min representam as demandas máxima e mínima na vazão de combustível. O limite inferior de combustível representa a demanda de combustível em vazio.

O modelo de Rowen (1983) é aplicável na faixa de rotações de 95 a 107% da rotação nominal, evitando entrar em regiões onde a turbina a gás não responde linearmente.

Em CIGRE (2003) apresentam-se três tipos de testes necessários para avaliar os modelos:

- Testes para conhecer as características de interconexão e requisitos de licença
- Testes para identificar as características da turbina necessárias para estabelecer parâmetros de modelagem
- Testes para verificar se os modelos da turbina são certos e exatos

Esses testes são orientados para descrever como a turbina é vista da rede. As saídas de potência primária e secundária são vistas pela rede como aspectos essenciais dos procedimentos de controle normal e de emergência.

Após o desenvolvimento e implementação do modelo, deve-se verificar se a sua aplicação proporciona uma indicação confiável do comportamento da usina no caso de um distúrbio na rede.

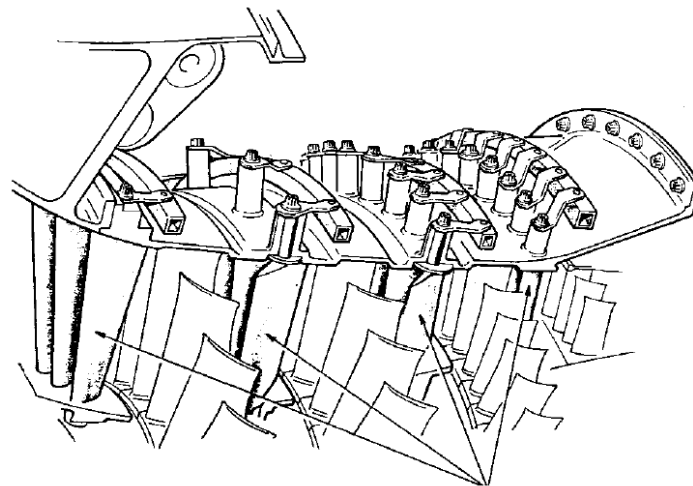
Muitos aspectos de modelagem referem-se às relações entre variáveis. É desejável mapear a operação em regime permanente, e testes de resposta dinâmica devem ser levados a cabo. Variáveis significativas são armazenadas na operação de estado em vazio até plena carga. Algumas dessas variáveis são (CIGRE, 2003):

- Potência de referência do regulador (P_d).
- Saída de potência da turbina a gás (P_i).
- Sinal de demanda da válvula reguladora (u).
- Vazão de combustível (\dot{m}_f).
- Temperatura na exaustão (T_e).

Algumas recomendações são apresentadas com relação à aplicação dos modelos em estudos de sistemas de potência (CIGRE, 2003):

- Análises de estabilidade transitória requerem tipicamente simulações no domínio do tempo de poucos segundos, para estudar o comportamento dinâmico do sistema após a ocorrência de um grande distúrbio.
- Estudos de estabilidade de longo termo requerem simulações de até vários minutos após um distúrbio. Essas simulações são executadas com relação à estabilidade de frequência e estabilidade de tensão.
- Análises de estabilidade de pequeno sinal, ou de regime permanente, são executadas com um conjunto de equações linearizadas, representativo do sistema de potência, em uma condição de operação específica.
- Estudos de ilha se referem à separação de blocos de carga/geração na rede de potência, onde as ilhas resultantes podem experimentar um grande desequilíbrio entre geração e carga. Devem ser utilizados modelos com representação adequada da dependência de frequência na potência de saída máxima da turbina.

Em Rowen (1988) faz uma análise detalhada das equações que compõem o modelo da turbina a gás, explicando a função do regulador tanto em modo *droop*, quanto em modo síncrono. Descreve também o controle de temperatura do exaustor, a influência da temperatura ambiente, a operação na partida, operação de pico e de parada. Comenta a operação isolada, controle da carga, controle de emissões, injeção de água, vapor e a função das palhetas de guia variável (*IGV*) do compressor. Turbinas com *IGV* possuem um mecanismo para ajustar a posição das palhetas do estator do compressor axial, e assim controlar a vazão de ar circulando através dele (Fig. 1.5). Isto é relevante em carga parcial, onde a vazão de combustível é menor do que a vazão nominal e, portanto, ao diminuir também a vazão de ar consegue-se manter a taxa combustível/ar no valor próximo ao de projeto, otimizando a eficiência.



PALHETAS VARIÁVEIS DO ESTATOR

Figura 1.5 Detalhe do IGV (Gomes (2), 2003)

Outro trabalho de Rowen (1992) apresenta o diagrama de blocos do modelo incluindo a dinâmica do controle do IGV, e o seu efeito na dinâmica da turbina a gás, especialmente na temperatura no exaustor (Fig. 1.6). As malhas de controle de rotação e aceleração permanecem essencialmente iguais. Na equação que calcula a temperatura no exaustor é incluído o impacto da mudança da vazão de ar, assim como da temperatura ambiente, e uma nova equação é incluída para calcular a vazão de gás de exaustão. Os modelos de Rowen aplicam-se a turbinas a gás General Electric das séries 5001 até 9001 e, portanto, as constantes contidas nos modelos precisam ser derivadas separadamente para aplicar os modelos a outros tipos de turbinas (Yee, 2008).

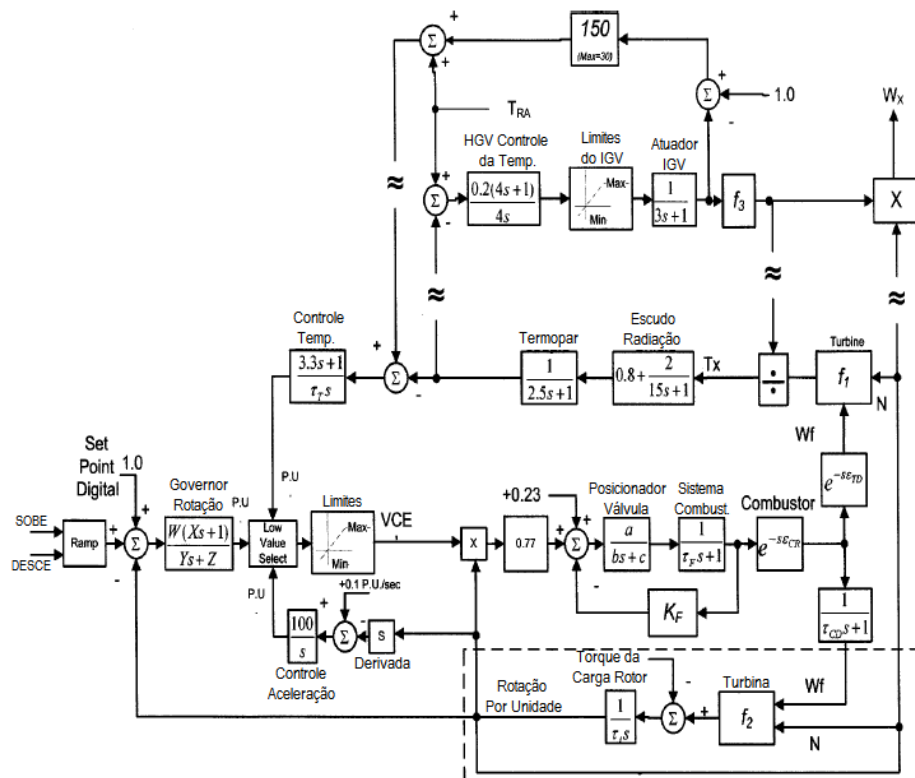


Figura 1.6 Modelo de Rowen com IGV (Rowen, 1992)

Com o crescimento de instalações com turbinas a gás em diferentes países, a dinâmica desse tipo de gerador elétrico é cada vez mais importante. Para estudar tais dinâmicas, modelos exatos de turbina a gás são necessários. Em Yee (2008) apresenta-se uma revisão e análise comparativa de vários modelos de turbina a gás publicados na literatura.

O artigo de Schobeiri (1985) apresenta uma simulação de dois tipos de turbinas industriais Brown Boveri. O estudo está baseado nas leis da conservação de massa e energia, e a simulação foi comparada com testes de laboratório. Cada parte da turbina é representada por um bloco, e a dinâmica de cada bloco é representada pelas leis teóricas.

O trabalho de Guan (1987) utiliza um software que simula uma instalação de teste para turbinas aeronáuticas operando em condições reais de vôo. O autor sugere que o trabalho pode ser usado para modelar e simular turbinas a gás ou sistemas de controle de processos industriais.

O artigo de Hung (1991) considera um modelo da dinâmica de uma turbina a gás de dois eixos (compressor-turbina e turbina livre). É utilizado um conjunto de equações de Laplace, usando as variáveis: vazão de combustível, velocidade do eixo da turbina, pressão de descarga do compressor, pressão e temperatura do exaustor, e potência do gás de exaustão. Utiliza mínimos quadrados (*Apêndice A*) para achar os parâmetros do modelo.

Em Hannett (1995) o autor desenvolve um estudo com um modelo de turbina a gás de dois eixos (compressor-turbina e turbina livre). Faz uma modificação no modelo de Rowen para considerar a malha de controle de rotação da turbina livre.

McMorran (1970) apresenta um modelo espaço de estado de quarta ordem da turbina a gás. A representação é matricial, e o cálculo da matriz de controle é feito com o método de Nyquist invertido. Os resultados são comparados com alocação de pólos e teoria de controle ótimo.

Daley (1994) apresenta um controle adaptativo tipo espaço de estado. O modelo foi obtido linearizando o modelo termodinâmico de uma turbina de três eixos. Os parâmetros do modelo linearizado foram obtidos para vários pontos de operação.

Trabalhos como os de Passaro (2002) e Mendes (2006) demonstram como podem ser aproveitados modelos de turbinas a gás em análises de sistemas de potência, e a necessidade de desenvolver esse tipo de ferramentas e aplicações no Sistema Elétrico Brasileiro.

Passaro (2001) no seu trabalho de mestrado apresenta modelos matemáticos para avaliar o desempenho de turbinas a gás, com seus diversos elementos controladores. Considerou as turbinas “Heavy Duty” ou industriais e as aeroderivativas, com as configurações tradicionais e avançadas. No estudo desenvolveu simulações em MatLab para cada tipo de turbina em operação isolada, alimentadas com combustíveis líquidos e gasosos. Implementou o modelo, baseado no trabalho de Rowen (1983), para aplicá-lo no software *ANATEM* - Análise de Transitórios Eletromecânicos, desenvolvido pelo *CEPEL* (Centro de Pesquisas em Energia Elétrica),

Gomes ((2), 2003) apresentou uma dissertação de mestrado sobre a aplicação de modelos matemáticos de turbinas a gás operando em centrais de ciclo combinado, para aplicação em estudos de estabilidade dinâmica de sistemas elétricos de potência. O modelo é inserido no Sistema Interligado Nacional (*SIN*) onde se avalia o comportamento dinâmico da máquina térmica frente a possíveis distúrbios. Para este tipo de análise utilizou também o programa *ANATEM*.

Nos últimos anos estão sendo utilizadas ferramentas de inteligência artificial para otimizar os modelos clássicos de controle de turbinas a gás. Estas ferramentas têm apresentado boa funcionalidade para sistemas como o da turbina a gás que é significativamente não-linear.

Jurado (2001) adicionou ao modelo de Rowen dois blocos Fuzzy cujos ganhos são ajustados usando redes neurais, considerando as variáveis potência mecânica e velocidade angular. Silva (1998) utiliza modelagem de complexidade variável (*VCM*) e algoritmos genéticos de objetivos múltiplos (*MOGA*) para reduzir a complexidade de modelos aplicados a projeto de turbina a gás. Dodd (1997) apresenta um modelo de turbinas a gás usando redes neurais. Lown (1997) mostra a aplicação de um modelo de turbina a gás com lógica Fuzzy adaptativa. Oferece um algoritmo para treinar o modelo Fuzzy e mostra redução nos cálculos numéricos e convergência nos resultados.

1.5 Modelagem de Micro-Turbinas a Gás

Ainda que as micro-turbinas tenham um papel importante na geração de potência, existe pouca informação sobre modelagem desses sistemas. Alguns trabalhos sobre modelos dinâmicos utilizam uma abordagem tipo caixa cinza, e outros caixa preta. A micro-turbina, ainda que menor em tamanho, tem semelhança com a turbina a gás no sistema térmico, o qual se reflete também nas propostas de modelos publicadas.

Em Banetta (2001) foi feita uma abordagem utilizando um método caixa branca para obter o modelo de um sistema de cogeração com micro-turbina a gás, regenerador e caldeira de recuperação. O modelo utiliza as equações de balanços de energia e massa e os princípios de operação de compressores e turbinas a gás. Dessa forma avalia o comportamento dinâmico e de regime permanente de cada componente, sem detalhes geométricos, simplesmente respeitando leis da física geral. O modelo pretende identificar quais problemas podem afetar esse tipo de sistemas geradores e projetar os sistemas de proteção e regulação. De acordo com o autor o modelo é adequado para descrever o comportamento do sistema a baixas frequências (constantes de tempo de alguns segundos ou mais), ou seja, dos fenômenos mecânico e térmico. Porém seria inadequado para analisar fenômenos rápidos, como os transitórios elétricos de alta frequência.

Em Al-Hinai (2002), um modelo da turbina a gás é utilizado para definir a estrutura do modelo da micro-turbina. De forma similar ao modelo da turbina a gás, blocos de função são implementados entre as variáveis da micro-turbina (vazão de combustível, torque, rotação, demanda de combustível, etc.), assim como a ordem das funções de transferência correspondentes. Utiliza um bloco de simulação existente para modelar o gerador síncrono de ímã permanente. O sistema eletrônico de potência é modelado como um retificador trifásico tipo ponte, e um bloco foi empregado para modelar o inversor com *IGBT's*. Os harmônicos gerados pela inversão são filtrados com um filtro eletrônico tipo *LC*.

Em Cano (2003) afirma-se que é possível calcular modelos lineares a partir de simulações no domínio do tempo utilizando o algoritmo *ARX*. Apesar da não linearidade da micro-turbina, modelos lineares possibilitam complementar a informação obtida de modelos não lineares, e um melhor entendimento das características dinâmicas do sistema. O modelo do artigo inclui controle de rotação, temperatura, e limites de consumo de combustível, e representa a influência da micro-turbina na rede, modulando a potência ativa e reativa em resposta a mudanças na tensão e frequência da rede.

Bertani (2004) manifesta que é necessária uma modelagem cuidadosa para projetar, testar e validar estratégias de controle para a operação da micro-turbina. O autor desenvolve modelos matemáticos para representar micro-turbinas ligadas em paralelo com a rede e em modo isolado (Fig. 1.7). No presente trabalho são efetuadas simulações e apresentados resultados gráficos nos dois modos de operação. O sistema de combustível é normalmente representado por uma função

não linear que considera o comportamento do sistema e da válvula reguladora. A potência gerada na saída, produto da queima do combustível, sofre um retardo no tempo devido à dinâmica dos componentes da micro-turbina: compressor, regenerador e turbina.

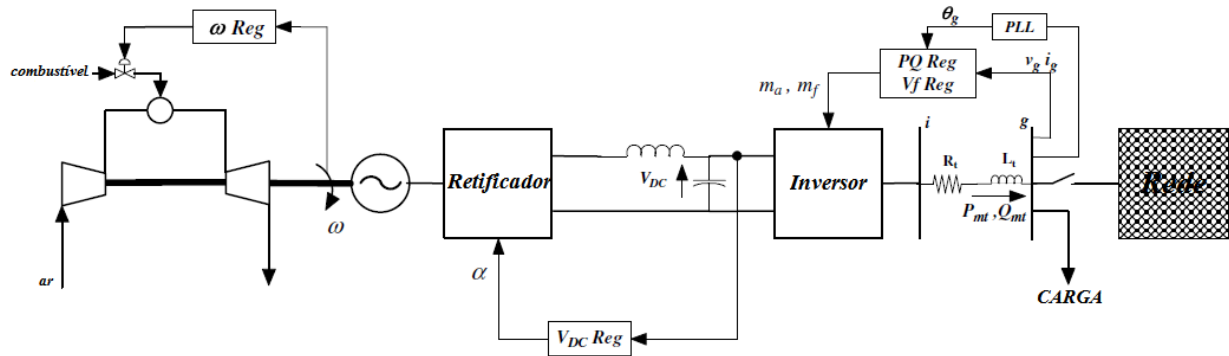


Figura 1.7 Diagrama Esquemático da Micro-Turbina (Bertani, 2004)

Em Fethi (2004) é apresentado um modelo de uma micro-turbina Capstone de 30 kW, ligada na rede, utilizando MatLab. O autor divide a micro-turbina em: turbina a gás com regenerador, gerador elétrico de alta rotação, conversor eletrônico e sistema de supervisão e controle. Utiliza para o gerador um modelo de máquina síncrona de ímã permanente. As partes da turbina, o conversor eletrônico e a rede foram modelados com blocos da biblioteca do software (Fig. 1.8). São apresentados resultados de validação com curvas de tensão, corrente, rotação e potência. O autor afirma que o sistema foi modelado com sucesso, e que pode servir como ferramenta para analisar o que acontece quando a micro-turbina é conectada na rede. Um trabalho semelhante foi apresentado por Gaonkar (2006).

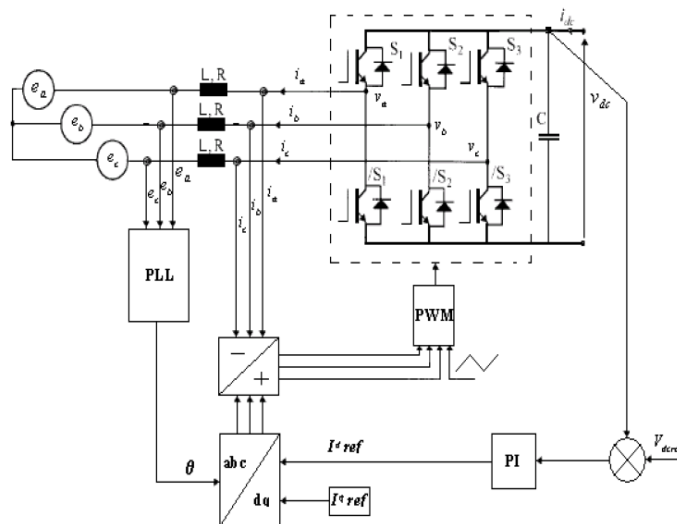


Figura 1.8 Controlador do Conversor Eletrônico (Fethi, 2004)

No trabalho de Rendón (2004) apresentam-se as características de dois tipos de micro-turbina a gás, de rotação constante e variável. Para cada tipo expõem-se os pontos mais relevantes a considerar quando se quer desenvolver modelos dinâmicos, assim como os fundamentos teóricos básicos para calcular tais modelos.

Na dissertação de mestrado de Rendón (2005) apresenta-se o desenvolvimento de dois modelos dinâmicos lineares para uma micro-turbina a gás de 30 kW. O primeiro modelo é aplicável na operação em paralelo com a rede, e o segundo em operação isolada. São feitas rotinas para gerar

modelos lineares dos tipos *ARX*, *ARMAX* e *Box Jenkins*, comparando o desempenho de cada um. Os modelos são apresentados de forma detalhada, explicando as variáveis envolvidas, as características do banco de ensaios com os sensores e sistema de aquisição de dados, os valores dos parâmetros obtidos e os códigos que foram desenvolvidos em MatLab para calcular os correspondentes parâmetros. No presente trabalho foi utilizado um sistema de aquisição de dados com tempo de varredura de 1 s. Isto afetou a qualidade dos dados amostrados, e os valores de validação obtidos. São mostrados resultados gráficos e numéricos no final da dissertação, como indica a Figura 1.9.

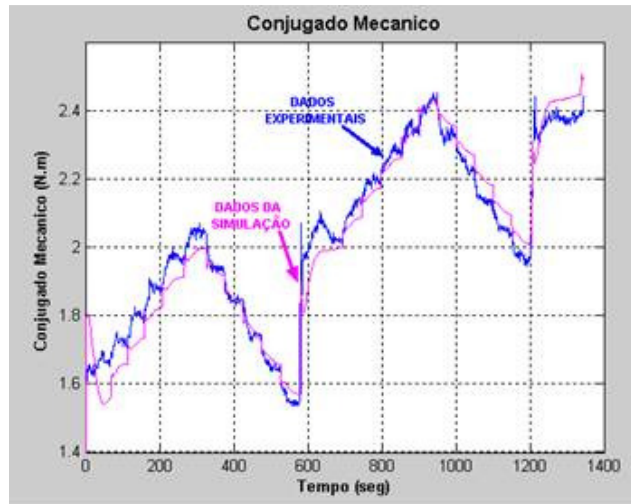


Figura 1.9 Validação do Torque Mecânico da Micro-Turbina (Rendón, 2005)

No trabalho de Rendón ((1), 2006) a mesma metodologia desenvolvida na Tese foi empregada para calcular vários modelos lineares da micro-turbina a gás de 30 kW, alimentada com uma mistura de diesel e biodiesel. As proporções de biodiesel na mistura foram desde 0% até 100%, e em cada caso foram executados testes de operação da micro-turbina, com a correspondente coleta de dados utilizando o banco de ensaios. Os dados obtidos foram empregados para calcular os modelos, e feito isto foram comparados um a um os parâmetros e o desempenho do sistema, para tentar caracterizar a influência do biodiesel no comportamento dinâmico do sistema.

Em outro trabalho de Rendón ((2), 2006) explica-se de forma simplificada a dinâmica do controle da corrente de carga na saída da micro-turbina de 30 kW operando em modo isolado. O modelo obtido utilizando dados reais de testes no banco de ensaios foi empregado para explicar a forma como a micro-turbina executa o controle na corrente na saída do inversor, na saída de potência. Na Figura 1.10 apresenta-se o diagrama de blocos do modelo da micro-turbina para operação isolada.

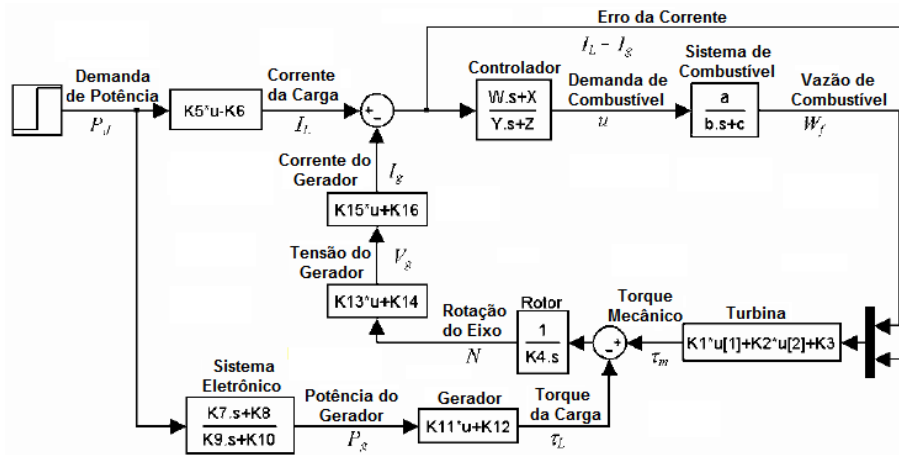


Figura 1.10 Modelo da Micro-Turbina (Rendón (2), 2006)

Em Rendón (2008) foi utilizado um algoritmo de Golub-Householder (*GH*) (Apêndice A) para obter modelos de uma micro-turbina a gás. A máquina estudada (Fig. 1.11) é de ciclo simples, com dois geradores de gases e turbina de potência de aproximadamente 50 kW.

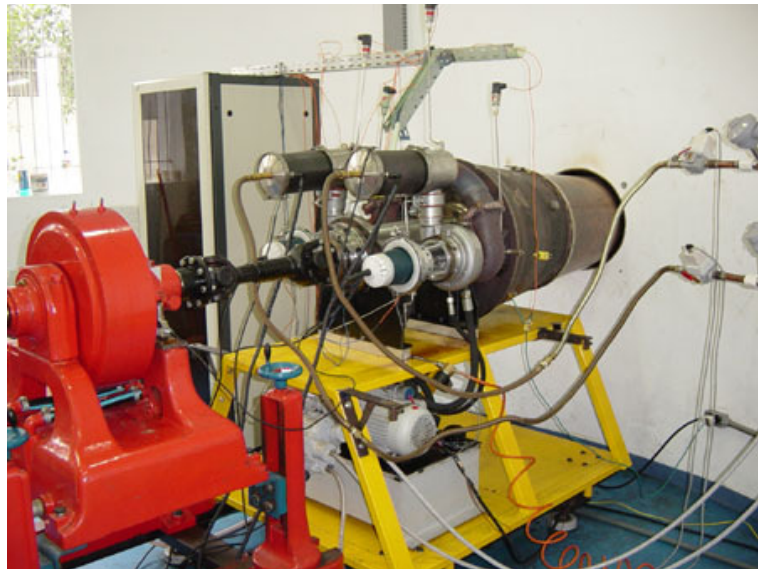


Figura 1.11 Micro-Turbina de 50 kW (Rendón, 2008)

No trabalho foram validados três modelos. No primeiro, a variável de entrada é o comando da válvula reguladora, e a saída é a vazão de combustível. A Fig. (1.12) mostra o gráfico da simulação. A linha fina corresponde aos dados reais e a grossa aos valores simulados.

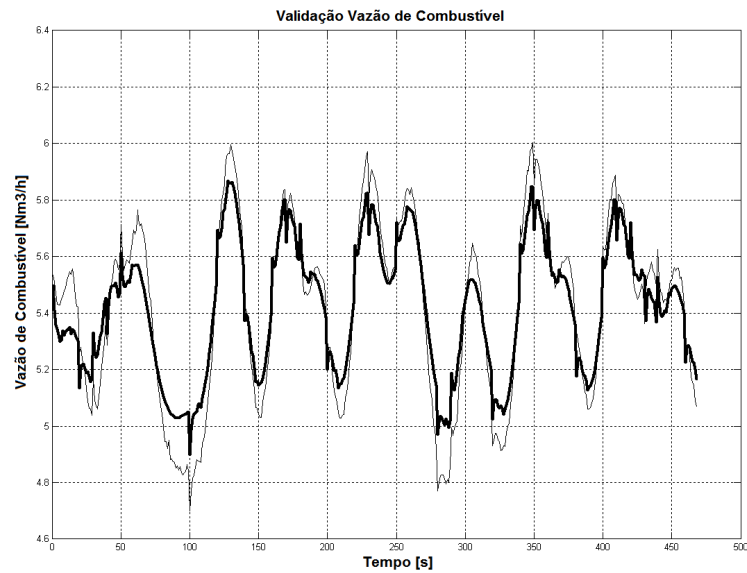


Figura 1.12. Validação da vazão de combustível (Rendón, 2008)

No segundo modelo, a variável de entrada é a vazão de combustível e a saída é a rotação do gerador de gás.

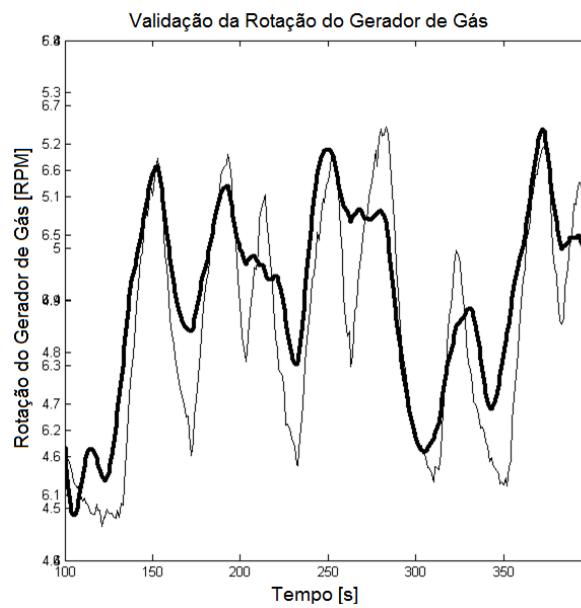


Figura 1.13. Validação da rotação do Gerador de Gás (Rendón, 2008)

No terceiro modelo, a variável de entrada é a vazão de combustível e a saída é a rotação da turbina de potência.

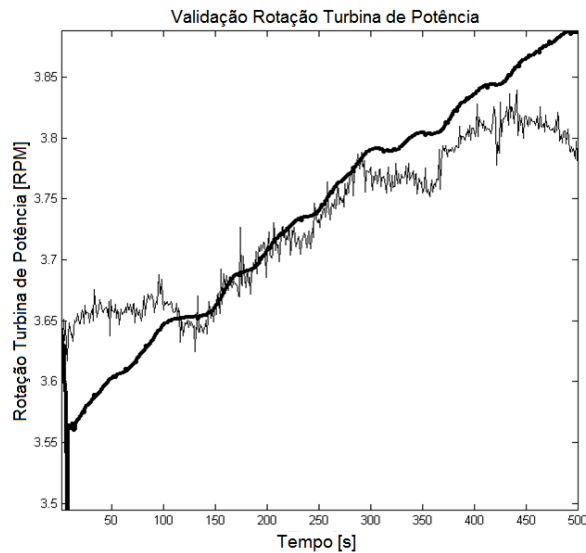


Figura 1.14. Validação da rotação da Turbina de Potência (Rendón, 2008)

O artigo mostrou que modelos lineares foram eficientes nos três casos, uma vez que os testes foram executados excitando o sistema com um sinal binário pseudo-aleatório (*PRBS*) (*Apêndice C*) de pequena amplitude ao redor de um ponto de operação (regime). Afirma-se que para caracterizar a não linearidade da micro-turbina, é preciso ampliar os testes da máquina numa faixa maior de operação.

1.6 Objetivo do Trabalho

O presente trabalho visa desenvolver e validar uma metodologia para obter modelos paramétricos para micro-turbinas a gás, operando em paralelo com a rede. A metodologia compreende:

- Identificar as variáveis envolvidas
- Implementar a instrumentação e o sistema de aquisição de dados
- Definir as características dos testes
- Efetuar os ensaios e colher os dados
- Desenvolver rotinas em MatLab que possam calcular modelos lineares e não lineares utilizando dados reais (segundo for preciso)
- Utilizar a informação colhida para calcular modelos usando as rotinas desenvolvidas
- Validar os resultados

O objetivo é obter modelos simplificados que representem o comportamento dinâmico da micro-turbina em regime não permanente. A metodologia é testada utilizando um banco de testes com uma micro-turbina de 30 kW, localizada no Laboratório de Turbinas a Gás do *NEST – UNIFEI*. A micro-turbina é alimentada com gás licuado de petróleo (*GLP*).

1.7 Organização do Trabalho

Este trabalho é constituído de oito capítulos e três apêndices. Uma breve descrição de cada um deles é apresentada a seguir.

Capítulo 1 - “Introdução”: Explica-se a necessidade atual por modelos de unidades de geração distribuída, em especial de micro-turbinas a gás, na análise de sistemas elétricos de potência. É feita uma revisão bibliográfica dos modelos de turbinas e micro-turbinas a gás aplicados em estudos de sistemas de potência. Também é detalhado o objetivo e a organização do presente trabalho.

Capítulo 2 - “Revisão Teórica de Turbina a Gás”: Breve descrição da teoria de turbinas a gás, explicando o princípio de funcionamento, os tipos de turbina e suas partes principais.

Capítulo 3 - “Revisão Teórica de Micro-Turbina a Gás”: Descrição das principais características da micro-turbina, áreas de aplicação, questões particulares, vantagens e desvantagens, partes principais e mercado atual desse tipo de unidade geradora.

Capítulo 4 - “Identificação de Sistemas e Modelagem”: Teoria de modelagem matemática para identificação de sistemas, tipos de modelos, aplicações, modelagem, validação, etc. No final do capítulo é introduzida uma explicação da metodologia empregada nesta Tese.

Capítulo 5 - “Aplicação da Metodologia”: Descrição do laboratório e da máquina empregados no presente trabalho, o banco de ensaios, o combustível empregado, e uma explicação dos passos que compõem a metodologia proposta. Detalhamento dos testes executados e as correções dos dados por condições de medição e condições ambientes empregados.

Capítulo 6 - “Cálculo dos Modelos e Resultados”: Apresentação dos resultados dos cálculos executados para obter o modelo da micro-turbina. São apresentados dados em forma de gráficos e tabelas, junto com valores de validação em cada bloco do modelo.

Capítulo 7 - “Montagem do Modelo e Simulação”: Implementação do modelo completo utilizando a *toolbox* Simulink do programa MatLab. Apresentação dos resultados do modelo implementado em Simulink sendo excitado pelo vetor de excitação “Demanda de Potência (P_d)”. As variáveis do modelo são validadas com dados reais.

Capítulo 8 - “Conclusões, Contribuições e Desenvolvimentos Futuros”: Detalhamento das questões relevantes geradas pelo presente trabalho, com comentários e sugestões para novos desenvolvimentos.

Apêndice A - “Ferramentas para Identificação de Sistemas”: Explicação das ferramentas teóricas empregadas na Tese.

Apêndice B - “Rotinas desenvolvidas em MatLab”: Listagem das rotinas explicando a aplicação de cada uma delas.

Apêndice C - “Definição de Termos Utilizados”: Significado dos termos estatísticos e de identificação de sistemas empregados no presente trabalho.

Capítulo 2: Revisão Teórica de Turbina a Gás

2.1 Características

A turbina a gás é uma máquina rotativa que extrai energia de um fluxo de gases de combustão. Esses gases resultam da combustão de ar a alta pressão em combinação com um combustível (gasoso ou líquido, comumente gás natural). A turbina a gás possui um elemento compressor, acoplado a um elemento turbina, e possui também um elemento câmara de combustão. A energia é injetada ao gás na forma de combustível dentro da câmara de combustão, onde se misturam o ar e o combustível e se produz a queima. A combustão aumenta a temperatura, velocidade e volume do fluxo de gases. Esse fluxo é dirigido através de um injetor sobre as palhetas da turbina, acionando a rotação da turbina que movimenta o eixo e o compressor. A energia é extraída na forma de potência de eixo, ar comprimido, e empuxo, e utilizada para acionar aeronaves, trens, barcos, geradores elétricos e até tanques (Soares, 2007).

Nos últimos anos as turbinas a gás estão ganhando espaço no mercado de geração elétrica por várias razões. Primeiro porque podem ser alimentadas com gás natural, cujo preço de mercado é relativamente baixo. Segundo, pelo baixo nível de emissões as turbinas a gás enfrentam poucas restrições ambientais, além de ter custo inicial relativamente baixo, e curto tempo de construção e montagem comparada com outros tipos de geração termelétrica. Terceiro, devido à sua elevada eficiência quando opera em ciclo combinado, maior ainda do que as usinas a vapor de potência equivalente (CIGRE, 2003).

A dinâmica da turbina a gás nasce de complexos fenômenos interagindo no interior: vazões de ar e gás no compressor e turbina, inércias dos eixos e perdas, retardo no deslocamento do combustível, dispersão e queima do combustível, e comportamento térmico da máquina e seus arredores (Evans, 2001).

As turbinas a gás são máquinas de fluxo contínuo que desenvolvem aerodinâmicas e cinéticas de chama uniformes durante a operação estacionária. Possuem por essência acesso a uma ampla faixa de energias primárias (diversos tipos de combustíveis). Essas características favoráveis

reduzem as restrições às propriedades dos combustíveis, assim como melhoram o desempenho da combustão, fornecendo uma margem considerável para delinear uma combustão limpa.

A tecnologia com turbinas a gás tem sido aproveitada principalmente em usinas de ciclo combinado, alimentadas principalmente com gás natural ou óleo combustível, com eficiências de ciclo combinado de até 56% (Bonzani, 2004).

As turbinas a gás de tipo industrial, por serem mais robustas, podem trabalhar com um amplo conjunto de combustíveis. Devido às moderadas razões de pressão, projetos mecânicos robustos e sistemas de combustão versáteis, podem utilizar combustíveis como: gás natural, derivados do petróleo, carvão ou biomassa gaseificados, álcool, etc. As turbinas a gás de tipo industrial são essencialmente acionadores primários flexíveis ao tipo de combustível.

Alguns tipos de energia primária acessíveis às turbinas a gás são:

1. Derivados do petróleo: óleo diesel, gás liquefeito (*GLP*), propano, butano, querosene, etc.
2. Gás natural
3. Resíduos da indústria do aço como o gás de forno coque
4. Resíduos da indústria petroquímica como o gás rico em hidrogênio
5. Combustíveis renováveis como o biogás e o gás de síntese

Publicações sobre turbinas a gás para geração estacionária usualmente mencionam a utilização de combustíveis fósseis, e ignoram a capacidade da turbina a gás de usar combustíveis alternativos tais como gás de carvão gaseificado, gás de biomassa, combustíveis obtidos da cinza, alcoóis, etc. Essa vantagem é explorada em turbinas de tipo industrial, com moderadas razões de pressão, construção resistente e sistemas de combustão versáteis (Molière, 2000).

Usinas de cogeração com turbina a gás são “amigáveis” com o meio ambiente, devido a que podem ser montadas perto do lugar onde se produz o próprio combustível, como no caso do gás residual de indústria ou gás de síntese (gás de gaseificação de biomassa), aproveitando um recurso que de outra forma seria desperdiçado. A utilização de combustíveis líquidos e gasosos obtidos a partir da biomassa pode contribuir para alcançar as metas do protocolo de Kyoto com relação às emissões dos gases do efeito estufa. Existem projetos para identificar, selecionar e caracterizar combustíveis alternativos para turbinas a gás de tipo industrial (Gökalp, 2004).

A biomassa possui energia produto da transformação da energia solar em energia química através da fotossíntese, que fica armazenada e acessível em lugares onde existe a demanda por energia limpa. O seu enorme potencial tem sido pouco explorado, em parte porque a biomassa é difícil de ser utilizada em sistemas de geração combinada de calor/frio e eletricidade. Porém, devido à baixa densidade energética e à dificuldade no transporte, a biomassa é particularmente apropriada para aplicações descentralizadas, como geração de calor e eletricidade em pequenas potências em lugares remotos (usinas agroindustriais). Aspectos importantes a serem considerados no processamento da biomassa e utilização do gás de biomassa para alimentar turbinas a gás são: pressurização, necessidade da eliminação do alcatrão, limpeza do gás e escolha apropriada do ciclo da turbina a gás. A produção de energia com turbinas a gás a partir da biomassa só vai ter sucesso se tornar-se financeiramente competitiva e eficiente. Atualmente projetos viáveis desde o ponto de vista econômico são difíceis de serem desenvolvidos devido às estritas especificações das turbinas a gás, e à necessidade de gás combustível de alta qualidade (Schmitz, 2000).

A flexibilidade no uso de combustíveis explica o aumento na utilização de turbinas a gás em geração estacionária. Porém, o mercado de energia está crescendo rapidamente, e requer turbinas que apresentem bom desempenho com combustíveis alternativos de baixo poder calorífico inferior (*PCI*), como são o gás de biomassa e o gás residual industrial. Isto para produzir energia elétrica de baixo custo, e com eficiências maiores do que usinas a vapor. Tecnologias de gaseificação combinadas com técnicas mais efetivas de limpeza do gás, e bons desempenhos em termos de emissões, vão permitir superar as travas ambientais relacionadas com esse tipo de combustível (Bonzani, 2004).

A potência máxima em turbinas a gás de grande porte depende das variações nas condições ambientes de operação e das variações na frequência da rede elétrica. Ajustando a frequência do sinal gerado é feito o controle na potência produzida pela turbina a gás, quando estão operando em modo síncrono, em paralelo com a rede de potência. Em turbinas operando em regiões com climas quentes são utilizados sistemas de resfriamento do ar de entrada no compressor mediante injeção de água pulverizada, para reduzir a temperatura melhorando o desempenho térmico (CIGRE, 2003).

2.2 Tipos de Turbina a Gás

As turbinas a gás para geração de potência podem ser classificadas em duas categorias (CIGRE, 2003):

- Turbinas a gás de tipo industrial
- Turbinas a gás aeroderivativas

As turbinas de tipo industrial foram desenvolvidas visando um tempo de vida útil para instalações industriais, da ordem de 100 mil horas entre revisões maiores (Saravanamuttoo, 2001) São turbinas projetadas para aplicação industrial seguindo uma filosofia própria e são conhecidas pela sua robustez, flexibilidade no uso de combustível, alta confiabilidade e baixo custo, podendo atingir potência em carregamento de base de até 340 MW (Silva, 2004).

São de tipo industrial as turbinas General Electric Frame 7 e 9 (Figura 2.1), Alstom GT26 e GT24, Siemens-Westinghouse 501F e V94.3, e Mitsubishi M701F. As turbinas de tipo industrial possuem compressores e turbinas axiais de múltiplos estágios (CIGRE, 2003). São máquinas de ciclo simples com um único eixo, um compressor (na maioria dos casos axial), uma câmara de combustão (usualmente externa ao corpo da máquina) e uma turbina (na maioria dos casos axial). A área de entrada do compressor é usualmente larga para diminuir a velocidade do ar de entrada. As razões de pressão típicas destas unidades variam entre 5 e 15. A temperatura máxima na entrada do primeiro estágio da turbina pode chegar até 1290 °C. A grande aplicação desse tipo de turbinas tem sido em geração de eletricidade operando na base (Silva, 2004).

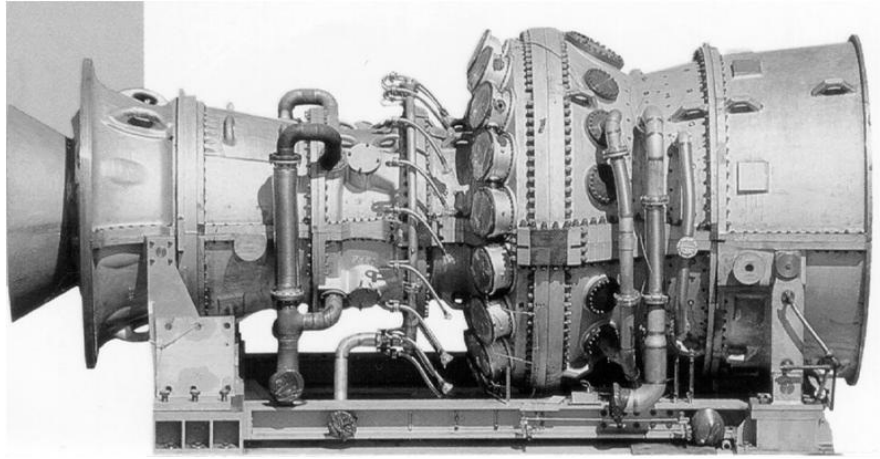


Figura 2.1 Turbina a Gás de Tipo Industrial GE Frame 9 (CIGRE, 2003)

Em turbinas a gás do tipo industrial os compressores axiais possuem tipicamente 17 estágios, enquanto a turbina axial tem tipicamente de 3 a 5 estágios. Projetos mais modernos apresentam uma câmara de combustão anular com múltiplos queimadores integrados em um bloco (câmara multi-tubular). As turbinas a gás do tipo industrial existem no mercado em potências na faixa entre 25 e 350 MW. A Figura 2.2 mostra outro exemplo de turbina a gás industrial (CIGRE, 2003).

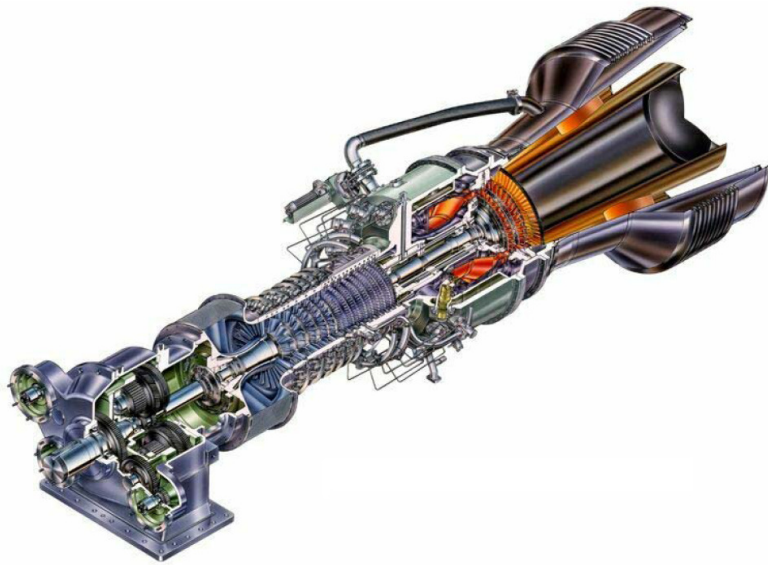


Figura 2.2 Turbina a Gás de Tipo Industrial Solar Titan 130 (CIGRE, 2003)

As turbinas aeroderivativas para geração estacionária estão na faixa entre 10 e 50 MW. Foram desenvolvidas a partir de motores aeronáuticos, que foram sujeitos a modificações no projeto, e são comumente constituídas por vários eixos acoplados aerodinamicamente. Uma configuração conhecida é a turbina a gás de dois eixos (compressor-turbina e turbina livre), o primeiro chamado gerador de gás e o segundo turbina de potência. O gerador de gás da turbina aeronáutica foi modificado para queimar combustíveis industriais. Caracterizam-se por ser mais eficientes, pela sua alta confiabilidade, ocupar pouco espaço, ter uma menor relação peso/potência e apresentar flexibilidade na manutenção. São usadas principalmente em plataformas marítimas, bombeamento de gás, potência de pico em centrais termelétricas e propulsão naval (Silva, 2004).

A presença de vários eixos, originária em projetos para aeronaves, se explica pela limitação no espaço e peso requerido nas unidades de potência aeronáutica, exigências muito mais críticas do que em aplicações industriais (Saravanamuttoo, 2001). Compressores axiais de múltiplos estágios, projetados para atingir altos valores de razão de compressão, são propensos à instabilidade aerodinâmica quando operados em rotações muito diferentes do ponto de projeto. Para eliminar essa dificuldade, devido à ampla faixa de rotações requeridas, uma característica do projeto é considerar múltiplos eixos. Com múltiplos eixos o compressor e/ou a turbina axial estão separados mecanicamente em múltiplas secções pelos múltiplos eixos concêntricos (CIGRE, 2003). A Figura 2.3 mostra uma turbina aeroderivativa.

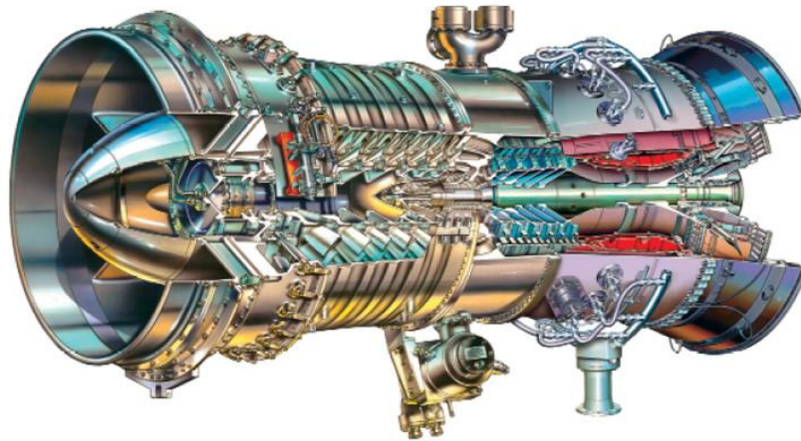


Figura 2.3 Turbina a Gás do Tipo Aeroderivativa (CIGRE, 2003)

O pequeno diâmetro e a ausência de acoplamento mecânico entre os eixos levam a uma baixa inércia no eixo de baixa pressão que está acoplado ao gerador elétrico. A maior parte da inércia está concentrada no gerador. Isto resulta em uma aceleração e desaceleração mais rápidas e maiores variações na rotação para um determinado desequilíbrio de potência no eixo da turbina.

A câmara de combustão em turbinas aeroderivativas é geralmente de tipo anular. A Figura 2.4 mostra outro exemplo de turbina a gás aeroderivativa.

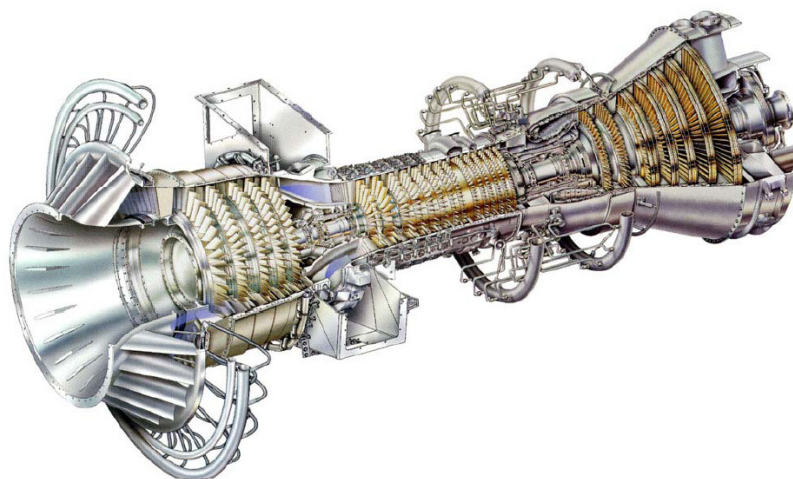


Figura 2.4 Exemplo de Turbina a Gás Aeroderivativa, GE LM6000 (CIGRE, 2003)

Na Figura 2.5 observa-se um esquema de turbina aeroderivativa com um conjunto compressor-turbina (gerador de gás), onde o compressor está conectado à turbina de alta pressão (HP), e a potência é extraída da turbina livre de baixa pressão (LP) (CIGRE, 2003).

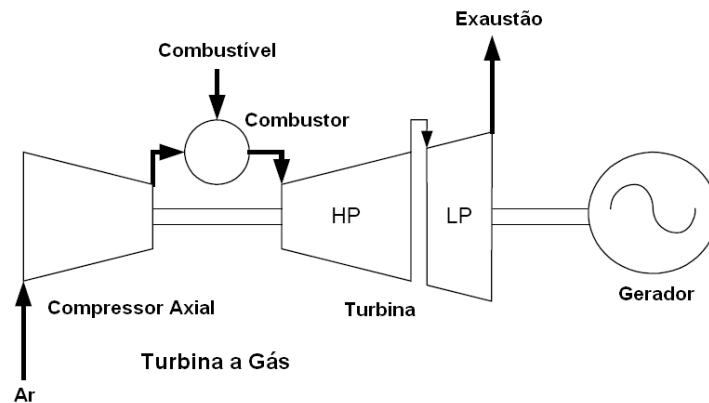


Figura 2.5 Diagrama Esquemático de uma Turbina a Gás de Dois Eixos com Turbina Livre

As diferenças principais entre turbinas industriais e aeroderivativas são:

- As turbinas aeroderivativas possuem mais de um eixo, ao contrário das do tipo industrial que possuem só um eixo. Vista da rede elétrica a constante de tempo devida à inércia do grupo turbina-gerador é significativamente maior para turbinas industriais, quando comparada com as aeroderivativas. Isto caracteriza uma dinâmica diferente nas turbinas aeroderivativas e industriais quando sujeitas a distúrbios.
- No caso da configuração de dois eixos com turbina livre, devido a que todos os estágios do compressor estão em um eixo separado do gerador e da turbina de potência, a unidade pode não ser tão suscetível a restrições operacionais devido a variações bruscas na frequência elétrica do sistema.
- Desde o ponto de vista do mapa do compressor, existem diferenças na distância entre a linha de trabalho e a região de surto.

Existe uma diferença considerável no desempenho dinâmico entre uma turbina a gás de eixo simples e uma de múltiplos eixos. A primeira, de tipo industrial, é robusta, possui inércia elevada e opera bem em sistemas isolados. Possui capacidades de manipulação suficientes para atingir todos os requisitos de controle. No contraste, turbinas de múltiplos eixos são propensas a flutuações na rotação devido à sua inércia relativamente baixa (CIGRE, 2003).

2.3 Partes da Turbina a Gás

A turbina a gás de ciclo simples consiste principalmente de compressor, câmara de combustão e um expensor ou turbina operando no ciclo Brayton. Os três elementos são complementados pelo sistema de entrada de ar, sistema de exaustão, sistemas auxiliares e de controle (CIGRE, 2003). Quando a turbina é empregada para geração estacionária o gerador elétrico também forma parte do conjunto. A Figura 2.6 mostra um esquema das partes da turbina a gás.

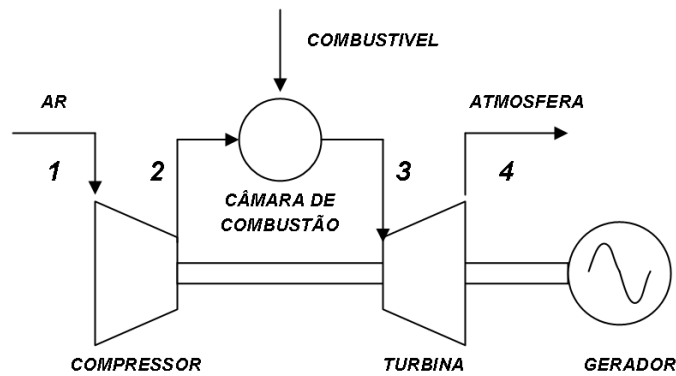


Figura 2.6 Diagrama Esquemático das Partes da Turbina a Gás

A turbina a gás de ciclo regenerativo possui um regenerador de calor que recupera parte do calor dos gases saindo da turbina para pré-aquecer o ar que sai do compressor antes de entrar na câmara de combustão elevando a eficiência térmica. A Figura 2.7 é um esquema da turbina a gás de ciclo regenerativo.

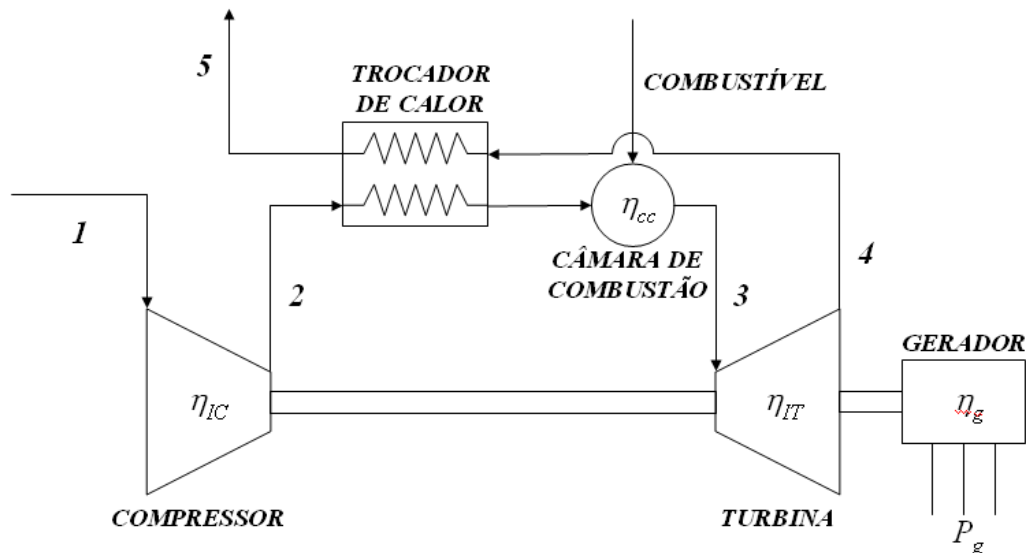


Figura 2.7 Diagrama Esquemático de uma Turbina a Gás com Ciclo Regenerativo

2.3.1 Compressor

O compressor é a parte da turbina onde o ar é aspirado e a sua pressão é elevada. O compressor consome trabalho útil do conjunto para realizar a compressão. Dependendo da direção do escoamento de ar através do compressor, pode ser axial ou centrífugo.

O compressor axial foi desenvolvido junto com o turbojato para aeronaves militares pelo governo alemão durante a Segunda Guerra Mundial. (Saravanamutto, 2001). Consiste de uma série de estágios, cada um deles formado por um rotor e um estator. Palhetas com seção de perfil aerodinâmico, colocadas ao longo de um disco formam o rotor. Um conjunto estacionário de palhetas com seção de perfil aerodinâmico, colocadas ao longo da carcaça compõe o estator. Em cada estágio é executada uma parte do trabalho de compressão do ar.

Ao escoar através de cada estágio o fluido de trabalho é acelerado pelo rotor, e desacelerado no estator. A energia cinética transferida no rotor é convertida em pressão estática no estator, e o número de estágios depende da razão de pressão desejada (Silva, 2004). Quanto maior a razão de pressão maior a dificuldade de projetar o compressor. Devido à dificuldade na difusão do ar, um só estágio do compressor pode fornecer só uma pequena razão de pressão. Agindo de forma inversa, um só estágio de turbina pode expandir o ar comprimido por vários estágios de compressão (Saravanamuttoo, 2001).

Da entrada para a saída do compressor existe uma redução gradual da área anular, aumentando o diâmetro do disco e diminuindo o comprimento das palhetas tanto do rotor quanto do estator. Isto é necessário para manter a velocidade média axial do ar constante, na medida em que a densidade do ar aumenta na medida em que é comprimido através dos estágios do compressor (Silva, 2004). A Figura 2.8 mostra um desenho de compressor axial.

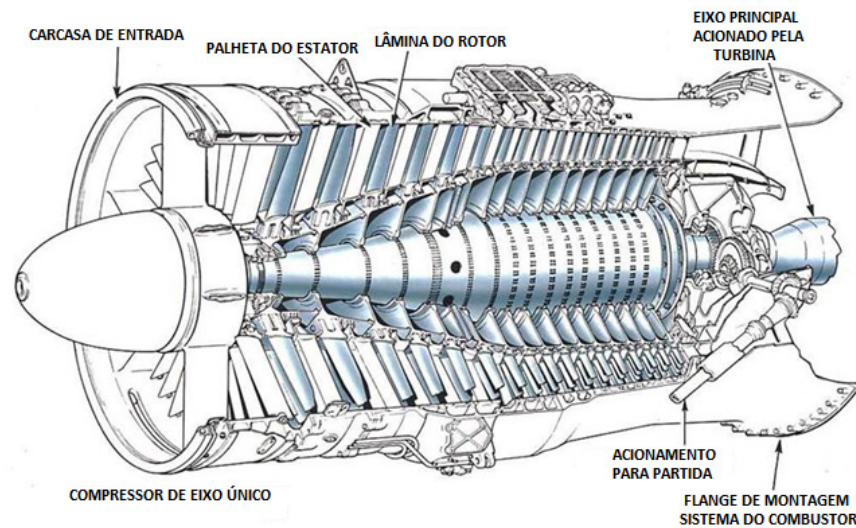


Figura 2.8 Compressor Axial de um Eixo (Rolls-Royce, 1986)

A importância de produzir uma razão de pressão elevada para reduzir o consumo de combustível e aumentar a eficiência tem estimulado o desenvolvimento do compressor axial, pois apresenta potencial para maiores razões de pressão e maior eficiência do que o compressor centrífugo. Na atualidade existem projetos para aplicações aeronáuticas, que têm conseguido maior compressão por estágio, reduzindo o número de estágios, e com razões de pressão maiores a 40:1. Porém, são geradas velocidades do ar muito altas dentro do compressor que podem produzir deflexões nas palhetas, o que pode não ser justificável em turbinas a gás do tipo industrial. (Saravanamuttoo, 2001). O compressor axial de turbinas tipo industrial apresenta um projeto mais conservador com mais estágios (CIGRE, 2003). A Figura 2.9 é uma fotografia do rotor de um compressor axial de 17 estágios.

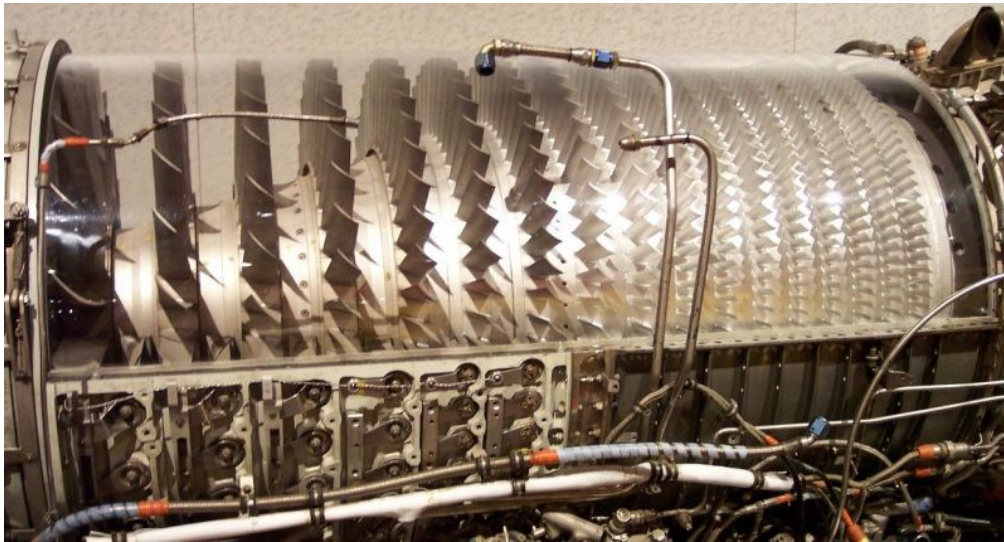


Figura 2.9 Compressor Axial (CIGRE, 2003)

O compressor centrífugo consiste de uma carcaça estacionária que contém um rotor (impelidor) com um conjunto de palhetas centrífugas. Ao girar o rotor o ar é aspirado e escoado na direção centrífuga, produzindo nele uma elevada velocidade. Na carcaça, na saída do impelidor existe um número fixo de passagens divergentes nas quais o ar é desacelerado com a conseqüente elevação na pressão estática. Esse processo é conhecido como difusão, pelo que essa parte é chamada de difusor (Saravanamuttoo, 2001). A velocidade do fluido é convertida parcialmente em pressão no mesmo rotor. Quando sai do rotor o ar passa pelo difusor aonde outra parte da energia cinética é convertida em energia potencial de pressão. Geralmente o compressor é projetado com palhetas divergentes, tangenciais ao impelidor, para que metade da pressão final seja produzida no rotor e a outra metade no difusor. Em turbinas a gás não é comum a configuração de compressor centrífugo com mais de dois estágios (Silva, 2004).

A turbina a gás com compressor centrífugo foi desenvolvida pelo governo Britânico durante a Segunda Guerra Mundial, no desenvolvimento do turbojato para aeronaves militares. Na época existia alguma experiência com pequenos compressores centrífugos de alta rotação para máquinas rotativas “superchargers”. Quando os requerimentos de potência dos turbojatos aumentaram ficou claro que compressores axiais eram mais apropriados para máquinas maiores. Porém, foi evidente desde o começo que pequenas turbinas a gás deveriam utilizar compressores centrífugos. Pequenos turbo-propulsores, turbo-eixos e unidades de potência auxiliar (APU’s) têm sido fabricados com compressores centrífugos. Inicialmente os compressores centrífugos foram empregados devido à sua capacidade de trabalhar com pequenos volumes de fluido, mas apresentam outras vantagens tais como comprimento menor do que compressores axiais equivalentes, melhor resistência, menor perda na eficiência devido ao depósito de material na superfície das palhetas, e capacidade de operar com uma ampla faixa de vazão mássica na mesma rotação (Saravanamuttoo, 2001). A Figura 2.10 mostra dois compressores centrífugos.

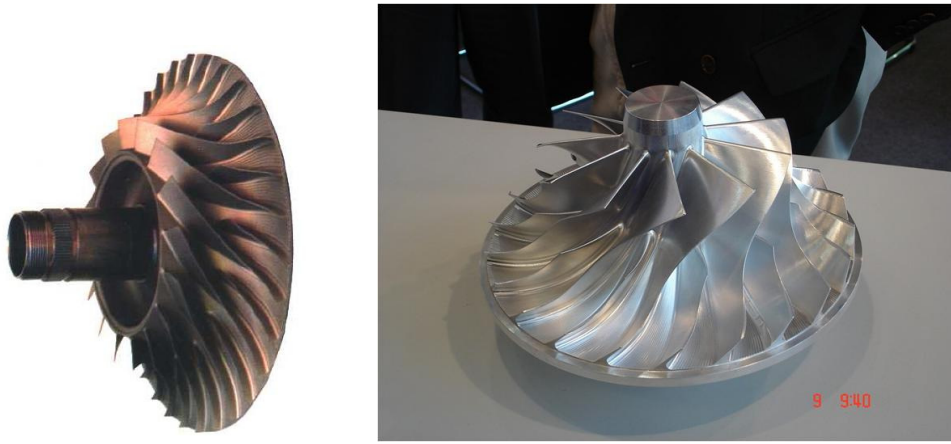


Figura 2.10 Impelidor de um Compressor Centrífugo (Rolls-Royce, 1986)

O compressor centrífugo trabalha com pequenas e médias vazões de ar e com razão de compressão de 3:1 até 8:1 em um só estágio, podendo chegar a 12:1 em projetos experimentais (Silva, 2004). Maiores razões de compressão são possíveis trabalhando em conjunto com um compressor axial, ou com um conjunto dois estágios centrífugos (Saravanamuttoo, 2001).

Pode-se afirmar que compressores centrífugos são empregados para maiores relações de compressão e menores vazões. Porém, projetos modernos de compressores axiais apresentam maiores eficiências do que os centrífugos, o que explica sua maior utilização em alguns modelos de turbinas a gás. A Figura 2.11 é um desenho do impelidor e o difusor de um compressor centrífugo.

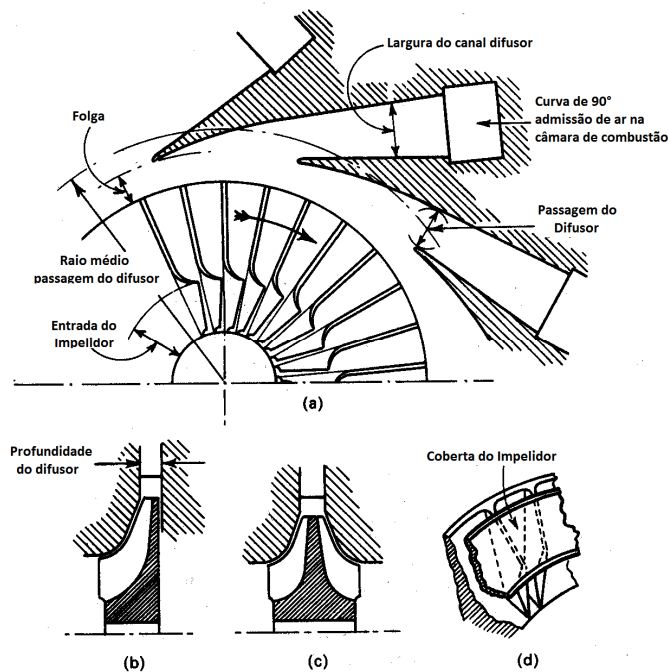


Figura 2.11 Diagrama do Impelidor e Difusor do Compressor Centrífugo (Saravanamuttoo, 2001)

Compressores centrífugos são amplamente utilizados em estações de compressão em gasodutos, onde usualmente operam a baixas razões de pressão e elevada pressão de entrada. Outra aplicação existe em usinas de refrigeração (Saravanamuttoo, 2001).

2.3.2 Câmara de Combustão

A combustão em uma turbina a gás de ciclo simples é um processo contínuo no qual o combustível é queimado ao ser misturado com o ar fornecido pelo compressor. Uma faísca elétrica é necessária só para iniciar o processo de combustão, e a partir daí a chama pode se auto-sustentar (Saravanamuttoo, 2001).

A câmara de combustão tem a finalidade de queimar o combustível nela injetado, na presença de grande quantidade de ar proveniente do compressor, liberando energia em forma de calor pela combustão. Isto com mínima perda de pressão e máxima eficiência da combustão. A quantidade de combustível injetado dentro da câmara é limitada pela temperatura máxima suportada pelo material das palhetas da turbina (Silva, 2004). Dentro da câmara a vazão de combustível e a vazão de ar determinam a temperatura do gás na saída (CIGRE, 2003). Dado que essa temperatura depende do empuxo ou do trabalho, a combustão deve ser estável e eficiente em toda a faixa de operação.

Em geral todas as câmaras incorporam os seguintes componentes (Silva, 2004):

- Carcaça
- Difusor
- Tubo de chama
- Injetores de combustível

Dependendo da forma existem três tipos de câmara de combustão: anular, tubo-anular, e tubular (tipo silo). A Figura 2.12 mostra os diferentes tipos de câmara de combustão.

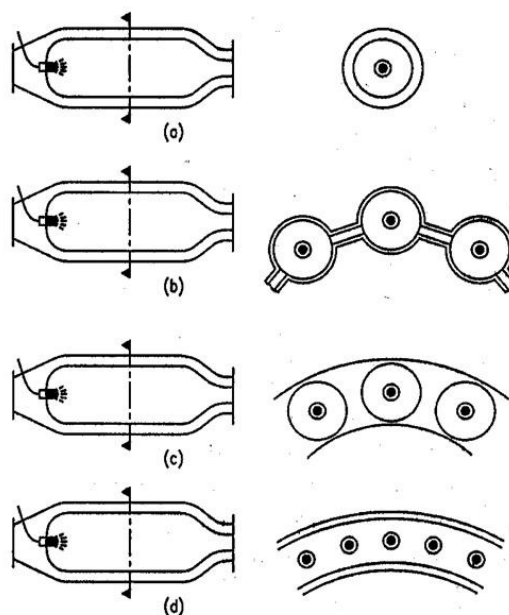


Figura 2.12 Tipos de Câmara (a) Tubular (b) Multi-Tubular (c) Tubo-Anular e (d) Anular (Silva,2004)

O tipo de câmara anular é a configuração ideal em termos de dimensões compactas, especialmente em aplicações aeronáuticas, pois maximiza o espaço disponível para um determinado diâmetro (Saravanamuttoo, 2001). Esse tipo de câmara tem um tubo de chama montado dentro de uma carcaça, os dois de formato anular envolvendo o eixo da turbina. Um ponto

fraco neste tipo de câmara é que uma pequena variação no perfil de velocidade do ar de entrada pode produzir mudanças significativas na distribuição de temperatura na saída da câmara. Possui área frontal, comprimento e peso mínimo, com mínima perda de pressão e fácil acendimento de chama. Porém, apresenta dificuldade para combinar o escoamento do ar com o do combustível, e manter uma temperatura uniforme no perfil transversal de saída (Silva, 2004). A Figura 2.13 é um desenho de uma câmara de combustão anular.

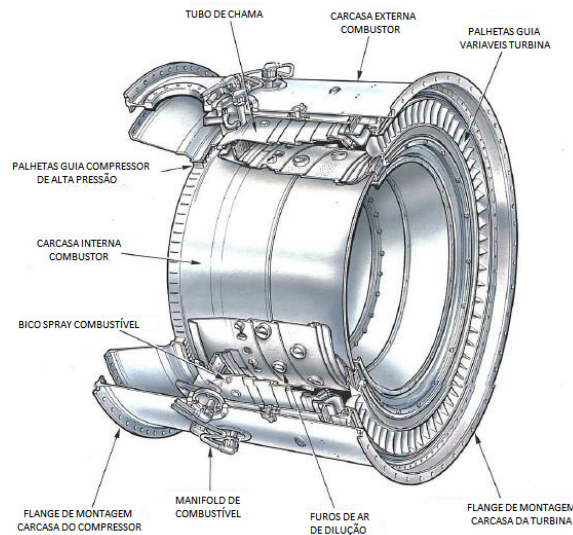


Figura 2.13 Câmara de Combustão Anular (Rolls-Royce, 1986)

Na câmara tubo-anular tubos de chama cilíndricos individuais estão espaçados uniformemente dentro uma carcaça anular, numa tentativa por combinar a capacidade das duas configurações de câmara (Saravanamuttoo, 2001). Essa configuração visa minimizar as mudanças na direção do fluxo, controlando o escoamento do ar e reduzindo a emissão de NO_x . As dimensões de projeto tais como comprimento e diâmetro, podem ser mudadas para acomodar gases de baixo poder calorífico e combustíveis residuais. É um formato mecanicamente robusto, com baixa perda de pressão, tamanho menor e mais leve do que a câmara tubular. Porém, apresenta desvantagens por ser menos compacta do que a anular, além de precisar tubos inter-conectores de chama e algumas vezes apresentar problemas no acendimento da chama (Silva, 2004). A Figura 2.14 apresenta uma câmara de combustão tubo-anular.

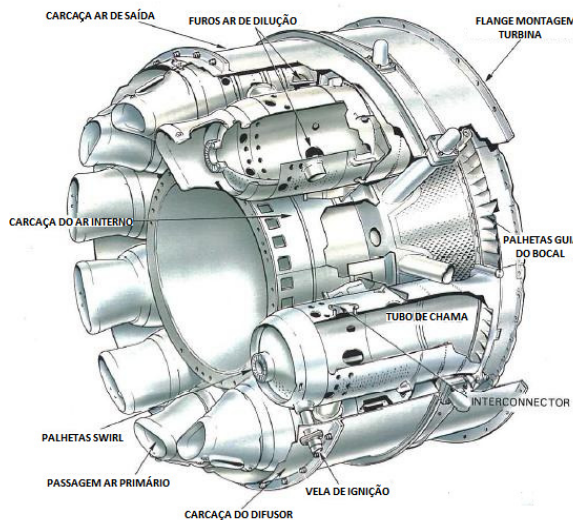


Figura 2.14 Câmara de Combustão Tubo-Anular (Rolls-Royce,1986)

A câmara de combustão tubular é constituída de um tubo de chama cilíndrico, montado de forma concêntrica dentro de uma carcaça também cilíndrica. Apresenta robustez mecânica, com fácil combinação dos escoamentos de ar e combustível. Porém, é volumosa e pesada e trabalha com elevada perda de pressão (Silva, 2004). A Figura 2.15 apresenta uma turbina com câmara de combustão tubular.

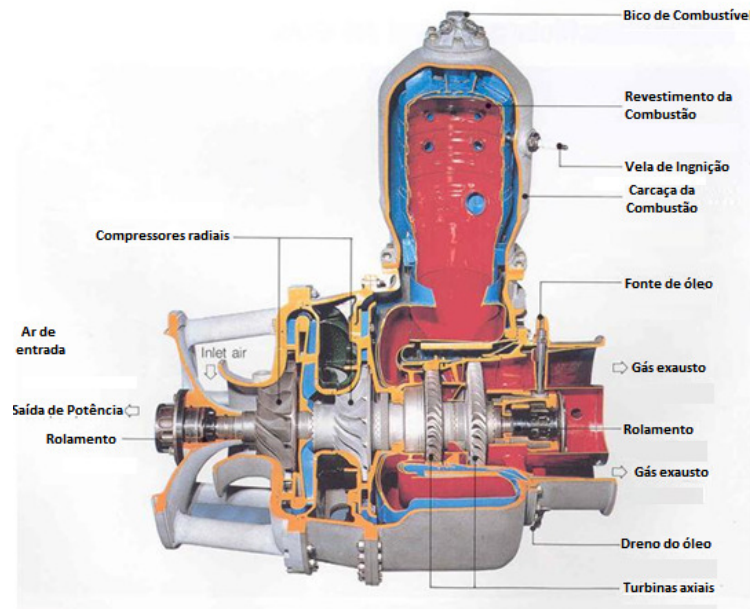


Figura 2.15 Turbina com Câmara de Combustão Tubular (CIGRE, 2003)

A configuração tubular pode ser uma única câmara ou uma composição de várias câmaras dispostas circularmente ao redor do eixo num arranjo multi-tubular. As primeiras turbinas a gás para aplicações aeronáuticas utilizavam essa configuração, onde o ar que sai do compressor é dividido em fluxos separados, cada um alimentando uma câmara. Cada câmara tinha sua própria alimentação de combustível, e operavam com compressores centrífugos (Saravanamuttoo, 2001). A Figura 2.16 mostra esse tipo de câmara.

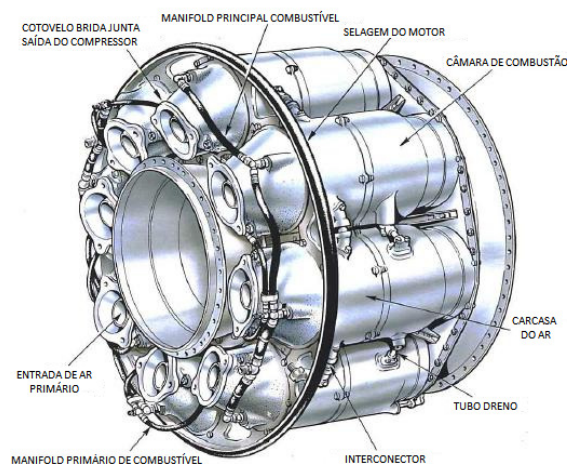


Figura 2.16 Câmara de Combustão Multi-Tubular (Rolls-Royce, 1986)

As câmaras de combustão tubulares para turbinas tipo industrial operam tipicamente com diversos combustíveis líquidos e gasosos, algumas vezes destilados pesados e óleo residual (Silva, 2004). Nestas turbinas o espaço não é crítico, e utilizam uma ou duas câmaras de combustão tubulares de tamanho maior montadas verticalmente chamadas câmaras tipo silo, pela semelhança

no formato e tamanho. Assim são possíveis velocidades menores do fluido, menores perdas de pressão, e a possibilidade de queimar combustíveis de inferior qualidade (Saravanamuttoo, 2001). Essa configuração facilita a inspeção, manutenção e conserto, pois não é preciso remover outros componentes da turbina, como no caso de turbinas com câmaras anulares. Na Figura 2.17 uma câmara de combustão tubular está montada verticalmente com relação à turbina lembrando um silo.

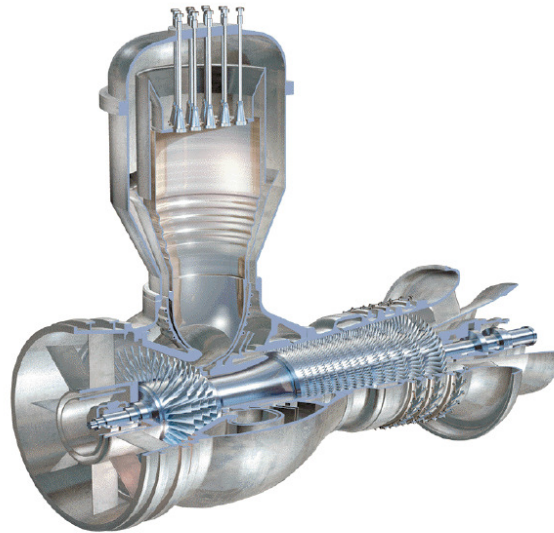


Figura 2.17 Exemplo de Turbina a Gás com Câmara de Combustão Tipo Silo (CIGRE, 2003)

Existem turbinas com duas câmaras de combustão tubulares montadas horizontalmente. Alguns projetos apresentam o também com tubo de chama recoberto com tijolos refratários, diminuindo a quantidade de ar necessário para resfriamento (Silva, 2004). A Figura 2.18 é um exemplo desse tipo de turbina.

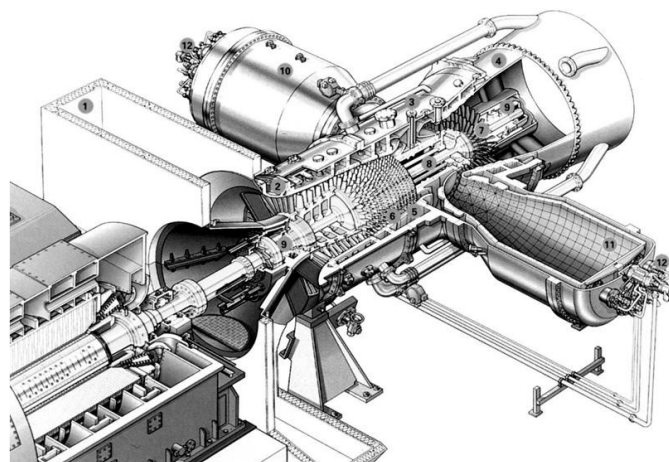


Figura 2.18 Turbina a Gás Tipo Industrial (CIGRE, 2003)

2.3.3 Turbina

A turbina tem a tarefa de fornecer potência no eixo para acionar o compressor e sistemas auxiliares, entregando também potência útil para acionar geradores elétricos ou cargas mecânicas. Isto é feito transformando a energia dos gases quentes e a alta pressão entregues pela câmara de combustão, expandindo-os a uma pressão e temperatura mais baixas (Silva, 2004). Assim como o

compressor, existem dois tipos básicos de turbina, de fluxo axial ou radial (Saravanamuttoo, 2001). O processo de expansão produz uma transformação da energia térmica em energia cinética no eixo, que permite acionar o gerador e o compressor (CIGRE, 2003). A eficiência na transformação não é 100% devido a perdas aerodinâmicas nas palhetas, no bocal, vazamento de gás nos extremos das palhetas e perdas na exaustão (Silva, 2004).

A maior parte das turbinas a gás emprega turbinas de fluxo axial, pois na maioria dos casos é mais eficiente do que a turbina radial (Saravanamuttoo, 2001). A turbina axial possui vários estágios, e cada estágio compreende um conjunto estacionário de palhetas chamadas também de bocais (estator), e um conjunto de palhetas móveis, montadas sobre um disco, conhecido como rotor. O número de estágios depende da relação entre a potência a ser produzida, a rotação e o diâmetro da turbina (Silva, 2004). A Figura 2.19 apresenta uma foto de um rotor de turbina axial.



Figura 2.19 Turbina Axial

A turbina radial é semelhante ao compressor centrífugo, mas com um anel de palhetas dos bocais substituindo as palhetas do difusor. Além disto, normalmente há um difusor na saída para reduzir a velocidade de escape (Silva, 2004). O gás que sai da câmara de combustão flui através dos bocais com uma alta velocidade tangencial, e é dirigido radialmente para dentro do rotor da turbina, saindo com uma pequena velocidade de remoinho perto do eixo de rotação (Saravanamuttoo, 2001). A Figura 2.20 mostra as partes de uma turbina radial.

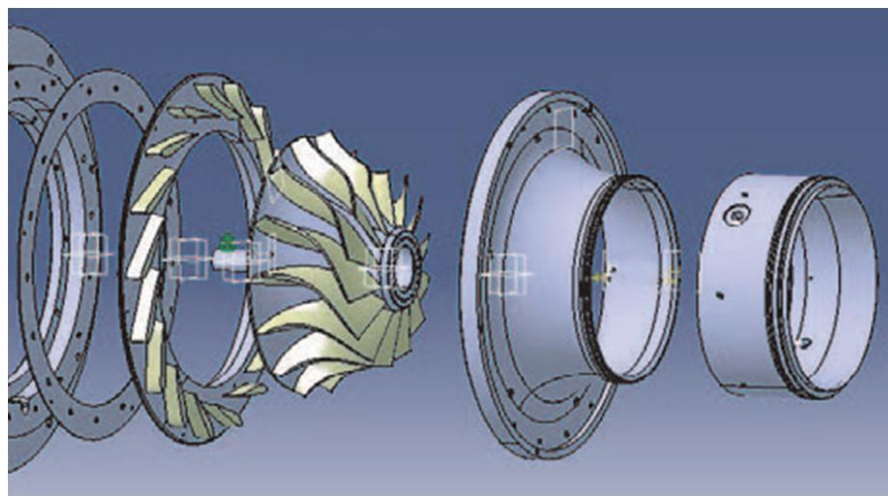


Figura 2.20 Componentes de uma Turbina Radial (CIGRE, 2003)

Esse tipo de turbina trabalha de forma mais eficiente do que a turbina axial com pequenas vazões de fluido. Quando montada no mesmo eixo e oposta a um compressor centrífugo, numa configuração “back-to-back” (Figura 2.21), apresenta um rotor muito curto e rígido, que é vantajoso quando o tamanho é crítico (Saravanamuttoo,2001).

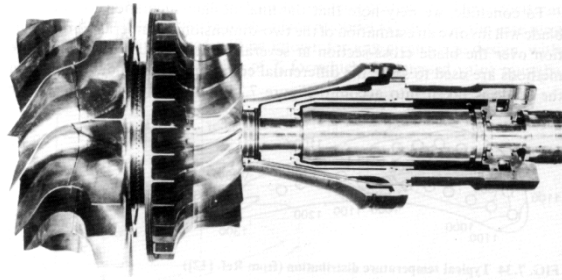


Figura 2.21 Configuração “Back-to-Back” (Saravanamuttoo, 2001)

Aplicações para esse tipo de turbinas são micro-turbinas a gás, unidades de potência auxiliar (*APU's*), turbo-geradores de até 3 MW para aeronaves e unidades móveis de potência (Saravanamuttoo, 2001).

2.3.4 Sistema Controlador

Antigamente os sistemas de controle das turbinas a gás estavam baseados no controle hidro-mecânico da rotação, controle pneumático de temperatura, limitação de combustível e seqüenciamento manual. Dispositivos independentes forneciam proteção contra sobrevelocidade, sobretensão, fogo, perda da chama, perda do óleo lubrificante e vibração. Através dos anos o sistema hidro-mecânico foi substituído pelo “regulador de combustível” e seqüenciamento automático de relés, em combinação com um rudimentar sistema anunciador de alarmes. O sistema evoluiu para controle eletrônico do combustível, da temperatura e da seqüência de partida. As funções de proteção independentes foram atualizadas com equivalentes eletrônicos. Foi colocada ênfase na integridade do fornecimento de potência elétrica. Atualmente a filosofia se concentra em segurança na operação, confiabilidade, flexibilidade, manutenção e facilidade de uso, nessa ordem (Jhonson, 1996).

O requerimento fundamental é manter a segurança da máquina, independente das ações do operador ou das mudanças nas condições climáticas. O controlador deve garantir que os níveis críticos de rotação e temperatura de entrada na turbina (*TET*) não sejam ultrapassados, e evitar entrar na região de surto do compressor. Para monitorar a rotação existem várias tecnologias de medição disponíveis, porém é difícil medir a *TET* devido à elevada temperatura no ponto de medição. O método é medir a temperatura em pontos mais adiante na turbina, onde a temperatura é inferior. O controle deve ser exercido na vazão do combustível e, portanto, é preciso um dispositivo para medir essa vazão além da rotação e da *TET*.

Na fase de desenvolvimento, o projetista do sistema de controle deve receber informação da relação em regime, da vazão de combustível em toda a faixa de operação. Uma posterior análise do desempenho no transitório permite prever a vazão máxima de combustível a ser utilizada para aceleração, sem entrar no surto ou exceder limites de temperatura. Modelos matemáticos para simular regime transitório são ferramentas essenciais para otimizar a taxa de incremento do combustível, o que deve ser verificado experimentalmente ao longo do desenvolvimento (Saravanamuttoo, 2001). A lógica de controle da turbina a gás depende do tipo de operação:

arranque, regime transitório, regime permanente, potência máxima, potência mínima, parada, etc. No projeto do controlador, vários modelos lineares são gerados partindo de um modelo não linear base, que é derivado das leis da dinâmica dos gases. Esses modelos são gerados via linearização ou métodos de identificação, e descrevem a dinâmica da máquina ao redor de um ponto de operação de regime permanente. Porém, quando se precisa controle na operação transiente, os modelos devem incorporar propriedades não lineares da máquina (Kulikov, 2005).

Técnicas de modelagem dinâmica não linear são pouco empregadas em engenharia de controle de turbinas. Existem arquiteturas de controle que combinam a exatidão do modelo não linear com a velocidade computacional do modelo linear. Consistem em um conjunto de modelos lineares conectados por uma característica estática não linear. Durante a simulação na fase de testes, os parâmetros do modelo linear são interpolados de acordo com o ponto mais próximo da característica estática. Essa arquitetura de controle oferece um nível aceitável de exatidão, e pode ser utilizado em tempo real devido à sua simplicidade, comparado com um modelo não linear detalhado. Assim se consegue testar efetivamente o algoritmo de controle nos modelos, e fisicamente testar os sistemas controladores nas bancadas de ensaios (Kulikov, 2005).

O sistema de controle em turbinas a gás é normalmente redundante, e se encarrega de sincronizar o gerador da turbina com a rede de potência. Executa o controle do combustível, controle em carga parcial, controle de temperatura na máxima carga, ou durante condições de partida.

Alguns sistemas utilizam palhetas guias de entrada no compressor (*IGV*), e injetores de água ou vapor controlados para limitar emissões de gases poluentes. Existem sistemas de mudança automática de combustível gasoso para líquido, quando ocorre falha no fornecimento de gás (Johnson, 1996).

Para controlar as emissões, no passado a função do controlador da máquina era fornecer a quantidade certa de combustível para todas as condições de operação, tanto no regime permanente quanto no regime transitório, e o controle de emissões era definido no projeto da câmara de combustão. Em máquinas modernas o sistema de controle exerce uma função maior ajustando a taxa combustível/ar para minimizar as emissões em toda a faixa de operação, o qual é possível utilizando sistemas digitais sofisticados (Saravanamuttoo, 2001).

O controle da rotação é a forma primária de controle da turbina a gás quando operam em paralelo com a rede, em condições de carga parcial. Ajustando o *set point* ligeiramente afastado do valor nominal de rotação (comumente 60 Hz), é possível controlar a potência gerada pela turbina, com um controle tipo *droop*. Um segundo laço de controle por temperatura serve para limitar a temperatura na saída da turbina a um valor pré-definido, independente das condições ambientes ou das características do combustível. Esse limite corresponde à temperatura máxima suportada pelos materiais das peças interiores. Existe um pequeno retardo na medição devido à constante de tempo associada à blindagem nos sensores de temperatura. A lógica de controle tenta compensar a influência desse retardo (Cano, 2003).

Quando obtido a partir de um modelo, os parâmetros e a qualidade do controlador dependem muito da exatidão do modelo. Projetar controladores de bom desempenho é importante para melhorar a eficiência e reduzir o impacto ambiental. A estrutura de controle *PID* (Proporcional - Integral - Derivativo) ainda é a abordagem mais comum em sistemas de controle. Porém, muitos dos controladores são mal sintonizados. Isto reflete na importância dos ajustes de sintonia no desempenho dos sistemas de geração (Mu, 2000).

Turbinas a gás aeronáuticas são submetidas a rigorosos testes de malha aberta depois de construídas. O teste de “wobble” de verificação dinâmica utiliza um sinal de vazão de combustível tipo multi-seno de várias frequências. O multi-seno é uma soma arbitrária de cossenos relacionados harmonicamente. Utilizando esses sinais é possível reduzir o tempo dos testes. Para gerar o sinal de excitação desejado, um sistema de medição da vazão do combustível é montado, para diminuir o efeito da dinâmica da válvula reguladora de combustível. Uma vez obtidos os dados, o ganho e a fase são calculados para cada frequência do sinal de entrada (diagrama de Bode) (Evans, 2001).

As vazões de combustível e ar são ajustadas com base nas medições da temperatura do gás de exaustão e da razão de pressão do compressor para manter a temperatura de combustão abaixo do limite de projeto. A vazão de ar é função da temperatura ambiente na entrada do compressor, da pressão atmosférica e da rotação do eixo.

A Figura 2.22 mostra os controles típicos associados com uma turbina a gás.

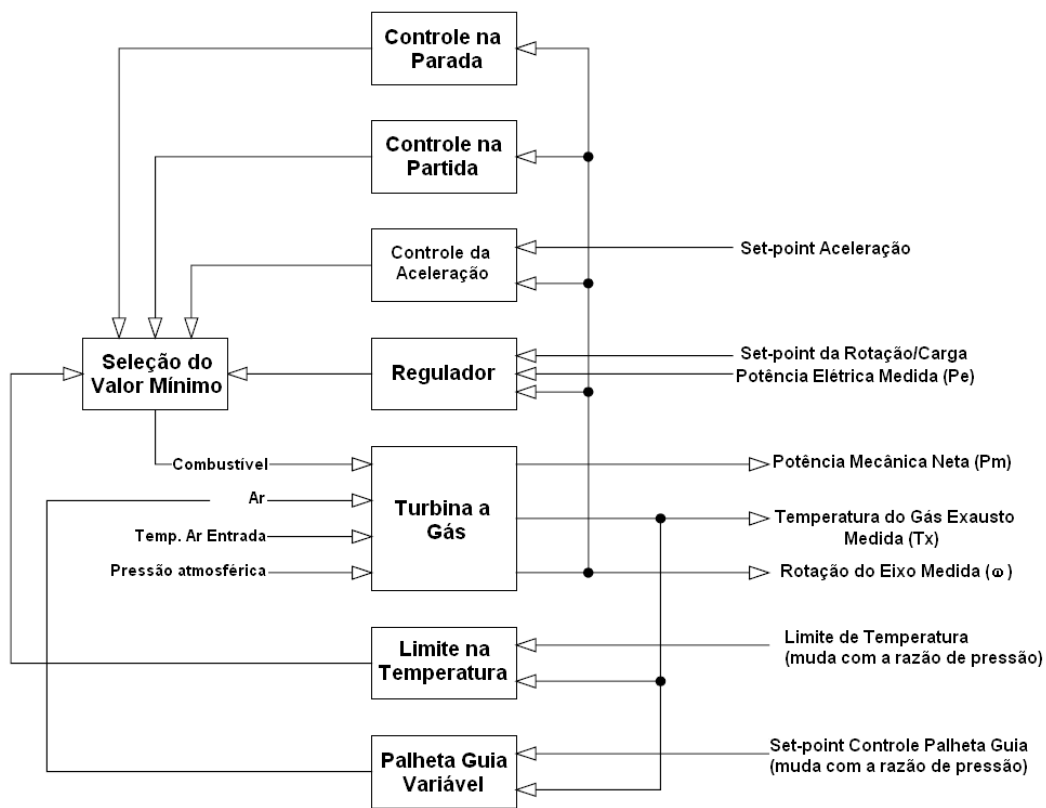


Figura 2.22 Diagrama de Controle de uma Turbina a Gás (CIGRE, 2003)

Os controles na partida e parada são vários laços e lógicas sequenciais escalados para acelerar a máquina durante a partida e freá-la durante a parada. Os controles na partida garantem uma purga apropriada dos gases no interior da turbina, estabelecimento da chama, controle da aceleração e aquecimento apropriado da rota do gás quente antes de colocar carga na turbina. Estes controles não são concernentes à análise de sistemas de potência. Tipicamente, o laço de controle na aceleração está ativo durante os processos de partida e parada, e o seu set point é variado durante esses processos. Portanto, o controle de aceleração pode ser ignorado para estudos de sistemas de potência em grandes sistemas interligados. Porém, em estudos isolados, com sistemas de potência de pequeno porte, e em turbinas aeroderivativas e no caso de ilhamentos de sistemas, a malha de controle de aceleração pode ser considerada.

A combustão no ciclo da turbina a gás é um processo complexo assim como o projeto detalhado de aspectos de controle. São objetivos críticos no projeto da combustão (CIGRE, 2003):

- Manter uma chama estável na ampla faixa de razões ar/combustível, e nas condições de operação desde vazio até plena carga.
- Controlar as emissões de CO, NO_x, SO_x, hidrocarbonetos não queimados e partículas de fuligem e fumaça.
- Garantir a integridade estrutural da câmara de combustão e componentes.
- Manter a temperatura dos gases depois da combustão em um nível aceitável para prevenir esforços térmicos nos materiais da turbina que reduzam a sua vida útil.

A estabilidade da chama é um objetivo importante. Antigos projetos de câmaras de combustão e controles eram propensos à perda de chama, devido a súbitas transições através dos modos de combustão, que demoram dezenas de segundos, resultando em uma baixa razão ar/combustível.

O controle de emissões é também importante, e pode ser atingido via injeção de vapor, injeção de água, redução catalítica seletiva ou combustão via seca de baixo NO_x.

É relevante para análise de sistemas de potência o controle rotação/carga do regulador, e as malhas de controle por limite de temperatura. Em alguns casos, particularmente para turbinas aeroderivativas, a malha de controle de aceleração pode também ser de importância.

Em alguns projetos a temperatura de exaustão da turbina é medida e controlada, por ser facilmente mensurável. A maior temperatura da entrada da turbina faz dela mais difícil de ser medida. O limite na temperatura de exaustão não é constante e muda como função das condições ambientes.

Se a turbina a gás não está gerando a máxima potência (limite da temperatura) pode executar controle primário da frequência através da ação do regulador, que vai controlar a potência na saída até alcançar o limite de temperatura. Neste ponto não aumentará mais a potência gerada. Em turbinas industriais a potência máxima vai diminuir se a frequência do sistema cair, devido à redução na vazão mássica de ar fluindo através do compressor axial (CIGRE, 2003).

2.3.5 Outros Elementos da Turbina a Gás

Outros elementos normalmente utilizados em turbinas a gás são: filtros de ar, silenciadores e sistemas de injeção de vapor.

Filtros de ar. São essenciais quando a turbina trabalha em ambientes contaminados. Os compressores são muito sensíveis a depósitos em suas palhetas e bocais e, portanto, poeira, insetos, entre outros devem ser removidos. A pequena perda de pressão ocasionada pelo filtro pode ser desprezível.

Silenciadores. São geralmente defletores absorvedores de som utilizados na entrada do compressor e no escape da turbina. Devem ser projetados para que não produzam uma perda muito grande de pressão.

Sistemas de injeção de vapor. Têm sido empregados há vários anos como resposta a problemas de poluição, aumento de potência e eficiência. O vapor é injetado na saída do

compressor, na câmara de combustão ou na turbina de potência, aumentando a vazão mássica na turbina e, portanto, o trabalho por ela gerado. Quando injetado na saída do compressor reduz a temperatura dentro da câmara reduzindo a emissão de NO_x (Silva, 2004). Deve ser utilizada água desmineralizada para evitar depósitos corrosivos na turbina. Esse tipo de sistema é mais fácil de ser implementado em usinas de ciclo combinado, onde a turbina a gás trabalha em conjunto com uma caldeira de recuperação de calor (Saravanamuttoo, 2001).

Capítulo 3: Revisão Teórica de Micro-Turbinas a Gás

3.1 Considerações Gerais

Micro-turbina é uma turbina a gás de pequena potência, para geração estacionária de energia elétrica, e com potência na faixa entre 30 e 300 kW (Gomatom, 2002). A micro-turbina consiste principalmente de compressor, câmara de combustão, turbina, gerador elétrico e recuperador. O conjunto compressor-turbina é comumente montado em um eixo simples junto com o gerador elétrico. A utilização de micro-turbinas está se expandindo nos últimos anos em geração distribuída e geração combinada de calor/frio e eletricidade. Valores típicos de eficiência estão entre 25% e 35%, mas em sistemas de cogeração pode chegar até 80%. Micro-turbinas podem trabalhar em sistemas híbridos com células de combustível, fornecendo potência móvel (automóveis) ou estacionária (usinas geradoras) (Soares, 2007). A Fig. 3.1 mostra um sistema híbrido com micro-turbina Ingersoll-Rand e célula de combustível Siemens.



Figura 3.1 Sistema Híbrido Micro-turbina e Célula de Combustível

Apesar da alta confiabilidade da micro-turbina, o tipo de combustível empregado, a temperatura ambiente e a pressão atmosférica podem afetar o seu desempenho (Gomatom, 2002).

As micro-turbinas foram desenvolvidas a partir de projetos de pequenas turbinas a gás para caminhões, mísseis, e como unidades de potência auxiliar para comprimir ar e gerar energia elétrica em aeronaves.

3.2 Aplicações das Micro-Turbinas

Devido à menor eficiência da micro-turbina e o alto custo inicial, comparado com motores, e o maior custo do *kWh*, comparado com a energia obtida da concessionária, as principais áreas de aplicação são as seguintes:

1. Geração remota em lugares onde não exista rede de distribuição, ou onde é mais conveniente produzir energia própria, devido à existência de combustível de baixo custo ou de fácil acesso. É o caso de grandes usinas de processamento de alimentos onde existem resíduos agroindustriais aproveitáveis para produzir combustível orgânico. Outro caso é em instalações de petróleo ou gás natural.
2. Geração de emergência em hospitais ou grandes prédios urbanos onde se prioriza a confiabilidade e o curto tempo de partida.
3. Geração combinada de calor/frio e eletricidade em shopping centers, hospitais ou hotéis, onde é possível aproveitar a energia térmica residual na saída dos gases quentes na chaminé da micro-turbina.

A aplicação da micro-turbina depende da disponibilidade de combustíveis de baixo custo. Apesar de ser o gás natural o combustível mais utilizado, alguns modelos podem operar com uma ampla variedade de combustíveis (Soares, 2007):

- Combustíveis líquidos (diesel)
- Biodiesel
- Gás liquefeito de petróleo (*GLP*): propano com diversas proporções de metano
- Gás amargo: gás natural não processado
- Biogás: gás de aterros sanitários, biodigestores etc.
- Gás residual industrial
- Gás de gaseificação e pirólise

A operação de micro-turbinas com combustíveis renováveis constitui uma alternativa interessante, em regiões isoladas com abundante disponibilidade de combustíveis derivados da biomassa (Nascimento (1), 2006). Têm sido realizados estudos relacionados com a utilização de biodiesel em micro-turbinas, comparando os valores medidos com simulações de modelos desenvolvidos em um software para simulação de sistemas térmicos da General Electric (Gate Cycle), com bons resultados de validação (Nascimento (2), 2006). Em outra publicação (Nascimento, 2007) foram apresentados resultados dos testes de uma micro-turbina a gás de 30 *kW* alimentada com três tipos diferentes de biodiesel: de soja, de mamona e de dendê. Foram apresentados resultados em termos de desempenho e emissões.

Em outro trabalho (Gomes (1), 2003) apresentam-se estudos de caso de sistemas de geração distribuída com micro-turbinas no Brasil. Argumenta-se que as micro-turbinas têm boas perspectivas para geração distribuída em pequena escala, devido à sua alta confiabilidade e projeto simples. Apesar de não serem viáveis economicamente para fornecer potência elétrica em horário de pico, apresentam confiabilidade como geradores de emergência. No caso de geração de base, são viáveis em alguns estados onde empresas distribuidoras de gás natural têm estimulado a geração térmica com pequenas fontes, com um baixo preço do combustível. Segundo esse trabalho a maior viabilidade econômica para gerar energia com micro-turbinas no Brasil está na cogeração.

3.3 Características das Micro-Turbinas

As micro-turbinas são ainda muito caras para a maior parte das aplicações comerciais e residenciais. Além disso, o custo, tamanho e manutenção de equipamento, para um armazenamento adequado do combustível, são restritivos na hora de investir nesta tecnologia (Gomatom, 2002).

Porém, ao contrário dos geradores do tipo motor alternativo de combustão interna (*MACI*), as micro-turbinas são projetadas para operação continuada por longos períodos, e requerem pouca manutenção e tempos de parada mais curtos. Dependendo da aplicação podem ser utilizadas para geração base, geração em demanda pico e aplicações em cogeração (geração combinada de calor/frio e eletricidade). As seguintes características são comuns nas máquinas presentes no mercado (Al-Hinai, 2002):

1. Relativamente pequenas em tamanho, comparadas com geradores alternativos de potência equivalente.
2. Eficiência térmica competitiva, que pode chegar a 25-30% (Geradores do tipo *MACI* apresentam eficiências entre 30 e 35% na faixa de geração das micro-turbinas). Porém, se o calor exausto for recuperado, a geração combinada de calor/frio e eletricidade pode atingir níveis de eficiência térmica de até 80%.
3. Superioridade ambiental, com emissões de óxidos nitrosos (NO_x) menores a 7 ppm quando utiliza gás natural na operação nominal.
4. São resfriadas a ar.
5. Operam a alta rotação e com rotação variável.
6. Utilizam um gerador de alta frequência acoplado no eixo de alta rotação, e um conversor eletrônico para reduzir a frequência do sinal elétrico (Fig. 5.3).
7. Utilizam mancais de ar, o que elimina a necessidade de sistemas de lubrificação.
8. Reduzido número de partes móveis.
9. Duráveis, projetadas para 11.000 horas de operação entre paradas para inspeção e manutenção. Vida útil de ao menos 45.000 horas.
10. Flexibilidade no uso de combustível, incluindo gás natural, propano, diesel, querosene, etanol, etc. É capaz de usar combustíveis alternativos tais como gás de aterro sanitário, e outros combustíveis líquidos e gasosos derivados da biomassa.

A elevada eficiência em geração combinada de calor/frio e eletricidade é atrativa em áreas onde a demanda de energia elétrica está associada com a demanda de calor, tanto para aquecimento no inverno, quanto para esfriamento no verão, através de sistemas com chiller de

absorção. Empregar grupos de micro-turbinas gerando em paralelo pode ser interessante em operação isolada. A capacidade de regular a frequência entre as micro-turbinas sem precisar painéis de sincronismo, assim como a habilidade para ligar-se automaticamente à rede depois de um blecaute, fazem competitiva a micro-turbina quando comparada com outros geradores de igual capacidade (Banetta, 2001).

Existem algumas características vantajosas na micro-turbina (Bennet, 1998):

1. São projetadas para operação continuada por longos períodos, aproveitando o sistema de resfriamento por ar e o uso de mancais de ar. O tempo entre paradas é bem maior do que de outros tipos de geradores.
2. Devido ao pequeno número de partes móveis e à ausência de sistemas de lubrificação, requerem pouca manutenção, com tempos de parada mais curtos.
3. Apresentam alta confiabilidade.
4. São modulares, o que faz a instalação econômica, fácil e rápida.
5. É capaz de usar vários combustíveis, devido ao processo de combustão continuado e a pressão constante, não apresenta problemas com intermitência de chama, comum em motores alternativos. Além disso, dependendo do lugar onde vai ser utilizada, pode aproveitar o combustível mais econômico e acessível.
6. Quando operadas em geração combinada de calor/frio e eletricidade, a sua eficiência térmica é elevada.
7. Podem ser montadas usinas formadas por várias micro-turbinas, pois mostram facilidade para operar em paralelo, regular a frequência, e se ligar novamente à rede após um blecaute.

Na Fig. 3.2 observa-se uma usina formada por 50 micro-turbinas a gás de 30 kW alimentadas com gás de aterro sanitário. Juntas operam como uma unidade de 1,5 MW.



Figura 3.2 Usina com Micro-turbinas Operando em Paralelo

Entre as dificuldades para a entrada no Brasil da geração com micro-turbinas estão às seguintes:

1. Por ser uma tecnologia nova, as máquinas disponíveis no mercado têm um preço elevado comparado com motores alternativos de mesma capacidade.
2. Na atualidade existem poucos fabricantes de micro-turbinas, os mais importantes estão nos Estados Unidos, Inglaterra e Suécia. As taxas de importação no Brasil mais que dobram o preço final.
3. O serviço técnico local é escasso, pouco acessível e muito caro.
4. No Brasil existem fabricantes de geradores acionados por motores alternativos, com preços muito inferiores ao das micro-turbinas, além de melhor suporte ao cliente.

Por tudo isto, existem atualmente poucas unidades de micro-turbina operando no Brasil, a maior parte em plataformas de gás natural, gasodutos, e centros de pesquisa da *PETROBRAS*. Existem também algumas unidades em Universidades, onde se desenvolvem estudos de diversos tipos, especialmente em cogeração, eficiência energética e modelagem.

3.4 Descrição do Sistema Térmico

A micro-turbina possui um gerador elétrico que produz potência elétrica operando a alta rotação, geralmente na faixa de 50.000 a 120.000 *RPM*. Alguns tipos de micro-turbina do tipo *APU* utilizam uma caixa de engrenagens para reduzir a rotação, e acionar o gerador elétrico e cargas auxiliares como bombas de óleo e combustível. Em outros projetos o gerador está no mesmo eixo compressor-turbina girando a alta rotação, e o sinal elétrico produzido na faixa dos 1.000 *Hz* é convertido por um retificador em tensão *CC*, e logo invertido à frequência da rede através de um inversor (Al-Hinai, 2002).

A potência mecânica gerada pela micro-turbina é regulada unicamente pela vazão mássica de combustível. Quanto mais combustível entra no combustor, mais calor é gerado e mais potência é convertida em energia mecânica no eixo. Porém, a mudança na posição da válvula de combustível não produz um incremento instantâneo na potência mecânica. Isto devido ao tempo necessário para o aumento na rotação da turbina. O mesmo ocorre com a mudança na vazão de ar. O aumento na vazão de combustível cria temporariamente uma razão estequiométrica ar/combustível não ideal, diminuindo a potência disponível no eixo. Quando o bloco compressor-turbina aumenta a rotação, mais ar é levado dentro do combustor, permitindo uma combustão mais completa, e produzindo uma maior potência de saída (Cano, 2003).

3.5 Partes da Micro-Turbina a Gás

A maior parte das micro-turbinas na atualidade possui compressores centrífugos de simples estágio, e turbinas de um ou dois estágios (Soares, 2007). A maioria possui eixo simples, porém algumas usam um projeto de dois eixos: compressor-turbina e turbina livre. Nestes casos o eixo primário compressor-turbina é chamado de “Gerador de Gás”. O segundo eixo, com a turbina mecanicamente livre do eixo primário, é chamada “turbina de potência”.

Em termos gerais as micro-turbinas existentes no mercado possuem as seguintes partes: compressor, câmara de combustão, turbina, regenerador, gerador elétrico e conversor eletrônico de frequência.

3.5.1 Compressor

A maior parte das micro-turbinas possui um compressor centrífugo de simples estágio, que movimenta o ar na direção centrífuga quando gira a alta velocidade. O rotor do compressor centrífugo, também chamado de impelidor, possui palhetas curvas no centro que aspiram o ar na direção axial na entrada do compressor, e o conduzem entre as palhetas na direção centrífuga (Figura 3.3).

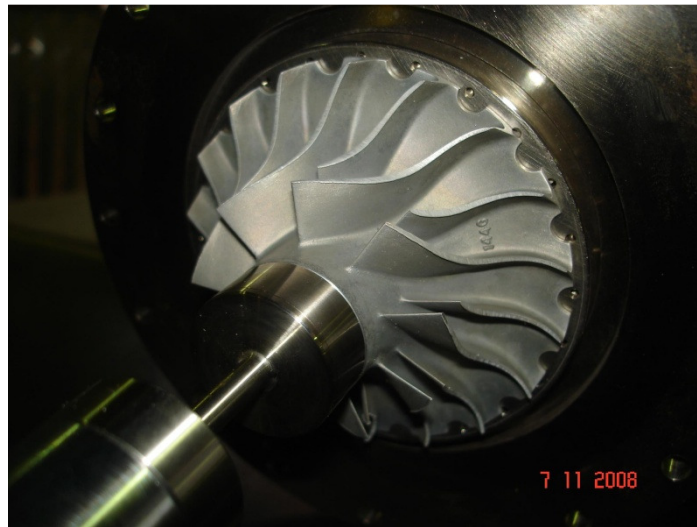


Figura 3.3 Rotor do Compressor Centrífugo

O impelidor é circundado por um anel de palhetas estacionárias que recebem o ar, chamado de difusor. As palhetas do difusor diminuem a velocidade do ar elevando a sua pressão estática (Figura 3.4).

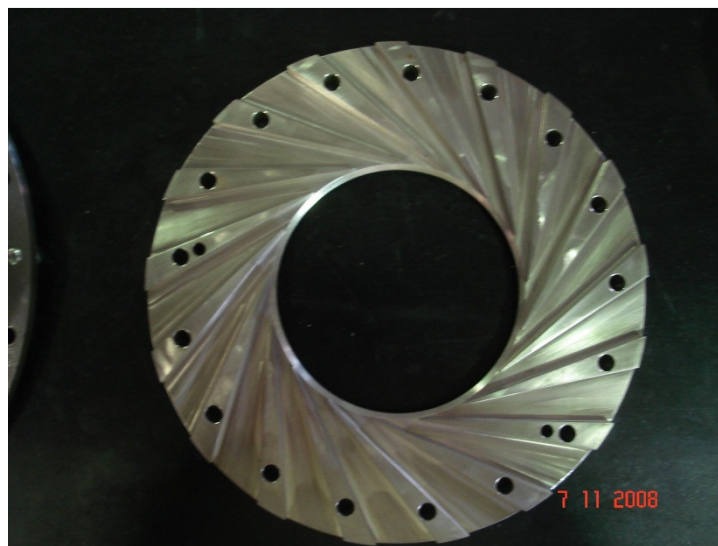


Figura 3.4 Difusor do Compressor Centrífugo

O efeito combinado do impelidor girando e o difusor estacionário é o de elevar a pressão do ar. Para isto, o compressor tem que girar numa rotação elevada, consumindo trabalho mecânico do

eixo. Quando o ar é comprimido a sua temperatura aumenta, devido ao trabalho empregado na compressão. Para atingir eficiências razoáveis em pequenos compressores centrífugos, a folga entre as palhetas rotacionais e o invólucro tem que ser muito pequena evitando o vazamento do ar pelas folgas. O impelidor é feito comumente de uma liga de alumínio ou de titânio.

3.5.2 Câmara de Combustão

O ar que emerge do difusor entra na câmara de combustão onde o combustível é queimado. A combustão libera a energia química do combustível e produz a potência que movimenta a máquina. Na câmara de combustão a pressão do ar permanece quase constante. A chama é constante dentro da câmara, e só precisa de ignição durante a partida. Em micro-turbinas a gás a câmara é comumente anular, mas existem modelos com câmara de combustão tubular. A câmara tubular apresenta simplicidade e facilidade na manutenção, porém, é de maior tamanho. A câmara anular está localizada ao redor do eixo, para reduzir o tamanho da máquina, e possui vários bicos injetores (Figura 3.5).



Figura 3.5 Vista Traseira de uma Câmara de Combustão Anular

O combustível é distribuído nos injetores através de um manifold na linha de alimentação. Na Fig. 3.6 observa-se um manifold de combustível gasoso em uma micro-turbina Capstone de 30 kW.

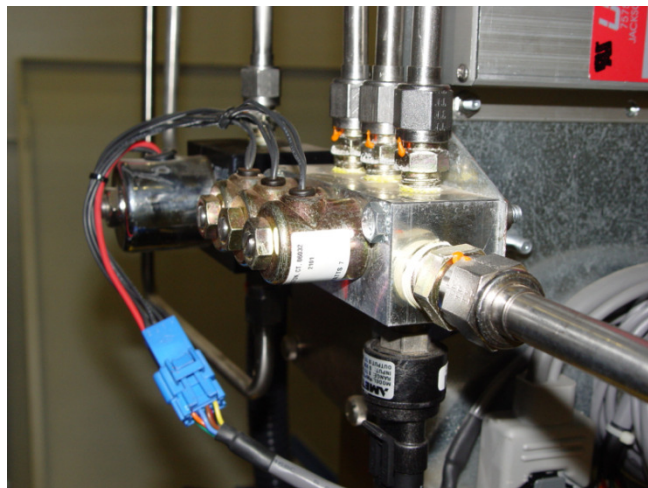


Figura 3.6 Manifold do Combustível em Micro-Turbina

A maior parte das micro-turbinas para geração estacionária é projetada para trabalhar com gás combustível, sendo o gás natural o padrão. Máquinas que operam com combustível líquido são menos comuns, e operam normalmente com diesel ou querosene. Existem alguns problemas associados à utilização de combustível líquido em micro-turbinas. O diesel comum contém enxofre, que pode estragar componentes internos no sistema, além de produzir emissões indesejáveis. O querosene, quando frio, é de difícil ignição, e precisa de velas de alta energia para garantir uma operação confiável. Quando empregada, a gasolina produz vapores combustíveis, que podem tornar a operação perigosa. A presença de bolhas de ar no combustível líquido pode diminuir a pressão na injeção, e ocasionar falhas na combustão. As micro-turbinas de combustível líquido possuem uma bomba “boost” (impulsora) para fornecer pressão na entrada da válvula reguladora. É preciso um bom sistema de filtragem na linha de combustível, seja líquido ou gasoso.

Alguns elementos do sistema de combustível são:

Válvula reguladora: É o elemento primário no controle da vazão de combustível, e recebe o sinal do sistema regulador para ajustar a vazão necessária para obter a rotação ou a potência requerida pelo sistema. Em micro-turbinas mais antigas possuía duas válvulas em série: uma válvula mecânica de pressão diferencial comandada pela pressão do compressor centrífugo, e uma válvula de agulha atuada por um motor CC, acionado pelo sistema controlador da máquina. Micro-turbinas mais modernas empregam válvulas reguladoras de combustível gasoso, com dois solenóides e ajuste eletrônico, que recebem do sistema controlador um sinal do tipo regulação por largura de pulso (*PWM*) (Fig. 3.7).



Figura 3.7 Válvula Reguladora, Sensor de Pressão e Válvula de Shut-Off

Válvula de Shut-Off: O sistema utiliza uma válvula de “shut-off” na entrada do combustível, para eventos de parada de emergência. O consumo contínuo do combustível nas turbinas a gás faz com que a chama seja extinta quase instantaneamente no evento do fechamento da válvula de “shut-off”.

Injetores: O combustível é injetado na câmara de combustão através de um ou mais bicos injetores. A geometria do injetor depende do tipo de combustível, ou seja, se é gasoso ou líquido. No caso de micro-turbinas que operam com combustível líquido, os injetores devem atomizar corretamente o combustível dentro da câmara de combustão. Dentro do injetor, o combustível a alta pressão é forçado através de um orifício cuja função é vencer a tensão superficial do líquido e criar um spray de pequenas gotas. Dependendo de características tais como: densidade, poder

calorífico inferior, ponto de fulgor, tensão superficial, etc. a geometria do injetor muda significativamente. Em alguns casos o injetor recebe duas entradas, uma para o combustível líquido e outra para o ar a alta pressão para fazer uma pré-mistura dentro do injetor. Já dentro da câmara o ar que vem do compressor é misturado com o combustível, assistindo o processo de atomização. Com os anos o injetor pode se deteriorar devido a depósitos de carvão e corrosão.



Figura 3.8 Injetor de Combustível Gasoso

Bombas: No caso de micro-turbinas alimentadas com combustível líquido, é comum o uso de bombas mecânicas, acopladas por engrenagens ao eixo da máquina. A vazão da bomba é ajustada pela rotação do eixo no ponto necessário para fornecer a potência nominal do sistema. Bombas elétricas impulsoras são empregadas para fornecer pressão de combustível na entrada da bomba mecânica.

3.5.3 Turbina

A turbina é a parte da máquina onde o gás, que sai da câmara de combustão a alta pressão e alta temperatura, é expandido, entregando trabalho ao eixo, processo no qual reduz a sua pressão e temperatura. Serve para fornecer a potência mecânica de rotação, acionando o compressor, que está conectado a ela através do eixo, e acionando também o gerador elétrico. Existem dois tipos de turbina utilizados em micro-turbinas a gás: axial e radial. Quando é turbina axial utiliza comumente dois estágios, como se observa na Fig. 2.15.

A roda da turbina ou expensor é feita comumente de ligas especiais, pois deve suportar temperaturas muito elevadas, gases corrosivos e altos esforços rotacionais (Figura 3.9).



Figura 3.9 Expensor de Turbina Radial

A turbina radial possui um anel de palhetas estáticas (bocal) que guia os gases quentes da câmara de combustão em direção ao rotor da turbina. As palhetas direcionam os gases tangencialmente às palhetas radiais do expensor na direção da rotação (Figura 3.10).



Figura 3.10 Bocal de Turbina Radial

A maior parte das micro-turbinas da atualidade possui compressor centrífugo e turbina radial. Nesta configuração o impelidor e o expensor estão montados no mesmo eixo em sentidos opostos (configuração “back to back”), assim como o rotor do gerador elétrico de imã permanente (Figura 3.11).

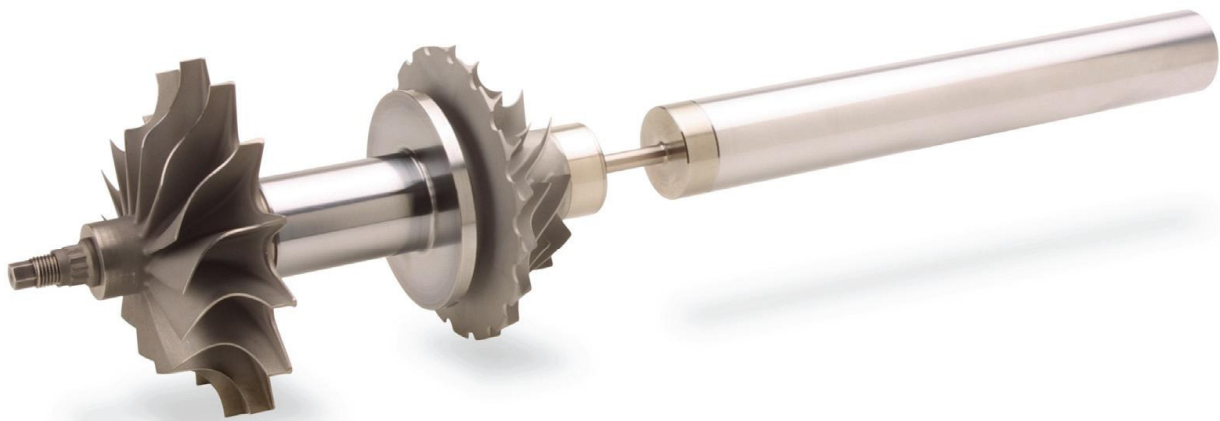


Figura 3.11 Eixo de uma Micro-Turbina a Gás (Capstone, 2001)

3.5.4 Regenerador

A micro-turbina usualmente emprega um regenerador, que é um trocador de calor ar/gás que utiliza os gases de exaustão quentes da turbina (ao redor de 650 °C), para pré-aquecer o ar comprimido que sai do compressor (de 150 °C a 200 °C), antes de entrar na câmara de combustão. Com isto se reduz a quantidade de combustível necessária para aquecer o gás até alcançar a temperatura de projeto de entrada na turbina, elevando a eficiência do sistema.

Recuperadores são difíceis de projetar e fabricar, pois operam sob altos gradientes de pressão e temperatura. Além disso, o regenerador produz perdas de pressão no gás circulando através dele, o que pode reduzir a potência máxima a ser gerada pela micro-turbina de 10 até 15%. É possível projetar recuperadores com alta efetividade e baixa perda de pressão, mas podem ser volumosos e caros, e a sua seleção deve equilibrar a relação desempenho-custo. Porém, ao utilizar o regenerador incrementa-se a eficiência da micro-turbina de 14% até 26%. Antigos recuperadores apresentavam vazamentos e problemas estruturais. Projetos modernos utilizam ligas de alta resistência, e elevada qualidade na soldagem, junto com projetos que diminuem a influência da dilatação do material no aumento do volume total do regenerador, evitando trincas e vazamentos (Soares, 2007). Turbinas a gás com regenerador são apropriadas para aplicações eficientes em pequena escala (Schmitz, 2000). Na Fig. 3.12 pode-se apreciar um regenerador de tipo anular e de fluxo reverso. As chapas do regenerador têm forma corrugada, que permite a dilatação pelo aumento da temperatura sem produzir aumento do volume total do conjunto.

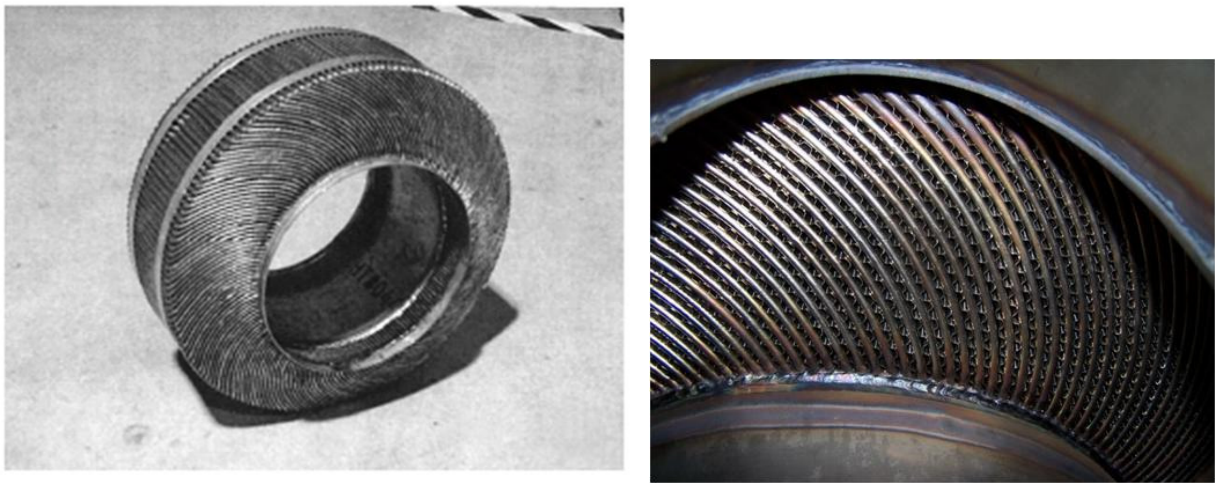


Figura 3.12 Regenerador de uma Micro-Turbina

3.5.5 Sistema Controlador

O sistema da micro-turbina envolve vários subsistemas que devem agir de forma coordenada para garantir um funcionamento confiável e eficiente:

- Sistema de alimentação de combustível
- Sistema conversor eletrônico de frequência
- Sistemas auxiliares: banco de baterias, sistemas de monitoramento, operação e comunicação, etc.

Deles, os dois primeiros são as partes mais importantes, e que produzem maiores interesses em estudos e desenvolvimento de modelos.

Em termos de controle, o sistema controlador da máquina deve gerenciar principalmente as seguintes variáveis:

- Potência elétrica gerada
- Rotação
- Temperatura na saída da turbina

O controle primário é realizado sobre a potência e a qualidade da energia, através dos sistemas de combustível e eletrônico. As outras variáveis são ajustadas para atender a primeira, tentando otimizar a eficiência e a vida útil da máquina. O esquema de controle possui comumente uma topologia em “cascata”, com uma malha de controle externo para limitar a temperatura do gás, e uma malha interna para atuar na vazão de combustível e controlar a rotação. (Banetta, 2001).

As micro-turbinas possuem exigências rigorosas no controle do combustível. O sistema deve regular a partida, aceleração, controle em rotação constante ou variável. Em micro-turbinas de rotação constante o sistema mantém uma determinada rotação sob várias condições de carga impedindo altas temperaturas de gás de exaustão e possíveis surtos do compressor. É interessante ressaltar que ainda quando opera em vazio (potência zero na saída), é preciso uma vazão de combustível mínima para vencer a inércia e o atrito e assim manter a micro-turbina rodando (Bertani, 2004).

Algumas funções do sistema controlador são:

Controle da Rotação: Alguns modelos de micro-turbina usam pick-ups magnéticos, e outros pequenos geradores elétricos montados no eixo da máquina, como medidores de rotação. Esses sensores enviam o sinal ao sistema controlador, para ser processado e ajustar o comando da válvula reguladora de combustível. Em turbinas a gás de rotação contínua o controle de rotação é feito pelo ajuste da vazão de combustível. Qualquer variação na carga e no torque no eixo ocasiona um desequilíbrio e uma variação na rotação, seguida de um ajuste na vazão de combustível, até que os torques se igualem. Do ponto de vista elétrico, a estabilidade de regime permanente e a resposta transitória são afetadas pela constante de tempo do sistema de combustível, o momento de inércia das partes rotativas da turbina, e a dinâmica da carga (Passaro, 2002).

Controle a Rotação Parcial: As micro-turbinas com rotação variável tentam manter a taxa combustível/ar dentro da câmara de combustão no valor ótimo a cargas parciais. Controlando a rotação conseguem ajustar a vazão de ar aspirada pelo compressor. O controle se consegue ajustando a vazão de combustível para que o eixo gire seguindo a curva rotação vs. potência, que é a curva de máxima eficiência definida pelo fabricante. .

Controle Eletrônico: Antigos modelos de micro-turbinas tinham sistemas de controle analógicos e circuitos com transistores. Na atualidade o controle da turbina a gás é efetuado usando circuitos microprocessados e lógica digital.

A micro-turbina de combustível líquido e rotação constante deve comandar a bomba de combustível, a válvula solenóide de shut-off e a válvula reguladora segundo o sinal enviado pelo sensor eletrônico de rotação da máquina para manter a rotação nominal. Ao variar a carga o eixo tende a acelerar ou frear, e o sistema deve compensar essas variações o mais rápido possível para manter a qualidade do sinal elétrico na saída do gerador. Durante a partida, o sistema de controle envia o sinal à válvula reguladora, de tal forma que a máquina consiga acelerar sem entrar na região de surto do compressor, até chegar à rotação nominal. A lógica de controle empregada em operação em regime não pode ser aplicada durante a partida, pois o sistema entraria em sobreaceleração.

Devido à baixa inércia do eixo as micro-turbinas podem acelerar rapidamente. O sistema de controle deve prevenir sobreaquecimento, e também contra sobre-velocidade, compensando mudanças na temperatura ambiente e pressão atmosférica.

Controle em Malha Aberta: Em alguns casos pode ser necessário operar a turbina sem realimentação das variáveis monitoradas. Essa operação é útil durante testes para desenvolvimento de novas máquinas.

A quantidade de combustível injetado no sistema de combustão é controlada manualmente com ajuda de instrumentação apropriada, e algumas variáveis da máquina são monitoradas. Durante a operação o sinal de controle é monitorado cuidadosamente, tal que a rotação da máquina e a temperatura de entrada da turbina permaneçam dentro de limites aceitáveis.

Controle na partida: A partida da máquina em alguns modelos é feita utilizando um motor de partida. Ao ser acionado pelo motor, o eixo começa a acelerar e por uns segundos não é injetado combustível na câmara. Ao chegar à rotação apropriada o combustível é injetado e o ignitor emite uma faísca produzindo a chama. A posição da válvula reguladora aumenta lentamente para acelerar a máquina até a rotação nominal. Devido à baixa inércia do eixo as micro-turbinas podem acelerar rapidamente.

Controle do conversor eletrônico de frequência: No caso de micro-turbinas com circuito eletrônico retificador-inversor, existe uma operação em conjunto entre o sistema de combustível e o sistema conversor eletrônico. No sistema de combustível, um controle *PI* (Proporcional-Integral) ajusta a demanda de combustível para controlar a rotação com respeito a um valor de referência. No sistema eletrônico, um segundo laço *PI* controla a tensão no barramento *CC*, ajustando o ângulo de disparo das chaves eletrônicas no retificador (sistema eletrônico de potência). Um terceiro controle age sobre o inversor, e regula as potências ativa e reativa na saída da micro-turbina no modo paralelo com a rede de potência, e a tensão trifásica no modo isolado (Bertani, 2004).

O controle do sistema eletrônico de uma micro-turbina a gás estaria dividido em duas partes (Fethi, 2004): controle do retificador e controle do inversor. No primeiro existe um controle *PI* na rotação e nas correntes dos eixos direto e em quadratura na saída do gerador. São gerados os set point's das tensões do gerador, que servem para ajustar o gerador de pulsos do retificador. No controle do inversor a variável controlada é a tensão do barramento *CC* entre o retificador e o inversor. Uma malha de controle *PI* da tensão *CC* define as variações necessárias nas correntes à saída do inversor, e assim ajustar os pulsos do inversor.

Quando a micro-turbina opera ligada na rede de potência, o circuito do inversor é controlado por corrente, usando um controle no marco *dq* (transformada de Park). Quando opera em modo isolado, o controlador deve regular a tensão e a frequência na saída do inversor mediante dois controles *PI*. A tensão é comparada com as tensões de referência nos eixos *d* e *q*, e a frequência através de sinais moduladores de controle no inversor (Bertani, 2004).

3.5.6 Outros Elementos da Micro-Turbina a Gás

Gerador elétrico. Micro-turbinas produzem potência elétrica, seja com um gerador de alta rotação acionado diretamente pelo eixo compressor-turbina ou por uma turbina de potência separada. No primeiro caso o gerador opera a alta rotação (da ordem de 100000 *RPM*), e gera energia elétrica em corrente alternada, usando um alternador de imã permanente (Soares, 2007). É comum a utilização de um gerador assíncrono de imã permanente. Esse tipo de geradores produz um sinal elétrico de corrente alternada que, em micro-turbinas de rotação variável, produz um sinal de frequência variável. O imã permanente no rotor elimina a necessidade de anéis deslizantes no gerador. Por ser um gerador assíncrono requer um sistema eletrônico retificador inversor para

converter o sinal alterno de alta frequência em contínuo, e depois em alterno na frequência da rede. Essa característica permite motorizar o gerador no processo de partida (Al-Hinai, 2002). Na Fig. 3.13 apresenta-se um gerador de alta frequência.

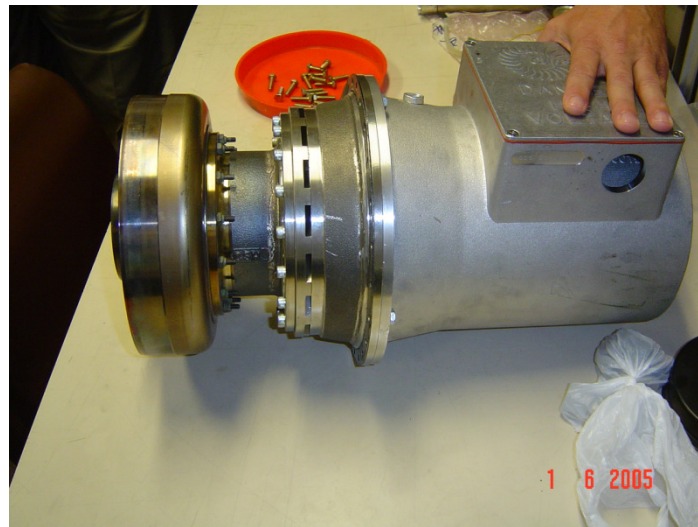


Figura 3.13 Gerador de Alta Frequência e Imã Permanente

Sistema eletrônico conversor de frequência. Novas tecnologias em circuitos eletrônicos de potência permitem operação automática da micro-turbina e interação com a rede de potência. Tecnologias de chaveamento eletrônico eliminam a necessidade de o gerador estar sincronizado com a rede, podendo estar no mesmo eixo com a turbina (sem redutores mecânicos) e agir como motor de partida. A saída do gerador é retificada em corrente contínua, e depois invertida para corrente alternada de 50/60 Hz (Soares, 2007).

Empregado em micro-turbinas mais modernas, o conversor eletrônico permite que a rotação do eixo não esteja restrita à frequência da rede. A frequência na saída do gerador e, portanto, a rotação do eixo, pode ser mantida no valor correspondente à eficiência máxima do sistema na potência requerida, com a condição de que a temperatura do gás queimado não exceda o limite imposto pelo fabricante (Banetta, 2001).

A micro-turbina de alta rotação variável possui no sistema eletrônico dois conversores ativos (retificador e inversor), em uma topologia que permite um fluxo bidirecional da potência ativa. O sistema emissor de pulsos dos comutadores eletrônicos (*IGBT's*) tem a capacidade de ajustar a fase entre a corrente e a tensão nos dois conversores, e em ambos utiliza técnicas de modulação por largura de pulso (*PWM*) (Fethi, 2004).

Na Fig. 3.14 mostra-se um conversor eletrônico de frequência. Da direita para a esquerda observam-se as indutâncias na saída do gerador, o módulo *IGBT* do retificador, o módulo *IGBT* da fonte de 13,5 V_{CC} para o sistema controlador, o módulo *IGBT* do inversor e as indutâncias na saída do inversor. Na parte inferior está o contator trifásico do sinal de força. Montados na parte traseira da placa encontram-se os dissipadores térmicos do sistema, junto com pequenos ventiladores para dissipar o calor.

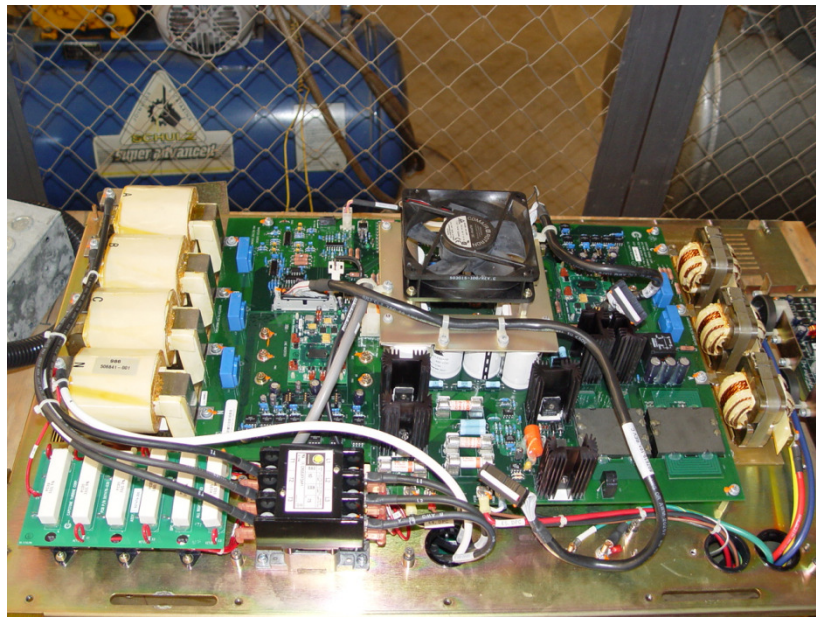


Figura 3.14 Conversor Eletrônico de Potência

Mancais de ar. Dependendo da micro-turbina o eixo pode estar suportado por mancais de óleo ou de ar. Apesar dos mancais de óleo empregar uma tecnologia bem desenvolvida, precisam de dispositivos tais como bombas, sistemas de filtragem e esfriamento do óleo, aumentando o custo e a manutenção da micro-turbina. Os mancais de ar provêm de projetos de micro-turbinas tipo *APU* para aeronaves e sistemas de esfriamento de cabines. Com ajuda dos mancais de ar é possível que uma turbina de alta rotação seja suportada sobre uma fina camada de ar, diminuindo o atrito e a necessidade de óleo, bombas, sistemas de esfriamento, etc. Este tipo de mancais oferece simplicidade na operação sem custo adicional, confiabilidade, redução na manutenção, etc. (Soares, 2007). A Fig. 3.15 mostra os mancais de ar de uma micro-turbina Capstone de 30 kW.

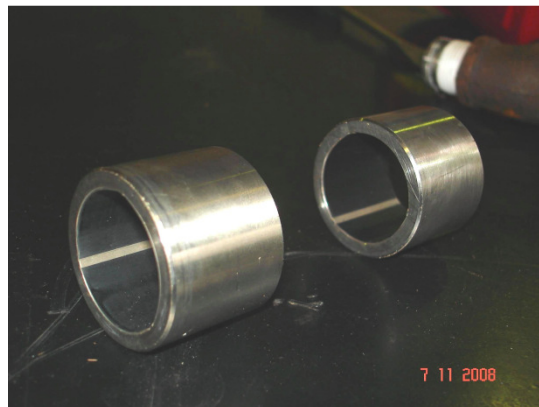


Figura 3.15 Mancais de Ar

3.6 Alguns Aspectos da Micro-Turbina a Gás

Resfriamento: As máquinas de combustão interna requerem resfriamento. Na micro-turbina a gás, do mesmo jeito do que na turbina a gás, uma parte do ar que sai do compressor é usada para resfriar outras áreas dentro da máquina. As micro-turbinas com mancais de ar utilizam o ar aspirado pelo compressor, além de produzir potência, para suportar o eixo através dos mancais e para resfriamento das partes internas da máquina.

Emissões: As emissões das micro-turbinas são caracterizadas principalmente por óxidos de nitrogênio (NO_x), com poucas emissões de monóxido de carbono (CO), dióxido de enxofre (SO_2) e dióxido de carbono (CO_2). Emissões de NO_x em micro-turbinas alimentadas com gás natural, estão comumente entre 8 e 9 ppmV. Isto porque dependem principalmente de NO_x térmico, e não o do combustível. Já as emissões de CO_2 são função do conteúdo de carbono no combustível (Gomatom, 2002).

3.7 Mercado da Micro-Turbina a Gás

Atualmente existem no mercado diversos fabricantes. Na Tabela 3.1 apresentam-se os principais fabricantes na atualidade.

Tabela 3.1 Micro-Turbinas Existentes no Mercado (Informação disponível nos sites dos Fabricantes)

MARCA	MODELO	PAÍS	POTÊNCIA	COMBUSTÍVEL	EFICIÊNCIA	CONFIGURAÇÃO	GERADOR ELÉTRICO	MANCAIS	COM REGENERADOR	INCLUI COGERAÇÃO	REDUTOR DE FREQUÊNCIA	RUIDO	EMISSÕES	PARADAS VIDA ÚTIL
Allied Signal - Honeywell	PARALLON 75	EUA	75 kW	Diesel Querosene Gás Natural	27,5% (70% com CHP)	Compressor Centrifugo – Turbina Radial	Alta Freq. Imã Permanente	De ar	Sim, de Fluxo Perpendicular	Não	Retificador – Inversor	65 dBa a 10 m	NO _x <50 ppm	10000 h / 40000 h
Bowman	TURBOGEN TM	Reino Unido	80 kW	Diesel Gás Natural GLP Propano	26% (74% com CHP)	Compressor Centrifugo – Turbina Radial	Alta Freq. Imã Permanente	Com óleo lubrificante	Sim, de Fluxo Cruzado	CHP (trocador de calor)	Retificador – Inversor	77 dBa a 1 m	NO _x <25 ppm	10000 h / 20000 h
Capstone	C30 C65 C200 C1000	EUA	30kW 65 kW 200 kW 1000kW	Diesel Gás Natural Propano Biogás	26% (82%) 29% (82%) 33% (73%) 33%	Compressor Centrifugo – Turbina Radial	Alta Freq. Imã Permanente	De ar	Sim, de Fluxo Cruzado	CHP CCHP	Retificador – Inversor	65 dBa 70 dBa 65 dBa 65 dBa	NO _x <9 ppm NO _x <5 ppm NO _x <9 ppm NO _x <9 ppm	10000 h / 80000 h
Elliot	TA 100	EUA	100 kW	Gás Natural	29% (75% com CHP)	Compressor Centrifugo (4:1) – Turbina Radial	Alta Freq. Imã Permanente	Cerâmicos com óleo lubrificante	Sim, de Fluxo Cruzado	CHP (trocador de calor)	Retificador – Inversor	62dBa a 10 m	NO _x <22 ppm CO<20 ppm	
Ingersoll Rand	MT70 MT250	EUA	70 kW 250 kW	Gás Natural Biogás	29% 30%	Compressor Centrifugo – Turbina Radial	Indução Síncrono	Com óleo lubrificante	Sim, de Fluxo Cruzado	CHP (trocador de calor)	Mecânico por Engrenagens	83 dBa a 1 m	NO _x <9 ppm CO<9 ppm	8000 h / 80000 h
Kawasaki	GPS250 GPS500 GPS750 GPS1250	Japão	200 kW 400 kW 600 kW 1000 kW	Diesel Querosene Gás Natural	15% 15,5% 30% 19,2%		Síncrono	Com óleo lubrificante	Não	Não	Mecânico por Engrenagens	85 dBa a 1 m	NO _x <23 ppm CO<25 ppm	
UTC - Pratt & Whitney	ENT-400	Canadá	400 kW	Gás Natural	30% (38% com ORC)	2 eixos: C. Centrifug. (8:1) – T. Axial cerâmica de 2 etapas + T. livre			Sim	ORC (Ciclo Rankine Orgânico)			NO _x <7 ppm CO<10 ppm	11000 h
Toyota CRDL	TPC 50 TPC 300	Japão	50 kW 300 kW	Gás Natural GLP	18% (83% com CHP) 25% (65% com CHP)	C. Centrifugo – T. Radial C. Centrifugo – T. Axial 2 estágios	De A. Freq. Imã Perm. G. Síncrono	Cerâmicos com óleo lubrificante	Sim	Não	Retificador – Inversor R. Mecânico engrenagens	70 dBa a 1 m 75 dBa a 1 m	NO _x <9 ppm NO _x <30 ppm	
Turbec	T100-CHP	Suécia	100 kW	Gás Natural	30% (77% com CHP)	Compressor Centrifugo – Turbina Radial	Alta Freq. Imã Permanente	Com óleo lubrificante	Sim, de Fluxo Cruzado	CHP (trocador de calor)	Retificador – Inversor	70 dBa a 1 m	NO _x <15 ppm CO<15 ppm	6000 h / 60000 h

Capítulo 4: Identificação de Sistemas e Modelagem

4.1 Modelagem Matemática

Modelagem matemática é a área do conhecimento que estuda maneiras de desenvolver e implementar modelos matemáticos de sistemas reais (Aguirre, 2004).

Um modelo matemático de um sistema real é um análogo matemático que representa algumas das características observadas em tal sistema. Modelos de sistemas reais são de fundamental importância em virtualmente todas as disciplinas. Uma vez obtidos podem ser usados como mecanismo para uma melhor compreensão do sistema, já que possibilitam prever ou simular o funcionamento de um sistema. Modelos são necessários em engenharia para projetar novos processos ou analisar processos já existentes (Nelles, 2001).

O modelo desenvolvido para um determinado sistema é apenas uma representação aproximada. Sendo assim, existe uma família de modelos com características e desempenhos variados. Modelos matemáticos têm sido utilizados ao longo da história para diversos fins: entender e explicar fenômenos observados na natureza e sistemas sociais, biomédicos, equipamentos, etc.; projetos de sistemas de monitoramento e controle; previsão; estimação de estados; simulação e treinamento. A vantagem de usar um modelo é que o procedimento de otimização de um sistema pode levar muito tempo, e pode envolver sinais de entrada ou condições de operação que não são fisicamente aplicáveis no processo.

Modelagem é uma forma menos custosa de estudar o comportamento de sistemas complexos. Modelos e estimativas da sua fidelidade ou incerteza podem servir como base para desenvolver projetos de controle robusto avançado. Modelos dinâmicos são utilizados tradicionalmente para descrever o comportamento dos sistemas, permitindo o seu projeto, análise e identificação (Kulikov, 2005).

Há vários métodos para conceber modelos matemáticos: modelagem caixa branca ou pela natureza do processo, modelagem caixa preta ou empírica, e modelagem caixa cinza, que é uma combinação das anteriores (Aguirre, 2004).

No caso dos métodos de modelagem caixa preta e caixa cinza que precisam de testes experimentais a obtenção de modelos pode demandar mais tempo, pois é preciso submeter o sistema a testes apropriados e analisar o seu comportamento frente a distúrbios.

Estimar a fidelidade ou a incerteza do modelo pode servir como base no projeto de controle robusto avançado. De forma similar, técnicas de identificação de sistemas podem ser aplicadas para projetar sistemas de controle adaptativo (Kulikov, 2005).

4.1.1 Identificação de Sistemas

Identificação de sistemas é uma área do conhecimento que estuda técnicas alternativas de modelagem matemática. Uma característica que se deseja comumente representar com o modelo é o comportamento dinâmico, ou seja, a evolução temporal do sistema.

Identificação de sistemas pode ser utilizada para melhorar a exatidão de um modelo, ou de alguns parâmetros no modelo, em um sistema industrial particular. Pode ser usada também no projeto efetivo de sistemas de controle adaptativo (Kulikov, 2005).

Em poucas situações práticas haverá conhecimento suficiente para desenvolver um modelo a partir das equações que regem a física do processo. Através da identificação de sistemas, é possível obter um modelo matemático que explique, pelo menos de forma aproximada, a relação de causa e efeito presente nos dados. A procura pelo modelo pode ser muito geral, e na prática a busca de modelos restringe-se a famílias relativamente pequenas.

Em linhas gerais as principais etapas de um problema de identificação são (Aguirre, 2004; Nelles, 2001):

1. Escolha das entradas do modelo.
2. Escolha dos sinais de excitação.
3. Testes dinâmicos e coleta de dados.
4. Escolha da arquitetura ou topologia do modelo, ou seja, o arranjo da representação matemática a ser usada.
5. Determinação da ordem, estrutura e complexidade do modelo.
6. Estimação dos parâmetros do modelo.
7. Validação do modelo.

4.1.2 Tipos de Modelos

Modelos obtidos com métodos caixa branca, caixa preta e caixa cinza. Dependendo do método empregado o tipo de modelo pode variar. Os modelos obtidos com métodos caixa branca são derivados de princípios primários, leis, equações e parâmetros. São determinados via modelagem matemática, e dependem pouco ou nada dos dados. O método caixa preta se baseia unicamente nos dados obtidos no ensaio do sistema. A estrutura do modelo e os parâmetros são determinados via modelagem experimental. Pouco ou nenhum conhecimento prévio é utilizado. O método caixa cinza utiliza combinações entre os métodos caixa branca e caixa preta. A estrutura provém do conhecimento prévio e os parâmetros são calculados a partir de dados. Na realidade,

modelos obtidos por métodos puramente brancos ou pretos dificilmente existem, e tudo é finalmente cinza.

Modelos lineares e não lineares. Se o erro entre a variável real do processo e a saída do modelo é linear nos parâmetros, e são utilizados mínimos quadrados do erro como função de custo, o modelo é linear. Se o gradiente da função de custo é não linear nos parâmetros, o modelo é não linear (Nelles, 2001).

Modelos estáticos e dinâmicos. Modelos estáticos relacionam variáveis sem quantificar sua dependência temporal e são normalmente descritos por equações algébricas. Sendo que todo sistema real é dinâmico a opção por descrevê-lo por um modelo estático é viável quando a sua dinâmica não é relevante. Modelos dinâmicos representam a dependência temporal do sistema, e são descritos por equações diferenciais ou equações a diferenças.

Modelos discretos e contínuos. São modelos dinâmicos contínuos os descritos por equações diferenciais, e representam a evolução do sistema continuamente no tempo. Modelos dinâmicos discretos representam a evolução do sistema em instantes discretos e são descritos por equações de diferenças.

Modelos autônomos e não-autônomos. Um modelo é autônomo se não depende explicitamente do tempo (não contém sinais de entrada). Um modelo com pelo menos uma entrada será denominado não-autônomo.

Modelos monovariáveis e multivariáveis. Um modelo com mais de uma entrada ou mais de uma saída é denominado multivariável. Modelos monovariáveis são aqueles que representam a relação causa e efeito de apenas um par de variáveis, ou seja, de uma entrada para uma saída.

Modelos determinísticos e estocásticos (Apêndice C). Modelos determinísticos são aqueles nos quais não estão representadas as incertezas presentes no contexto de um problema real. Modelos estocásticos incluem incertezas. A saída de um modelo estocástico é uma variável aleatória.

Modelos paramétricos e não-paramétricos. São paramétricos aqueles modelos que tiverem parâmetros, ou seja, números, coeficientes que os caracterizem. Modelos não-paramétricos são representações gráficas tais como a resposta ao impulso e a resposta em frequência (Aguirre, 2004).

4.1.3 Aplicações dos Modelos

Um modelo dinâmico pode ser utilizado para predição ou simulação. Em predição tanto a entrada quanto a saída do sistema são medidas durante a operação. Neste caso, o modelo é continuamente realimentado com dados reais da entrada e da saída, e executa uma predição da saída num certo tempo no futuro (predição k passos à frente). A aplicação está em sistemas de controle onde for possível medir em tempo real a entrada e a variável controlada do sistema. O modelo faz uma predição do comportamento futuro da variável controlada, para definir a estratégia de controle mais apropriada. Porém, o sistema é realimentado com valores reais da saída.

Quando só a entrada do processo está disponível, o modelo é aplicado para simulação. São aplicações da simulação: otimização, controle e detecção de falha.

Um modelo é utilizado para otimização quando o procedimento de testes leva muito tempo, e envolve sinais de entrada ou condições de operação que não devem, ou não podem ser aplicadas. Essas restrições podem ser devido a questões de segurança ou por impossibilidades físicas.

O modelo pode ser empregado para análise do processo. Neste caso, é possível conhecer o comportamento do sistema manipulando o modelo e observando as respostas a certos sinais de entrada.

Muitas características do projeto de controle avançado baseiam-se no modelo do processo, e alguns requerem ainda mais informação, por exemplo, as incertezas do modelo. A identificação de modelos para aplicação em controle tenta entender o que faz um modelo ser bom para controle, e como obtê-lo partindo dos dados. Quando o modelo é aplicado para controle, deve ser mais exato ao redor da frequência de cruzamento de ganho da função de transferência de malha aberta.

Modelos usados para detecção de falha precisam ser mais exatos na faixa de baixas frequências. Altas frequências são usualmente achadas durante períodos transitórios no processo, que não duram muito tempo.

Existem diversas abordagens para modelagem: aprendizado supervisionado (realimentado com entradas e saídas), aprendizado reforçado (qualidade da estratégia) e aprendizado não supervisionado (somente as entradas).

Técnicas de aprendizado supervisionado podem ser:

- a) Lineares
- b) Não lineares locais
- c) Não lineares globais

4.1.4 Modelagem Linear

Refere-se à abordagem empregada para estimar os parâmetros do modelo. Quando se quer modelar um sistema, comumente é suposto que o sistema comporta-se de forma aproximadamente linear. O sistema é linear se o mesmo satisfaz o princípio de superposição (*Apêndice C*). Informalmente, pode-se dizer que um sistema linear tem a mesma dinâmica independente do ponto de operação (Aguirre, 2004).

As propriedades de uma abordagem linear são:

- a) Existe um ótimo único
- b) A superfície da função de custo é uma hiper-parábola
- c) Uma solução direta pode ser calculada analiticamente
- d) Existem muitos algoritmos estáveis e rápidos que podem ser aplicados
- e) Uma formulação recursiva é possível
- f) Pode-se trabalhar on-line

É conveniente abordar o problema com métodos lineares antes de aplicar alternativas mais complexas.

No modelo linear, a saída depende linearmente dos n parâmetros θ_i , e o problema toma o nome de regressão linear (Eq. 4.1):

$$\hat{y} = \sum_{i=1}^n \theta_i x_i \quad x_i = g_i(u) \quad (4.1)$$

onde:

x_i : Regressores ou variáveis independentes

θ_i Parâmetros ou coeficientes da regressão

y : Variável dependente

O objetivo do modelo é representar a saída do modelo \hat{y} o mais próximo que for possível da saída real do processo y , usando como referência a função de custo. É comum empregar como função de custo o somatório do quadrado dos erros.

O objetivo final é que o erro entre a saída do modelo e a saída real do sistema esteja tão próximo ao ruído branco (Apêndice C) quanto for possível, garantindo que reste somente “aleatoriedade pura” não modelada.

Na Eq. 4.2 a matriz \underline{X} é formada pelos regressores do modelo:

$$\underline{X} = \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & \dots & x_n \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Os regressores podem vir das entradas, saídas ou do erro da aproximação. Por exemplo, no filtro de *resposta ao impulso infinita (IIR)*, a saída do modelo é calculada como indica a Eq. 4.3:

$$\hat{y} = b_1 u(k-1) + \dots + b_m u(k-m) - a_1 y(k-1) - \dots - a_m y(k-m) \quad (4.3)$$

Neste caso os elementos $u(k-i)$ e $y(k-i)$, sendo ($i = 1, 2, \dots, m$), são os regressores, e a_i e b_i são os parâmetros.

Na forma matricial, a saída estimada do modelo é representada como:

$$\underline{\hat{y}} = \underline{X} \hat{\underline{\theta}} \quad (4.4)$$

onde:

$\underline{\hat{y}}$ é o vetor das saídas do modelo

\underline{X} é a matriz dos regressores

$\hat{\underline{\theta}}$ é o vetor dos parâmetros estimados do modelo

Para calcular o vetor $\hat{\underline{\theta}}$, o método mais comum é a estimação por *mínimos quadrados (MQ)* (Apêndice A), cuja fórmula é:

$$\hat{\underline{\theta}} = (\underline{X}^T \underline{X})^{-1} \underline{X}^T \underline{y} \quad (4.5)$$

Existem variações no método de mínimos quadrados: Mínimos quadrados ortogonais (Apêndice C), amortecidos, ponderados, com restrições, etc. Cada um deles tem a sua área de aplicação mais apropriada. Mínimos quadrados amortecidos e seleção de sub-conjuntos são ferramentas poderosas para achar a melhor relação desvio/variância (Nelles, 2001).

4.1.5 Representações de Modelos Lineares

Há diversas representações matemáticas de modelos lineares. Uma das mais usadas é a *função de transferência*, definida como a transformada da resposta ao impulso $h(t)$ do sistema para condições iniciais nulas. Se a resposta ao impulso for contínua no tempo então a transformada usada é a de Laplace e a função de transferência é representada por $H(s)$. A transformada de Laplace de um sinal $x(t)$ é definida da seguinte maneira:

$$X(s) = L\{x(t)\} = \int_0^{\infty} x(t)e^{-st} dt \tag{4.6}$$

Para sinais de entrada com espectro de frequência suficientemente amplo, uma estimativa da função de transferência de um sistema pode ser obtida dividindo-se a transformada de Laplace da saída $Y(s)$ pela transformada de Laplace da entrada $U(s)$. Assim, funções de transferência são normalmente representadas como a razão de dois polinômios (Eq. 4.7):

$$H(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_0 + b_1s + \dots + b_qs^q}{a_0 + a_1s + \dots + a_ns^n} \tag{4.7}$$

Muitos sistemas dinâmicos apresentam um *atraso puro no tempo*. A modelagem desse fenômeno é de suma importância porque atrasos de tempo têm efeito *desestabilizador* em malhas de controle. A transformada de Laplace de uma função $f(t)$ é definida como:

$$F(s) = \int_0^{\infty} f(\tau)e^{-s\tau} d\tau \tag{4.8}$$

Um atraso de τ_d unidades de tempo pode ser representado como $\tau = t - \tau_d$ e $f(t - \tau_d)$. A transformada de Laplace da função com atraso está indicada na Eq. 4.9:

$$F(s) = \int_0^{\infty} f(t - \tau_d)e^{-s(t-\tau_d)} dt \tag{4.9}$$

$$e^{-s\tau_d} F(s) = \int_0^{\infty} f(t - \tau_d)e^{-st} dt \tag{4.10}$$

Finalmente obtém-se:

$$F_a(s) = e^{-s\tau_d} F(s) \tag{4.11}$$

Ou seja, atrasar uma função temporal de τ_d unidades de tempo é representado multiplicando-se a transformada da função por $e^{-s\tau_d}$.

Se a resposta ao impulso for discreta no tempo $h(k)$ a respectiva função de transferência $H(z)$ é por definição a *transformada Z* de $h(k)$ para condições iniciais nulas. A transformada Z de uma seqüência $x(k)$ é definida como:

$$X(z) = Z\{x(k)\} = \sum_{k=-\infty}^{k=0} x(k)z^{-k} \tag{4.12}$$

Tanto $H(s)$ como $H(z)$ são normalmente representadas como o quociente de dois polinômios em s e em z .

Se em vez de tomar a transformada de Laplace de $h(t)$ fosse tomada a transformada de Fourier obter-se-ia $H(j\omega)$, que é a resposta em frequência do sistema (Apêndice C). O objetivo de se estudar a resposta em frequência de um sistema é verificar como tal sistema responde a um sinal senoidal de frequência ω , numa faixa determinada de frequências. A transformada de Fourier de um sinal $x(t)$ é definida como:

$$X(j\omega) = F\{x(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (4.13)$$

sendo $j = \sqrt{-1}$.

$H(j\omega)$ pode ser obtida diretamente a partir de $H(s)$ substituindo-se s por $j\omega$. De forma semelhante, $H(j\omega)$ pode ser obtida diretamente a partir de $H(z)$ substituindo-se z por $e^{j\omega}$.

Outra representação muito usada é a representação no espaço de estados, que tem a seguinte forma geral (Eq. 4.14):

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}) \quad (4.14)$$

sendo que $\underline{x} \in \mathbb{R}^n$ é o vetor de estado n -dimensional, e o ponto acima do vetor \underline{x} indica a derivada temporal, ou seja $\dot{\underline{x}} = d\underline{x}/dt$.

A representação no espaço de estados, usada em teoria de sistemas lineares, tem a seguinte forma (Eq. 4.15):

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \underline{A}\underline{x} + \underline{B}u \\ \underline{y} &= \underline{C}\underline{x} + \underline{D}u \end{aligned} \quad (4.15)$$

sendo $\underline{y} \in \mathbb{R}^p$ o vetor p -dimensional de saídas medidas e \underline{A} , \underline{B} , \underline{C} e \underline{D} são matrizes constantes (Aguirre, 2004).

4.1.6 Representações Discretas de Modelos Dinâmicos Lineares

Existem algumas representações matemáticas especialmente adequadas à identificação de sistemas, usando-se algoritmos conhecidos para a estimação de parâmetros. Partindo do modelo linear geral que descreve as influências determinística e estocástica do sistema (Nelles, 2001), a representação geral é:

$$A(q)y(k) = \frac{B(q)}{F(q)}u(k) + \frac{C(q)}{D(q)}v(k) \quad (4.16)$$

Sendo:

- $y(k)$ saída do sistema
- $u(k)$ entrada do sistema
- $v(k)$ ruído branco

q^{-1} é o operador de atraso, $A(q)$, $B(q)$, $C(q)$, $D(q)$ e $F(q)$ são polinômios definidos como:

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 - a_1 q^{-1} - \dots - a_{n_y} q^{-n_y} \\ B(q) &= b_1 q^{-1} + \dots + b_{n_u} q^{-n_u} \\ C(q) &= 1 + c_1 q^{-1} + \dots + c_{n_v} q^{-n_v} \\ D(q) &= 1 + d_1 q^{-1} + \dots + d_{n_d} q^{-n_d} \\ F(q) &= 1 + f_1 q^{-1} + \dots + f_{n_f} q^{-n_f} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Através de considerações especiais dos polinômios $A(q)$, $B(q)$, $C(q)$, $D(q)$ e $F(q)$ são obtidos os *modelos lineares*. Os modelos mais comuns são mostrados a seguir:

Modelo ARX. É o modelo dinâmico linear mais aplicado. O modelo “auto-regressivo com entradas externas” (*ARX*) pode ser obtido tomando-se $C(q) = D(q) = F(q) = I$, resultando em:

$$A(q)y(k) = B(q)u(k) + v(k) \quad (4.18)$$

Nesta representação o ruído é modelado como um processo branco filtrado por um filtro auto-regressivo $1/A(q)$.

Modelo ARMAX. É o segundo modelo mais popular. O modelo “auto-regressivo com média móvel e entradas exógenas” (*ARMAX*) é obtido tomando-se $D(q) = F(q) = I$, resultando em:

$$A(q)y(k) = B(q)u(k) + C(q)v(k) \quad (4.19)$$

O modelo *ARMAX* é mais flexível do que o *ARX*, já que possui um modelo estendido do ruído, que é modelado como ruído branco filtrado por $C(q)/A(q)$.

Modelo OE. Junto com o *ARX* e o *ARMAX* é a estrutura mais utilizada. O modelo tipo “erro na saída” (*OE*) é obtido fazendo $A(q) = C(q) = D(q) = I$, resultando em:

$$y(k) = \frac{B(q)}{F(q)}u(k) + v(k) \quad (4.20)$$

O ruído é assumido como perturbador da saída diretamente (ruído na medição), e não dentro do processo. É modelado como um processo branco sem filtragem.

Modelo BJ. Pertence ao tipo “erro na saída”. O Modelo de “*Box-Jenkins*” (*BJ*) pode ser obtido tomando-se $A(q) = I$, resultando em:

$$y(k) = \frac{B(q)}{F(q)}u(k) + \frac{C(q)}{D(q)}v(k) \quad (4.21)$$

O modelo *BJ* possui graus adicionais de liberdade do modelo do ruído, e admite distúrbios coloridos. As funções de transferência do sistema $B(q)/F(q)$ e do ruído $C(q)/D(q)$ não têm parâmetros comuns.

Modelo FIR. É o modelo linear mais simples. O modelo é “resposta finita ao impulso” (*FIR*), pois não incorpora realimentação. O *somatório de convolução* entre a resposta ao impulso $h(k)$ de um sistema, e um sinal de entrada $u(k)$, resulta no modelo *FIR*, que pode ser obtido tomando-se $A(q) = C(q) = D(q) = F(q) = I$, e pode ser representado como:

$$y(k) = B(q)u(k) + v(k) \quad (4.22)$$

O ruído acrescentado na saída $y(k)$, representado por $v(k)$, é assumido branco (Aguirre, 2004).

Modelo OBF. É uma generalização do modelo *FIR*, e pode ser expresso como:

$$y(k) = b_1 L_1(q)u(k) + b_2 L_2(q)u(k) + \dots + b_m L_m(q)u(k) \quad (4.23)$$

As funções $L_i(q)$ são escolhidas a priori antes de estimar os parâmetros b_i , em função do conhecimento prévio do processo. Quanto mais precisa a escolha, maior a exatidão da aproximação. Escolhas típicas para as funções $L_i(q)$ são os *Filtros Laguerre* e *Filtros de Kautz* (Nelles, 2001).

4.1.7 Modelagem Não Linear

Os sistemas dinâmicos encontrados na prática são, em última análise, não lineares. Em alguns casos aproximações lineares são suficientes para aplicações práticas (Aguirre, 2004). Antes de pensar em desenvolver um modelo não linear, uma abordagem linear deve ser considerada, utilizando testes de não linearidade para validar o modelo linear (Nelles, 2005).

Porém, algumas vezes será preciso utilizar representações não lineares, o que traz um aumento inevitável na complexidade dos algoritmos a serem utilizados. A escolha do tipo de modelo, se linear ou não linear, nem sempre é motivada por melhorar a exatidão do modelo. Em alguns casos opta-se por modelos não lineares pelo fato desses modelos produzirem certos regimes dinâmicos que modelos lineares não conseguem representar (Aguirre, 2004).

Uma vez obtido o modelo não linear, a qualidade é medida em função do erro entre a saída (distorcida pelo ruído) do processo e a saída do modelo. Esse erro é utilizado para re-ajustar os parâmetros do modelo.

Algumas técnicas de modelagem não linear local são:

- a) Redes Neurais
- b) Newton
- c) Newton Estabilizado
- d) Levenberg-Marquardt
- e) ODE

Entre as propriedades da otimização não linear destacam-se as seguintes:

- a) Existem vários ótimos locais
- b) A superfície na vizinhança de um ótimo local pode ser aproximada, usando expansão em séries de Taylor, por uma hiper-parábola na forma da Eq. 4.24:

$$\hat{y} = \underline{\theta}^T \underline{A} \underline{\theta} + \underline{b}^T \underline{\theta} + c \quad (4.24)$$

- c) Não existe solução analítica
- d) É necessário um algoritmo iterativo
- e) É difícil de aplicar on-line

Para calcular os parâmetros do modelo não linear existem algoritmos de busca direta, tais como o método de *Hooke-Jeeves*, o qual se baseia apenas nos valores da função de custo.

Os algoritmos baseados em *gradientes* são as técnicas de modelagem local não linear mais comuns e importantes. A idéia principal é mudar o vetor dos parâmetros ($\underline{\theta}_{k-1}$), proporcional a um valor (η_{k-1}), na direção (\underline{p}_{k-1}), que é a direção gradiente (\underline{g}_{k-1}) da função de custo ($I(\underline{\theta}_{k-1})$) com respeito aos parâmetros (Eq. 4.25 à 4.27):

$$\underline{g}_{k-1} = \partial I(\underline{\theta}_{k-1}) / \partial \underline{\theta}_{k-1} \quad (4.25)$$

$$\underline{\theta}_k = \underline{\theta}_{k-1} - \eta_{k-1} \underline{p}_{k-1} \quad (4.26)$$

$$\underline{p}_{k-1} = \underline{R}_{k-1} \underline{g}_{k-1} \quad (4.27)$$

A escolha mais simples para a matriz \underline{R}_{k-1} é a matriz identidade I , o que produz o grau de inclinação mais acentuado na direção oposta ao gradiente \underline{g}_{k-1} . O objetivo é reduzir em cada iteração o valor da função de custo ($I(\underline{\theta}_k) < I(\underline{\theta}_{k-1})$).

Os métodos baseados em gradientes mais conhecidos são: Declive Máximo, Newton, Gauss-Newton e Levenberg-Marquardt (Nelles, 2001).

4.1.8 Tipos de Modelos Dinâmicos Não Lineares

Algumas representações não lineares são:

- a) Séries de Volterra
- b) Modelos de Hammerstein e de Wiener
- c) Funções radiais de base
- d) Modelos *NARX* e *NARMAX* (Aguirre, 2004)

Partindo dos modelos lineares, é comum a notação N para não linear colocada em frente ao nome do modelo linear. Modelos entrada/saída dinâmicos não lineares podem ser escritos na forma:

$$y(k) = f(\underline{\varphi}(k)) \quad (4.28)$$

onde o vetor regressão $\underline{\varphi}(k)$ pode conter entradas do processo prévias e/ou atuais, saídas do processo ou modelo, e erros de predição prévios.

Os modelos com realimentação na saída são os mais comuns. Como exemplo, as contrapartes não lineares às estruturas de modelo linear *ARX*, *ARMAX* e *OE* são (Eq. 4.29 à 4.31):

$$NARX: \quad \underline{\varphi}(k) = [u(k-1) \quad \dots \quad u(k-m) \quad y(k-1) \quad \dots \quad y(k-m)]^T \quad (4.29)$$

$$NARMAX: \quad \underline{\varphi}(k) = [u(k-1) \quad \dots \quad u(k-m) \quad y(k-1) \quad \dots \quad y(k-m) \quad e(k-1) \quad \dots \quad e(k-m)]^T \quad (4.30)$$

$$NOE: \quad \underline{\varphi}(k) = [u(k-1) \quad \dots \quad u(k-m) \quad \hat{y}(k-1) \quad \dots \quad \hat{y}(k-m)]^T \quad (4.31)$$

O modelo *NARX* utiliza os valores reais da saída do processo $y(k-i)$, enquanto que o modelo *OE* utiliza os valores da saída do modelo $\hat{y}(k-i)$. O modelo *NARMAX* utiliza ambos, já que as saídas do modelo estão contidas nos erros $e(k-i)$.

Os modelos *NARX* e *NOE* de ordem baixa têm aplicação muito ampla. Modelos de ruído complexos como *NBJ* são pouco utilizados (Nelles, 2001).

4.1.9 Validação de Modelos

Após a identificação de um sistema real chega-se ao produto final, um modelo ou uma família de modelos. Porém, nem sempre é fácil saber se o modelo serve ou, no caso de se ter uma família de modelos, escolher qual é o mais adequado. A questão chave é determinar se o modelo é válido ou não. Para isto é necessário saber o uso pretendido do modelo, já que nenhum modelo representará o sistema real em todos os aspectos.

Simulação. Uma vez obtido o modelo, é necessário verificar se o seu comportamento equivale ao do sistema real e quais são os limites de validade. Com o objetivo de avaliar o desempenho, é necessário simular o modelo, ou seja, resolver as equações que compõem o modelo. Comparar a simulação com dados medidos é provavelmente a forma mais usual de se validar um modelo. Deseja-se saber se o modelo reproduz ao longo do tempo os dados observados.

Diversos cuidados precisam ser observados ao efetuar a simulação. Um deles é não usar na validação os mesmos dados que foram utilizados para obter o modelo. Na prática o ideal é efetuarem-se dois testes independentes ao longo dos quais o sistema é observado, gerando assim dois conjuntos de dados. Como praticamente todos os sistemas reais são não lineares, é importante que os dois testes sejam efetuados com o sistema operando em condições semelhantes. (Aguirre, 2004).

Para simulação do processo só as entradas do modelo estão disponíveis. A simulação é utilizada para otimização, controle e detecção de falha. A simulação tipicamente requer componentes realimentados dentro do modelo (Nelles, 2001).

Predição de um passo à frente (Apêndice C). Para obter a predição de um passo à frente para o instante $(k + 1)$ tomam-se observações do conjunto de dados até o instante k , ou seja, $\hat{y}(k+1) = \underline{\psi}^T(k) \hat{\theta}$. A predição de um passo à frente obtida, $\hat{y}(k + 1)$, não é utilizada para obter a seguinte predição. Devido a isto os erros de predição de um passo à frente $(y(k) - \hat{y}(k))$ serão sempre os menores possíveis. Conseqüentemente, predições um passo à frente não são bons indicadores da capacidade do modelo explicar a dinâmica do sistema.

Simulação livre ou Predição de infinitos passos à frente. É outra forma de simular um modelo realimentando-o com valores simulados $\hat{y}(k)$ $\hat{y}(k - 1)$ $\hat{y}(k - n)$ no lugar de dados reais, que é o caso da predição um passo à frente. Para efetuar a simulação, é preciso inicializar o modelo com um número reduzido de valores reais medidos $y(k)$. A partir daí o modelo vai gerando dados simulados que são realimentados na equação de diferenças do modelo, para gerar novos valores $\hat{y}(k + 1)$. Esse procedimento é, ao contrário da predição de um passo à frente, uma boa maneira de testar se o modelo consegue representar as observações feitas.

Predição de k passos à frente. É o caso intermediário, e consiste em usar o modelo como preditor livre apenas por k intervalos de amostragem, reinicializando-o logo a seguir com dados medidos.

RMSE. A raiz quadrada do erro quadrático médio é um índice utilizado na quantificação de predições, e calculado com a Eq. 4.32:

$$\text{RMSE} = \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N (y(k) - \bar{y})^2}} \quad (4.32)$$

sendo $\hat{y}(k)$ a simulação livre do sinal e \bar{y} o valor médio dos sinais medidos $y(k)$. O índice compara as previsões do modelo com a média temporal do sinal. Ou seja, a média é usada como preditor trivial.

Análise dos Resíduos (Apêndice C). Por definição, o vetor de resíduos é dado por:

$$\underline{\xi} = \underline{y} - \underline{\psi} \underline{\theta} \quad (4.33)$$

Como se observa, o vetor de resíduos depende dos parâmetros estimados $\underline{\theta}$ bem como dos regressores que compõem o modelo $\underline{\psi}$. Se o estimador usado for baseado em *MQ*, a soma do quadrado dos resíduos é mínima para o vetor de regressores calculado. Assim, a variância (*Apêndice C*) dos resíduos não é um indicador adequado para validar modelos dinâmicos. Por outro lado, uma condição para que o estimador *MQ* não apresente polarização (*Apêndice C*) é que o erro na equação deve ser ruído branco, ou seja, totalmente aleatório. O vetor de resíduos é linearmente branco se a sua função de autocorrelação (*Apêndices A e C*) for nula para todos os valores de atraso maiores ou iguais a um, ou seja:

$$\text{corr}_{\xi\xi}(k) = 0, \quad \forall k \neq 0 \quad (4.34)$$

Pode-se verificar se o modelo tem um desempenho semelhante para um conjunto de dados diferente ao empregado para a obtenção dos parâmetros. Para isto, é calculada a função de correlação cruzada (*Apêndice C*) entre o vetor de resíduos e o sinal de entrada. Neste caso, se:

$$\text{corr}_{u\xi}(k) = 0, \quad \forall k \quad (4.35)$$

tem-se que o vetor de erros do modelo não depende do sinal de entrada usado para obter o mesmo.

Validação em Malha Fechada. Um modelo pode ter um bom desempenho em malha aberta, mas ser inaceitável em malha fechada. Se o uso pretendido para um dado modelo for em malha fechada, validá-lo em malha aberta poderá conduzir a resultados incorretos. Quando se obtém a resposta em frequência do processo e ao compará-la com os dados reais do sistema, fica claro que a qualidade da aproximação depende da faixa de frequência onde o mesmo é validado. Porém, a menos que se conheçam a priori, (ou que seja possível estimar), as margens de ganho e fase da função de transferência em malha aberta, é difícil usar essa informação na validação.

4.1.10 Métodos de Identificação

Para identificação de modelos dinâmicos existem métodos paramétricos e não-paramétricos.

Métodos não-paramétricos são aqueles que não resultam em um modelo matemático tal como uma função de transferência, mas sim numa representação gráfica que caracteriza a dinâmica do sistema em estudo. Exemplos típicos de tais representações são (Nelles, 2001):

1. No *domínio no tempo*: Análise da resposta ao impulso, análise da resposta transitória, análise de correlação.

2. No *domínio da frequência*: Análise da resposta em frequência, análise de Fourier e análise espectral.

A partir da resposta dos métodos não-paramétricos é possível determinar modelos paramétricos com características semelhantes. Porém, se o objetivo é obter um modelo para simular o sistema, métodos paramétricos devem ser utilizados diretamente. Dentre os métodos paramétricos podem ser citados:

1. No *domínio do tempo*: mínimos quadrados, modelagem não linear, e mínimos quadrados recursivos.
2. No *domínio da frequência*: Mínimos quadrados, modelagem não linear.

Reduzindo o efeito do ruído. Nos dados coletados em qualquer experimento real sempre existirá ruído. Algumas vezes o ruído pode ser desprezado sem maiores problemas. Porém, a maioria dos métodos determinísticos de identificação é sensível ao ruído e, portanto, faz-se necessário desenvolver métodos para diminuir os efeitos do mesmo. Uma forma comum é a de obter a média de dados correspondentes a ensaios que sejam tão similares quanto for possível. Este método é conhecido como *acumulação de amostras*. Tal procedimento se baseia na pressuposição de que o ruído é branco e, portanto, não consistente. Teoricamente, o efeito do ruído poderia ser totalmente eliminado se a média fosse obtida utilizando-se dados obtidos em um número infinito de ensaios.

Funções de correlação FCC. A função de correlação entre dois sinais é uma medida da dependência temporal entre eles. Se tais sinais forem independentes (no tempo), a função de correlação será pequena para todos os valores de atraso κ e diz-se que os sinais são não correlacionados. Em outras palavras, a *FCC* é uma medida de quão relacionados no tempo estão os sinais de entrada $u(k + \kappa)$ e saída $y(k)$ de um sistema para diferentes valores de κ . A robustez com respeito ao ruído é característica da *FCC*, sendo útil em problemas de identificação de sistemas (Aguirre, 2004).

O *signal de excitação* ($u(k)$) cumpre uma função importante na identificação do sistema, já que é o único grau de liberdade do usuário para determinar a taxa *signal/ruído* do modelo (*SNR*). O espectro do sinal de entrada determina as frequências onde a potência é aplicada. O modelo será de melhor qualidade nas frequências fortemente excitadas pelo sinal de entrada. Por isso, para a seleção do sinal de entrada é muito importante o propósito do modelo. O sinal de entrada pode ser dos seguintes tipos: Impulso, degrau, onda retangular, ou *signal binário pseudo-aleatório* (*PRBS*) (*Apêndice C*) (Nelles, 2001).

4.2 Características da Metodologia Empregada na Tese

Este item descreve algumas características da metodologia utilizada no presente trabalho.

Foi utilizada uma abordagem caixa cinza, que utiliza conhecimento prévio de modelos de turbina a gás para escolher a topologia inicial do modelo. Essa topologia define quais serão os blocos do modelo, e as variáveis de entrada e saída de cada bloco. É necessário definir a topologia inicial do modelo partindo do conhecimento teórico das turbinas a gás. A topologia escolhida baseia-se num modelo simplificado para turbinas estacionárias de grande potência (Rowen, 1983). O modelo foi desenvolvido para ser utilizado em estudo de estabilidade de sistemas de potência. Os blocos do modelo de Rowen contêm modelos lineares, mas no presente trabalho foram

desenvolvidos códigos em MatLab para gerar modelos lineares ou não lineares dependendo da dinâmica de cada bloco. Além disso, a topologia de Rowen foi modificada para se ajustar às características particulares da micro-turbina a gás (Rendón, 2005). Como foi observado que na maior parte de tempo o controle por rotação prevalece, no presente trabalho as malhas de controle por aceleração e temperatura na saída da turbina, existentes no modelo de Rowen, foram eliminadas.

Definida a topologia, utilizando um banco de testes com uma micro-turbina de 30 kW, foram montados instrumentos para medir as variáveis do modelo. Os sinais dos instrumentos são enviados a um sistema de aquisição de dados, o qual se comunica com um computador. São definidos testes estáticos e dinâmicos para obter dados úteis para calcular modelos. Os testes estáticos consistem em operar a máquina em vários pontos de operação em regime na faixa onde o modelo é validado. Os dados obtidos ajudam a caracterizar, quando houver, a não linearidade do modelo na faixa de operação onde vai ser validado. Os testes dinâmicos excitam o sistema com um sinal tipo *PRBS* ao redor de várias condições de operação em regime. Testes dinâmicos rendem dados que servem para definir a estrutura de cada bloco e para estimar os parâmetros dos modelos dinâmicos.

Para obter modelos confiáveis a metodologia considera aspectos particulares da operação da micro-turbina a gás e medição de variáveis, que mudam o seu comportamento e dificultam a modelagem. Esses aspectos são as condições de medição num fluido a alta velocidade, e as condições ambientes.

Para diminuir a influencia das condições ambiente, antes de serem empregados para os cálculos, os dados obtidos foram corrigidos utilizando parâmetros quase-dimensionais de correção por pressão e temperatura ambientes (Walsh, 2004). Outras condições ambientes, tais como umidade do ar, são também importantes, porém não foram consideradas neste trabalho.

As condições de medição dentro da micro-turbina produzem um erro nas leituras devido à alta velocidade do fluido (gás). É possível reduzir o erro empregando fórmulas de pressão e temperatura de estagnação (Saravanamuttoo, 2001). As pressões e temperaturas de estagnação calculadas são utilizadas para calcular o torque mecânico, o que será explicado no Capítulo 5.

Para facilitar a manipulação e a correção dos valores medidos foram desenvolvidas tabelas em Excel que executam as correções por condições de medição e condições ambientes. Fazendo as correções dos dados pela velocidade do fluido é possível obter dados de estagnação de pressões e temperaturas, os que são utilizados para calcular o torque mecânico. As correções por condições ambientes coloca os dados em uma condição padrão (ISO, 1 atm e 15 °C), e assim flexibilizar a sua utilização. A idéia é ter um modelo que possa ser utilizado para representar o comportamento dinâmico de qualquer micro-turbina, independente das condições ambiente de operação.

Tendo corrigido os dados, os mesmos foram utilizados para definir a estrutura dos blocos e calcular os parâmetros das relações matemáticas correspondentes. Em cada caso foram seguidos os seguintes passos:

- Utilizando rotinas desenvolvidas em MatLab foram definidas as estruturas dos blocos, ou seja, o tipo e a ordem da função de transferência (equação de diferenças).
- Uma primeira rotina serve para calcular a característica estática da função, utilizando os dados obtidos nos testes estáticos (regime permanente). A raiz quadrada do erro quadrático médio (*RMSE*) é o critério de validação. Os resultados obtidos definem se a relação entre as variáveis é linear ou não linear.
- A segunda rotina utiliza os dados obtidos nos testes dinâmicos para alimentar a rotina com o algoritmo de Golub-Householder (*GH*), que define a estrutura do modelo. Conhecida a característica estática do modelo, é definido o conjunto de regressores candidatos (matriz de regressores Ψ). O algoritmo de *GH* escolhe os regressores com maior influência no modelo. O critério de Akaike (*AIC*) (Akaike, 1973) e o *RMSE* servem para medir a validação de cada modelo gerado por essa rotina.
- Feita a seleção dos regressores, os parâmetros do modelo são calculados com mínimos quadrados (*MQ*).
- A característica estática é utilizada junto com os parâmetros calculados no passo anterior para obter os parâmetros finais, utilizando mínimos quadrados com restrições (*MQR*) (Apêndice A). O modelo obtido é validado com dados reais em forma gráfica e numérica, utilizando *RMSE*.

Quando os parâmetros de todos os blocos do modelo são obtidos, o modelo é reunido numa aplicação em Simulink do MatLab, e simulado com uma única variável de entrada, a demanda de potência P_d . O desempenho global do modelo é validado utilizando a média quadrática do erro ao quadrado (*RMSE*), comparando os valores simulados com valores reais.

Maiores detalhes da metodologia são apresentados no Capítulo 5.

Capítulo 5: Aplicação da Metodologia

5.1 Descrição da Micro-Turbina Empregada

A micro-turbina estudada gera 30 kW em condições ISO* (ISO, 1975), requer pouca manutenção e produz baixo nível de emissões. A Figura 5.1 mostra um diagrama esquemático da micro-turbina.

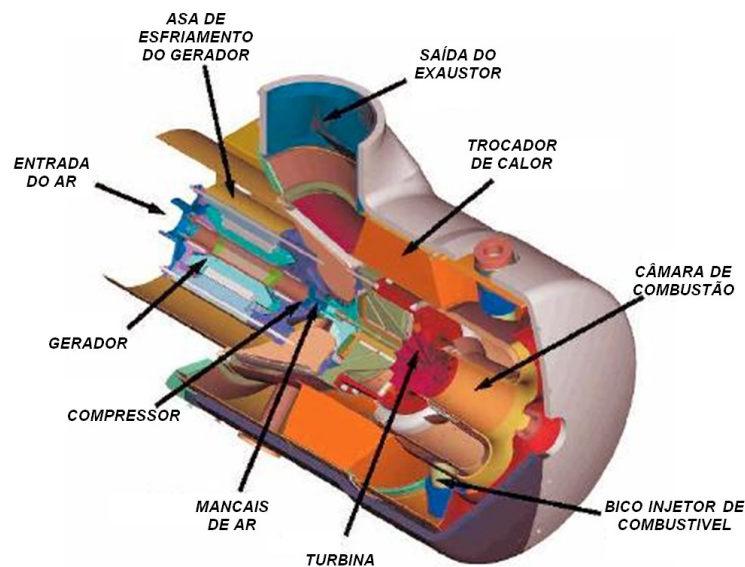


Figura 5.1 Diagrama Esquemático da Micro-Turbina Empregada nos Testes

A máquina possui uma configuração de eixo simples, compressor centrífugo e turbina radial de simples estágio. Um gerador de ímã permanente de alta rotação encontra-se acoplado ao eixo. A saída do gerador está ligada a um sistema eletrônico de potência, para reduzir a frequência do sinal gerado (750-1600 Hz) à frequência da rede (60 Hz), e gerar energia com baixo nível de harmônicos. Possui um recuperador tipo anular integral que aumenta a eficiência térmica do sistema (Figura 5.1).

A micro-turbina pode ser ligada em paralelo a uma rede de potência ou a outra fonte de geração, ou agir em operação isolada para suprir potência de respaldo ou geração remota.

A potência máxima gerada pela micro-turbina diminui com a redução na pressão atmosférica (aumento da altitude), com o aumento na temperatura ambiente, ou por restrições na entrada de ar ou saída dos gases. O gás de exaustão possui alta temperatura e baixo nível de emissões e pode ser utilizado para gerar energia térmica em processos com geração combinada de energia elétrica e calor/frio.

5.2 Especificações Gerais (CTC, 2000)

A micro-turbina considerada apresenta as seguintes especificações (Capstone, 2000):

Combustível padrão:	Gás Natural
Potência nominal:	30 kW*
Rotação:	45.000 – 96.000 RPM
Temperatura na chaminé:	180 – 330 °C
Temperatura na saída da turbina:	671 – 593 °C (variando de 45.000 a 80.000 RPM)
Produção de NO _x	< 9 ppm

* Condições ISO (15 °C no nível do mar)

Especificações do Gerador:

Tipo:	Magneto Permanente
Bobinagem:	Tipo Y
Tensão:	277 V _{CA} LN @ 96.000 RPM - 1600 Hz

5.3 Características Mecânicas

A micro-turbina é formada por: Compressor, Regenerador, Câmara de Combustão, Turbina e Gerador. Os componentes giratórios encontram-se montados em um eixo simples suportado por mancais de ar. A Figura 3.15 mostra dois mancais de ar da micro-turbina. A Figura 5.2 é um esquema dos componentes internos da micro-turbina, e a direção do escoamento do gás através dela.

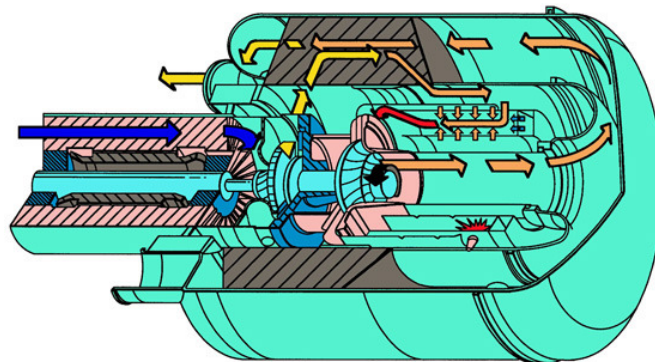


Figura 5.2 Fluxo de Ar Dentro da Micro-Turbina

Só existe uma parte móvel na máquina, não existem rolamentos, nem correias de transmissão ou outros acessórios de atuação pela máquina (Capstone, 2000).

Os mancais de ar eliminam a necessidade de óleo ou de qualquer outro lubrificante.

O sistema de refrigeração a ar elimina a necessidade de líquido refrigerante.

O calor do gás de exaustão pode ser aproveitado em sistemas de aquecimento, resfriamento por absorção, sistemas para redução de umidade, etc.

Na partida o gerador é motorizado fazendo o eixo rodar a 25000 *RPM* por vários segundos até que se produz a ignição. Quando acontece a primeira explosão, a energia liberada pelo combustível faz o eixo acelerar até 45000 *RPM*, permanecendo nesta rotação por alguns segundos. Passado esse tempo, a potência na saída é ativada pelo fechamento de um contator, localizado no sistema eletrônico da micro-turbina.

Na seqüência de parada, a potência na saída é desativada (abertura do contator) e o combustível é cortado extinguindo a chama na câmara de combustão. O sistema motoriza o gerador fazendo a máquina rodar a 45000 *RPM* para resfriamento. Durante esse tempo monitora-se a temperatura na saída da turbina, até que seja inferior a 200 °C. Neste ponto desenergiza-se o gerador e o eixo para totalmente.

5.4 Características Elétricas

Possui dois tipos de geração: saída síncrona de corrente alternada (*CA*) para gerar ligado na rede (“Grid Connection”) e saída de *CA* em modo isolado (“Stand Alone”) (Capstone, 2000).

O gerador é de tipo ímã permanente resfriado pelo ar de entrada da micro-turbina. A saída do gerador é de *CA* com tensão e frequência variáveis (750 – 1600 *Hz*). A tensão nos terminais é proporcional à velocidade, atingindo 277 V_{CA} fase-neutro a 96.000 *RPM*. O gerador é utilizado como motor durante a partida e na seqüência de parada para resfriamento.

Um sistema de controle digital permite um controle avançado, supervisão, e capacidades de diagnósticos local e remoto.

O Controlador Digital de Potência (*DPC*) controla o sistema de operação da micro-turbina e todos os subsistemas. Opera os sistemas de conversão do sinal *CA* de frequência variável produzido pelo gerador a tensão contínua *CC*, e logo a inversão a *CA* de frequência constante (50/60 *Hz*). Controla também a corrente *CC* do circuito de carga da bateria. O *DPC* opera durante o resfriamento para motorizar o gerador e manter o eixo rodando mesmo sem chama, dissipando o calor armazenado no regenerador e na estrutura da máquina para proteger os diversos componentes. Na Figura 3.14 observa-se o *DPC* da micro-turbina. Na parte inferior pode-se observar o contator da saída de potência elétrica.

O sistema digital da micro-turbina possui um modo de operação chamado MultiPac, que supervisiona o funcionamento de arranjos de até 10 máquinas operando em paralelo como uma fonte única. Isto é feito através de uma rede eletrônica de comunicação entre as micro-turbinas. O MultiPac caracteriza um ponto de controle único e uma saída síncrona.

Quando a micro-turbina opera em modo isolado, e se a bateria precisar ser recarregada, ao ser desligada a máquina permanece girando a 45.000 *RPM* e queimando combustível só para gerar potência para carregamento da bateria, até se obter de 90 a 95% da carga total.

A micro-turbina possui sensores para medir temperatura na entrada do compressor, na saída da turbina, pressão atmosférica e todas as variáveis elétricas do sistema (tensão, corrente, potência, etc.).

O banco de baterias é formado por 18 baterias de 12 V ligadas em série formando uma tensão nominal de 216 V_{CC}. Porém, quando carregadas podem chegar a 270 V_{CC}.

5.5 Sistema Eletrônico

A Figura 5.3 apresenta um diagrama esquemático da micro-turbina, mostrando o sistema térmico junto com o sistema eletrônico de potência.

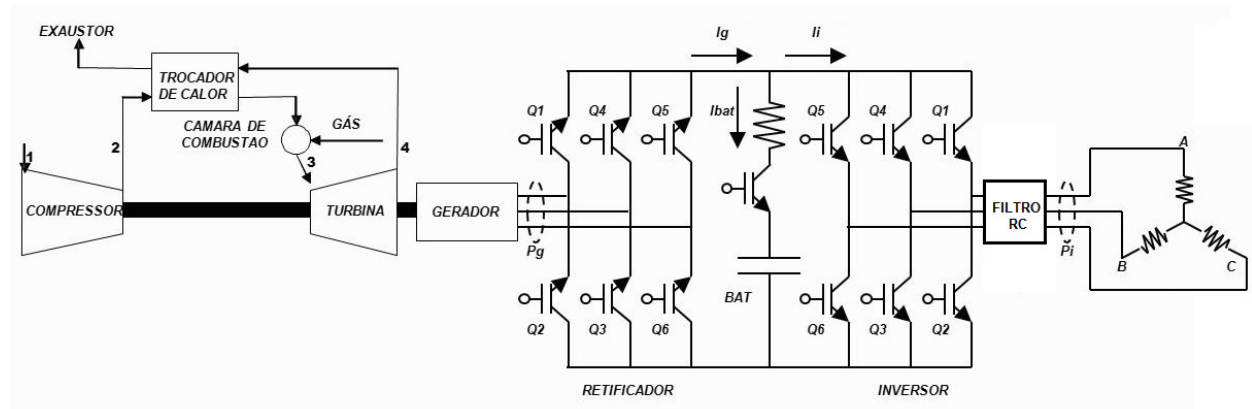


Figura 5.3 Sistema Eletrônico da Micro-Turbina

O sistema eletrônico é formado por:

- Retificador Trifásico de Ponte Completa CA/CC com IGBT (Transistor Bipolar de Entrada Isolada) dual. O retificador transforma o sinal de CA do gerador com frequência de 750 a 1600 Hz, em sinal de CC.
- Conversor CC/CC tipo “Chopper” com IGBT dual, para carregamento da bateria.
- Inversor Trifásico de Ponte Completa CC/CA com IGBT dual. O inversor transforma o sinal de CC em sinal de CA na frequência da rede (50/60 Hz).
- Possui um circuito de três indutores em série, um em cada fase na saída do inversor para reduzir a ondulação devida ao chaveamento dos IGBT. O valor da indutância de cada indutor é de 510 a 550 mH.
- Um filtro passa baixa ligado em paralelo na saída do inversor reduz o ruído de alta frequência na saída do inversor. É um circuito RC para redução de harmônicos.

Os IGBT's do retificador e inversor são comandados pelo controlador do sistema eletrônico, que regula os pulsos de disparo para controlar as potências ativa e reativa que circulam através do circuito.

5.6 Operação em Modo Ligado na Rede

Quando opera em paralelo com a rede (modo Ligado na Rede) a micro-turbina produz corrente síncrona. O sincronismo com o sinal da rede é controlado automaticamente pelo sistema controlador do inversor, eliminando a necessidade de painéis de sincronismo. Para esse tipo de

operação, quando solicitado um aumento na carga, a micro-turbina tem a capacidade de aumentar a potência na saída com pequenos incrementos, acompanhando o desempenho do seu sistema térmico.

Se houver uma interrupção no sinal da rede, a micro-turbina monitora a falha e imediatamente se desliga da rede abrindo o contator. Quando a energia retorna, o sistema tem a capacidade de partir de novo automaticamente. Neste modo de operação a micro-turbina opera como fonte de corrente, fornecendo potência elétrica na tensão e frequência da rede.

A saída do sinal elétrico é trifásica, com tensão de 400 a 480 V_{LL} e frequência de 45 a 65 Hz (tensão e frequência ditadas pela rede). Devido a isto, quando se quer gerar numa rede trifásica de 220 V_{CA} é necessário um transformador redutor de 440/220.

5.7 Operação em Modo Carga Isolada

A saída é ajustável pelo usuário no sistema de operação digital podendo gerar um sinal trifásico com tensão de 150 a 480 V_{CA} e frequência de 10 a 60 Hz . Neste modo de operação a micro-turbina opera como fonte de tensão e de corrente.

O banco de baterias é usado neste modo de operação para suprir a potência de partida e os processos transitórios de demanda de carga. Possui um conversor CC/CC com sistema controlador que mantém a carga da bateria.

5.8 Descrição do Combustível Empregado

A micro-turbina foi testada com *GLP* com as seguintes características:

Densidade	2,26 kg/Nm^3	
Poder Calorífico Inferior	104,09 MJ/Nm^3	
Composição Química:	Metano CH_4	0,01 %
	Etano C_2H_6	1,18 %
	Propano C_3H_8	51,29 %
	Butano C_4H_{10}	47,29 %
	Pentano C_5H_{12}	0,25 %
Índices de Combustível na <i>MT</i> :	FUEL I1	0,42
	FUEL I2	0,88

5.9 Descrição dos Valores Assumidos na Micro-Turbina

Devido às limitações na bancada de ensaio e o reduzido tamanho da micro-turbina empregada, algumas variáveis do modelo não puderam ser medidas diretamente, e tiveram que ser calculadas de forma indireta a partir de outras variáveis. Tais variáveis são o torque mecânico (τ_m), o torque da carga (τ_L), a potência na saída do gerador (P_g) e a potência na saída do inversor (P_i). No caso do torque mecânico, o cálculo foi realizado utilizando as pressões, temperaturas e vazões dentro da micro-turbina. O torque da carga foi calculado utilizando a potência do gerador e a

rotação do eixo. Para calcular as potências do gerador e inversor foram empregadas as medições de tensão e corrente em cada ponto. As outras variáveis foram calculadas como foi explicado na seção 5.9.

Para efetuar esses cálculos alguns valores de eficiências e perdas de pressão precisaram ser estimados. Algumas estimativas, tais como as eficiências do compressor e da turbina foram aproximadas em base ao balanço energético e balanço de massas na micro-turbina. Outros, tais como as eficiências de eixo, da câmara de combustão e do recuperador, e as perdas de pressão foram estimadas em base a valores típicos presentes na literatura.

A seguir são indicados os valores estimados no presente trabalho:

Eficiência do Compressor	69 – 75 %
Eficiência da Turbina	80 – 86 %
Eficiência do Eixo	99 %
Eficiência da Câmara de Combustão	99 %
Eficiência do Recuperador	90 %
Perdas de Pressão na Câmara de Combustão	1 %
Perdas de Pressão no Recuperador (Lado Quente)	1 %
Perdas de Pressão no Recuperador (Lado Frio)	2 %

5.10 Análise da Dispersão do Erro na Medição

Para variáveis críticas é essencial avaliar o erro resultado da incerteza da medição. O primeiro passo é avaliar o erro individualmente de cada variável, e depois combinar os efeitos desses erros. A prática mais comum é tomar a raiz quadrada do somatório quadrático dos erros, para um intervalo de confiança (Apêndice A) de 95% (Walsh, 2004).

A Tabela 5.1 apresenta as características dos sensores empregados no ensaio.

Tabela 5.1 Exatidão dos Instrumentos de Medição

Instrumento	Faixa de Medição	Resolução	Exatidão
Demanda de Combustível (u)	0 – 100 %	0,5 %	±1,5% da escala
Vazão de Combustível (\dot{m}_f)	0 – 15 Nm ³ /h	0,1 Nm ³ /h	±1% da escala
Rotação do Eixo (N)	0 – 96.000 RPM	1 RPM	±1% da escala
Potência (P)	0 – 45 kW	0,9 kW	±2% da escala
Vazão de Ar (\dot{m}_a)	0 – 1140 m ³ /h	1 m ³ /h	±0,5% da escala
Pressão (p)	0 – 10 bar	0,1 bar	±0,5% da escala
Temperatura (T)	0 – 330 °C	0,3 °C	±0,8% da escala
Tensão (V)	10-500 V	0,5 V	±1% da escala
Corrente (I)	0-100 A	0,1 A	±0,7% da escala

A incerteza das variáveis calculadas é apresentada na Tabela 5.2. Os valores foram calculados utilizando o procedimento para determinar a incerteza em medições indiretas, para o caso das variáveis dependentes não estáticas (ISO, 1993).

Tabela 5.2 Incerteza dos Resultados Calculados

Instrumento	Incerteza
Torque mecânico (τ_m)	$\pm 2,88\%$
Torque da carga (τ_l)	$\pm 2,24\%$
Potência do Gerador (P_g)	$\pm 2,11\%$
Potência do Inversor (P_i)	$\pm 2,11\%$

5.11 Descrição da Metodologia

Para desenvolver o modelo matemático de uma micro-turbina devem-se seguir os seguintes passos:

1. Utilizando conhecimento teórico da micro-turbina determinar a topologia do modelo, e determinar as variáveis que compõem o modelo.
2. Especificar e montar o banco de ensaios com a instrumentação e o sistema de aquisição de dados.
3. Definir as características dos ensaios a serem executados, e realizar os testes com armazenamento dos dados.
4. Corrigir os dados pelas condições ambientes e condições de medição.
5. Desenvolver um procedimento para gerar modelos lineares e não lineares.
6. Aplicar o procedimento utilizando os dados obtidos para calcular os parâmetros do modelo.
7. Executar a simulação com o modelo obtido e validar os resultados.

5.11.1 Escolha da Topologia do Modelo

Como foi comentado, existem várias topologias de modelo para turbina a gás na literatura. A aplicação do modelo é o primeiro critério para escolher a topologia mais apropriada. O modelo desejado se aplica em estudos de estabilidade de sistemas e, portanto, deve possuir uma topologia simples, voltada para a forma como a turbina é vista pela rede de potência, sem detalhar muito a dinâmica interna do sistema (Rowen, 1983).

Pesquisando na literatura foi escolhido um modelo aplicável a estudos da resposta da turbina a gás quando está ligada a redes de potência (Rowen, 1983). O modelo foi criado para máquinas de grande potência e rotação constante. O modelo é válido entre 95 e 107% da rotação nominal de regime permanente, e possui três malhas de controle: de velocidade, de temperatura e de aceleração. Na Figura 1.4 observa-se um diagrama do modelo.

Uma vez definida a topologia este modelo foi submetido a modificações para ajustá-lo às características de rotação variável e sistema eletrônico de potência, característicos da micro-turbina estudada. No modelo modificado a rotação não é mais constante, porém variável em função da demanda de potência. As malhas de controle de aceleração e de temperatura do exaustor formam eliminadas. Foi adicionada uma variável adicional a ser controlada, a potência na saída da máquina. A Figura 5.4 apresenta o diagrama de blocos do modelo modificado.

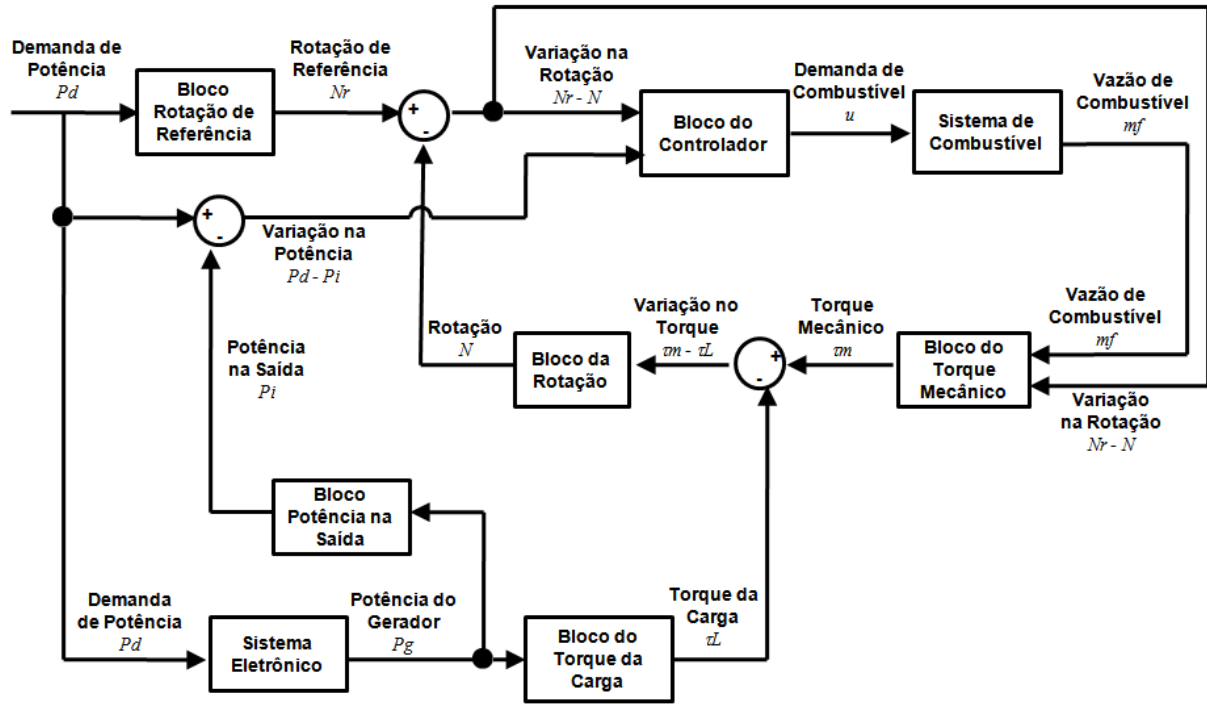


Figura 5.4 Modelo da Micro-Turbina

O modelo da Figura 5.4 é o modelo a ser desenvolvido no presente trabalho. As variáveis envolvidas neste modelo são:

- \dot{m}_f Vazão do gás combustível
- u Demanda de combustível
- N Rotação da micro-turbina
- N_r Rotação de referência da micro-turbina
- τ_m Torque mecânico no eixo
- τ_L Torque da carga no eixo
- P_d Demanda de potência
- P_g Potência elétrica na saída do gerador
- P_i Potência na saída do inversor (saída da máquina)

A vazão de gás combustível é medida através de um sensor de vazão volumétrica, em um cavalete onde também existem sensores de pressão e temperatura do gás circulando. Os valores de vazão volumétrica medidos são corrigidos pela pressão e temperatura a valores de normal metro

cúbico por hora (m^3/h), e depois utilizando a densidade do gás em condições padrão é convertido a vazão mássica em kg/h .

A demanda de combustível é um sinal elétrico que o sistema de controle da micro-turbina envia à válvula proporcional para comandar a vazão de combustível. No modelo esse sinal é utilizado com unidades de porcentagem (%).

A rotação da micro-turbina é medida indiretamente através de sensores de tensão e temperatura na saída do gerador elétrico. Esses sensores medem a uma elevada frequência de amostragem (20 kHz), que permite um tempo de amostragem de 50 μs . Tudo isto devido a que na máxima rotação da micro-turbina (96000 RPM) o sinal à saída do gerador é de 1600 Hz . A frequência de amostragem permite medir os sinais de tensão e corrente na saída do gerador de forma apropriada. No modelo a rotação é utilizada com unidades de rad/s .

A rotação de referência é gerada a partir dos valores da rotação real medida em diversos pontos no regime permanente de operação. No modelo, a rotação de referência é uma variável gerada pelo sistema controlador, dependendo da demanda de potência.

Como foi explicado na seção 5.10 o torque mecânico não foi possível ser medido diretamente. Portanto é calculado a partir de fórmulas provenientes da teoria de balanço térmico e energético de turbina a gás em ciclo regenerativo. Foram utilizados valores medidos de vazão de ar, gás combustível, pressões, temperaturas, em diversos pontos da micro-turbina, e valores estimados de eficiência do compressor, câmara de combustão e turbina. Tudo isto aumenta a dispersão do erro como foi comentado na seção 5.10.

O torque da carga também teve que ser estimado a partir da potência do gerador e da rotação do eixo. As unidades do torque mecânico e da carga são Newton por metro $N\cdot m$.

Devido a que a micro-turbina possui um sistema de controle automático que não pode ser manipulado, para poder excitar o sistema de forma apropriada precisamos de uma variável a ser utilizada como distúrbio do sistema. Ajustando convenientemente essa variável é possível produzir variações dinâmicas nas variáveis do sistema a serem modeladas. A demanda de potência é a variável que foi utilizada para poder excitar o sistema, e foi aplicado nela as variações tipo degrau e *PRBS*. Os comandos foram dados no painel de operação local da micro-turbina, e o sinal foi colhido digitalmente através de uma porta serial na placa de comunicações da máquina.

Os sensores de tensão e corrente na saída das três fases do gerado elétrico foram medidas por um sistema de aquisição de dados de alta frequência de amostragem, e depois foi calculada a potência do gerador a partir desses sinais. Os sensores de tensão e corrente enviaram sinais em formato 4-20 mA .

5.11.2 Montagem do Banco de Ensaio e Instrumentação

Para medir os diferentes sinais provenientes da micro-turbina foi montado um sistema de medição e aquisição de dados utilizando um módulo de aquisição de dados *LYNX* (Figura 5.5) e vários instrumentos para medir pressão, vazão, temperatura, tensão, corrente, potência elétrica, etc, em pontos críticos da micro-turbina. Esses instrumentos enviam sinais de tensão em milivolts, ou de corrente em miliampères, às placas do módulo *LYNX*. O módulo se comunica com um computador onde se encontra instalado um software para gerenciar o armazenamento dos dados.

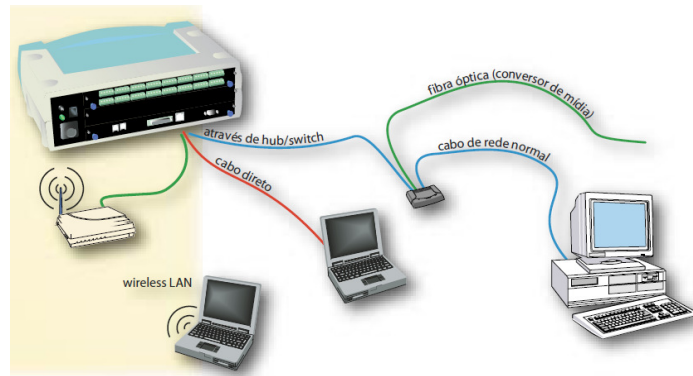


Figura 5.5 Sistema de Aquisição de Dados LYNX

Na linha de alimentação de gás combustível foi montado um sistema de medição de pressão, temperatura e vazão (Figura 5.6). O sensor de vazão é do tipo orifício integral; o de pressão é de célula capacitiva e o de temperatura é de termo-resistência PT100. Transmissores eletrônicos transformam esses sinais a 4-20 mA. A vazão corrigida em normal metro cúbico por hora (m^3/h) para diferentes pressões e temperaturas, é calculada por software.



Figura 5.6 Medição de Vazão de Gás Combustível

Um sistema de medição de vazão de ar com tubo pitot foi colocado na entrada da micro-turbina como mostra a Figura 5.7. O princípio de medição do tubo pitot utiliza dois orifícios, um na direção axial e outro na direção radial do fluxo de ar. Existe uma diferença de pressão entre esses dois orifícios proporcional à vazão volumétrica do ar circulante. Essa medida de pressão diferencial é transformada em unidades de vazão por um transmissor com saída 4-20 mA.



Figura 5.7 Medição de Vazão de Ar

Aproveitando uma linha de alívio de ar da micro-turbina, foram colocados sensores de pressão e temperatura na saída do compressor (Figura 5.8). O sensor de pressão é do tipo célula capacitiva e o de temperatura é de termopar tipo T.



Figura 5.8 Medição de Pressão e Temperatura na Saída do Compressor

Para medir as variáveis na chaminé foram colocados sensores de pressão e temperatura (Figura 5.9). O sensor de pressão é do tipo célula capacitiva e o de temperatura é de termopar tipo *T*.

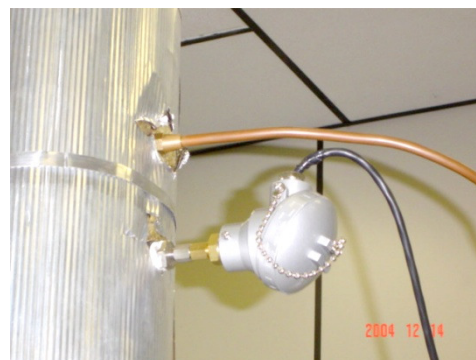


Figura 5.9 Medição de Pressão e Temperatura na Chaminé

Para medir a potência gerada na saída da micro-turbina existem no painel elétrico dois sensores de potência (Figura 5.10), um para cada micro-turbina do Laboratório. Esses sensores monitoram a tensão de cada fase e recebem sinais dos transformadores de corrente de cada fase, e calculam a potência elétrica. Esse valor é enviado ao sistema de aquisição de dados como sinal de 4 a 20 *mA*. Quando a micro-turbina opera no modo Carga Isolada, o acréscimo de carga é feito mediante um painel de chaveamento manual que se observa na Figura 5.10.



Figura 5.10 Medição de Potência Elétrica e Painel de Carga Isolada

Para medir as tensões e correntes na saída do gerador elétrico da turbina foram colocadas placas de circuito impresso com sensores de efeito Hall, como mostra a Figura 5.11. As saídas das placas enviam sinais em miliampères ao módulo de aquisição de dados.

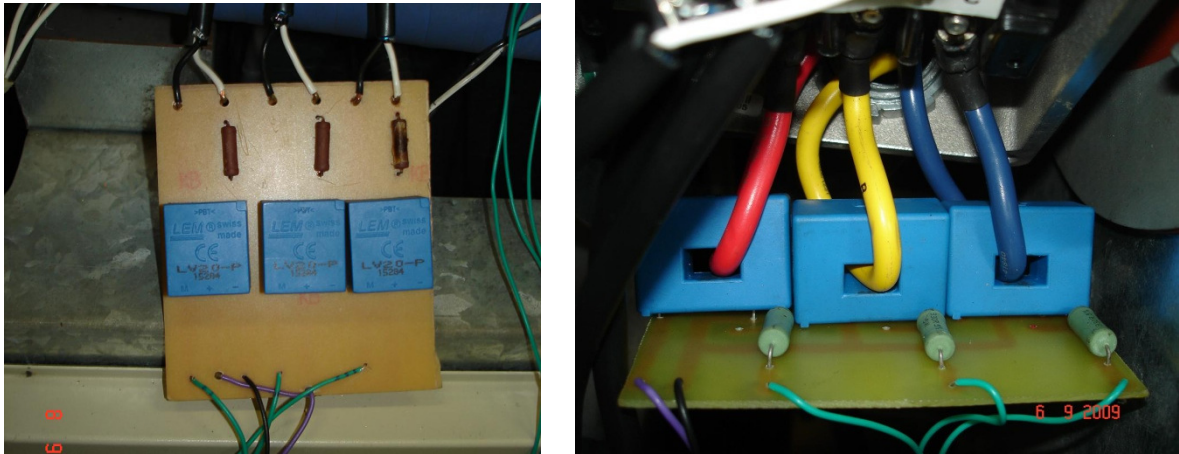


Figura 5.11 Medida de Tensão e Corrente na Saída do Gerador

Na saída de potência da micro-turbina foram colocadas também placas com sensores de efeito Hall para medir as tensões e correntes (Figura 5.12).

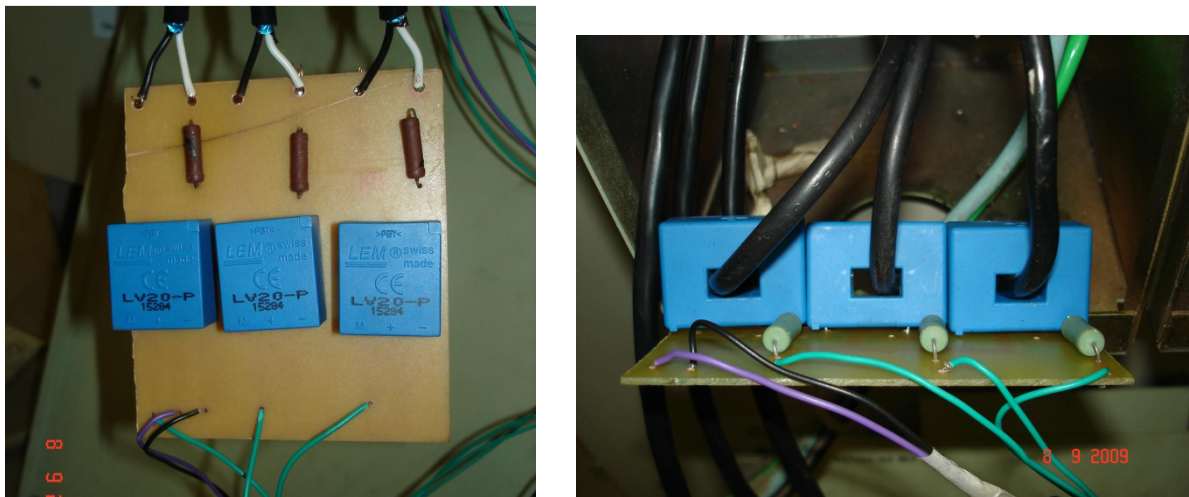


Figura 5.12 Medida de Tensão e Corrente na Saída da Micro-Turbina

A micro-turbina possui vários sensores e um sistema de supervisão e armazenamento de dados para monitorar e gerenciar múltiplas variáveis mecânicas e elétricas. Esses dados são enviados ao computador por meio de uma porta serial localizada na placa de comunicação da máquina (Figura 5.13).

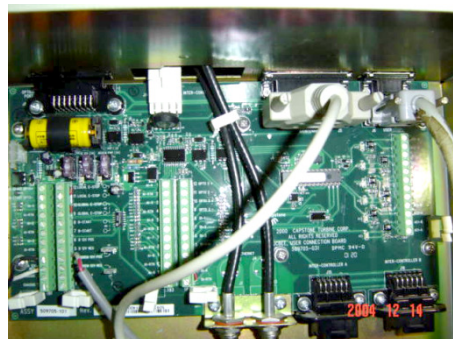


Figura 5.13 Placa de Comunicação da Micro-Turbina

A micro-turbina é operada através de um software instalado em um computador do laboratório (Figura 5.14). Esse software permite dar partida, gerenciar a carga e monitorar algumas variáveis do sistema. Utilizando o software AqDados da LYNX formam obtidos os dados

experimentais das variáveis medidas no sistema de aquisição de dados. Na Figura 5.14 se observa uma tela do AqDados com quatro sinais, o primeiro é a tensão da fase A na saída do gerador (1750 Hz), e os outros três as tensões A, B e C na saída da micro-turbina (60 Hz). Pode-se observar que o primeiro sinal possui uma frequência muito maior do que a dos outros sinais. Por isto, os ensaios devem ser realizados com um tempo de varredura menor a 1 ms, para poder capturar a dinâmica das tensões e correntes na saída do gerador.

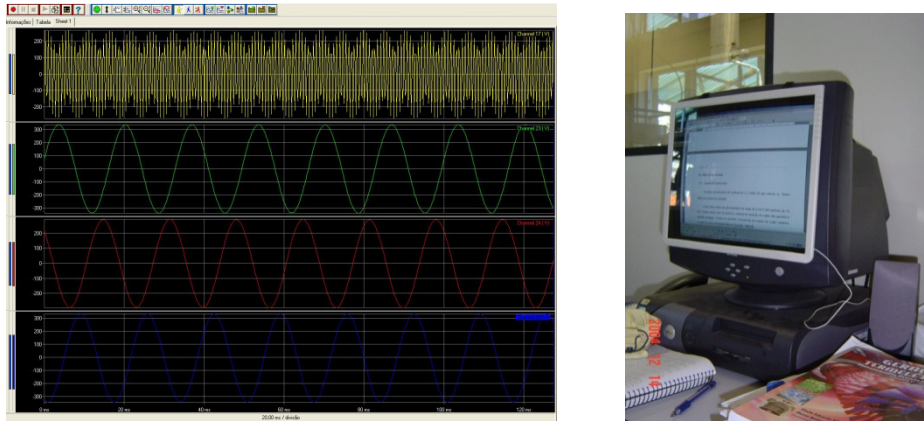


Figura 5.14 Tela do AqDados e Estação de Trabalho

A Figura 5.15 mostra a posição de alguns instrumentos no sistema da micro-turbina.

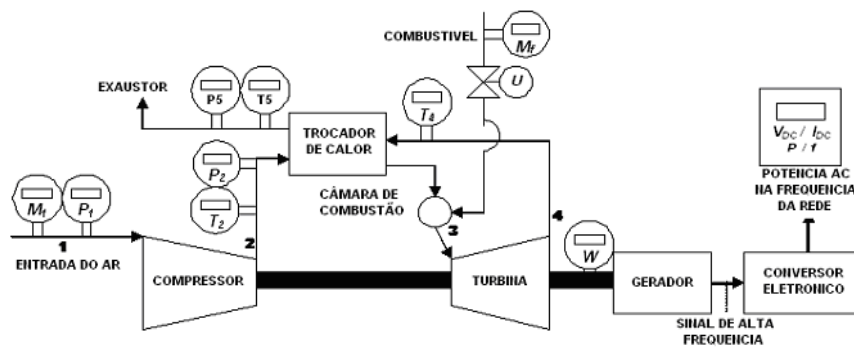


Figura 5.15 Diagrama Esquemático da Posição dos Instrumentos na Micro-Turbina

5.11.3 Descrição dos Testes a Serem Executados

Antes de começar os testes, a micro-turbina deve rodar o tempo suficiente até que as condições estáveis tenham sido estabelecidas. A estabilidade será atingida quando o monitoramento continuado indicar que as leituras estejam dentro das máximas variações permissíveis estabelecidas pelo fabricante (ASME, 1997).

Como a aplicação do modelo da micro-turbina é em operação em regime, após dar partida em cada ensaio, e antes de começar a colher os dados, a micro-turbina foi operada durante uma hora e meia até alcançar o regime permanente das variáveis mecânicas. Isto é necessário, pois o sistema precisa atingir uma condição de regime das variáveis mecânicas, especialmente das temperaturas. Os testes descritos a seguir foram executados após a máquina ter atingido essa condição.

Devido às características do banco de ensaios, para submeter o sistema a variações que permitam caracterizar um modelo dinâmico, só é possível atuar sobre a variável *Demanda de*

Potência P_d que é o sinal de excitação do sistema estudado. No modo Ligado na Rede a variação na variável P_d é feita via software, e as variações são tipo degrau no sinal de excitação.

Para obter o modelo da micro-turbina foram definidos três tipos de testes a serem executados.

Primeiro o teste estático, que produz dados úteis para obter a característica estática do modelo. A máquina foi testada em vários níveis de carga com valores constantes na Demanda de Potência P_d . Os valores testados de P_d estão descritos na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 Valores de P_d no Primeiro Teste

<i>Demanda de Potência</i>
9 kW
11 kW
13 kW
15 kW
17 kW
19 kW
21 kW
<i>PLENA CARGA</i>

O teste começou com 9 kW, aumentando de 2 em 2 kW até atingir a plena carga. Esses valores de carga foram definidos devido a que o modelo foi validado entre 8 kW e plena carga, e observou-se que a dinâmica da máquina parece não mudar significativamente para variações menores a 2 kW na potência na saída. Após cada variação no valor de P_d , a máquina foi deixada rodando durante 15 minutos até ela atingir o regime permanente. As variações do tipo degrau no sinal de excitação (P_d) permitem calcular o ganho estático com bastante exatidão (Nelles, 2001).

O segundo teste consiste em operar o sinal de excitação (P_d) com um sinal apropriado para obter a dinâmica do sistema ao redor de vários pontos de regime. Para isto é preciso colocar a máquina em vários níveis de carga constante (ver Tabela 5.4), esperando até o sistema atingir o regime permanente. Feito isto, a demanda de potência (P_d) é variada como sinal do tipo PRBS (*pseudo-random binary signal*), que consiste em degraus positivos e negativos de 2 kW ao redor da potência de operação. O sinal PRBS é muito utilizado em identificação de sistemas (Nelles, 2001), pois imita ruído branco no tempo discreto com um sinal determinístico, excitando dessa forma todas as frequências por igual.

Um exemplo do tipo de sinal PRBS aparece na Figura 5.16. O gráfico representa as variações de ± 2 kW na variável P_d , ao redor da potência de operação de 10 kW.

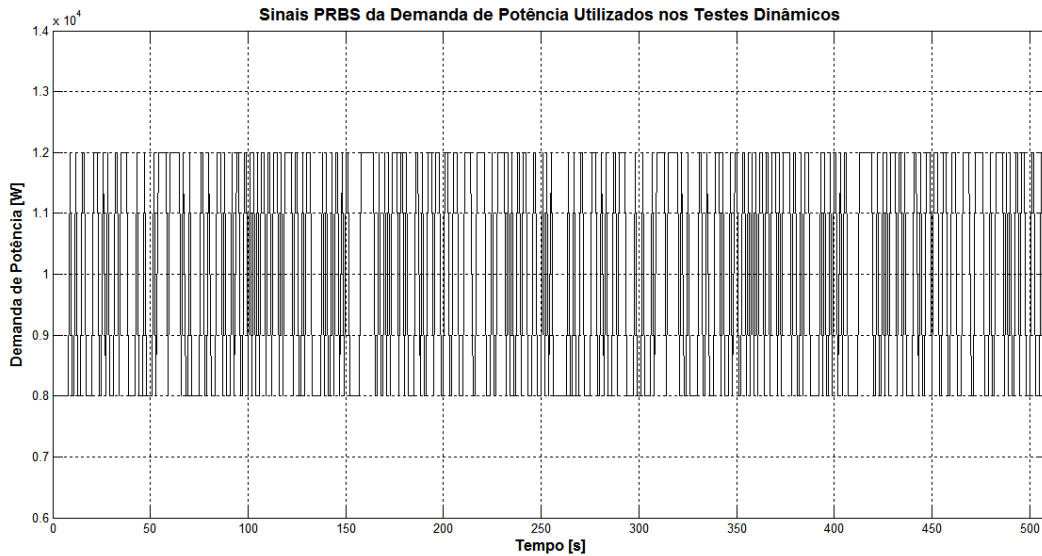


Figura 5.16 Gráfico do sinal PRBS da demanda de potência P_d

A Tabela 5.4 mostra os valores de carga testados.

Tabela 5.4 Valores de P_d no Segundo Teste

<i>Demanda de Potência</i>
10 kW ± 2 kW
15 kW ± 2 kW
18 kW ± 2 kW

No terceiro teste tenta-se obter dados para validar o modelo na faixa de operação da micro-turbina. Foram realizadas variações em degrau na demanda de potência de 5 em 5 kW, começando em 8 kW até chegar a 23 kW, como mostra a Tabela 5.5.

Tabela 5.5 Valores de P_d no Terceiro Teste

<i>Demanda de Potência</i>
8 kW
13 kW
18 kW

Novamente, em cada nível de potência se manteve operando a micro-turbina durante 15 minutos para ela atingir o regime permanente. Não se testaram potências menores que 8 kW, pois nesse nível de potência o consumo de combustível fica numa faixa de medição onde o sensor utilizado (transmissor de pressão diferencial) não mede com exatidão.

Durante os testes o sistema de aquisição de dados opera monitorando e colhendo os dados das variáveis da micro-turbina. Utilizando o sistema de medição com o módulo LYNX foram medidas as seguintes variáveis:

\dot{m}_a	Vazão do ar de entrada
p_f	Pressão do gás combustível
T_f	Temperatura do gás combustível
\dot{m}_f	Vazão do gás combustível
p_1	Pressão na entrada do compressor
T_1	Temperatura de entrada do compressor
p_2	Pressão na saída do compressor
T_2	Temperatura na saída do compressor
T_4	Temperatura na saída da turbina
p_5	Pressão na saída do regenerador (chaminé)
T_5	Temperatura na saída do regenerador (chaminé)
P_i	Potência elétrica na saída da máquina
f	Frequência na saída do inversor
P_d	Demanda de potência
V_{ag}	Tensão da fase A na saída do gerador
V_{bg}	Tensão da fase B na saída do gerador
V_{cg}	Tensão da fase C na saída do gerador
I_{ag}	Corrente da fase A na saída do gerador
I_{bg}	Corrente da fase B na saída do gerador
I_{cg}	Corrente da fase C na saída do gerador
V_{ai}	Tensão da fase A na saída do inversor
V_{bi}	Tensão da fase B na saída do inversor
V_{ci}	Tensão da fase C na saída do inversor
I_{ai}	Corrente da fase A na saída do inversor
I_{bi}	Corrente da fase B na saída do inversor
I_{ci}	Corrente da fase C na saída do inversor
u	Demanda de combustível

5.11.4 Necessidade da Correção de Parâmetros

Segundo a norma ASME PTC-22 (1977) os testes em uma turbina a gás devem ser feitos preferivelmente sob condições padrão de pressão e temperatura, ou tão perto dessas condições quanto for possível, para evitar a necessidade de correções. Os parâmetros da turbina, tais como vazões, pressões, temperaturas, rotações, etc., não só variam com as condições de operação, mas também com as condições ambientes na entrada da máquina. Dado que a mudança nas condições de entrada produz uma subsequente mudança nos valores dos parâmetros, pode ser difícil caracterizar as relações termodinâmicas entre cada parâmetro da turbina a gás, se essas condições não forem levadas em conta.

Usando fatores de correção é possível ajustar qualquer parâmetro da turbina. Uma vez corrigido, no regime permanente o parâmetro permanece constante independentemente da mudança nas condições ambientes de entrada. O valor corrigido representa o valor que o parâmetro original teria sob condições de referência fixas. Essas condições de referência são a temperatura e pressão ambientes, e podem ser escolhidas sob diversos critérios. Porém, é comum selecionar as condições *ISO* (15 °C e 1,013 bar) (Volponi, 1999).

Alguns parâmetros da turbina a gás também são afetados pela umidade e outras condições, mas no presente trabalho não foi considerada a influência desses fatores.

5.11.5 Correção por Condições Ambientes

O desempenho de uma turbina a gás é altamente dependente das condições ambientes de operação, sendo afetada pela variação na pressão atmosférica. Isto devido ao ciclo térmico da turbina a gás, que em circuito aberto (a maior parte dos casos) utiliza o ar como fluido de trabalho. A máxima potência também é função da temperatura ambiente, e diminui de forma não linear quando a temperatura aumenta (CIGRE, 2003).

O desempenho da turbina a gás em termos de potência, vazão de combustível, temperaturas, rotações, etc. é dependente das condições de entrada e saída. Os itens mais influentes são a pressão e a temperatura, impostas por valores ambientais e restrições na instalação de testes (Walsh, 2004).

Para análise de desempenho em máquinas estacionárias as condições *ISO* de referência (ISO, 1975) são freqüentemente utilizadas:

Pressão do ambiente:	101,32 kPa (1,013 bar)
Temperatura ambiente:	15 °C (288,15 K)
Umidade relativa:	60 %
Perdas de pressão na instalação:	0 kPa

Muitas variáveis são necessárias para descrever o desempenho da máquina, e a importância da correção de parâmetros não pode ser negligenciada. Entender a forma em que se relacionam os parâmetros permite julgar sobre a influência que as condições ambientes exercem sobre eles (Walsh, 2004).

A correção de parâmetros pelas condições ambientes pode ser aplicada para avaliar as características dos componentes, tais como compressor ou turbina, estudar o desempenho em

regime permanente, comparar grupos de dados amostrados, desenvolver projetos a escala da máquina ou seus componentes, estudar outros fluidos de trabalho, ou avaliar o desempenho transitório. No caso da comparação de dados num conjunto de testes, as condições ambientes podem variar amplamente. Porém, é possível comparar dados obtidos sob condições diferentes na mesma base, utilizando os grupos de parâmetros para fazer a correção dos dados para as condições de referência (Walsh, 2004).

Existem vários grupos de parâmetros para efeitos de primeira ordem: adimensional, quase-dimensional, grupo corrigido e grupo a escala. Os efeitos de segunda ordem, tais como o número de Reynolds, propriedades dos gases, geometrias variáveis, etc, não foram considerados no presente trabalho.

Os parâmetros do grupo corrigido substituem as pressões e temperaturas de entrada por teta (θ) e delta (δ):

$$\theta = \frac{T}{288,15[K]} \qquad \delta = \frac{P}{1,013 [bar]} \qquad (5.1)$$

onde:

T é a temperatura de entrada em K

p é a pressão de entrada em bar

A Tabela 5.6 apresenta os parâmetros do grupo corrigido para avaliação do desempenho global da máquina.

Tabela 5.6 Grupo de Parâmetros da Máquina

Parâmetro de Desempenho	Grupo Quase-Dimensional Corrigido
Temperatura no ponto n (T_n)	$\frac{T_n}{\theta}$
Pressão no ponto n (p_n)	$\frac{p_n}{\delta}$
Vazão de Ar (\dot{m}_a)	$\frac{\dot{m}_a \cdot \sqrt{\theta}}{\delta}$
Rotação do Eixo (N)	$\frac{N}{\sqrt{\theta}}$
Vazão de Combustível (\dot{m}_f)	$\frac{\dot{m}_f}{\delta \cdot \sqrt{\theta}}$
Potência (P)	$\frac{P}{\delta \cdot \sqrt{\theta}}$
Torque no Eixo (τ)	$\frac{\tau}{\delta}$

5.11.6 Correção por Condições de Medição

Algumas variáveis medidas dentro da turbina a gás, tais como pressões e temperaturas, são afetadas pelas condições de medição, principalmente pela alta velocidade do gás. Para diminuir o erro na modelagem, é preciso um tratamento prévio desses dados antes deles serem usados no cálculo dos modelos.

A componente da energia cinética nas equações da turbina a gás pode ser calculada fazendo uso do conceito de entalpia de estagnação. Trata-se da entalpia que uma corrente de gás teria se fosse levado ao repouso (gás estagnado) de forma adiabática e sem transferência de calor.

Aproximando o fluido com um gás ideal, obtém-se as equações da temperatura e pressão do gás estagnado (Saravanamuttoo, 2001):

$$T_0 = T \cdot \left[1 + \frac{K-1}{2} \cdot M^2 \right] \quad p_0 = p \cdot \left[1 + \frac{K-1}{2} \cdot M^2 \right]^{K/K-1} \quad (5.2)$$

onde:

T	Temperatura estática
T_0	Temperatura de estagnação ou total
p	pressão estática
p_0	pressão de estagnação ou total
M	Velocidade do gás em Mach
K	Índice adiabático do gás

Aplicando essas equações é possível corrigir os valores medidos das pressões e temperaturas dentro da micro-turbina estudada, para ter os valores totais. Essas medidas foram empregadas no presente estudo para calcular o torque mecânico da máquina.

5.12 Procedimento para Cálculo dos Modelos Considerados no Trabalho

Para poder obter o modelo assume-se que o sistema é ergódico (*Apêndice C*), ou seja, que as características do sistema podem ser obtidas a partir somente de um grupo de dados. No nosso caso essa característica é mais verdadeira nas condições de regime permanente das variáveis mecânicas e elétricas.

Tendo montado os sensores e sistemas de medição e coleta de dados, o procedimento para obter o modelo consta dos seguintes passos:

1. Realizar os testes estacionários na faixa de operação onde se deseja validar o modelo, e colher os dados das variáveis envolvidas.
2. Corrigir os valores medidos pelas condições de medição e condições ambientes.
3. Escolher dentre os dados obtidos as variáveis de entrada u e de saída y para cada bloco do modelo, e executar os seguintes passos:

- 3.1 Utilizar os dados estacionários para calcular a característica estática do modelo $\bar{y} = f(\bar{u})$.
- 3.2 Definir se o modelo é linear ou não. Se o modelo é não linear, a função $f(\bar{u})$ não é uma constante.
4. Calcular a constante de tempo mínima dos blocos do modelo τ_{min} .
5. Determinar as características do sinal de excitação *PRBS* de comprimento máximo, a ser utilizado nos testes dinâmicos:
 - 5.1 Definir o tempo mínimo do sinal T_b utilizando a menor constante de tempo do sistema τ_{min} .

$$\frac{\tau_{min}}{10} \leq T_b \leq \frac{\tau_{min}}{3} \quad (5.3)$$

Se o sistema for linear escolher T_b próximo a $\tau_{min}/10$.

Se o sistema for não linear escolher T_b próximo a $\tau_{min}/3$.

- 5.2 Definir a amplitude como a máxima excursão permitida sem comprometer o funcionamento do sistema, nem levá-lo a operar em outra faixa linear.
- 5.3 Definir o número de bits (n) do sinal *PRBS* ($N = 2^n - 1$), fazendo o período ($N \cdot T_b$) maior do que o tempo de acomodação do sistema. N é o número de valores possíveis para um sinal *PRBS* de n bits.
- 5.4 Definir o número de períodos (m) que vai ser aplicado ao sinal *PRBS*.
6. Calcular a *FAC* do sinal *PRBS* e definir o intervalo de confiança de 95% no sinal normalizado:

$$-\frac{1,96}{\sqrt{N}} \leq \hat{r}_{uu}(k) \leq +\frac{1,96}{\sqrt{N}} \quad (5.4)$$

Verificar se é o suficientemente aleatório: $\hat{r}_{uu}(k) \approx 0 \quad \forall k \neq 0$.

7. Utilizando o sinal *PRBS*, realizar três testes dinâmicos na micro-turbina nas mesmas condições e armazenar os dados. Tirar a média dos dados obtidos para diminuir o espectro do ruído.
8. Corrigir os valores medidos pelas condições de medição e condições ambientes.
9. Do conjunto de dados obtidos escolher as variáveis de entrada u e de saída y para cada bloco do modelo e seguir os seguintes passos:
 - 9.1 Tirar a média dos dados.
 - 9.2 Utilizando os dados dinâmicos calcular a *FCC* entre a entrada u e a saída y , e verificar se existe tempo morto, observando onde se produz o maior pico no gráfico.
 - 9.3 Formar a matriz Ψ de regressores candidatos utilizando a informação da característica estática $f(\bar{u})$ obtida em 3.1, seguindo os seguintes critérios:

- 9.3.1 Se o sistema tiver N_s pontos fixos simultâneos, então todos os regressores do tipo $y^p(k-i) \cdot u^m(k-j)$ com $p > N_s$ devem ser descartados.
- 9.3.2 Se a dinâmica do sistema não varia com o ponto de operação (função linear), os regressores do tipo $y^p(k-i) \cdot u^m(k-j)$ com $p \neq 0$ e $m \neq 0$ (termos cruzados) devem ser eliminados do conjunto de candidatos.
- 9.3.3 Se o sistema não apresenta multiplicidade de estados estacionários, regressores do tipo $y^p(k-i)$ com $p > 1$ não precisam ser considerados.
- 9.4 Tendo a matriz Ψ de regressores candidatos, utilizar o algoritmo de Golub-Householder para selecionar os regressores que mais influenciam no modelo.
- 9.5 Utilizar o critério de informação de Akaike (*AIC*) (*Apêndice A*) e o critério *RMSE* para validar cada um dos modelos gerados com o algoritmo. A cada iteração armazenar os dados do modelo com validação maior.

O critério de Akaike vem dado pela fórmula (Akaike, 1973):

$$AIC(n_\theta) = N \cdot \ln[\sigma_{erro}^2(n_\theta)] + 2n_\theta \quad (5.5)$$

Onde σ_{erro} é o desvio do erro em função do número de parâmetros n_θ e N é o número de valores obtidos.

- 9.6 Calcular o vetor de parâmetros $\hat{\theta}_{MQ}$ com o estimador de mínimos quadrados (*MQ*).

$$\hat{\theta}_{MQ} = (\underline{\Psi}^T \underline{\Psi})^{-1} \underline{\Psi}^T \bar{y} \quad (5.6)$$

- 9.7 Partindo do conjunto de regressores selecionados em 3.1, utilizar a característica estática para definir o conjunto de restrições à estimação de parâmetros.

$$\bar{y} = \frac{\Sigma_0 + \Sigma_u \bar{u} + \sum_{m=2}^l \Sigma_{u^m} \bar{u}^m}{1 - \Sigma_y - \sum_{m=1}^{l-1} \sum_{p=1}^{l-m} \Sigma_{y^p u^m} \bar{y}^{p-1} \bar{u}^m - \sum_{p=2}^l \Sigma_{y^p} \bar{y}^{p-1}} \quad (5.7)$$

Define-se o vetor \bar{c} e a matriz \underline{S}

$$\bar{c} = \underline{S} \bar{\theta} \quad (5.8)$$

- 9.8 Utilizar os dados dinâmicos e o estimador de mínimos quadrados com restrições (*MQR*) para estimar os parâmetros do modelo $\hat{\theta}_{MQR}$:

$$\hat{\theta}_{MQR} = (\underline{\Psi}^T \underline{\Psi})^{-1} \underline{\Psi}^T \bar{y} - (\underline{\Psi}^T \underline{\Psi})^{-1} \underline{S}^T [\underline{S} (\underline{\Psi}^T \underline{\Psi})^{-1} \underline{S}^T]^{-1} (\underline{S} \hat{\theta}_{MQ} - \bar{c}) \quad (5.9)$$

O modelo terá por característica estática a equação obtida em 3.1, e vai se ajustar à característica dinâmica no sentido de mínimos quadrados.

- 9.9 Fazer a validação estática de forma gráfica dos modelos *MQ* e *MQR*. Validar utilizando:

$$RMSE = 100 \cdot \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N (y(k) - \bar{y})^2}} \% \quad (5.10)$$

- 9.10 Fazer a validação dinâmica de forma gráfica dos modelos MQ e MQR e calcular $RMSE$ e AIC .
10. Uma vez calculados os parâmetros de todos os blocos, montar o modelo completo numa aplicação em Simulink do MatLab.
11. Validar cada variável do modelo completo utilizando o $RMSE$.

Para desenvolver os cálculos descritos foram gerados códigos em MatLab que são apresentados no *Apêndice B*. Os passos 6 e 7 da metodologia descrita na seção 5.11 serão apresentadas nos capítulos seguintes.

Capítulo 6: Cálculo dos Modelos e Resultados

A seguir relatam-se os resultados da aplicação da metodologia para obter o modelo da micro-turbina de 30 kW. Cada um dos blocos do modelo é analisado separadamente, alimentando as rotinas desenvolvidas em MatLab com os correspondentes dados de entrada/saída. Os códigos gerados para obter os parâmetros e para validação podem ser encontrados no *Apêndice B*.

Antes de serem utilizados nos cálculos, os dados empregados para obter os modelos foram corrigidos pelas condições ambientes de pressão atmosférica e temperatura ambiente, como relatado na secção 5.7.1.

6.1 Sistema de Combustível

A função de transferência do bloco do sistema de combustível representa a relação dinâmica entre o sinal de demanda de combustível u , que é a entrada do bloco, e a vazão de combustível \dot{m}_f , que é a saída (Fig. 6.1). A demanda de combustível é um sinal elétrico que chega no sistema eletrônico da válvula reguladora, que ao receber o sinal comanda a abertura ou fechamento da válvula, ajustando dessa forma a vazão do combustível. Foram escolhidos os dados dos testes relacionados com estas duas variáveis para efetuar os cálculos deste bloco.

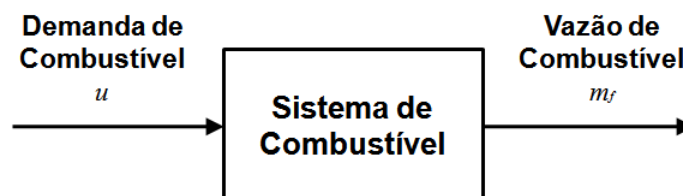


Figura 6.1 Bloco do Sistema de Combustível

6.2 Bloco do Torque Mecânico

De acordo com o modelo proposto por Rowen (Rowen, 1983), o torque mecânico τ_m pode ser representado como a saída de uma função de transferência, cujas entradas são a diferença entre a rotação de referência e a rotação real ($N_r - N$) e a vazão de combustível \dot{m}_f (Fig. 6.2). Foram utilizados os dados relacionados com estas duas variáveis para efetuar os cálculos deste bloco.

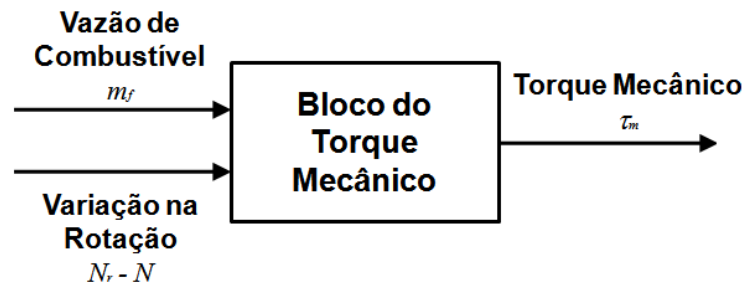


Figura 6.2 Bloco do Torque Mecânico

6.3 Bloco da Rotação

A dinâmica da rotação do eixo da micro-turbina pode ser representada por um bloco cuja saída é a rotação N e a entrada a variação entre o torque mecânico e o torque da carga ($\tau_m - \tau_L$) (Fig. 6.3). Dos dados obtidos nos testes foram utilizados os relacionados com estas duas variáveis para efetuar os cálculos deste bloco.

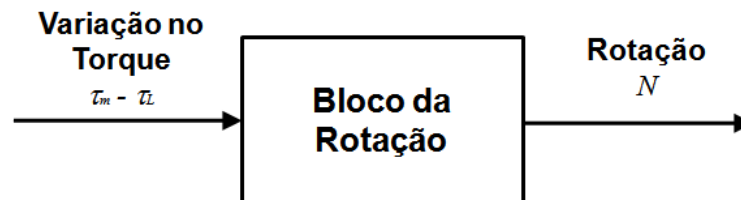


Figura 6.3 Bloco da Rotação

6.4 Bloco do Controlador

De acordo com o modelo proposto, o sistema controlador da micro-turbina ajusta a demanda de combustível para controlar a rotação do eixo N , no valor dado pela rotação de referência N_r . Também controla a potência gerada na saída da micro-turbina P_i para atingir o valor demandado (potência de demanda P_d). Na Fig. 6.4 as entradas no bloco controlador são a variação na rotação ($N_r - N$), e a variação na potência sendo gerada ($P_d - P_i$); e a saída é a demanda de combustível u . Para calcular a função de transferência deste bloco foram empregados os dados obtidos durante os testes.

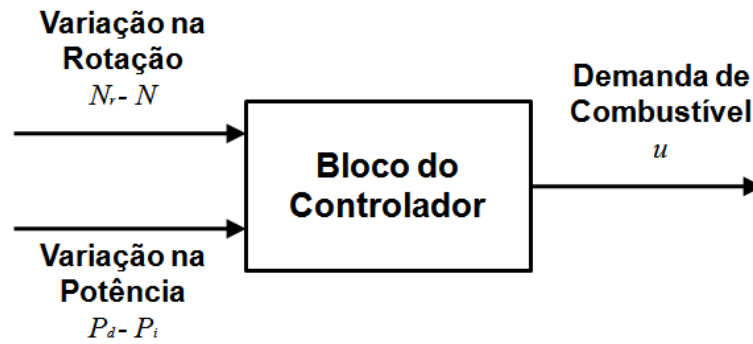


Figura 6.4 Bloco do Controlador

6.5 Bloco da Rotação de Referência

Dado que a micro-turbina opera com rotação variável, o ponto de ajuste da rotação varia em função da demanda de potência. A Fig. 6.5 apresenta o bloco da rotação de referência, cuja entrada é a demanda de potência P_d e a saída é a rotação de referência N_r .

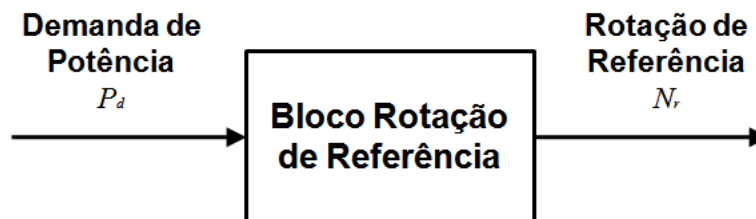


Figura 6.5 Bloco da Rotação de Referência

6.6 Sistema Eletrônico

Em operação normal da micro-turbina as variações na demanda de potência são do tipo degrau, e para cada degrau da variação na demanda ocorre um aumento ou diminuição gradual na potência do gerador. Como pode ser observado na Fig. 6.6 neste bloco a entrada é a demanda de potência P_d , e a saída a potência do gerador P_g .

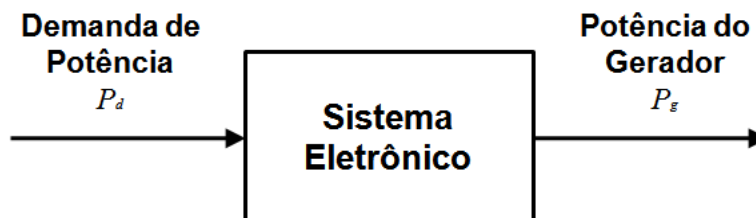


Figura 6.6 Bloco Sistema Eletrônico

6.7 Bloco do Torque da Carga

A relação entre a potência do gerador e o torque da carga exercido no eixo é representada pelo bloco apresentado na Fig. 6.7. Como pode ser observado neste bloco, a entrada é a potência do gerador P_g , e a saída é o torque da carga τ_L .



Figura 6.7 Bloco do Torque da Carga

6.8 Bloco Potência na Saída

O sistema eletrônico da micro-turbina recebe a potência do gerador no retificador e produz, através do inversor, energia que vai ser enviada à rede (Figura 5.3). Pode-se observar na Fig. 6.8 que a entrada para este bloco é a potência do gerador P_g , e a saída do bloco é a potência de saída da micro-turbina P_i .

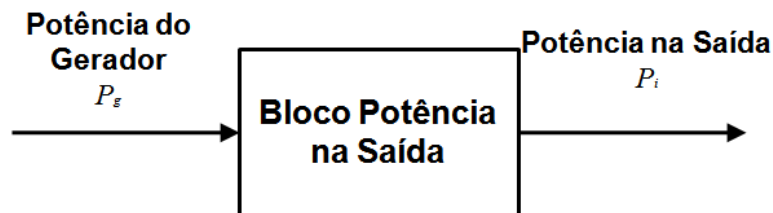


Figura 6.8 Bloco Potência na Saída

6.9 Primeiros Testes: Testes Estáticos

Foram efetuados os testes estáticos na micro-turbina conforme foi descrito na seção 5.11.3. Foram executados degraus na demanda de potência e armazenados os dados em regime permanente das variáveis relacionadas com cada bloco. Como em regime os valores de rotação de referência e rotação real se presumem iguais, assim como os torques mecânicos e da carga, a análise a seguir não inclui os blocos de sistema de controle e rotação. Também não foi considerado o bloco da rotação de referência, pois a entrada e a saída apresentam variações do tipo degrau, e não é possível representar a relação como uma equação diferencial.

Utilizando os dados obtidos nos testes estáticos e seguindo a metodologia descrita na seção 5.12, foram calculados:

1. Característica estática do modelo, que define se ele é linear ou não linear.
2. Constante de tempo mínima do bloco, e tempo de acomodação, que servem para definir as características do sinal de excitação *PRBS*.

6.9.1 Sistema de Combustível

Foram utilizados os dados estáticos das variáveis demanda de combustível u (expressada em porcentagem de abertura da válvula proporcional), que é a entrada do bloco, e a vazão de combustível \dot{m}_f , que é a saída.

Característica Estática. Utilizando os dados em regime permanente, e empregando a técnica de mínimos quadrados, calculou-se a característica estática na forma de uma função polinomial de primeira, segunda e terceira ordens. Obtiveram-se três funções e foram calculados os valores de validação em cada uma delas. A Fig. 6.9 apresenta os resultados gráficos da obtenção da característica estática. A linha de pontos (...) corresponde à função linear, a linha tracejada (---) à função quadrática e a linha contínua à função cúbica.

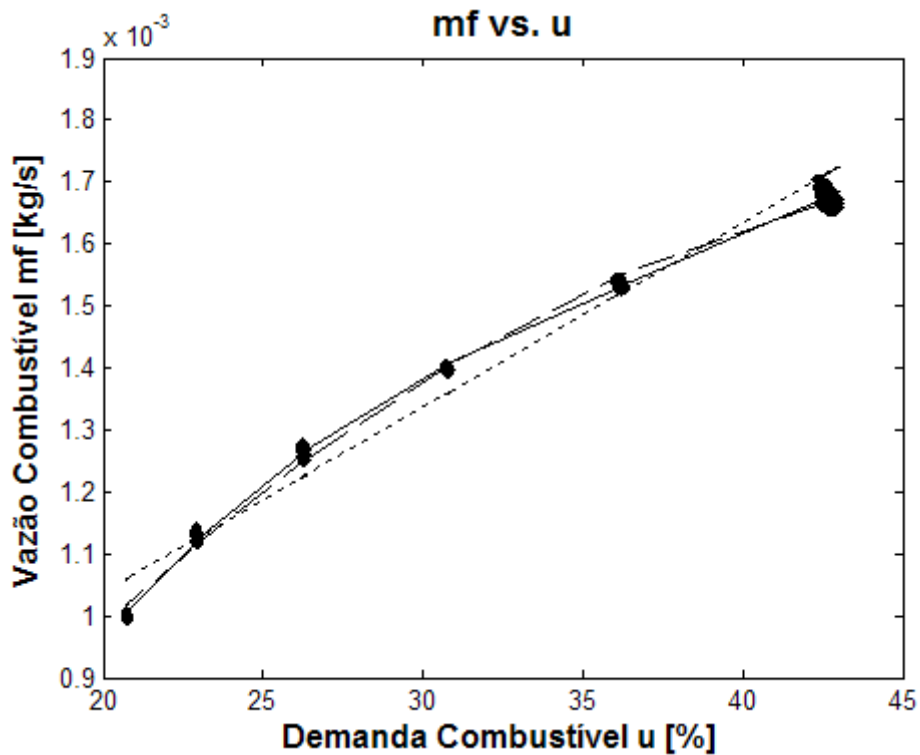


Figura 6.9 Característica Estática do Sistema de Combustível

A Tabela 6.1 apresenta os resultados numéricos de validação das funções polinomiais da característica estática.

Tabela 6.1 Validação da Característica Estática do Sistema de Combustível

Grau da Função	Validação RMSE [%]
1	83,38
2	93,44
3	95,90

Como se pode notar o sistema de combustível apresenta uma característica não linear, que pode ser quadrática ou cúbica. Escolhe-se a característica quadrática, pois a diferença com a cúbica é desprezível.

A equação obtida para a característica estática foi:

$$m_f = -1,16 \cdot 10^{-6} u^2 + 1,06 \cdot 10^{-4} u - 7,61 \cdot 10^{-4} \quad (6.1)$$

Constante de tempo mínima. Em cada variação do teste estático foi calculada a constante de tempo da função de transferência de segunda ordem obtida experimentalmente. A Tabela 6.2 apresenta os valores obtidos das constantes de tempo e o tempo de acomodação para cada variação em degrau no teste estático.

Tabela 6.2 Constantes de Tempo do Sistema de Combustível

Varição Degrau	Constante de Tempo [s]	Tempo de Acomodação [s]
9 kW – 11 kW	7,04	28,16
11 kW – 13 kW	7,08	28,32
13 kW – 15 kW	6,95	27,8
15 kW – 17 kW	7,30	29,2
17 kW – 19 kW	7,31	29,24

A constante de tempo mínima neste caso é 6,95 s, e o tempo de acomodação máximo é de 29,24 s.

6.9.2 Bloco do Torque Mecânico

Foram utilizados os dados estáticos da vazão de combustível \dot{m}_f , que é a entrada do bloco, e o torque mecânico τ_m , que é a saída. A diferença entre a rotação de referência e a rotação real ($N_r - N$), não foi utilizada, pois em regime este valor é nulo.

Característica Estática. Igual ao bloco anterior, utilizando os dados em regime permanente e com a técnica de mínimos quadrados calcularam-se as características estáticas de primeira, segunda e terceira ordens. Obtiveram-se três funções e foram calculados os valores de validação em cada uma delas. A Fig. 6.10 apresenta os resultados gráficos da obtenção da característica estática. A linha de pontos (···) corresponde à função linear, a linha tracejada (---) à função quadrática e a linha contínua à função cúbica.

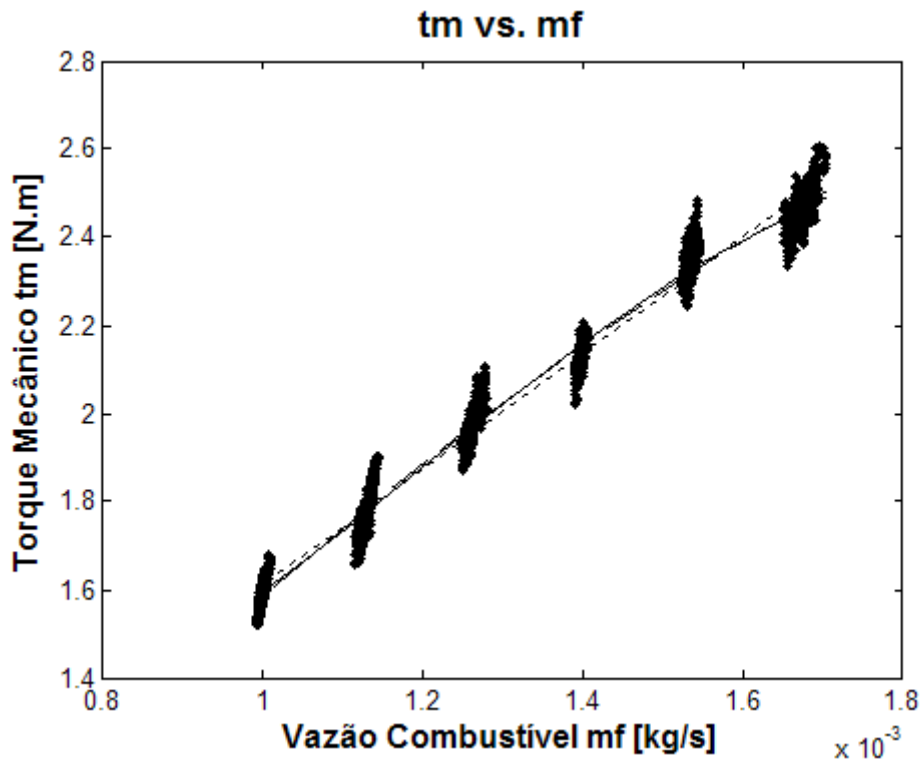


Figura 6.10 Característica Estática do Torque Mecânico

A Tabela 6.3 apresenta os resultados numéricos de validação das funções polinomiais da característica estática.

Tabela 6.3 Validação da Característica Estática do Torque Mecânico

Grau da Função	Validação RMSE [%]
1	85,85
2	87,15
3	87,34

Devido ao conteúdo significativo de ruído nos dados do torque mecânico não fica claro o comportamento da característica estática, que aparenta ser linear. Os dados de validação também não apresentaram uma melhora significativa quando se tratou de uma característica quadrática com relação à linear.

A equação obtida para a característica estática foi:

$$\tau_m = 1306,1 m_f + 0,288 \tag{6.2}$$

Constante de tempo mínima. Em cada variação do teste estático foi calculada a constante de tempo da função de transferência obtida experimentalmente. A Tabela 6.4 apresenta os valores calculados das constantes de tempo e tempo de acomodação para cada variação em degrau no teste estático.

Tabela 6.4 Constantes de Tempo do Torque Mecânico

Variação Degrau	Constante de Tempo [s]	Tempo de Acomodação [s]
9 kW – 11 kW	5,18	20,72
11 kW – 13 kW	4,82	19,28
13 kW – 15 kW	8,18	32,72
15 kW – 17 kW	26,59	106,36
17 kW – 19 kW	21,89	87,56

A constante de tempo mínima neste caso é 4,82 s, e o tempo de acomodação máximo é de 106,36 s.

6.9.3 Bloco da Rotação de Referência

Foram utilizados os dados estáticos das variáveis demanda de potência P_d , como entrada do bloco e rotação de referência N_r , como saída.

Característica Estática. Apesar de não ter comportamento dinâmico na variação em degrau, foi possível obter a característica estática da rotação de referência utilizando os dados em regime permanente. A Fig. 6.11 apresenta os resultados da validação das características linear, quadrática e cúbica. A linha de pontos (...) corresponde à função linear, a linha tracejada (---) à função quadrática, e a linha contínua à função cúbica.

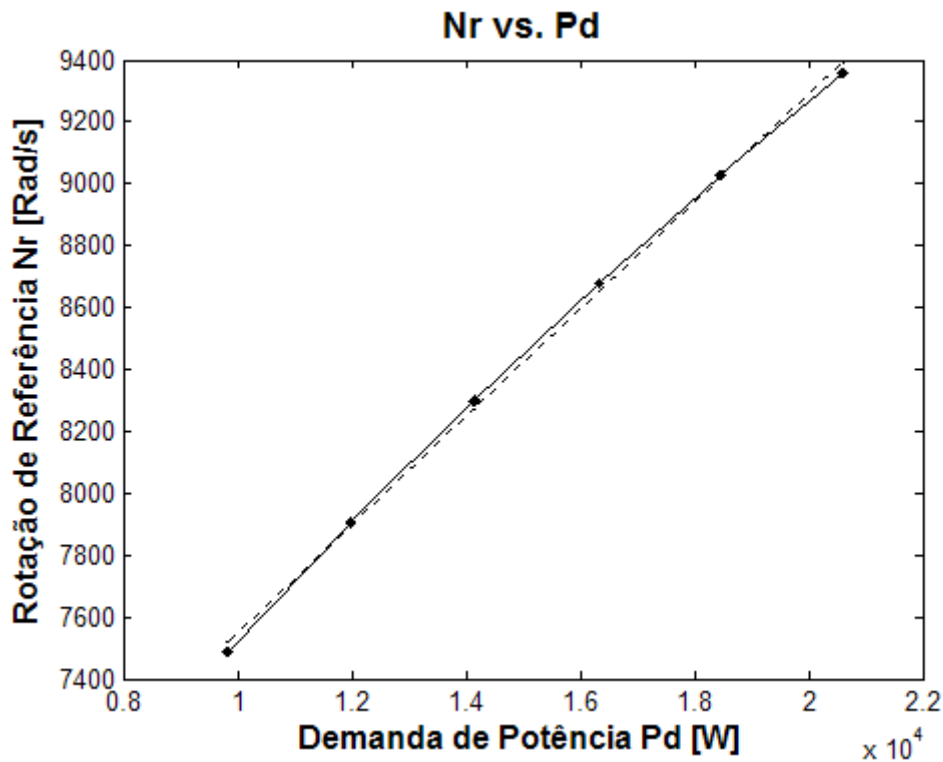


Figura 6.11 Característica Estática da Rotação de Referência

A Tabela 6.5 apresenta os resultados numéricos de validação da característica estática.

Tabela 6.5 Validação da Característica Estática da Rotação de Referência

Grau da Função	Validação RMSE [%]
1	95,95
2	99,51
3	99,67

Os resultados apresentam uma característica claramente quadrática.

A equação obtida para a característica estática foi:

$$N_r = -3,95 \cdot 10^{-6} P_d^2 + 0,297 P_d + 4927,2 \tag{6.3}$$

6.9.4 Sistema Eletrônico

Foram utilizados os dados estáticos das variáveis demanda de potência P_d , como entrada do bloco e potência do gerador P_g , como saída.

Característica Estática. Seguindo o procedimento, os dados em regime permanente da demanda de potência e potência do gerador foram utilizados para calcular as características estáticas linear, quadrática e cúbica. Na Fig. 6.12 os resultados em linha de pontos (...) correspondem à função linear, a linha tracejada (---) à função quadrática, e a linha contínua à função cúbica.

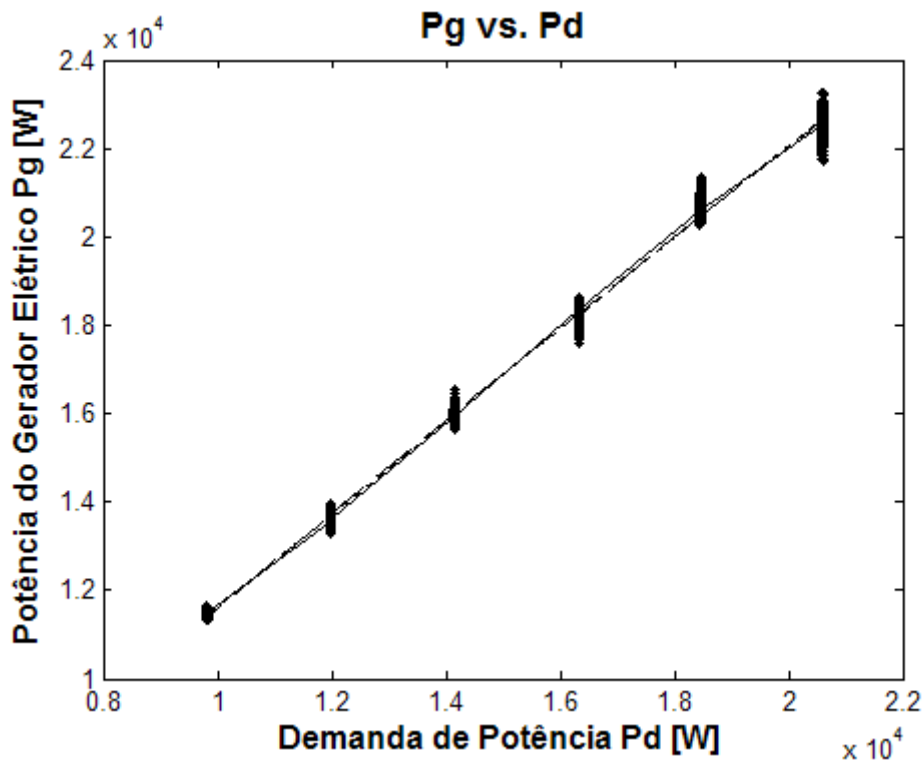


Figura 6.12 Característica Estática da Potência do Gerador

A Tabela 6.6 apresenta os resultados numéricos de validação das funções polinomiais da característica estática.

Tabela 6.6 Validação da Característica Estática da Potência do Gerador

Grau da Função	Validação RMSE [%]
1	93,58
2	93,63
3	94,21

O bloco da potência do gerador apresenta uma característica linear. A melhora na validação das características quadrática e cúbica foi desprezível.

A equação obtida para a característica estática foi:

$$P_g = 1,057 P_d + 959,45 \quad (6.4)$$

Constante de tempo mínima. Foi calculada a constante de tempo da função de transferência obtida experimentalmente. A Tabela 6.7 apresenta os valores obtidos das constantes de tempo e tempo de acomodação para cada variação em degrau nos testes estáticos.

Tabela 6.7 Constantes de Tempo da Potência do Gerador

Varição Degrau	Constante de Tempo [s]	Tempo de Acomodação [s]
9 kW – 11 kW	9,30	37,2
11 kW – 13 kW	8,42	33,68
13 kW – 15 kW	7,54	22,62
15 kW – 17 kW	7,63	30,52
17 kW – 19 kW	7,06	28,24

A constante de tempo mínima neste caso é de 7,06 s, e o tempo de acomodação máximo é de 37,2 s.

6.9.5 Bloco do Torque da Carga

Foram utilizados os dados estáticos das variáveis potência do gerador P_g , como entrada do bloco e torque da carga τ_L , como saída.

Característica Estática. Utilizando mínimos quadrados e dados no regime, calculou-se a característica estática como funções polinomiais de primeira, segunda e terceira ordens. Obtiveram-se três funções e foram calculados os valores de validação em cada uma delas. A Fig. 6.13 apresenta os resultados gráficos da obtenção da característica estática. A linha de pontos (...) corresponde à função linear, a linha tracejada (---) à função quadrática, e a linha contínua à função cúbica.

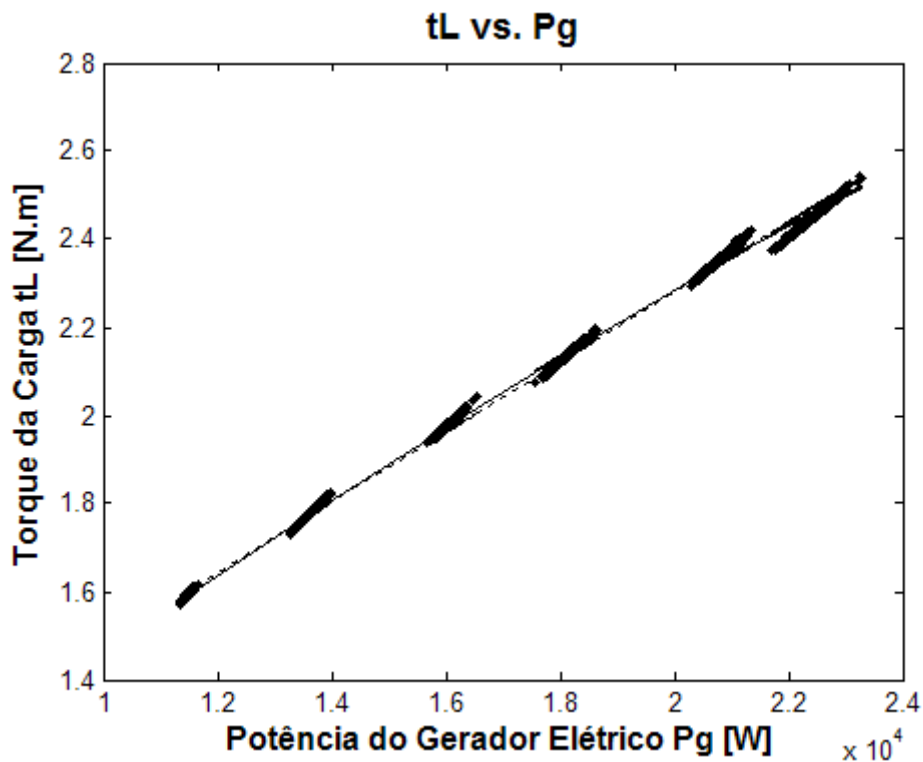


Figura 6.13 Característica Estática do Torque da Carga

A Tabela 6.8 apresenta os resultados numéricos de validação das funções polinomiais da característica estática.

Tabela 6.8 Validação da Característica Estática do Torque da Carga

Grau da Função	Validação RMSE [%]
1	95,34
2	96,66
3	96,71

Neste caso também a característica estática parece ser linear.

A equação obtida para a característica estática foi:

$$\tau_L = 8,16 \cdot 10^{-5} P_g + 0,639 \tag{6.5}$$

A relação dinâmica entre a potência do gerador e o torque da carga é mais bem representada por uma função estática (polinômio) do que por uma equação diferencial. Portanto, não foi obtida a constante de tempo para esse bloco.

6.9.6 Bloco Potência na Saída

Foram utilizados os dados estáticos das variáveis potência do gerador P_g , como entrada do bloco e potência na saída P_v , como saída.

Característica Estática. Utilizando mínimos quadrados e dados no regime, calculou-se a característica estática como funções polinomiais de primeira, segunda e terceira ordens. Obtiveram-se três funções e foram calculados os valores de validação em cada uma delas. A Fig.

6.14 apresenta os resultados gráficos da obtenção da característica estática. A linha de pontos (...) corresponde à função linear, a linha tracejada (---) à função quadrática, e a linha contínua à função cúbica.

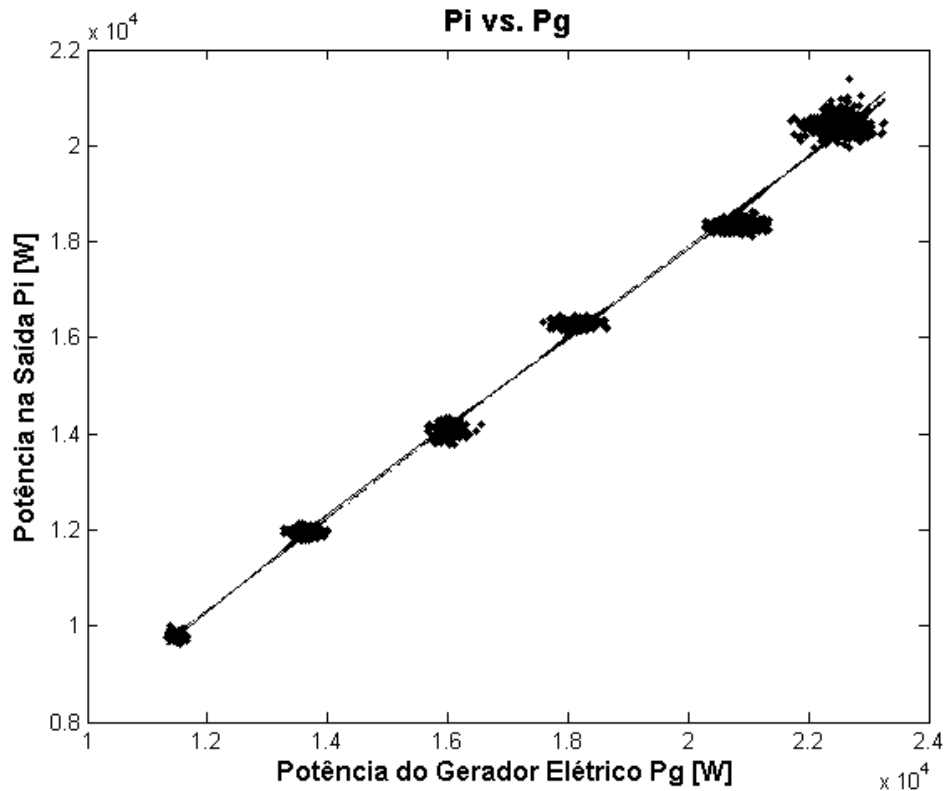


Figura 6.14 Característica Estática da Potência na Saída

A Tabela 6.9 apresenta os resultados numéricos de validação das funções polinomiais da característica estática.

Tabela 6.9 Validação da Característica Estática da Potência na Saída

Grau da Função	Validação RMSE [%]
1	93,12 %
2	93,14 %
3	93,36 %

A característica estática para esse bloco apresenta um comportamento claramente linear.

A equação obtida para a característica estática foi:

$$P_i = 0,932 P_g - 778,48 \tag{6.6}$$

A relação dinâmica entre a potência do gerador e a potência na saída possui uma constante de tempo muito pequena com relação a outros blocos do modelo. Por isto é mais bem representada por uma função estática (polinômio) do que por uma equação diferencial. Devido a isto, a constante de tempo não foi obtida para este bloco.

6.9.7 Resultados dos Testes Estáticos

Os testes estáticos serviram para achar a característica estática de alguns dos blocos do modelo estudado. A característica estática ajuda a definir a não linearidade da função de transferência de cada bloco, e para reduzir o espaço de busca dos regressores. Nos blocos onde a característica estática é linear vão ser empregados regressores de até segunda ordem, e onde for não linear de até terceira ordem. Foram gerados regressores com atraso de até três amostras.

As variações em degrau nos testes estáticos renderam dados que serviram para calcular a constante de tempo de cada bloco do modelo. Esses valores de constantes de tempo servem para definir o sinal de excitação *PRBS*, como é descrito na seção 5.12.

Os resultados mostraram que a menor constante de tempo do sistema é de 4,82 s. Portanto, sendo que a micro-turbina é um sistema não linear, o tempo mínimo do sinal *PRBS* deve ser escolhido próximo a $\tau_{min}/3$, ou seja, de 1,61 s. Por limitações na forma como o sinal de excitação é aplicado no sistema da micro-turbina, foi definido um tempo mínimo de $T_b = 2$ s.

O tempo de acomodação máximo do sistema calculado a partir dos testes estáticos foi de 106,36 s. Para ter um período do sinal *PRBS* maior do que o tempo de acomodação máximo, foi escolhido um sinal *PRBS* de 8 bits ($n = 8$), onde o período ($N \cdot T_b = (2^n - 1) \cdot T_b$) é de 510 s. Foi determinado efetuar dois períodos do sinal *PRBS* em cada teste ($m = 2$).

Os sinais definidos para os testes foram gerados em três condições de operação, como foi relatado na Tabela 5.4 da seção 5.11.3. A Figura 6.15 apresenta o gráfico dos três sinais *PRBS* utilizados nos testes dinâmicos. A linha tracejada, na parte superior, corresponde à condição de operação em 18 kW, a linha contínua representa a operação em 15 kW e a linha tracejada, na parte inferior, a operação em 10 kW.

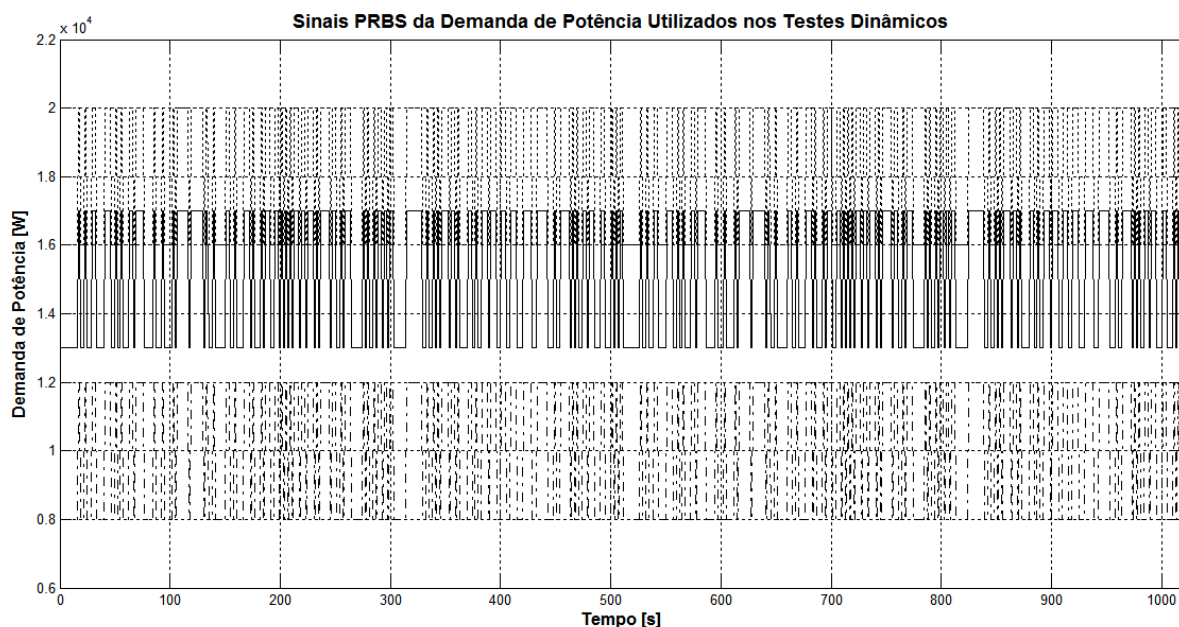


Figura 6.15 Gráfico das variações na Demanda de Potência como sinal *PRBS*

A função de autocorrelação dos sinais *PRBS*, com intervalo de confiança de 95%, está mostrada na Fig. 6.16.

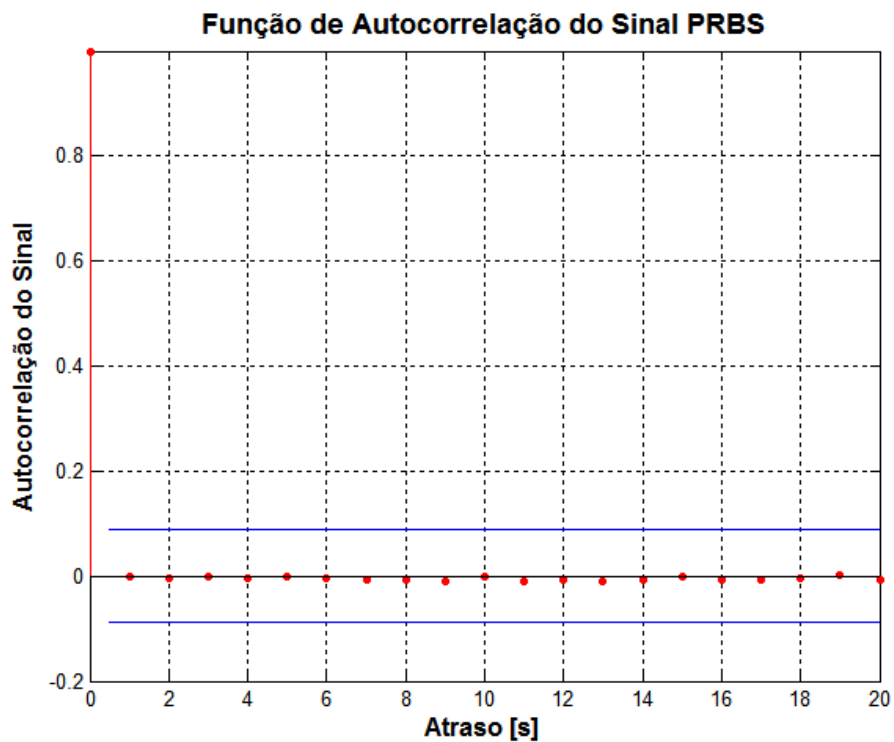


Figura 6.16 Autocorrelação do Sinal *PRBS*

As linhas horizontais representam os limites do intervalo de confiança de 95%. No gráfico o sinal é muito correlacionado no atraso zero, e fora deste ponto a correlação é praticamente nula. Isto demonstra que o sinal de excitação escolhido é apropriado por se aproximar de um sinal aleatório.

6.10 Segundo Teste: Testes Dinâmicos

Com os sinais definidos nos testes estáticos (Figura 6.15), foram efetuados os testes dinâmicos na micro-turbina conforme foi descrito na seção 5.12. Cada teste foi executado duas vezes, para obter dados dinâmicos para cálculo do modelo, assim como para validação.

Os dados de entrada/saída de cada bloco do modelo foram utilizados separadamente para executar os cálculos correspondentes.

6.10.1 Sistema de Combustível

Foram utilizados os dados dinâmicos das variáveis demanda de combustível (u), que é a entrada do bloco, e a vazão de combustível (\dot{m}_f), que é a saída.

Correlação cruzada. Foi feita a análise da correlação cruzada entre a entrada e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.17 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

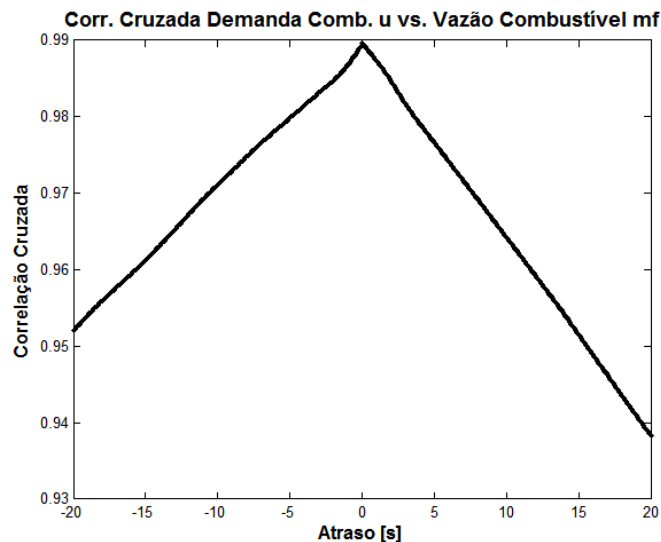


Figura 6.17 Correlação Cruzada da Demanda de Combustível vs. a Vazão de Combustível

Pode-se observar que não têm tempo morto entre os sinais de entrada e saída do bloco do sistema de combustível.

Cálculo dos parâmetros do modelo. Utilizando os dados dinâmicos e a rotina desenvolvida em MatLab (Apêndice B) foram calculados os parâmetros do modelo. Conforme é detalhado na seção 5.12, foi gerada uma matriz formada por um conjunto de regressores escolhidos de acordo com os resultados da seção 6.7 (característica estática linear ou não linear). Quando foi obtida uma característica linear foram utilizados regressores de até segunda ordem, e no caso da característica não linear quadrática regressores de até terceira ordem. No presente estudo foram empregados somente regressores polinomiais, não foram utilizados regressores exponenciais nem logarítmicos.

No caso do sistema de combustível na seção 6.9.1 achou-se uma característica não linear quadrática. Foi gerada, portanto, uma matriz com regressores de até terceira ordem.

Testes em 10 kW. Utilizando a rotina desenvolvida em MatLab foi calculado o modelo na forma de equação de diferenças. As Figuras 6.18 até 6.22 mostram os gráficos das simulações geradas com

cada modelo. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo. A média dos dados foi removida.

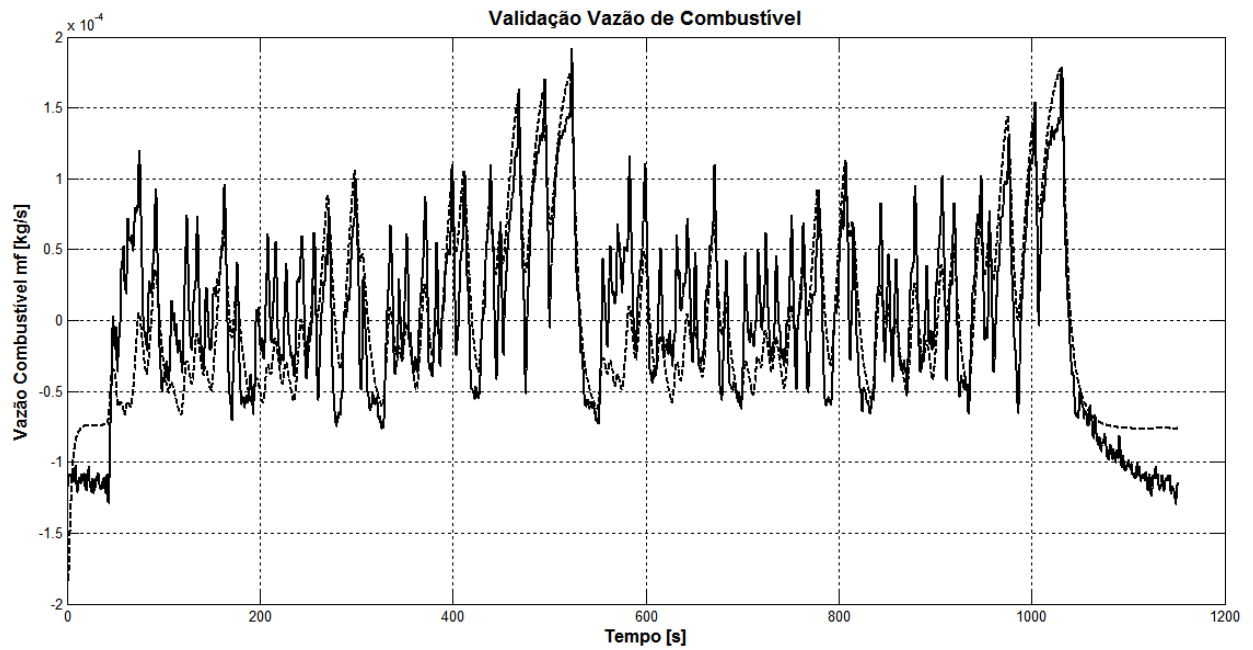


Figura 6.18 Vazão de Combustível Real e Simulada - Primeira Iteração

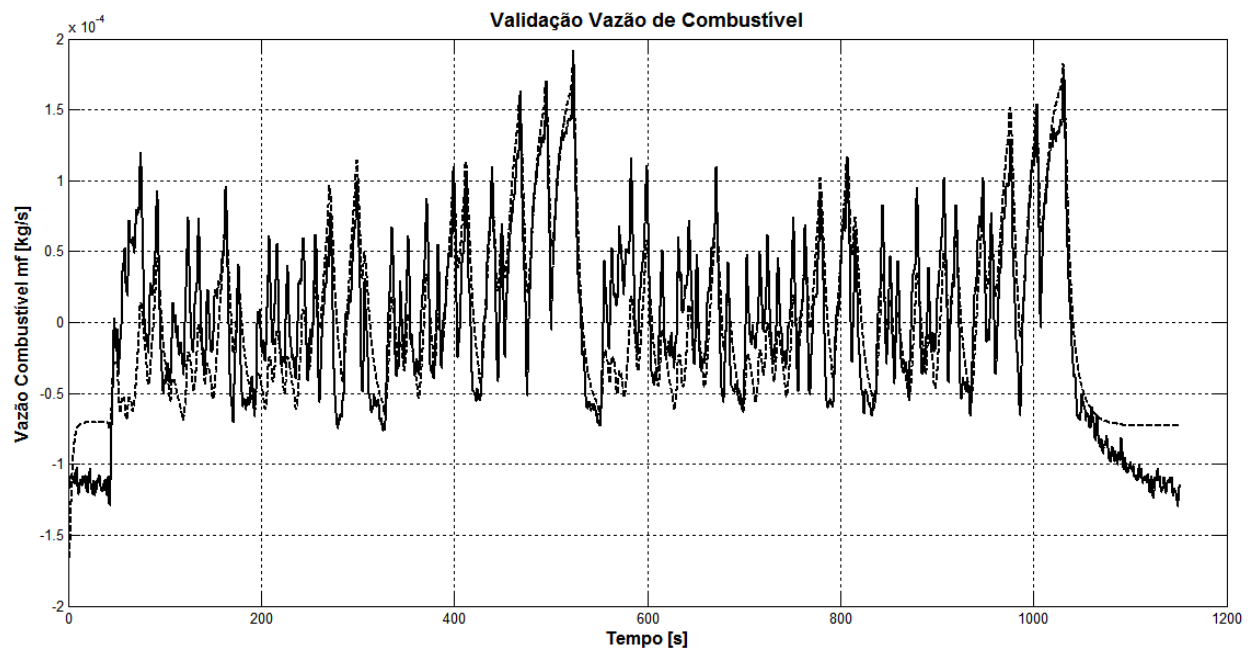


Figura 6.19 Vazão de Combustível Real e Simulada - Segunda Iteração

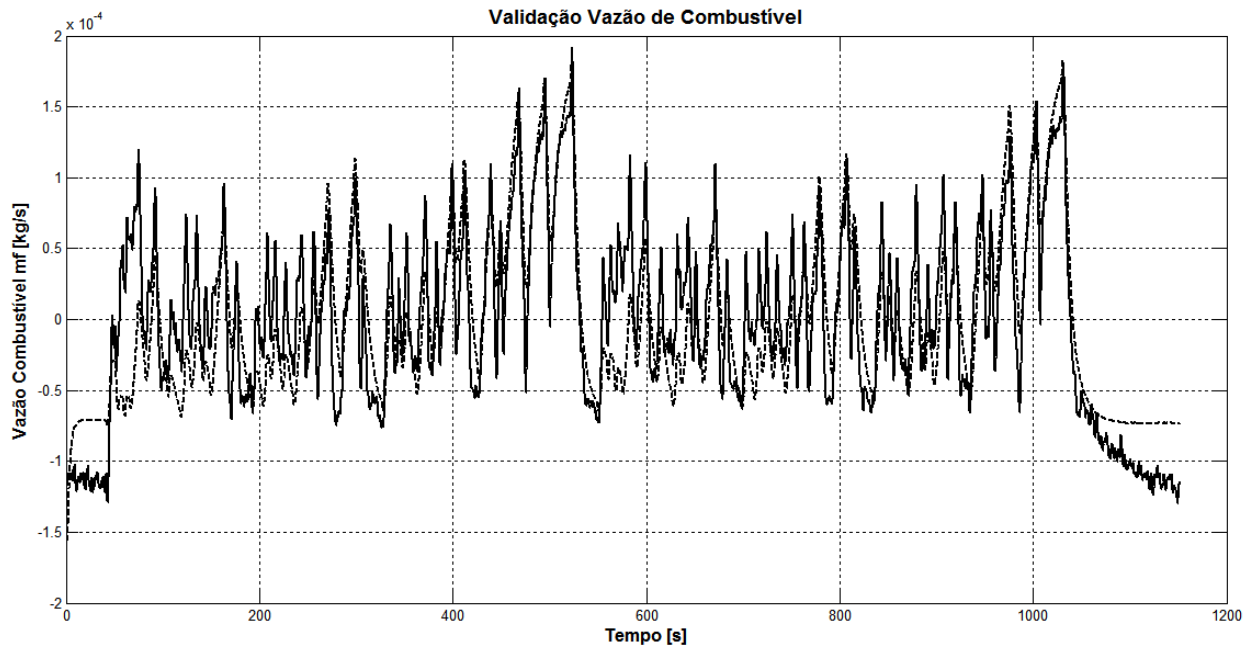


Figura 6.20 Vazão de Combustível Real e Simulada - Terceira Iteração

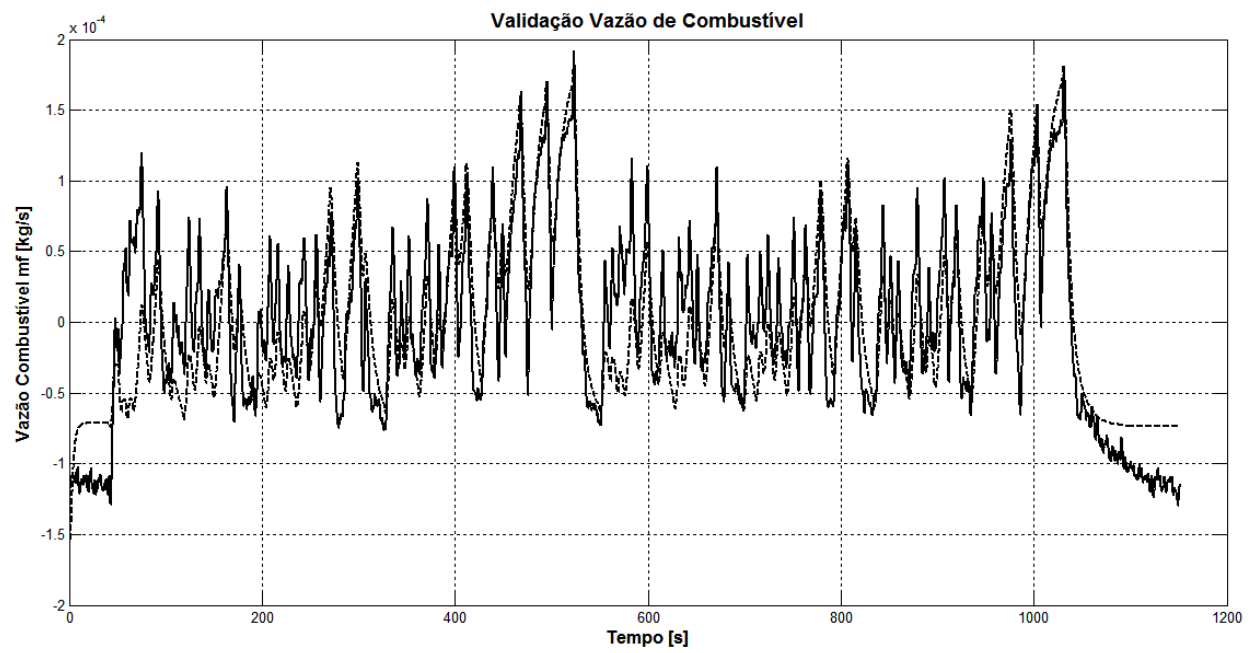


Figura 6.21 Vazão de Combustível Real e Simulada - Quarta Iteração

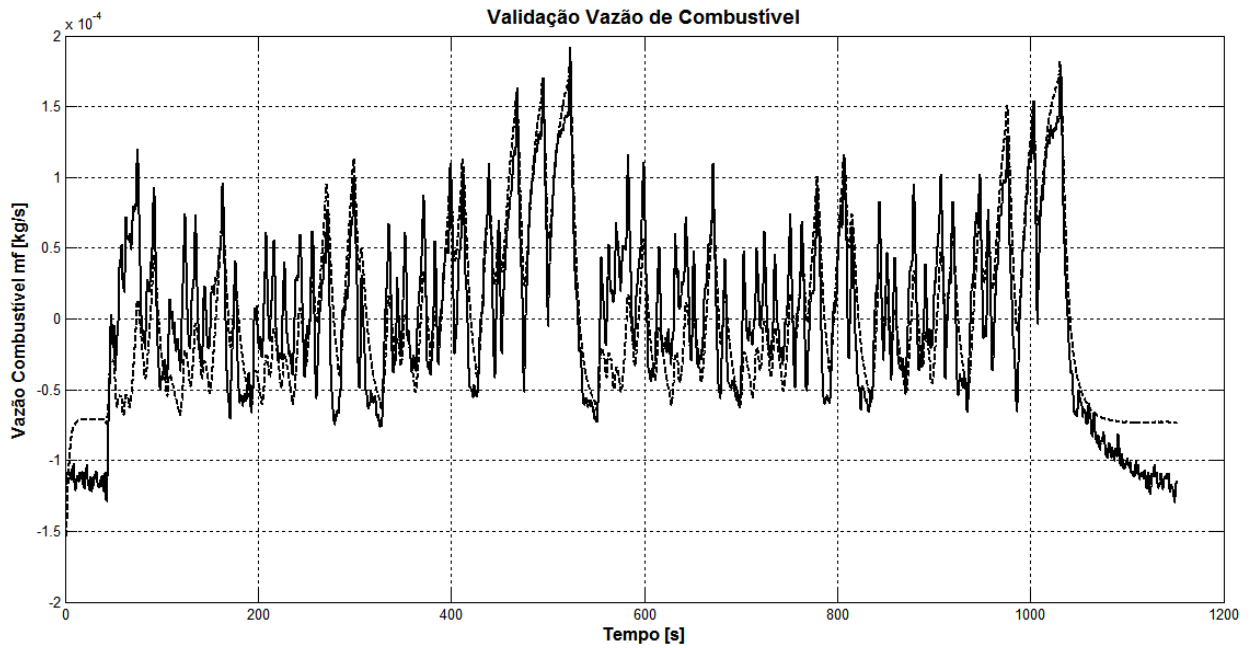


Figura 6.22 Vazão de Combustível Real e Simulada - Quinta Iteração

Pode-se observar nas Figuras 6.18 a 6.22 como a cada iteração vai mudando a validação do modelo, pois é adicionado mais um regressor que muda a forma em que o modelo reproduz a dinâmica do bloco.

A Tabela 6.10 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de combustível, e os de saída (**y**) à vazão de combustível.

Tabela 6.10 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Primeira Iteração	Segunda Iteração	Terceira Iteração	Quarta Iteração	Quinta Iteração
CONSTANTE	0	0	0	0	$-1,57 \cdot 10^{-9}$
u(k-3)	0	0	0	$1,04 \cdot 10^{-6}$	$1,04 \cdot 10^{-6}$
u(k-2)	0	$-5,47 \cdot 10^{-6}$	$-5,00 \cdot 10^{-6}$	$-6,82 \cdot 10^{-6}$	$-6,82 \cdot 10^{-6}$
u(k-1)	$3,49 \cdot 10^{-7}$	$5,88 \cdot 10^{-6}$	$5,40 \cdot 10^{-6}$	$6,17 \cdot 10^{-6}$	$6,17 \cdot 10^{-6}$
y(k-3)	1,39	1,38	1,46	1,46	1,46
y(k-2)	0	0	-0,16	-0,16	-0,16
y(k-1)	-0,39	-0,39	-0,31	-0,31	-0,31
AIC	-20,44	-20,48	-20,47	-20,47	-20,47
Fit [%]	42,75 %	43,69 %	43,48 %	43,50 %	43,51 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. Pode-se notar que o algoritmo foi selecionando só regressores lineares, e a melhor validação foi obtida na segunda iteração com quatro regressores lineares.

O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -5,47 \cdot 10^{-6} u(k-2) + 5,88 \cdot 10^{-6} u(k-1) + 1,38 y(k-3) - 0,39 y(k-1) \quad (6.7)$$

Mesmo que neste cálculo a matriz de regressores contenha elementos de até grau três, a rotina escolheu regressores lineares. Isto demonstra que perto de uma condição de regime o modelo linear reproduz satisfatoriamente a dinâmica desse bloco do modelo.

Testes em 15 kW. Utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo utilizando os dados obtidos nos testes ao redor da potência de 15 kW. A Figura 6.23 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

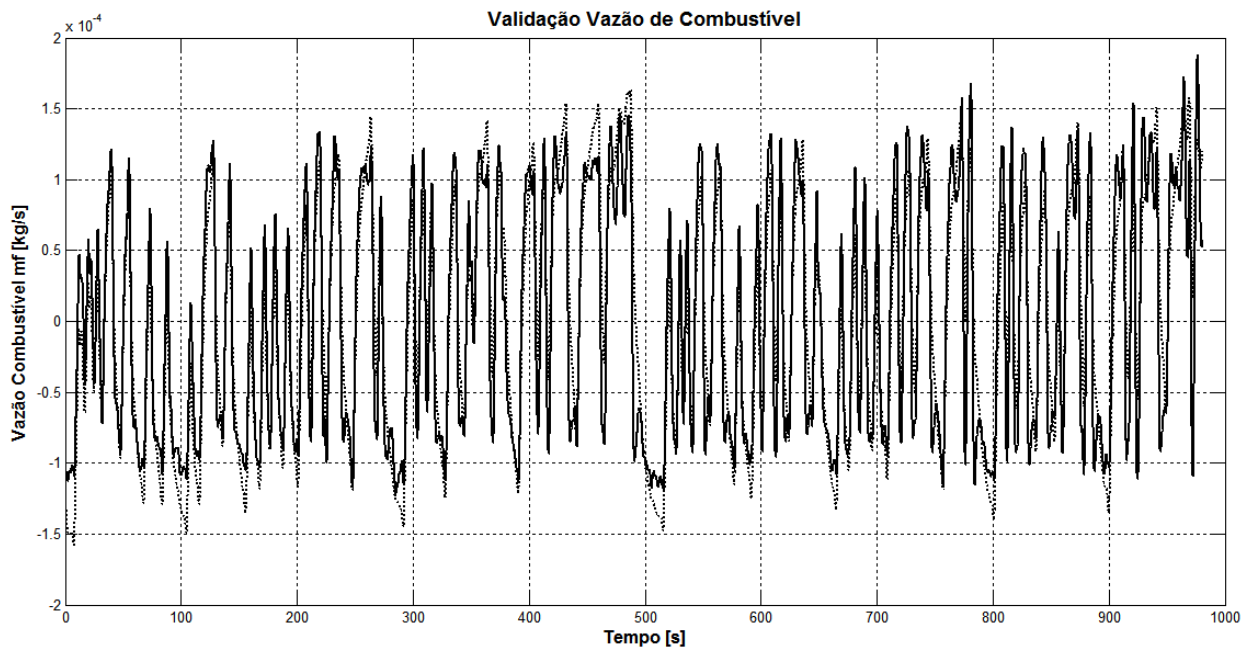


Figura 6.23 Vazão de Combustível Real e Simulada em 15 kW

É notório que em neste caso obteve-se uma validação muito melhor do que a dos testes em 10 kW. Isto pode ter sido devido ao conteúdo de ruído na vazão de combustível, que em 10 kW está perto do limite inferior de medição do sensor utilizado no banco de testes.

A Tabela 6.11 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de combustível, e os de saída (**y**) à vazão de combustível.

Tabela 6.11 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
u(k-2)	$-4,51 \cdot 10^{-6}$
u(k-1)	$4,98 \cdot 10^{-6}$
y(k-3)	1,34
y(k-1)	-0,36
AIC	-22,23
Fit [%]	81,80 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. Observa-se que o algoritmo selecionou só regressores lineares. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -4,51 \cdot 10^{-6} u(k-2) + 4,98 \cdot 10^{-6} u(k-1) + 1,34 y(k-3) - 0,36 y(k-1) \quad (6.8)$$

Da mesma forma do que nos testes em 10 kW, os resultados indicam que ao redor de uma condição de regime um modelo linear reproduz com bom desempenho a dinâmica do sistema de combustível. Porém, os valores dos coeficientes calculados variaram um pouco, caracterizando a não linearidade.

Testes em 18 kW. Para obter a dinâmica em uma ampla faixa de operação, foram executados testes também ao redor da potência de 18 kW, e utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo. A Figura 6.24 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

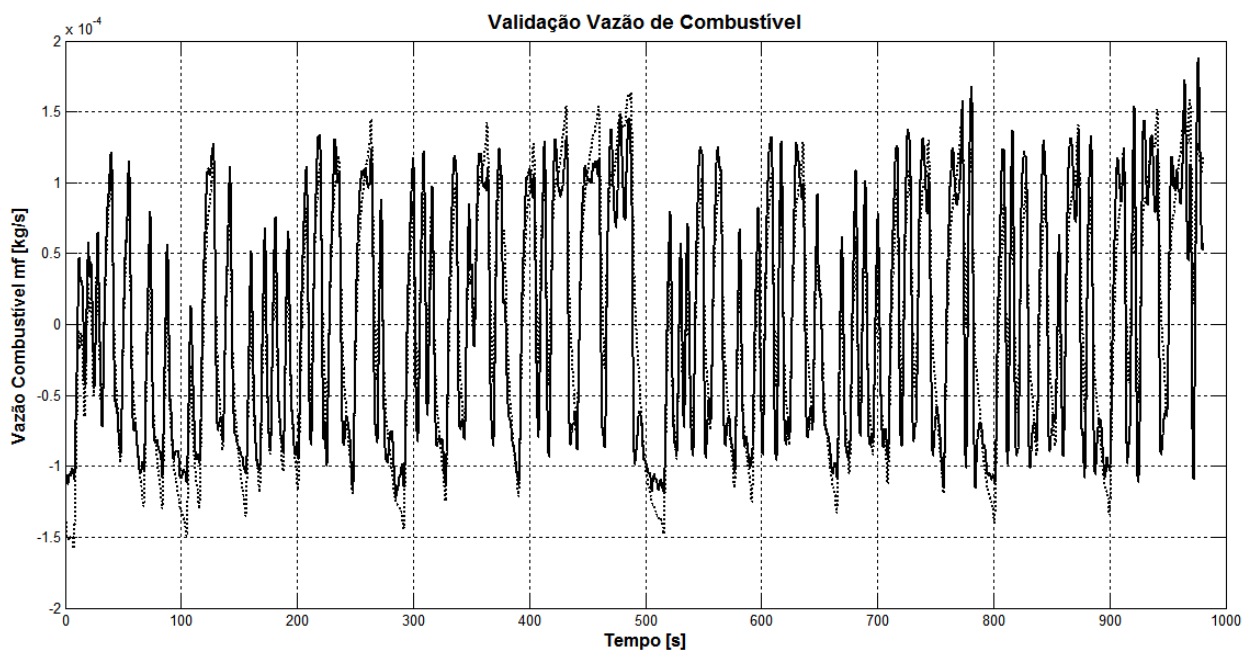


Figura 6.24 Vazão de Combustível Real e Simulada

A validação gráfica neste caso é um pouco inferior à obtida nos testes com 15 kW, mas ainda melhor do que nos testes em 10 kW.

A Tabela 6.12 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de combustível e os de saída (**y**) à vazão de combustível.

Tabela 6.12 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
$u(k-2)$	$-3,09 \cdot 10^{-6}$
$u(k-1)$	$3,55 \cdot 10^{-6}$
$y(k-3)$	1,33
$y(k-1)$	-0,35
<i>AIC</i>	-20,76
<i>Fit [%]</i>	62,50 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. Novamente o algoritmo escolheu só regressores lineares. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -3,09 \cdot 10^{-6} u(k-2) + 3,55 \cdot 10^{-6} u(k-1) + 1,33 y(k-3) - 0,35 y(k-1) \quad (6.9)$$

É interessante notar que nos três testes o algoritmo selecionou os mesmos regressores lineares. Outro aspecto interessante foi que os coeficientes dos regressores de entrada u parecem diminuir quando se aumenta a potência de operação de 10 kW até 18 kW. No caso dos regressores de saída y os coeficientes calculados são quase iguais nos três testes, porém também parecem diminuir. A linearidade do bloco é evidente ao redor de uma condição de regime. Porém, os coeficientes dos regressores lineares não permaneceram iguais, evidenciando uma dinâmica não linear.

A tabela a seguir apresenta os regressores e os coeficientes calculados nos três testes.

Tabela 6.13 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes

Regressores	Testes em 10 kW	Testes em 15 kW	Testes em 18 kW
$u(k-2)$	$-5,47 \cdot 10^{-6}$	$-4,51 \cdot 10^{-6}$	$-3,09 \cdot 10^{-6}$
$u(k-1)$	$5,88 \cdot 10^{-6}$	$4,98 \cdot 10^{-6}$	$3,55 \cdot 10^{-6}$
$y(k-3)$	1,38	1,34	1,33
$y(k-1)$	-0,39	-0,36	-0,35
<i>AIC</i>	-20,48	-22,23	-20,76
<i>Fit [%]</i>	43,69 %	81,80 %	62,50 %

É notório que os regressores escolhidos são sempre os mesmos, e os coeficientes são semelhantes, com uma tendência a diminuir no seu valor. O fato dos coeficientes mudarem dependendo da condição de operação evidência a não linearidade do sistema.

Testes em degrau com PRBS. Foram efetuados testes em degrau nas potências de 10 kW, 15 kW e 18 kW. Em cada um deles foram executados testes PRBS com degraus de ± 2 kW. Utilizando os dados obtidos durante estes testes, foram calculados no programa desenvolvido em MatLab os regressores que melhor reproduzem a dinâmica dos dados, e os coeficientes da equação de diferenças. A Figura a seguir mostra os resultados da validação com o modelo melhor validado. A linha contínua representa dados reais e a linha tracejada os dados obtidos do modelo.

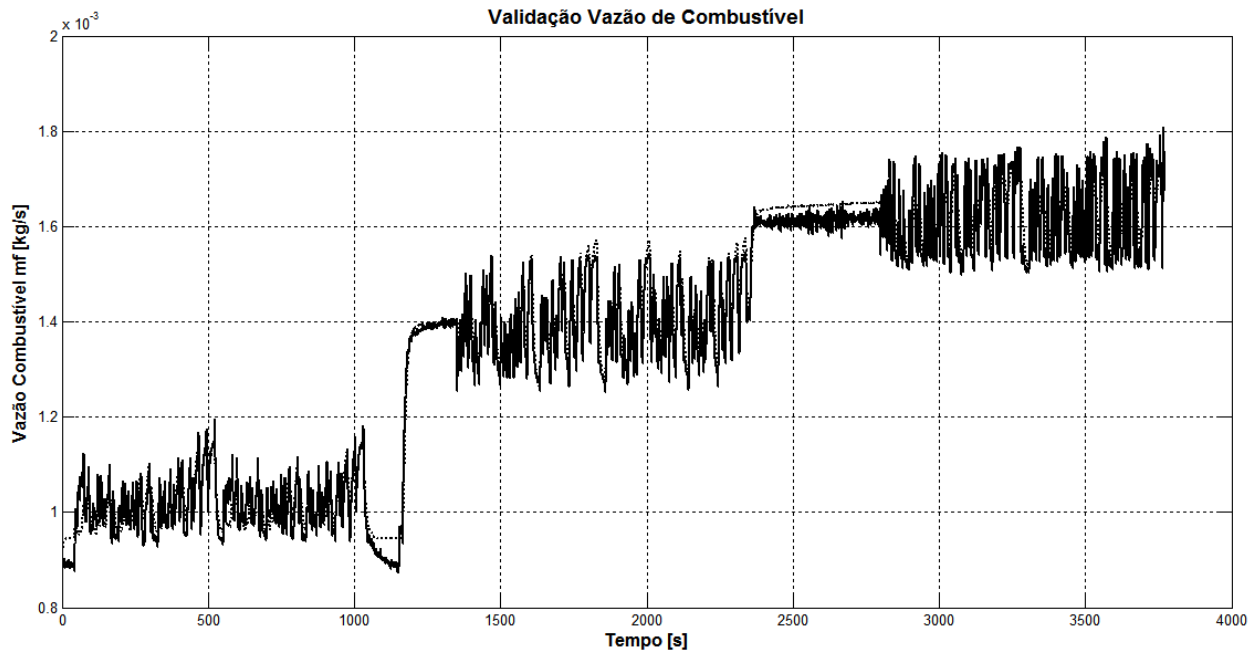


Figura 6.25 Vazão de Combustível Real e Simulada

Foi observada uma ótima validação gráfica para este bloco do modelo. Os regressores obtidos e os coeficientes do modelo são amostrados na tabela a seguir.

Tabela 6.14 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com *PRBS*

Regressores	Modelo Final
CONSTANTE	$-7,81 \cdot 10^{-6}$
$u(k-1)$	$1,56 \cdot 10^{-6}$
$y(k-3)$	1,16
$y(k-1)$	-0,181
$u(k-3)^2$	$-1,51 \cdot 10^{-8}$
<i>AIC</i>	-20,28
<i>Fit [%]</i>	85,04 %

Anteriormente se observou uma mudança nos coeficientes dos regressores escolhidos pelo algoritmo, o que sugeria não linearidade na dinâmica do bloco. Esta previsão foi confirmada com os testes degrau com *PRBS*, na faixa entre 10 kW e 18 kW (que na realidade são entre 8 kW e 20 kW, quando são considerados os degraus dos sinais *PRBS*). O programa desenvolvido escolheu três regressores quadráticos e seis lineares, e apresentou uma validação ótima para este bloco.

Modelo ajustado com o estimador de mínimos quadrados com restrições (MQR). Após o cálculo dos parâmetros do modelo, aproveitou-se a característica estática (6.1) para obter os mínimos quadrados com restrições. A Figura a seguir apresenta os dados reais em linha contínua e os dados simulados do modelo com *MQR* em linha tracejada.

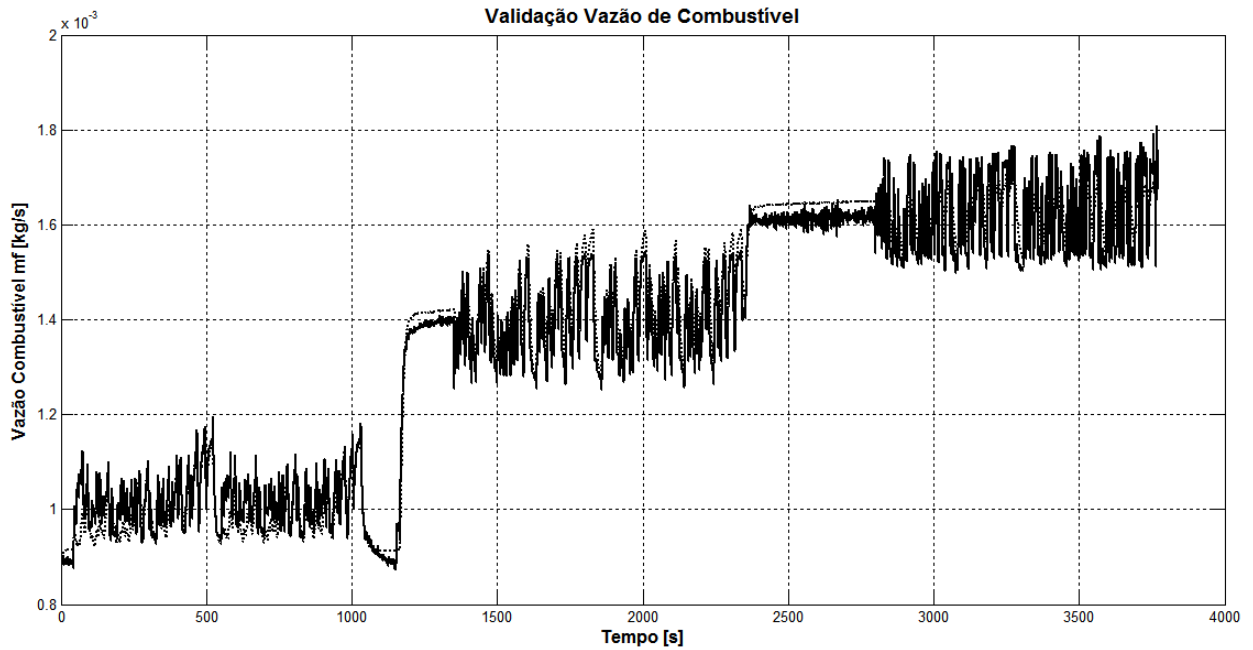


Figura 6.26 Vazão de Combustível Real e Simulada

Observa-se que a validação gráfica não mudou muito para este bloco do modelo utilizando este procedimento. Porém, os valores simulados aproximaram-se mais dos dados reais na condições em regime. Isto é o efeito esperado ao aplicar a restrição da característica estática. A tabela seguinte contém os regressores junto com os coeficientes e valores de validação.

Tabela 6.15 Regressores e Coeficientes Calculados com *MQR*

Regressores	Modelo Final
CONSTANTE	$-1,40 \cdot 10^{-5}$
$u(k-1)$	$1,95 \cdot 10^{-6}$
$y(k-3)$	1,17
$y(k-1)$	-0,187
$u(k-3)^2$	$-2,13 \cdot 10^{-8}$
<i>AIC</i>	-19,95
<i>Fit [%]</i>	82,40 %

Os resultados numéricos indicaram que a validação diminuiu. Porém, o modelo pode ser aceitável pois apresenta um desempenho melhor nas condições em regime na faixa de operação da micro-turbina.

6.10.2 Bloco do Torque Mecânico

Foram utilizados os dados dinâmicos das variáveis de entrada e saída do bloco: vazão de combustível (\dot{m}_f) e diferença entre rotação de referência e rotação real ($N_r - N$) são as entradas do bloco, e o torque mecânico (τ_m), é a saída.

Correlação cruzada. Foi feita a análise da correlação cruzada entre a primeira entrada (vazão de combustível) e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.27 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

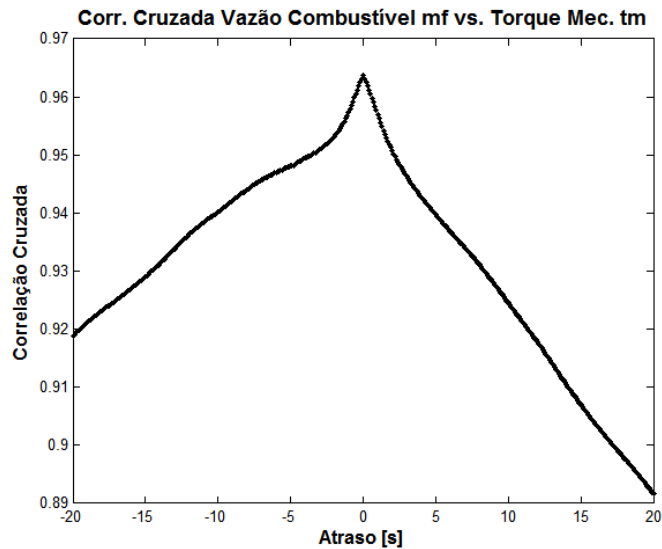


Figura 6.27 Correlação Cruzada da Vazão de Combustível vs. o Torque Mecânico

Foi feita uma segunda análise da correlação cruzada entre a segunda entrada (variação na rotação) e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.28 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

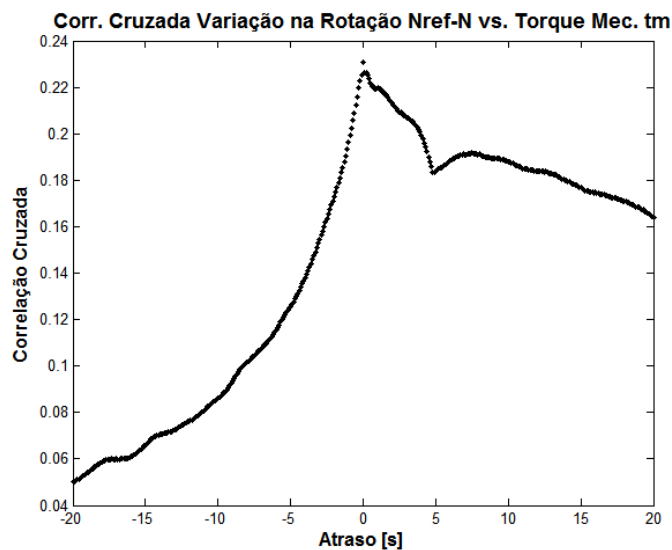


Figura 6.28 Correlação Cruzada da Variação da Rotação vs. o Torque Mecânico

Pode-se observar que não têm tempo morto entre os sinais de entrada e saída no bloco do torque mecânico. Observa-se que existe uma alta correlação entre a vazão de combustível e o torque mecânico. Porém, entre a variação da rotação e o torque existe uma baixa correlação.

Cálculo dos parâmetros do modelo. Utilizando os dados dinâmicos e a rotina desenvolvida em MatLab (*Apêndice B*) foram calculados os parâmetros do modelo do bloco do torque mecânico. Conforme é detalhado na seção 5.12, foi gerada uma matriz formada por um conjunto de regressores escolhidos de acordo com os resultados da seção 6.7.

Na seção 6.9.2 achou-se uma característica estática linear para este bloco. Foi gerada, portanto, uma matriz com regressores de até segunda ordem.

Testes em 10 kW. Utilizando a rotina desenvolvida em MatLab foi calculado o modelo na forma de equação de diferenças. A Figura 6.29 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo final gerado na rotina. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

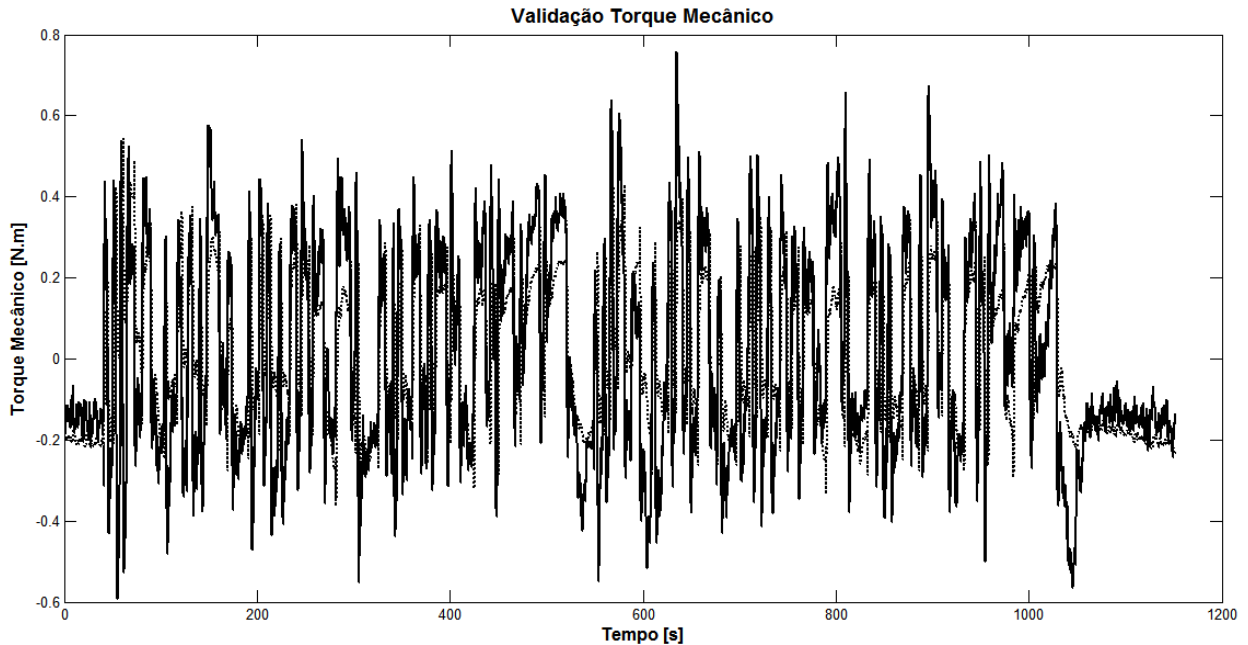


Figura 6.29 Torque Mecânico Real e Simulado em 10 kW

Graficamente pode-se observar uma validação não muito boa, devido ao conteúdo de ruído no sinal torque mecânico. Os resultados anteriores indicaram uma baixa correlação com uma das variáveis de entrada do modelo. Como foi explicado, o torque não pode ser medido diretamente, e teve que ser calculado por outras variáveis do sistema, aumentando o espectro de ruído na variável.

A Tabela 6.16 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (u_1 e u_2) correspondem às variáveis vazão de combustível e variação na rotação, e os de saída (y) ao torque mecânico.

Tabela 6.16 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final	Regressores	Modelo Final
$u_1(k-3)$	-2488	$u_2(k-1)$	$1,84 \cdot 10^{-4}$
$u_1(k-2)$	3140,2	$y(k-3)$	1,08
$u_1(k-1)$	-540,08	$y(k-2)$	-0,44
$u_2(k-3)$	$2,77 \cdot 10^{-5}$	$y(k-1)$	0,29
$u_2(k-2)$	$-1,71 \cdot 10^{-4}$		
	AIC	-3,32	
	Fit [%]	25,00 %	

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -2488 u_1(k-3) + 3140,2 u_1(k-2) - 550,08 u_1(k-1) + 2,77 \cdot 10^{-5} u_2(k-3) - 1,71 \cdot 10^{-4} u_2(k-2) + 1,84 \cdot 10^{-4} u_2(k-1) + 1,08 y(k-3) - 0,44 y(k-2) + 0,29 y(k-1) \quad (6.10)$$

Mesmo que neste cálculo a matriz de regressores contenha elementos de até segunda ordem, a rotina escolheu só regressores lineares. Isto indica que o bloco torque mecânico apresentou uma dinâmica linear nos primeiros resultados.

Testes em 15 kW. Utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo utilizando os dados obtidos nos testes ao redor da potência de 15 kW. A Figura 6.30 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

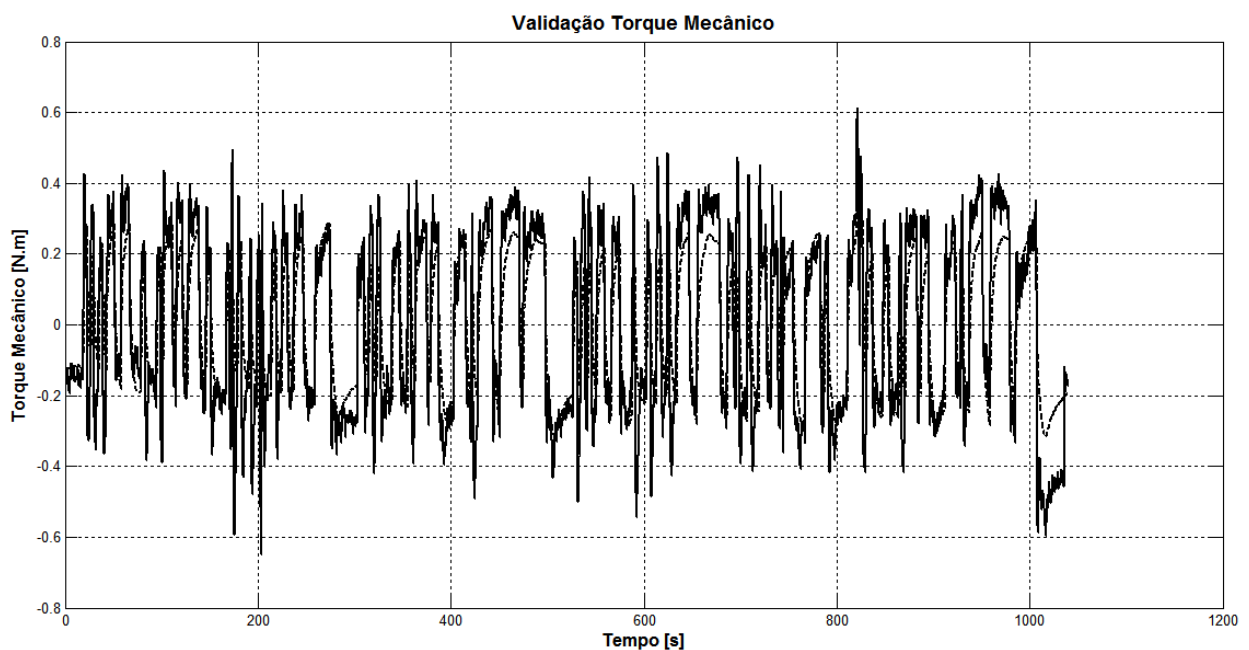


Figura 6.30 Torque Mecânico Real e Simulado em 15 kW

Como no bloco do sistema de combustível, obteve-se uma validação melhor em 15 kW do que em 10 kW. Isto talvez devido ao alto conteúdo de ruído no sinal calculado de torque mecânico com os dados em 10 kW.

A Tabela 6.17 apresenta os regressores do modelo final que apresentou melhor validação, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (u_1 e u_2) correspondem às variáveis vazão de combustível e variação na rotação, e os de saída (y) ao torque mecânico.

Tabela 6.17 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
$u_1(k-1)$	37,58
$u_2(k-3)$	$9,93 \cdot 10^{-5}$
$u_2(k-2)$	$-6,60 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	1,55
$y(k-2)$	-0,99
$y(k-1)$	0,41
<i>AIC</i>	-3,84
<i>Fit [%]</i>	43,54 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 37,58 u_1(k-1) + 9,93 \cdot 10^{-5} u_2(k-3) - 6,60 \cdot 10^{-5} u_2(k-2) + 1,55 y(k-3) - 0,99 y(k-2) + 0,41 y(k-1) \tag{6.11}$$

Como no caso anterior, a rotina escolheu só regressores lineares. Isto indica que o bloco torque mecânico apresentou uma dinâmica linear também nestes dados. Comparando com o resultado anterior, foram escolhidos menos regressores, talvez porque o sinal contenha menos ruído no sinal torque mecânico.

Testes em 18 kW. Para obter a dinâmica em uma ampla faixa de operação, foram executados testes também ao redor da potência de 18 kW, e utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo. A Figura 6.31 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

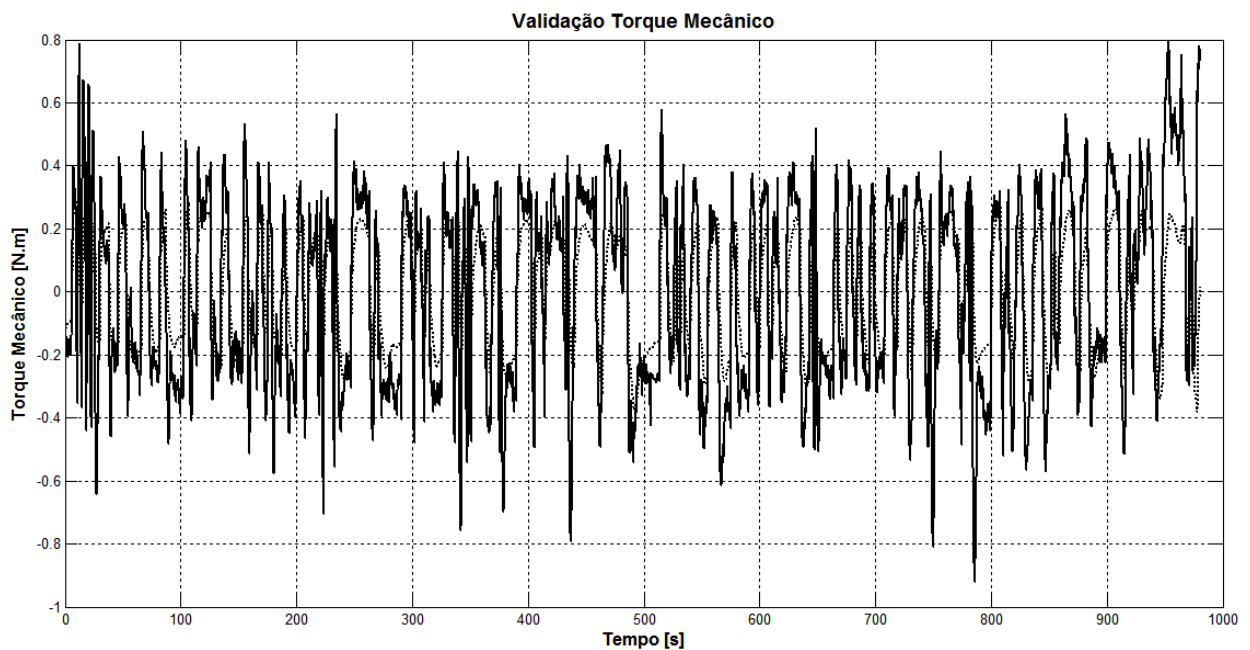


Figura 6.31 Torque Mecânico Real e Simulado em 18 kW

A validação gráfica mostra que o modelo é satisfatório, apesar do conteúdo de ruído no sinal torque mecânico.

A Tabela 6.18 apresenta os regressores do modelo final que apresentou melhor validação, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (u_1 e u_2) correspondem às variáveis vazão de combustível e variação na rotação, e os de saída (y) ao torque mecânico.

Tabela 6.18 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
$u_1(k-2)$	27,78
$u_2(k-3)$	$3,76 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	1,62
$y(k-2)$	-0,91
$y(k-1)$	0,26
<i>AIC</i>	-3,23
<i>Fit [%]</i>	33,71 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 27,78 u_1(k-2) + 3,76 \cdot 10^{-5} u_2(k-3) + 1,62 y(k-3) - 0,91 y(k-2) + 0,26 y(k-1) \quad (6.12)$$

Uma vez mais, a rotina escolheu só regressores lineares. O valor da validação foi menor do que o obtido nos testes anteriores.

Comparando os regressores escolhidos pela rotina nos três testes, observa-se que sempre foram escolhidos os três regressores lineares da saída y . Também se observa que o número de regressores escolhidos tende a diminuir, evidenciando uma dinâmica mais estável. A tabela a seguir apresenta os regressores e os coeficientes calculados nos três testes.

Tabela 6.19 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes

Regressores	Testes em 10 kW	Testes em 15 kW	Testes em 18 kW
$u_1(k-3)$	-2488	-	-
$u_1(k-2)$	3140,2	-	27,78
$u_1(k-1)$	-540,08	37,58	-
$u_2(k-3)$	$2,77 \cdot 10^{-5}$	$9,93 \cdot 10^{-5}$	$3,76 \cdot 10^{-5}$
$u_2(k-2)$	$-1,71 \cdot 10^{-4}$	$-6,60 \cdot 10^{-5}$	-
$u_2(k-1)$	$1,84 \cdot 10^{-4}$	-	-
$y(k-3)$	1,08	1,55	1,62
$y(k-2)$	-0,44	-0,99	-0,91
$y(k-1)$	0,29	0,41	0,26
<i>AIC</i>	-3,32	-3,84	-3,23
<i>Fit [%]</i>	25,00 %	43,54 %	33,71 %

Este bloco apresentou uma validação pobre, devido à baixa exatidão dos valores de torque mecânico. A percentagem de variação na saída foi baixa, e os regressores escolhidos não foram os mesmos. Porém, nos três casos o algoritmo escolheu regressores lineares.

Testes em degrau com PRBS. Foram efetuados testes em degrau nas potências de 10 kW, 15 kW e 18 kW, e em cada um deles foram executados testes PRBS com degraus de ±2 kW. Utilizando os dados obtidos durante estes testes, foram calculados os regressores e os coeficientes do modelo. A Figura a seguir mostra os resultados com o modelo melhor validado. A linha contínua representa dados reais e a linha tracejada os dados obtidos do modelo.

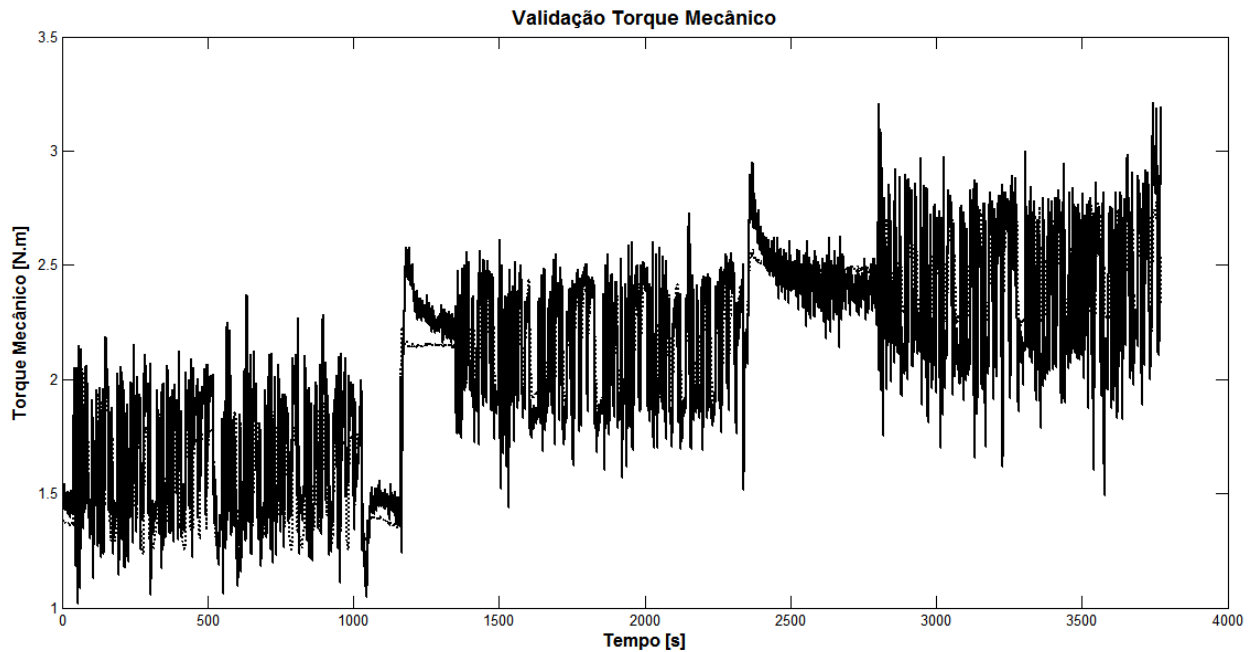


Figura 6.32 Torque Mecânico Real e Simulado

No gráfico se observa que o modelo reproduz de boa forma os valores reais do torque mecânico, apesar do alto conteúdo de ruído nos dados. Os regressores e os coeficientes do modelo são mostrados na tabela a seguir.

Tabela 6.20 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com PRBS

Regressores	Modelo Final
$u_1(k-1)$	71,087
$u_2(k-1)$	$3,76 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	0,988
$y(k-2)$	-0,165
$y(k-1)$	0,130
<i>AIC</i>	-3,14
<i>Fit [%]</i>	50,96%

Os resultados numéricos dos cálculos apresentam um modelo linear, com relação às duas entradas. O valor de validação não foi bom, mas o gráfico apresenta um desempenho razoável apesar dos dados utilizados não terem sido de qualidade.

Modelo ajustado com o estimador de mínimos quadrados com restrições (MQR). Após o cálculo dos parâmetros do modelo, aproveitou-se a característica estática (6.2) para obter os mínimos quadrados com restrições. A Figura a seguir apresenta os dados reais em linha contínua e os dados simulados do modelo com MQR em linha tracejada.

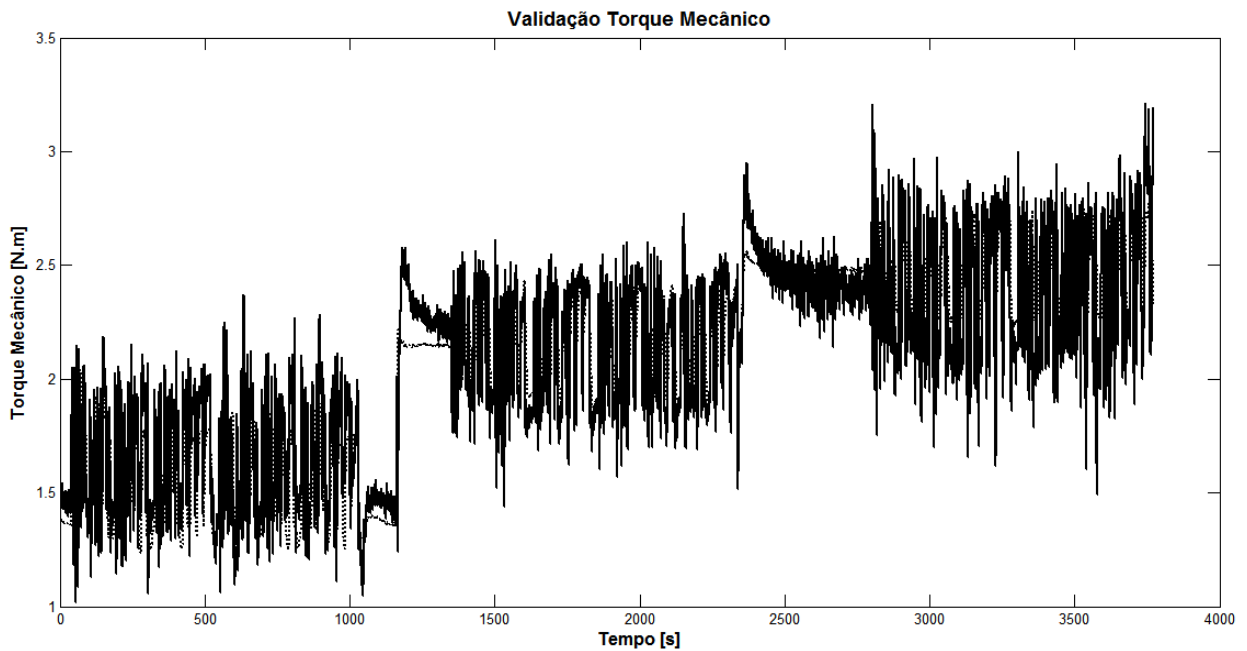


Figura 6.33 Torque Mecânico Real e Simulado

No gráfico se observa uma validação muito similar à que fora obtida anteriormente, o que pode indicar que a restrição pela característica estática não teria influenciado significativamente no modelo. A tabela seguinte contém os regressores junto com os coeficientes e valores de validação.

Tabela 6.21 Regressores e Coeficientes Calculados com MQR

Regressores	Modelo Final
$u_1(k-1)$	60,53
$u_2(k-1)$	$3,27 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	0,991
$y(k-2)$	-0,165
$y(k-1)$	0,135
<i>AIC</i>	-3,09
<i>Fit [%]</i>	49,81%

O valor de validação permaneceu praticamente inalterado quando foi utilizada a técnica MQR no bloco torque mecânico. Os valores dos coeficientes também não mudaram significativamente.

6.10.3 Bloco da Rotação

Foram utilizados os dados dinâmicos das variáveis de entrada e saída do bloco: variação entre o torque mecânico e o torque da carga ($\tau_m - \tau_L$) e rotação do eixo da micro-turbina (N).

Correlação cruzada. Foi feita a análise da correlação cruzada entre a entrada e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.34 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

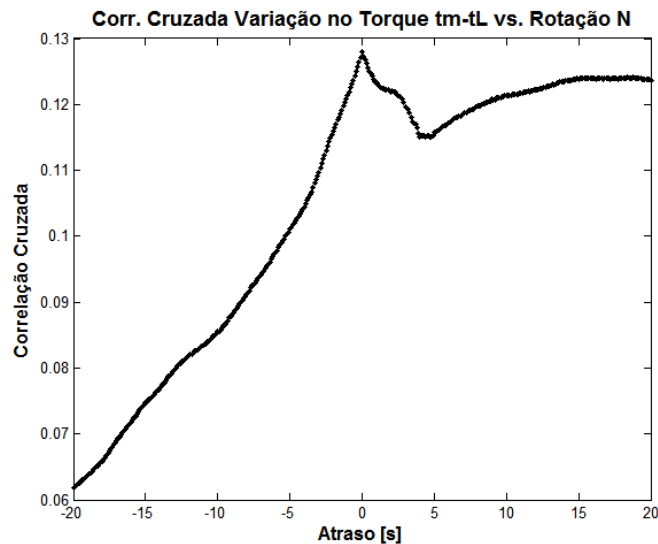


Figura 6.34 Correlação Cruzada da Variação do Torque vs. a Rotação

Pode-se observar que não têm tempo morto entre os sinais de entrada e saída no bloco da Rotação. Como no caso anterior existe uma baixa correlação, nessa vez entre a variação no torque e a rotação.

Cálculo dos parâmetros do modelo. Utilizando os dados dinâmicos e a rotina desenvolvida em MatLab (*Apêndice B*) foram calculados os parâmetros do modelo do bloco da rotação. Conforme é detalhado na seção 5.12, foi gerada uma matriz formada por um conjunto de regressores escolhidos de acordo com os resultados da seção 6.7.

Não foi possível na seção 6.9 determinar uma característica estática deste bloco devido, pois no regime a variável de entrada (variação no torque) é nula. Foi gerada, portanto, uma matriz com regressores de até terceira ordem, para tentar representar dinâmicas não lineares.

Testes em 10 kW. Utilizando a rotina desenvolvida em MatLab foi calculado o modelo na forma de equação de diferenças. A Figura 6.35 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo final calculado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

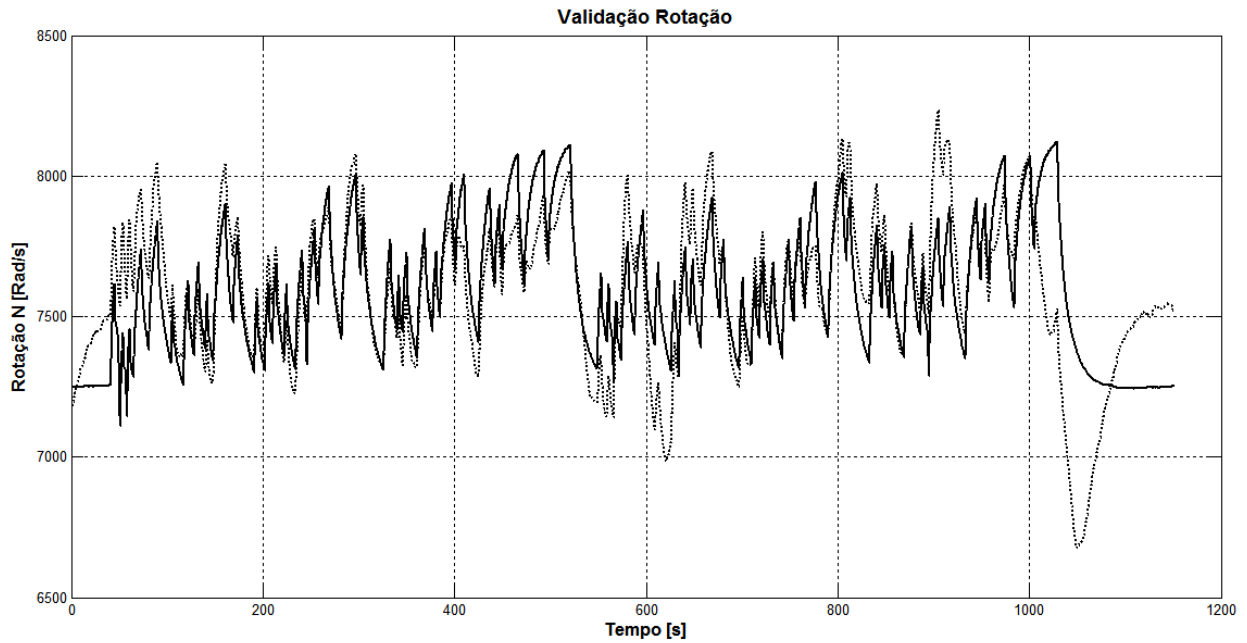


Figura 6.35 Rotação Real e Simulada em 10 kW

Como no bloco anterior a validação gráfica não foi das melhores, devido à baixa qualidade da variável torque mecânico, que participa da entrada deste bloco. Isto foi previsto pela baixa correlação obtida anteriormente. Como o torque mecânico é calculado a partir de medições de temperatura, pressão, vazão, etc, cada uma delas com uma constante de tempo diferente, aumenta a dispersão do ruído especialmente em testes dinâmicos.

A Tabela 6.22 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável variação no torque, e os de saída (**y**) à rotação.

Tabela 6.22 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
CONSTANTE	10,49
u(k-3)	2,77
u(k-2)	19,96
u(k-1)	-16,26
y(k-3)	1,63
y(k-2)	-0,63
y(k-1)	0,01
u(k-1)²	2,16
<i>AIC</i>	<i>10,64</i>
<i>Fit [%]</i>	<i>13,33 %</i>

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 10,49 + 2,77 u(k-3) + 19,96 u(k-2) - 16,26 u(k-1) + 2,16 u(k-1)^2 + 1,63 y(k-3) - 0,63 y(k-2) + 0,01 y(k-1) \quad (6.13)$$

O algoritmo escolheu no começo regressores lineares, mas no final escolheu um regressor não linear de segunda ordem. Testes em outras condições de operação são necessários para definir se este bloco tem uma dinâmica não linear.

Testes em 15 kW. Utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo utilizando os dados obtidos nos testes ao redor da potência de 15 kW. A Figura 6.36 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

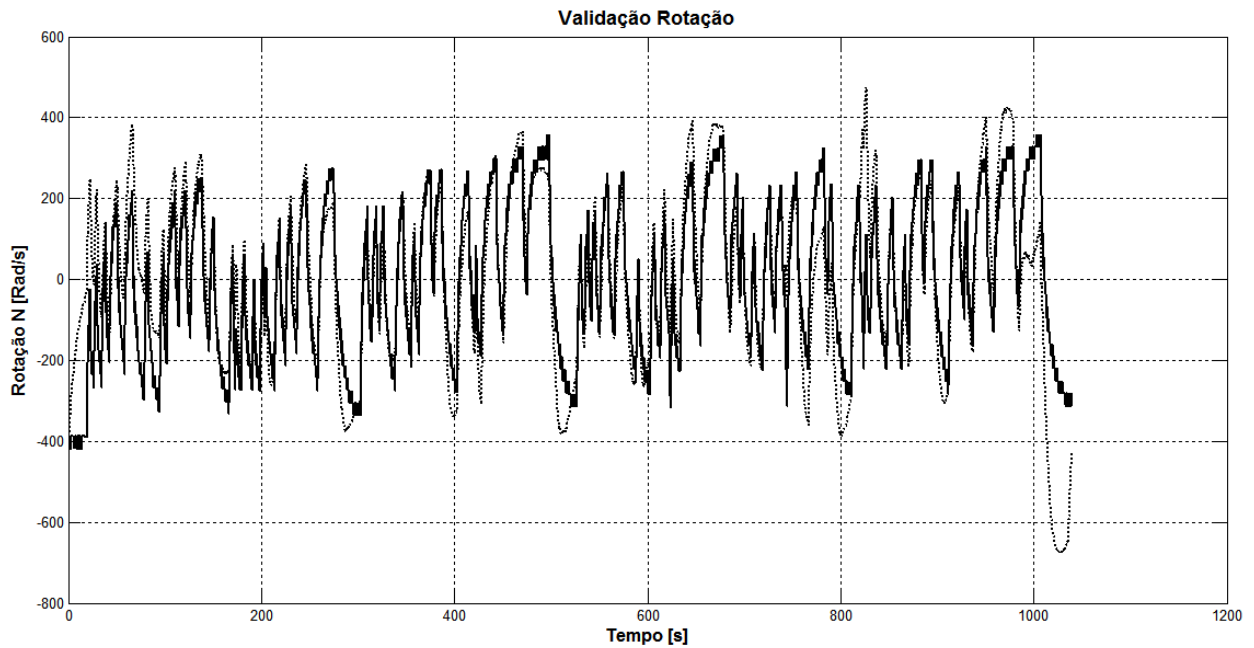


Figura 6.36 Rotação Real e Simulada em 15 kW

Comparado com o resultado anterior o gráfico mostra uma melhor validação, mas ainda baixa, devido à baixa qualidade da variável torque mecânico.

A Tabela 6.23 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável variação no torque, e os de saída (**y**) à rotação.

Tabela 6.23 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
u(k-3)	60,87
y(k-2)	0,56
y(k-1)	0,42
u(k-3)·u(k-2)·u(k-1)	-54,63
<i>AIC</i>	9,61
<i>Fit [%]</i>	34,50 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 60,87 u(k-3) + 0,56 y(k-2) + 0,42 y(k-1) - 54,63 u(k-3) u(k-2) u(k-1) \quad (6.14)$$

Na primeira iteração o algoritmo escolheu regressores lineares se aproximando a uma função de transferência de tipo integral, mas na segunda iteração escolheu um regressor de terceiro grau. A validação deste bloco é dificultada pela baixa qualidade dos dados do torque mecânico.

Testes em 18 kW. Para obter a dinâmica em uma ampla faixa de operação, foram executados testes também ao redor da potência de 18 kW, e utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo. A Figura 6.37 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

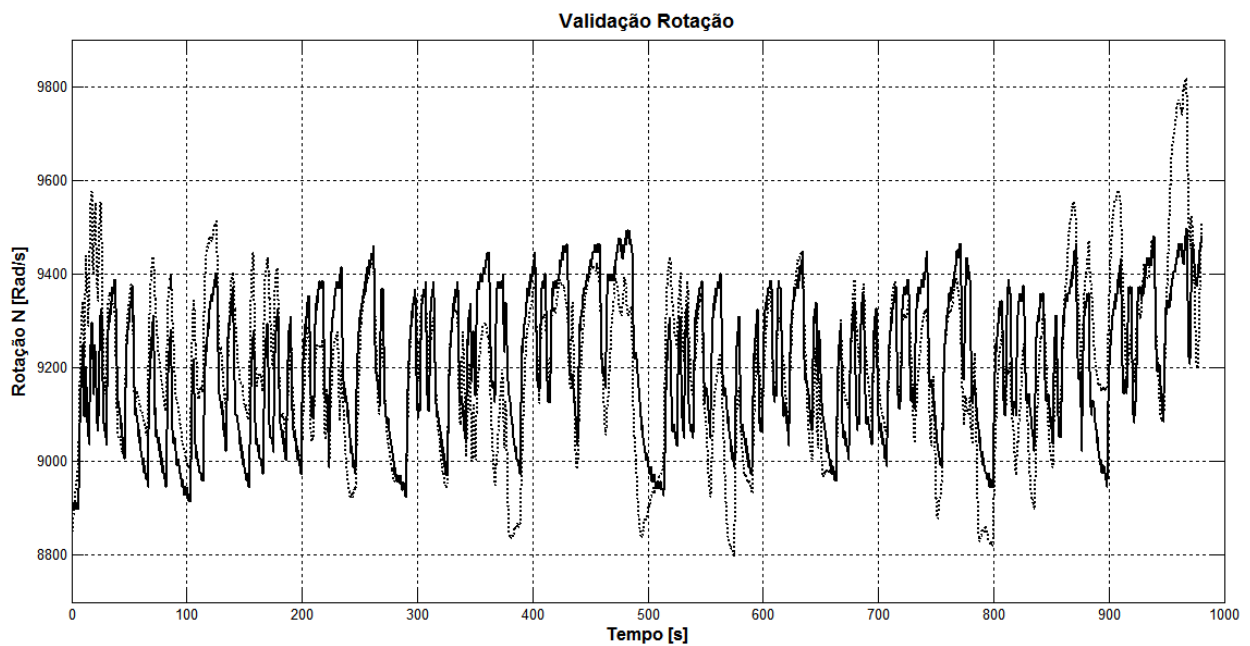


Figura 6.37 Rotação Real e Simulada em 18 kW

A validação gráfica apresentou um bom comportamento exceto no final, onde começou a aumentar o erro do valor simulado.

A Tabela 6.24 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável variação no torque, e os de saída (**y**) à rotação.

Tabela 6.24 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
CONSTANTE	97,90
u(k-3)	49,10
u(k-1)	-30,20
y(k-3)	0,97
y(k-1)	0,017
<i>AIC</i>	9,67
<i>Fit [%]</i>	21,32 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 97,90 + 49,10 u(k-3) - 30,20 u(k-1) + 0,97 y(k-3) + 0,017 \cdot y(k-1) \quad (6.15)$$

Para este teste o algoritmo repetiu alguns regressores que escolheu nos testes anteriores. Nota-se que não existe muita semelhança entre os valores calculados dos coeficientes quando comparados nos três cálculos efetuados. Durante este último teste o algoritmo não escolheu nenhum regressor não linear. Faz-se difícil modelar este bloco devido à mudança na dinâmica obtida em cada um dos testes. Estes resultados diferentes devem-se à baixa qualidade dos dados do torque mecânico.

A tabela a seguir apresenta os regressores e os coeficientes calculados nos três testes.

Tabela 6.25 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes

Regressores	Testes em 10 kW	Testes em 15 kW	Testes em 18 kW
CONSTANTE	10,49	-	97,90
u(k-3)	2,77	60,87	49,10
u(k-2)	19,96	-	-
u(k-1)	-16,26	-	-30,20
y(k-3)	1,63	-	0,97
y(k-2)	-0,63	0,56	-
y(k-1)	0,01	0,42	0,017
u(k-1)²	2,16	-	-
u(k-3)·u(k-2)·u(k-1)	-	-54,63	-
AIC	10,64	9,61	9,67
Fit [%]	13,33 %	34,50 %	21,32 %

Neste caso novamente existiu uma validação ruim devido ao torque mecânico. Os regressores escolhidos incluem elementos de segunda e terceira ordens. Como foi relatado anteriormente, o torque mecânico foi calculado indiretamente a partir de medições de outras grandezas do sistema, o que inseriu um grande conteúdo de erro na aproximação. A baixa qualidade dos dados é maior quando o sistema é sujeito a distúrbios, pois a dinâmica dos sensores de pressão, temperatura, vazão, etc, é diferente, levando a valores de torque muito longe do valor real. Espera-se que quando forem empregados dados numa faixa maior de operação, a validação melhore com relação a este bloco.

Testes em degrau com PRBS. Foram efetuados testes em degrau nas potências de 10 kW, 15 kW e 18 kW, e em cada um deles foram executados testes PRBS com degraus de ±2 kW. Utilizando os dados obtidos durante estes testes, foram calculados os regressores e os coeficientes do modelo. A Figura a seguir mostra os resultados com o modelo melhor validado. A linha contínua representa dados reais e a linha tracejada os dados obtidos do modelo.

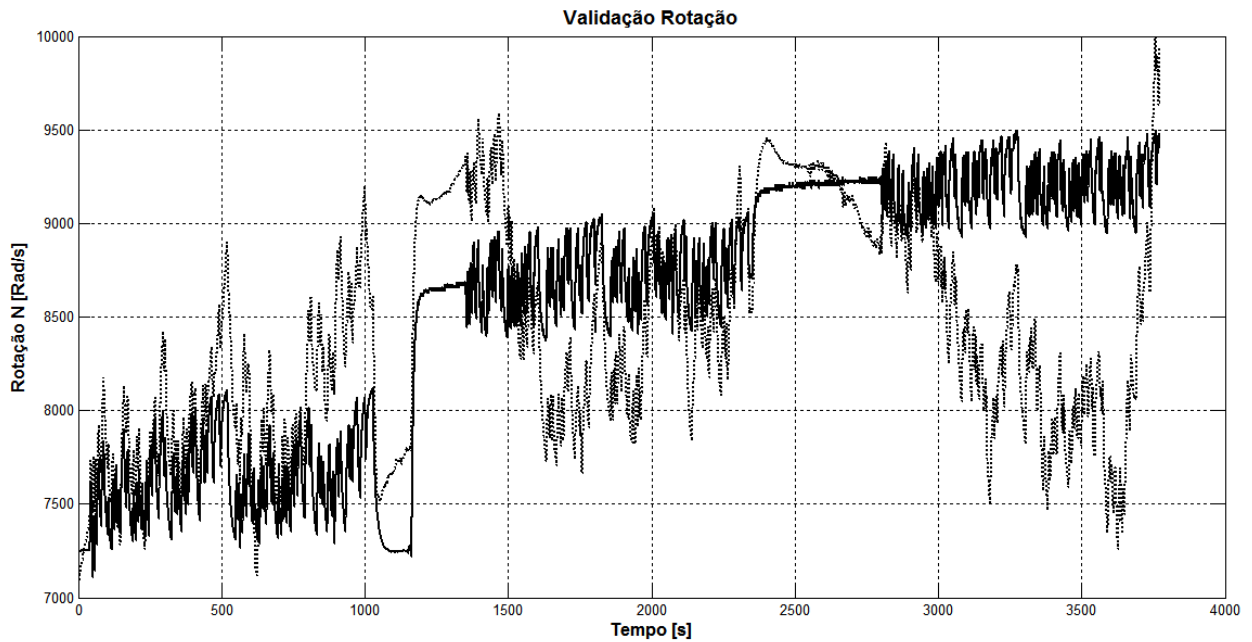


Figura 6.38 Rotação Real e Simulada

Observou-se uma validação ruim para este bloco do modelo, o que pode ser explicado devido à baixa qualidade dos dados utilizados do torque mecânico. Como este bloco tem uma entrada que depende muito de dados colhidos nos processos transientes de variação da carga, é influenciado com maior intensidade pela qualidade dos dados de entrada. Os regressores e os coeficientes do modelo são amostrados na tabela a seguir.

Tabela 6.26 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com PRBS

Regressores	Modelo Final
CONSTANTE	4,98
$u(k-3)$	42,00
$u(k-1)$	-23,57
$y(k-3)$	0,999
$y(k-2)$	-0,0552
$y(k-1)$	0,0554
<i>AIC</i>	12,90
<i>Fit [%]</i>	9,43 %

Como neste bloco não foi calculada a característica estática, não foi utilizado *MQR* para recalculer os parâmetros do modelo.

6.10.4 Bloco do Controlador

Foram utilizados os dados dinâmicos das variáveis de entrada e saída do bloco controlador: diferença entre a rotação de referência e a rotação real ($N_r - N$) e diferença entre demanda de potência e potência na saída ($P_d - P_i$) são as entradas do bloco, e demanda de combustível (u) é a saída.

Correlação cruzada. Foi feita a análise da correlação cruzada entre a entrada variação na rotação, e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.39 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

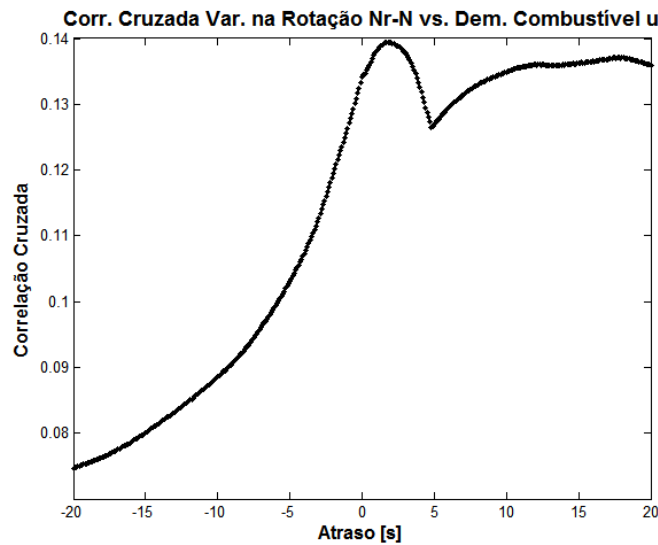


Figura 6.39 Correlação Cruzada da Variação da Rotação vs. Demanda de Combustível

Os cálculos mostraram um tempo morto de 1,8 segundos entre a entrada do bloco ($N_r - N$) e a saída (u) do bloco controlador. Esse retardo pode ser devido ao tempo de monitoramento de sinais, processamento e comando da válvula de combustível no sistema controlador da micro-turbina. O gráfico também apresentou uma baixa correlação entre a variação na rotação e a demanda de combustível.

Foi estudada também a correlação cruzada entre a entrada variação na potência, e a saída do bloco para testar o tempo morto. A Fig. 6.40 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

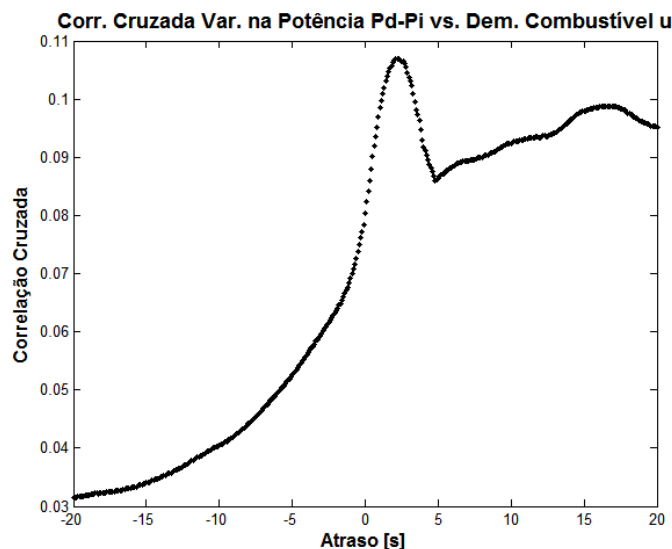


Figura 6.40 Correlação Cruzada da Variação da Potência vs. Demanda de Combustível

Os cálculos mostraram também um tempo morto, neste caso, de 2,2 segundos entre a entrada do bloco ($P_d - P_i$) e a saída (u) do bloco controlador, provavelmente devido ao tempo de monitoramento, processamento, e ação do sistema controlador. Nesse caso também existiu uma baixa correlação.

Cálculo dos parâmetros do modelo. Utilizando os dados dinâmicos e a rotina desenvolvida em MatLab (Apêndice B) foram calculados os parâmetros do modelo do bloco do controlador. Conforme é detalhado na seção 5.12, foi gerada uma matriz formada por um conjunto de regressores escolhidos de acordo com os resultados da seção 6.7.

Não foi possível na seção 6.9 determinar uma característica estática deste bloco, pois no regime as variáveis de entrada (variação no torque e variação na potência) são nulas. Foi gerada, portanto, uma matriz com regressores de até terceira ordem, para tentar achar dinâmicas não lineares.

Testes em 10 kW. Utilizando a rotina desenvolvida em MatLab foi calculado o modelo na forma de equação de diferenças. A Figura 6.41 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo final calculado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

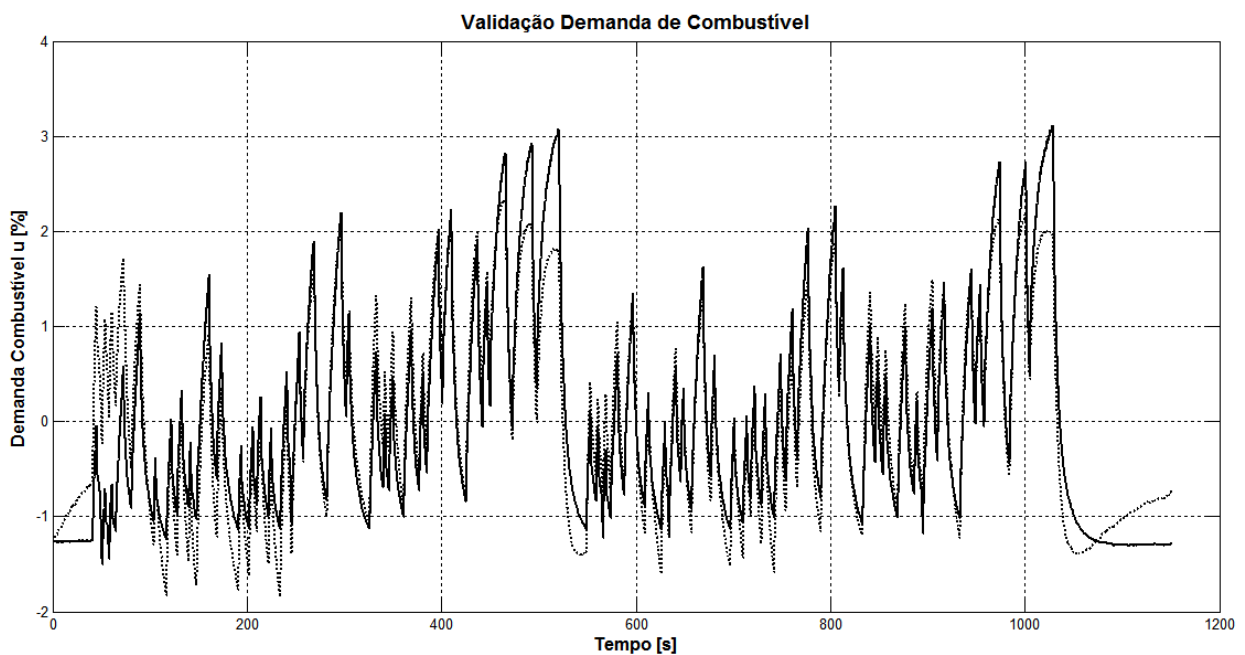


Figura 6.41 Demanda de Combustível Real e Simulada em 10 kW

A validação gráfica apresenta bom comportamento na maior parte do ensaio, com curtos trechos de validação ruim, presente nos degraus de carga de maior duração. Nestes casos provavelmente esteja operando uma terceira variável controlada, que é a temperatura na saída da turbina, em que o sistema tenta não ultrapassar o limite máximo estabelecido pelo fabricante. Essa temperatura máxima é imposta pelo material de peças internas dentro da micro-turbina, e não foi considerada para formar parte do modelo no presente trabalho. A baixa correlação calculada previu um baixo desempenho do modelo.

A Tabela 6.27 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (\mathbf{u}_1 e \mathbf{u}_2) correspondem às variáveis variação na rotação e variação na potência, e os de saída (\mathbf{y}) à demanda de combustível.

Tabela 6.27 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
$u_1(k-2)$	$-2,92 \cdot 10^{-4}$
$u_1(k-1)$	$2,20 \cdot 10^{-4}$
$u_2(k-2)$	$6,50 \cdot 10^{-5}$
$u_2(k-1)$	$-4,16 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	0,9968
<i>AIC</i>	-1,67
<i>Fit [%]</i>	60,38 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -2,92 \cdot 10^{-4} u_1(k-2) + 2,20 \cdot 10^{-4} u_1(k-1) + 6,50 \cdot 10^{-5} u_2(k-2) - 4,16 \cdot 10^{-5} u_2(k-1) + y(k-3) \quad (6.16)$$

O algoritmo escolheu regressores lineares, mesmo quando na matriz inicial existiam regressores de até terceira ordem. Os resultados indicam que a dinâmica deste bloco é linear ao redor da condição de 10 kW.

Testes em 15 kW. Utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo utilizando os dados obtidos nos testes ao redor da potência de 15 kW. A Figura 6.42 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

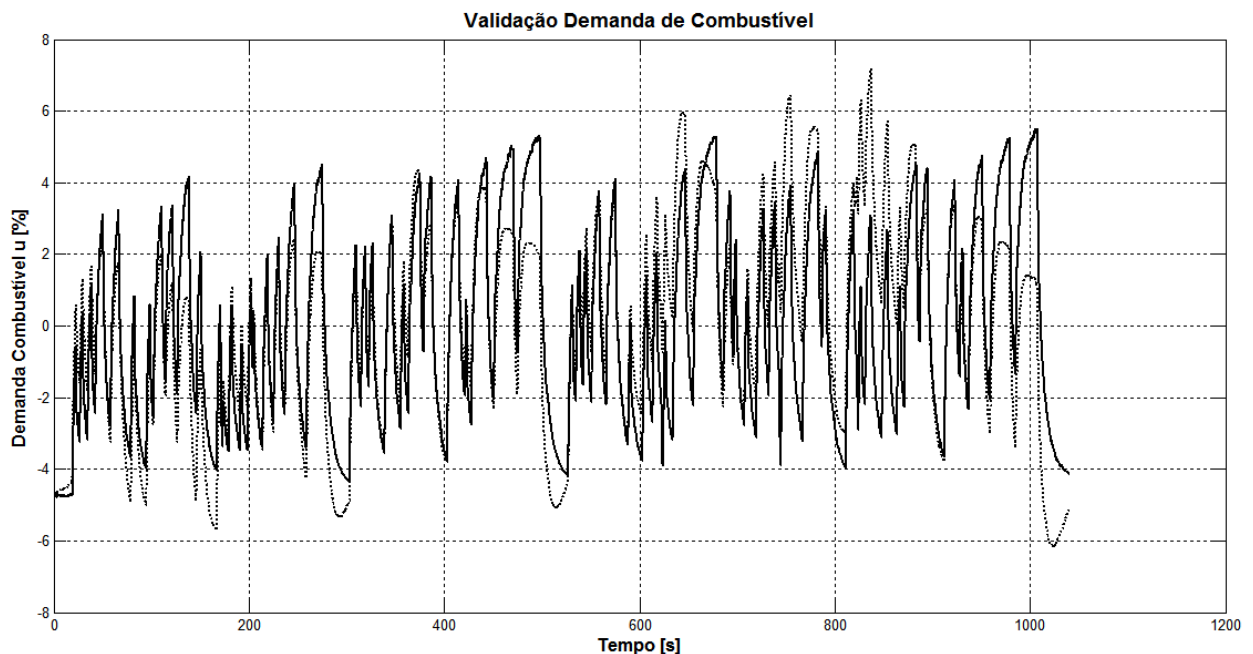


Figura 6.42 Demanda de Combustível Real e Simulada em 15 kW

Comparado com o resultado anterior o gráfico mostra uma pior validação. O gráfico voltou a mostrar validação ruim nos degraus de maior duração. A baixa correlação calculada anteriormente previu esse desempenho.

A Tabela 6.28 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (u_1 e u_2) correspondem às variáveis variação na rotação e variação na potência, e os de saída (y) à demanda de combustível.

Tabela 6.28 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
$u_1(k-3)$	$-4,48 \cdot 10^{-4}$
$u_1(k-2)$	$3,32 \cdot 10^{-4}$
$u_2(k-3)$	$1,11 \cdot 10^{-4}$
$u_2(k-2)$	$-6,51 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	0,998
<i>AIC</i>	1,14
<i>Fit [%]</i>	35,09 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -4,48 \cdot 10^{-4} u_1(k-3) + 3,32 \cdot 10^{-4} u_1(k-2) + 1,11 \cdot 10^{-4} u_2(k-3) - 6,51 \cdot 10^{-5} u_2(k-2) + y(k-3) \quad (6.17)$$

O algoritmo escolheu novamente regressores lineares, como no teste anterior, indicando uma dinâmica linear ao redor de 15 kW. Porém, os regressores escolhidos não foram os mesmos que no caso anterior, assim como os coeficientes calculados. Devido à baixa qualidade dos dados utilizados não é possível concluir que isto demonstra não linearidade no bloco.

Testes em 18 kW. Utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo utilizando os dados obtidos nos testes ao redor da potência de 18 kW. A Figura 6.43 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

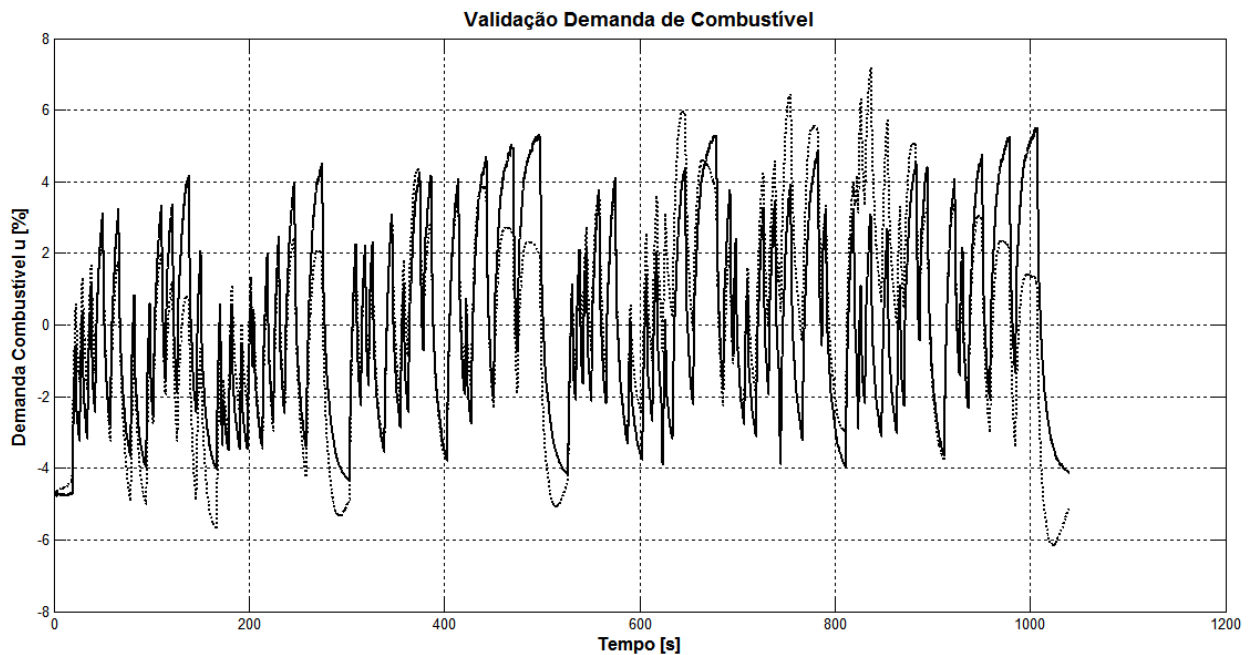


Figura 6.43 Demanda de Combustível Real e Simulada em 18 kW

Comparado com os resultados anteriores o gráfico mostra o mesmo comportamento, com pior validação nos degraus de maior tempo.

A Tabela 6.29 apresenta os regressores do modelo gerados em cada iteração da rotina, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (u_1 e u_2) correspondem às variáveis variação na rotação e variação na potência, e os de saída (y) à demanda de combustível.

Tabela 6.29 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final	Regressores	Modelo Final
$u_1(k-3)$	$-9,72 \cdot 10^{-4}$	$u_2(k-1)$	$4,85 \cdot 10^{-5}$
$u_1(k-2)$	$6,44 \cdot 10^{-4}$	$y(k-3)$	1,40
$u_2(k-3)$	$1,94 \cdot 10^{-4}$	$y(k-2)$	-0,40
$u_2(k-2)$	$-1,79 \cdot 10^{-4}$		
	<i>AIC</i>	<i>1,51</i>	
	<i>Fit [%]</i>	<i>33,71 %</i>	

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -9,72 \cdot 10^{-4} u_1(k-3) + 6,44 \cdot 10^{-4} u_1(k-2) + 1,94 \cdot 10^{-4} u_2(k-3) - 1,79 \cdot 10^{-4} u_2(k-2) + 4,85 \cdot 10^{-5} u_2(k-1) + 1,40 \cdot y(k-3) - 0,40 \cdot y(k-2) \quad (6.18)$$

O algoritmo escolheu novamente regressores lineares, e os regressores escolhidos não coincidem com os dos testes anteriores. O valor calculado de validação neste caso foi inferior aos casos anteriores. Durante os testes foi percebido que ao se aproximar o sistema da máxima potência a sua dinâmica muda, produzindo algumas oscilações na potência e na rotação. Provavelmente essa instabilidade influenciou nos dados das variáveis que serviram para calcular o torque mecânico. Os dados de torque mecânico obtidos com a micro-turbina operando ao redor de 18 kW foram prejudicados, diminuindo a sua confiabilidade.

A tabela a seguir apresenta os regressores e os coeficientes calculados nos três testes.

Tabela 6.30 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes

Regressores	Testes em 10 kW	Testes em 15 kW	Testes em 18 kW
$u_1(k-3)$		$-4,48 \cdot 10^{-4}$	$-9,72 \cdot 10^{-4}$
$u_1(k-2)$	$-2,92 \cdot 10^{-4}$	$3,32 \cdot 10^{-4}$	$6,44 \cdot 10^{-4}$
$u_1(k-1)$	$2,20 \cdot 10^{-4}$		
$u_2(k-3)$		$1,11 \cdot 10^{-4}$	$1,94 \cdot 10^{-4}$
$u_2(k-2)$	$6,50 \cdot 10^{-5}$	$-6,51 \cdot 10^{-5}$	$-1,79 \cdot 10^{-4}$
$u_2(k-1)$	$-4,16 \cdot 10^{-5}$		$4,85 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	0,9968	0,998	1,40
$y(k-2)$			-0,40
<i>AIC</i>	<i>-1,67</i>	<i>1,14</i>	<i>1,51</i>
<i>Fit [%]</i>	<i>60,38 %</i>	<i>35,09 %</i>	<i>33,71 %</i>

O bloco do controlador apresenta uma grande dificuldade para ser modelado, pois não se conhece com certeza as variáveis que são controladas, nem a forma como o controle é executado. A micro-turbina é um sistema fechado, e não existe informação disponível para auxiliar neste aspecto. Em princípio tentou-se modelar utilizando duas variáveis controladas, a rotação no eixo e a potência na saída da máquina. Foi assumido que o “set point”, ou valor de referência dessas variáveis, é dado pelo sistema em função da demanda de potência. Estes valores de referência foram calculados em função dos valores com o sistema em regime.

Desta forma, o algoritmo foi alimentado com duas variáveis de entrada: a variação na rotação ($N_r - N$) e a variação na potência ($P_d - P_i$), e uma de saída que é a demanda de combustível (u). Nos testes em 10 kW se observa que existiu uma melhor validação do que em 15 kW e em 18 kW. Uma possível causa pode ser a oscilação do sistema ao se aproximar da carga máxima. Outra possibilidade é que ao aumentar a potência demandada, esteja atuando uma terceira variável controlada, a temperatura na saída da turbina, que chega a um valor limite imposto pelo fabricante. Fazendo cálculos utilizando os dados em uma faixa maior de operação pode-se observar a validação do modelo deste bloco com relação às variáveis controladas.

Testes em degrau com PRBS. Foram efetuados testes em degrau nas potências de 10 kW, 15 kW e 18 kW, e em cada um deles foram executados testes PRBS com degraus de ± 2 kW. Utilizando os dados obtidos durante estes testes, foram calculados os regressores e os coeficientes do modelo. A figura a seguir mostra os resultados com o modelo melhor validado. A linha contínua representa dados reais e a linha tracejada os dados obtidos do modelo.

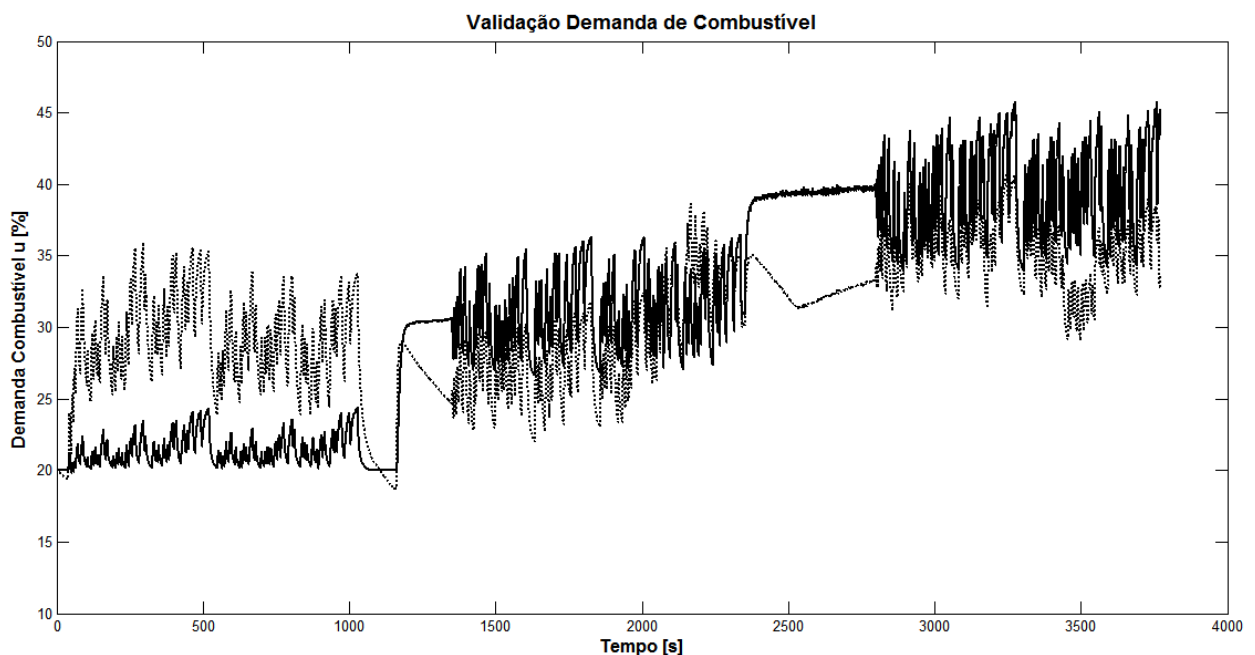


Figura 6.44 Demanda de Combustível Real e Simulada

No gráfico observou-se uma validação pobre para esse bloco cada vez que teve mudança no regime de operação. Provavelmente neste intervalo de operação está atuando outra lógica de controle, talvez o controle pela temperatura na saída da turbina. Os baixos valores de validação calculados anteriormente predisseram um desempenho ruim nesse bloco do modelo.

Os regressores e os coeficientes do modelo são mostrados na tabela a seguir.

Tabela 6.31 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com PRBS

Regressores	Modelo Final
$u_1(k-3)$	$-5,73 \cdot 10^{-4}$
$u_1(k-2)$	$3,76 \cdot 10^{-4}$
$u_2(k-3)$	$1,18 \cdot 10^{-4}$
$u_2(k-2)$	$-7,84 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	1,48
$y(k-2)$	-0,479
<i>AIC</i>	3,48
<i>Fit [%]</i>	26,69 %

Anteriormente observou-se uma mudança nos coeficientes dos regressores escolhidos pelo algoritmo, que sugeria não linearidade na dinâmica do bloco. Porém, quando foram utilizados dados numa faixa maior de operação da micro-turbina o programa desenvolvido escolheu só regressores lineares, mas apresentou um baixo valor de validação. Aparentemente outra estratégia de modelagem deve ser desenvolvida para este bloco, talvez considerar outra variável controlada. A forma como a máquina executa o controle é desconhecida, e pode ser que esteja utilizando mais de uma lógica de controle, mudando de uma para a outra dependendo da condição de operação e das variáveis sendo medidas. Esta característica faz difícil a modelagem neste caso.

6.10.5 Bloco da Rotação de Referência

Durante os testes dinâmicos foram armazenados os valores das variáveis demanda de potência (P_d), que é entrada do bloco e rotação de referência (N_r), que é saída. Como a rotação de referência foi obtida pela média dos valores de rotação em regime, não existe uma relação dinâmica a ser modelada neste bloco.

Correlação cruzada. Foi feita a análise da correlação cruzada entre a entrada e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.45 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

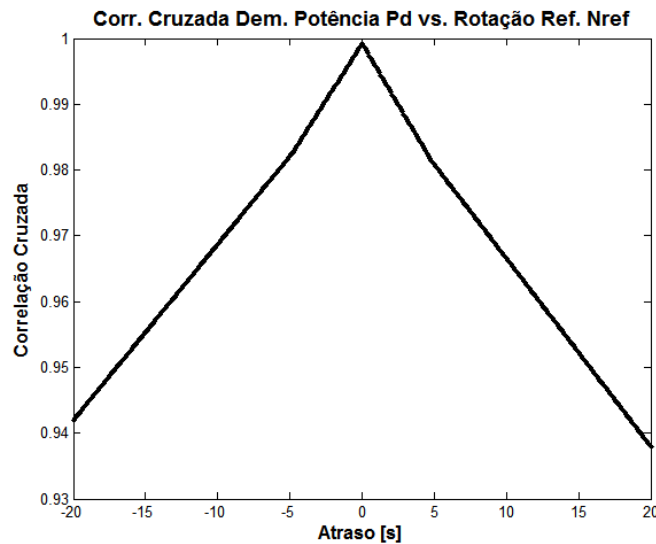


Figura 6.45 Correlação Cruzada da Demanda de Potência vs. a Rotação de Referência

Pode-se observar que não há tempo morto entre os sinais de entrada e saída no bloco da rotação de referência.

A relação dinâmica entre a entrada e a saída neste bloco é representada por uma equação polinomial.

6.10.6 Sistema Eletrônico

Foram utilizados os dados dinâmicos das variáveis demanda de potência (P_d), que é a entrada do bloco e potência do gerador (P_g), que é a saída.

Correlação cruzada. Foi feita a análise da correlação cruzada entre a entrada e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.46 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

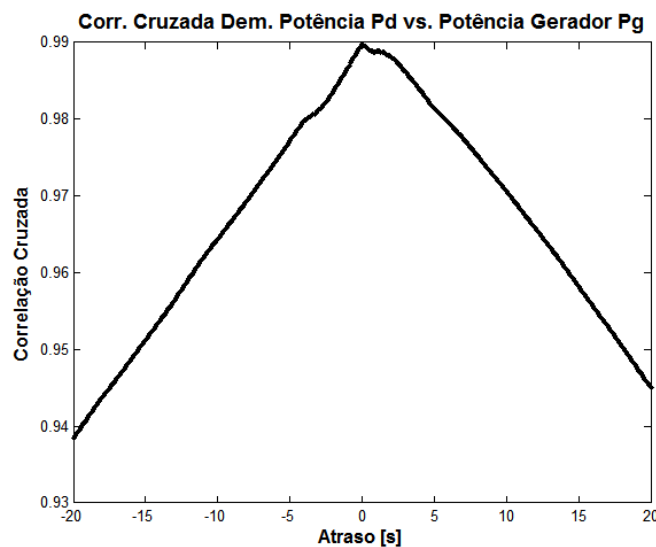


Figura 6.46 Correlação Cruzada da Demanda de Combustível vs. a Potência do Gerador

Pode-se observar que não há tempo morto entre os sinais de entrada e saída do bloco sistema eletrônico.

Cálculo dos parâmetros do modelo. Utilizando os dados dinâmicos e a rotina desenvolvida em MatLab (Apêndice B) foram calculados os parâmetros do modelo do sistema eletrônico. Conforme é detalhado na seção 5.12, foi gerada uma matriz formada por um conjunto de regressores escolhidos de acordo com os resultados da seção 6.7.

Na seção 6.9.4 achou-se uma característica estática linear para este bloco. Foi gerada, portanto, uma matriz com regressores de até segunda ordem.

Testes em 10 kW. Utilizando a rotina desenvolvida em MatLab foi calculado o modelo na forma de equação de diferenças. A Figura 6.47 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo final calculado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

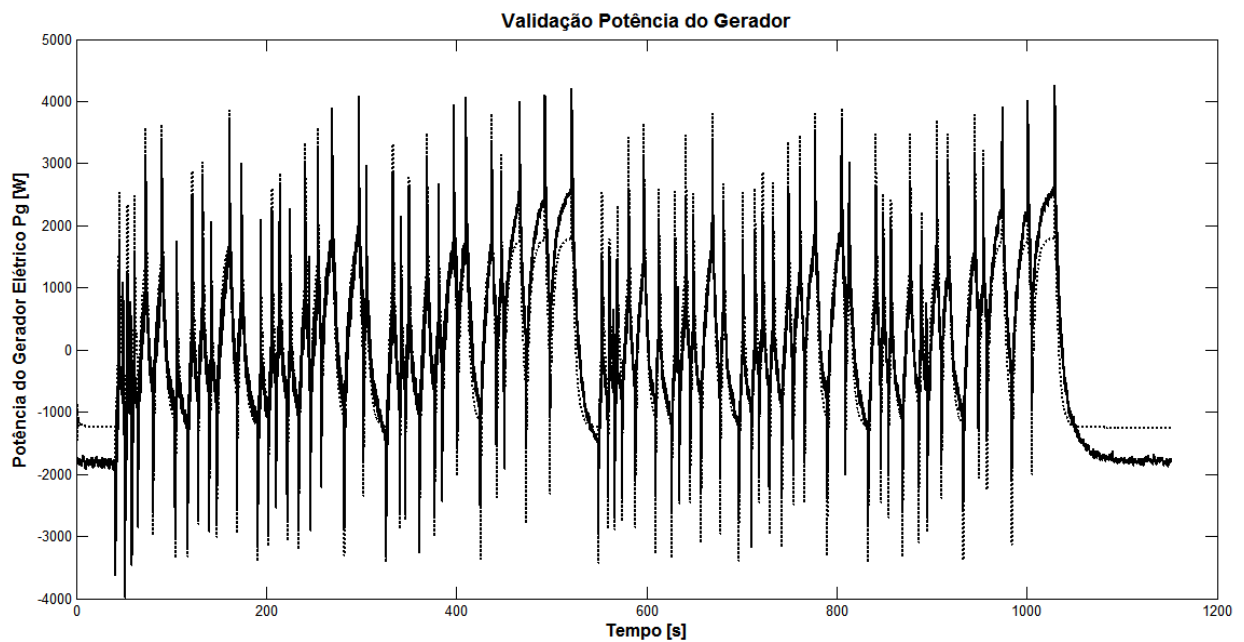


Figura 6.47 Potência do Gerador Real e Simulada em 10 kW

O gráfico apresenta uma ótima validação, onde o modelo consegue reproduzir inclusive os picos e vales imediatamente posteriores às variações em degrau na variável de entrada.

A Tabela 6.32 apresenta os regressores do modelo com melhor validação, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de potência, e os de saída (**y**) à potência do gerador.

Tabela 6.32 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
u(k-3)	0,38
u(k-2)	-0,27
u(k-1)	-0,09
y(k-3)	1,39
y(k-2)	-1,20
y(k-1)	0,78
AIC	12,25
Fit [%]	63,40 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 0,38 u(k-3) - 0,27 u(k-2) - 0,09 u(k-1) + 1,39 y(k-3) - 1,20 y(k-2) + 0,78 y(k-1) \quad (6.19)$$

O algoritmo escolheu regressores lineares, o que confirma a predição da característica estática com relação ao bloco sistema eletrônico.

Testes em 15 kW. Utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo utilizando os dados obtidos nos testes ao redor da potência de 15 kW. A Figura 6.48 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

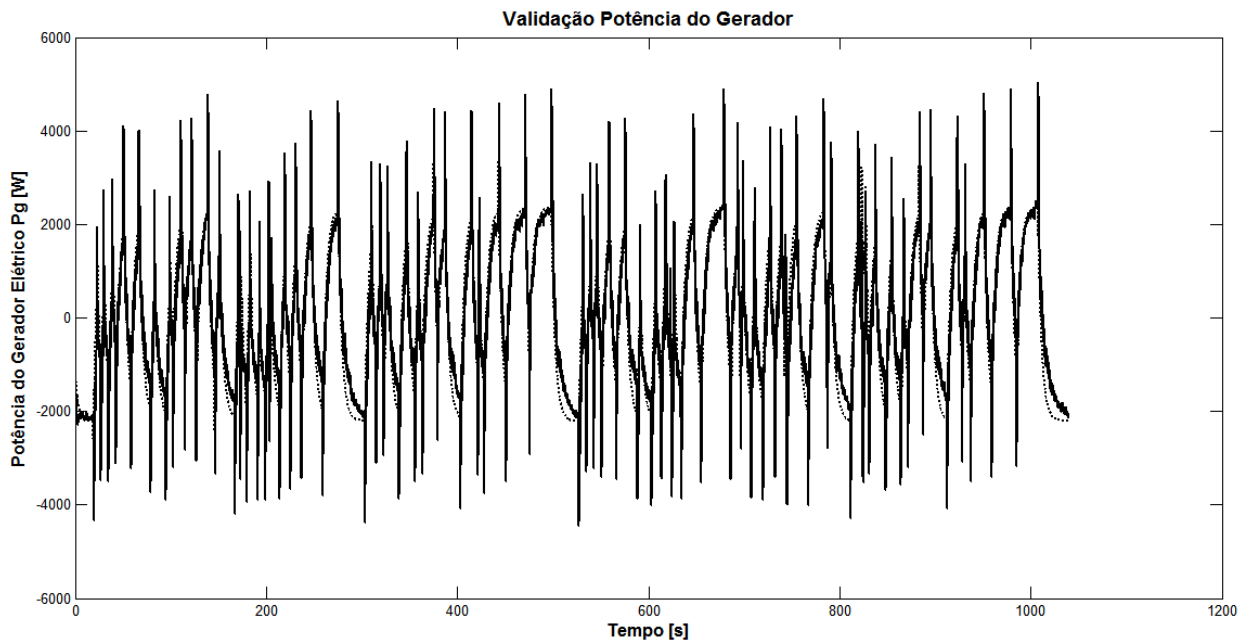


Figura 6.48 Potência do Gerador Real e Simulada em 15 kW

Como no caso anterior, o gráfico apresenta uma boa validação, reproduzindo os dados reais com boa precisão.

A Tabela 6.33 apresenta os regressores do modelo com melhor validação, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de potência, e os de saída (**y**) à potência do gerador.

Tabela 6.33 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
u(k-3)	-0,183
u(k-2)	0,136
u(k-1)	0,084
y(k-3)	1,45
y(k-2)	-1,31
y(k-1)	0,82
AIC	12,98
Fit [%]	56,24 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -0,183 u(k-3) + 0,136 u(k-2) + 0,084 u(k-1) + 1,45 y(k-3) - 1,31 y(k-2) + 0,82 y(k-1) \quad (6.20)$$

Novamente o algoritmo escolheu regressores lineares, o que confirma a predição da característica estática.

Testes em 18 kW. Utilizando a mesma rotina de MatLab foi calculado o modelo utilizando os dados obtidos nos testes ao redor da potência de 18 kW. A Figura 6.49 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo melhor validado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

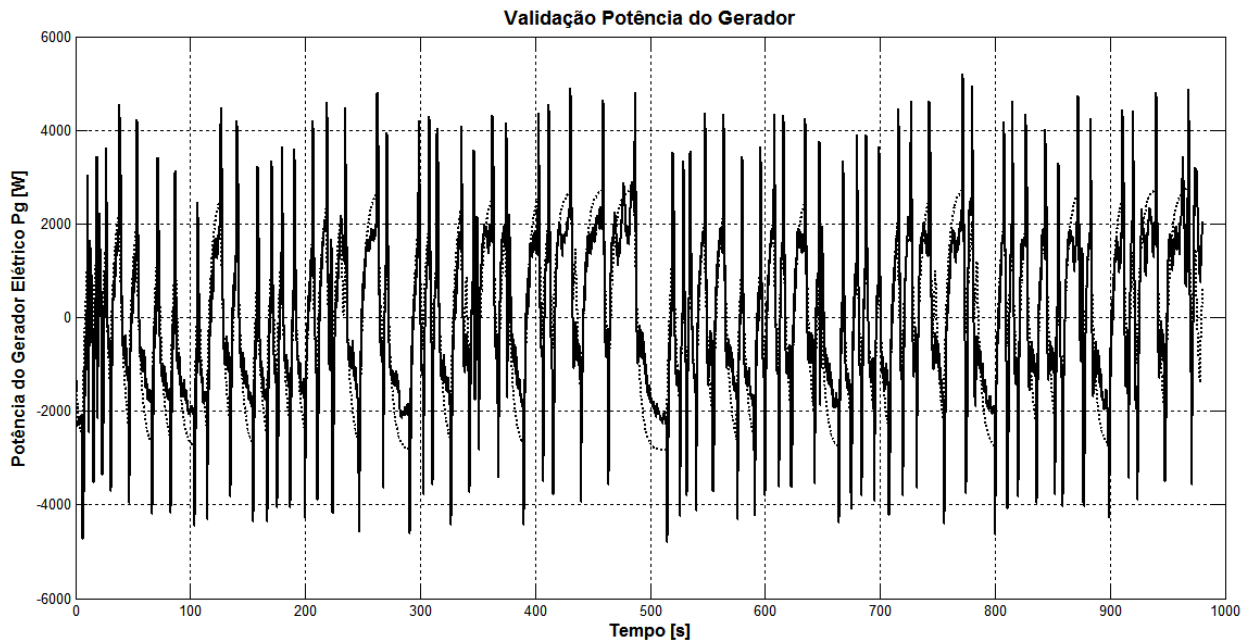


Figura 6.49 Potência do Gerador Real e Simulada em 18 kW

No gráfico observou-se uma validação inferior aos testes em 10 kW e 15 kW. Como foi comentado anteriormente, perto da potência máxima a micro-turbina apresenta certa instabilidade, onde aparentemente entra em ação o limitador de temperatura na saída da turbina. Isto cria uma dinâmica mais difícil de ser modelada.

A Tabela 6.34 apresenta os regressores do modelo com melhor validação, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de potência, e os de saída (**y**) à potência do gerador.

Tabela 6.34 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
$u(k-3)$	-0,009
$u(k-2)$	-0,003
$u(k-1)$	0,052
$y(k-3)$	1,53
$y(k-2)$	-1,34
$y(k-1)$	0,78
<i>AIC</i>	13,66
<i>Fit [%]</i>	44,97 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = -0,009 u(k-3) - 0,003 u(k-2) + 0,052 u(k-1) + 1,53 y(k-3) - 1,34 y(k-2) + 0,78 y(k-1) \quad (6.21)$$

Os regressores escolhidos pelo algoritmo para este teste foram lineares, igual ao dos testes anteriores. Os coeficientes calculados para os regressores da saída y foram muito similares ao calculados anteriormente, com uma tendência a aumentar o seu valor. Os regressores da entrada u apresentaram valores diferentes nos cálculos com os dados em 10 kW, 15 kW e 18 kW.

A tabela a seguir apresenta os regressores e os coeficientes calculados nos três testes.

Tabela 6.35 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes

Regressores	Testes em 10 kW	Testes em 15 kW	Testes em 18 kW
$u(k-3)$	0,38	-0,183	-0,009
$u(k-2)$	-0,27	0,136	-0,003
$u(k-1)$	-0,09	0,084	0,052
$y(k-3)$	1,39	1,45	1,53
$y(k-2)$	-1,20	-1,31	-1,34
$y(k-1)$	0,78	0,82	0,78
<i>AIC</i>	12,25	12,98	13,66
<i>Fit [%]</i>	63,40 %	56,24 %	44,97 %

A validação do bloco potência do gerador resultou mais fácil do que os anteriores, com melhor desempenho na validação gráfica. Os regressores escolhidos pelo algoritmo foram sempre os mesmos, e existiu semelhança entre os coeficientes calculados para os regressores de saída y . Porém, no caso dos coeficientes dos regressores de entrada u não ocorreu muita repetibilidade.

Observando nos gráficos o sistema apresenta uma resposta tipicamente subamortecida, onde o sinal de potência do gerador apresenta uma oscilação após cada distúrbio, que deve ser consequência do controle no fluxo de carga através do circuito retificador (Figura 5.3). Os comutadores do retificador operam com uma altíssima frequência de chaveamento, controlando o

fluxo de potência através do retificador, e colaborando para o controle da rotação do eixo. O modelo apresentado é uma proposta simplificada e não pretende modelar também a dinâmica do retificador sobre a potência do gerador, o que pode ser objeto de estudos futuros. Para a aplicação pretendida não é preciso chegar a este nível de modelagem.

Testes em degrau com PRBS. Foram efetuados testes em degrau nas potências de 10 kW, 15 kW e 18 kW, e em cada um deles foram executados testes PRBS com degraus de ±2 kW. Utilizando os dados obtidos nestes testes, foram calculados os regressores e os coeficientes do modelo. A figura a seguir mostra os resultados com o modelo melhor validado. A linha contínua representa dados reais e a linha tracejada os dados obtidos do modelo.

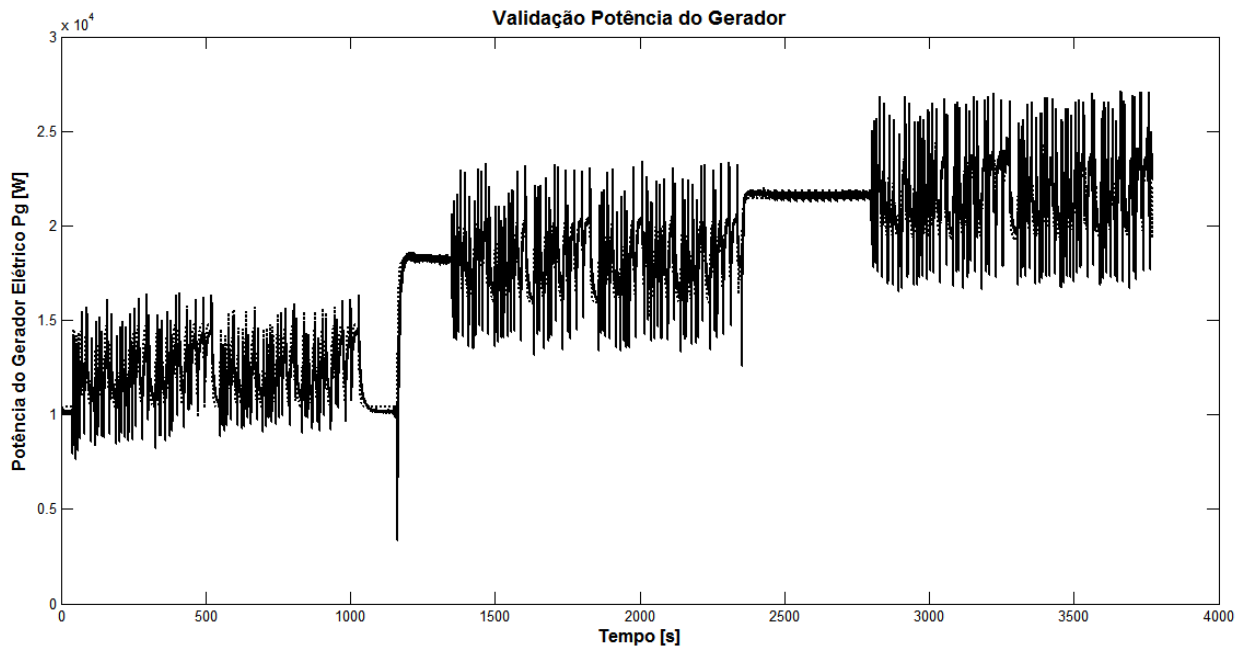


Figura 6.50 Potência do Gerador Real e Simulada

Utilizando os dados numa faixa maior de operação observou-se uma ótima validação para este bloco do modelo. Os regressores e os coeficientes do modelo são mostrados na tabela a seguir.

Tabela 6.36 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com PRBS

Regressores	Modelo Final
$u(k-3)$	-0,0631
$u(k-2)$	-0,0921
$u(k-1)$	0,204
$y(k-3)$	1,049
$y(k-2)$	-0,583
$y(k-1)$	0,489
<i>AIC</i>	13,43
<i>Fit [%]</i>	80,74 %

Novamente, apesar de ter utilizado regressores quadráticos na matriz inicial, o algoritmo escolheu só regressores lineares na equação de diferenças, confirmando a sua dinâmica linear. Neste

cálculo o algoritmo selecionou seis regressores, um deles o regressor constante que não foi escolhido nos cálculos anteriores. O segundo regressor linear da entrada ($u(k-2)$) não foi selecionado.

Modelo ajustado com o estimador de mínimos quadrados com restrições (MQR). Após o cálculo dos parâmetros do modelo desenvolvido, aproveita-se a característica estática (6.4) para obter os mínimos quadrados com restrições. A figura a seguir apresenta os dados reais em linha contínua e os dados simulados do modelo com MQR em linha tracejada.

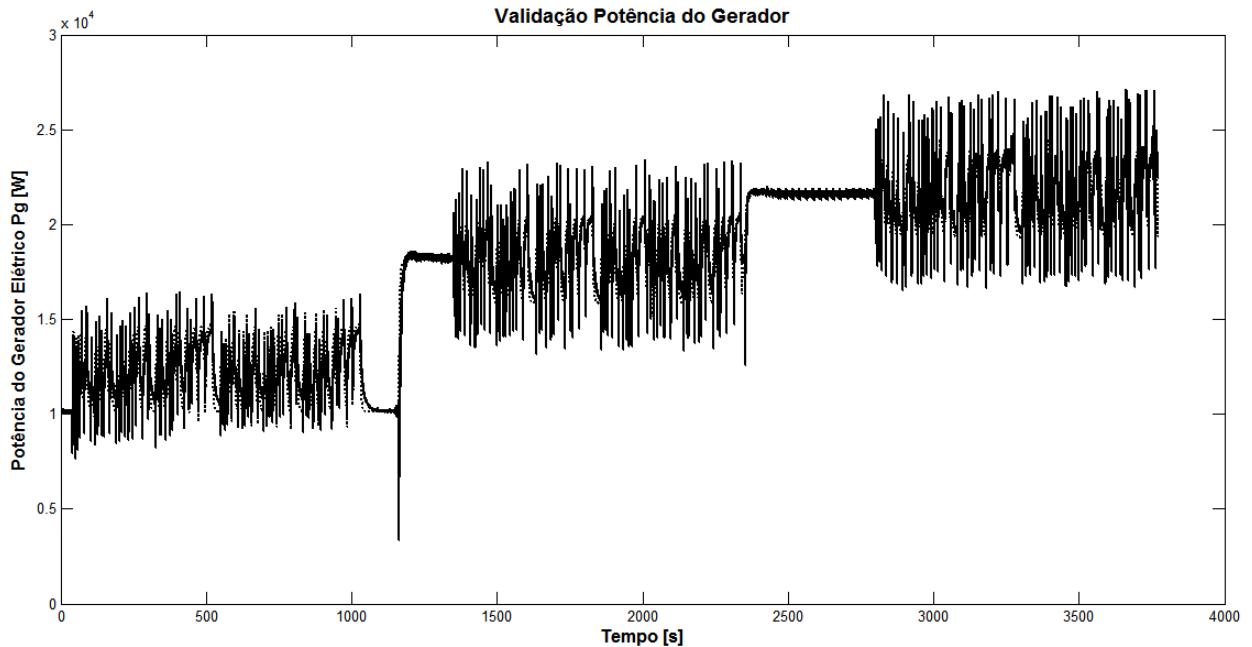


Figura 6.51 Torque Mecânico Real e Simulado

A tabela seguinte contém os regressores junto com os coeficientes e valores de validação.

Tabela 6.37 Regressores e Coeficientes Calculados com MQR

Regressores	Modelo Final
$u(k-3)$	-0,0635
$u(k-2)$	-0,0919
$u(k-1)$	0,202
$y(k-3)$	1,051
$y(k-2)$	-0,583
$y(k-1)$	0,49
<i>AIC</i>	13,38
<i>Fit [%]</i>	81,19%

Pode ser conferido que os valores calculados dos coeficientes não mudaram quase nada, assim como o valor de validação.

6.10.7 Bloco do Torque da Carga

Foram utilizados os dados dinâmicos das variáveis potência do gerador (P_g), que é a entrada do bloco e torque da carga (τ_L), que é a saída.

Correlação cruzada. Foi feita a análise da correlação cruzada entre a entrada e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.52 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

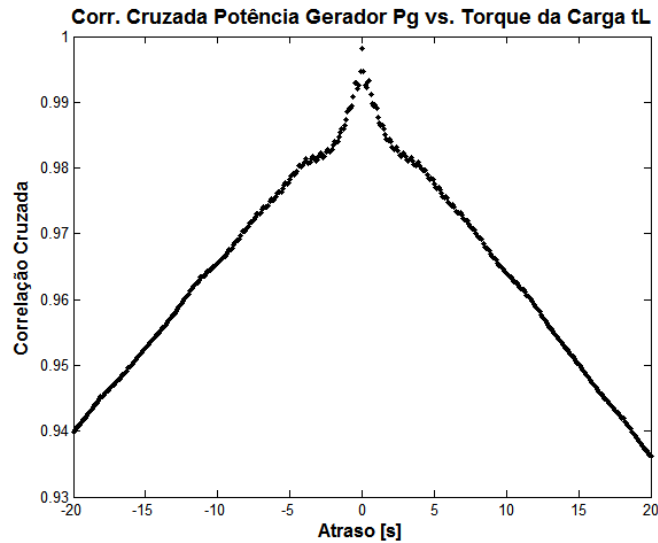


Figura 6.52 Correlação Cruzada da Potência do Gerador vs. Torque da Carga

Pode-se observar que não têm tempo morto entre os sinais de entrada e saída do bloco torque da carga.

Cálculo dos parâmetros do modelo. Utilizando os dados dinâmicos e a rotina desenvolvida em MatLab (*Apêndice B*) foram calculados os parâmetros do modelo do bloco do torque da carga. Conforme é detalhado na seção 5.12, foi gerada uma matriz formada por um conjunto de regressores escolhidos de acordo com os resultados da seção 6.7.

Na seção 6.9.5 achou-se uma característica estática linear para este bloco. Foi gerada, portanto, uma matriz com regressores de até segunda ordem.

Testes em 10 kW. Utilizando a rotina desenvolvida em MatLab foi calculado o modelo na forma de equação de diferenças. A Figura 6.53 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo final calculado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

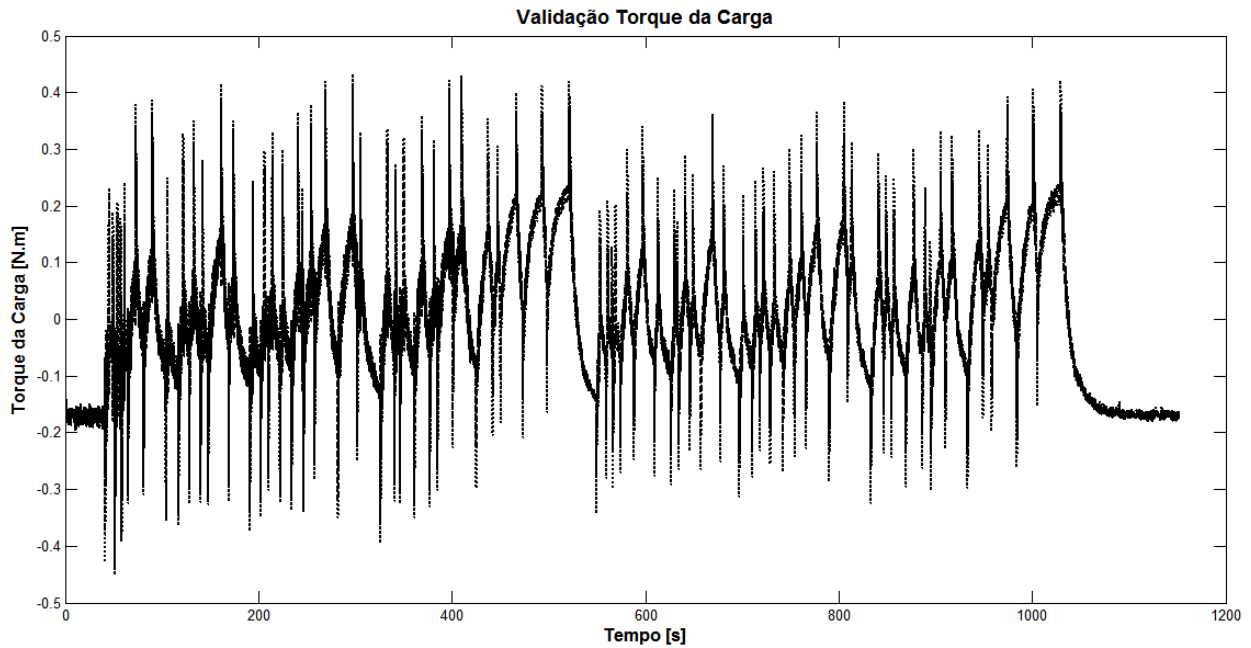


Figura 6.53 Torque da Carga Real e Simulada em 10 kW

O gráfico apresenta uma ótima validação, considerando a rápida dinâmica da variável, especialmente nos instantes após cada variação em degrau no sistema.

A Tabela 6.38 apresenta os regressores do modelo com melhor validação, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de potência, e os de saída (**y**) à potência do gerador.

Tabela 6.38 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
u(k-3)	$1,87 \cdot 10^{-4}$
u(k-2)	$-1,63 \cdot 10^{-4}$
u(k-3)²	$9,46 \cdot 10^{-10}$
u(k-3)*u(k-2)	$3,30 \cdot 10^{-9}$
u(k-2)²	$-4,50 \cdot 10^{-9}$
y(k-1)	0,74
AIC	-7,20
Fit [%]	77,31 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 1,83 \cdot 10^{-4} u(k-3) - 1,63 \cdot 10^{-4} u(k-2) + 9,46 \cdot 10^{-10} u(k-3)^2 + 3,30 \cdot 10^{-9} u(k-3) \cdot u(k-2) - 4,50 \cdot 10^{-9} u(k-2)^2 + 0,78 y(k-1) \tag{6.22}$$

Apesar de a característica estática ser aparentemente linear, o algoritmo escolheu regressores não lineares. Portanto são precisos mais cálculos para definir a dinâmica não linear deste bloco.

Testes em 15 kW. Utilizando a rotina desenvolvida em MatLab foi calculado o modelo na forma de equação de diferenças. A Figura 6.54 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo final calculado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

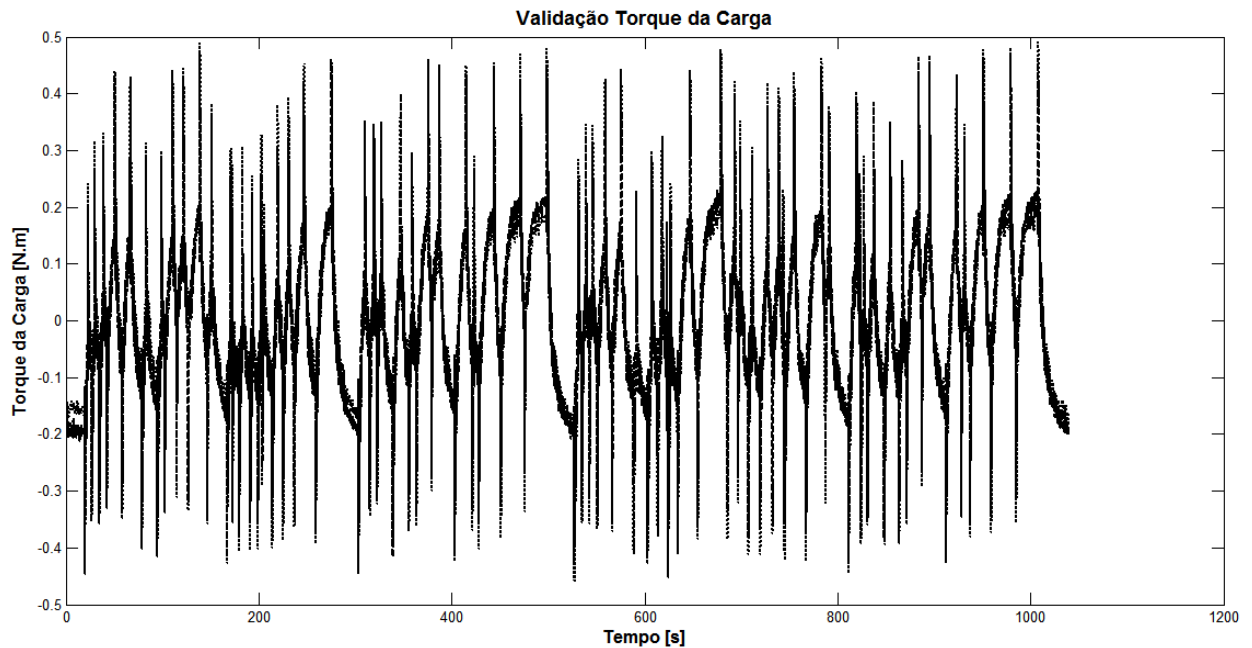


Figura 6.54 Torque da Carga Real e Simulada em 15 kW

A validação gráfica novamente é boa, pois os dados simulados reproduzem com muita exatidão os dados reais.

A Tabela 6.39 apresenta os regressores do modelo com melhor validação, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de potência, e os de saída (**y**) à potência do gerador.

Tabela 6.39 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
u(k-3)	$1,71 \cdot 10^{-4}$
u(k-2)	$-1,48 \cdot 10^{-4}$
y(k-3)	0,013
y(k-1)	0,74
AIC	-6,60
Fit [%]	73,56 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 1,71 \cdot 10^{-4} u(k-3) - 1,48 \cdot 10^{-4} u(k-2) + 0,013 y(k-3) + 0,74 y(k-1) \tag{6.23}$$

Os regressores escolhidos pelo algoritmo foram lineares, diferente do que aconteceu nos testes anteriores. O valor calculado de validação foi alto também.

Testes em 18 kW. Os dados obtidos nos testes ao redor da potência de 18 kW foram utilizados na rotina desenvolvida em MatLab para calcular o modelo na forma de equação de diferenças. A Figura 6.55 mostra o gráfico da simulação gerada com o modelo final calculado. A linha contínua representa os dados reais, e a linha tracejada os dados gerados pela simulação do modelo.

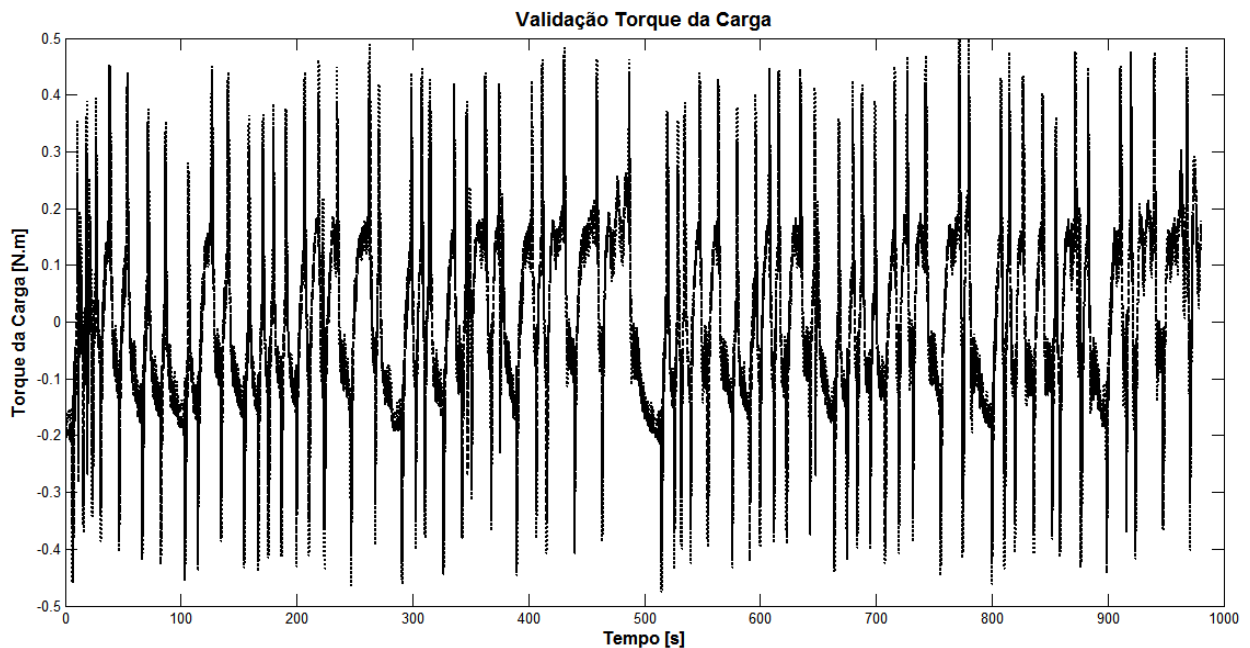


Figura 6.55 Torque da Carga Real e Simulada em 18 kW

O gráfico mostra uma ótima validação, repetindo o resultado dos testes anteriores.

A Tabela 6.40 apresenta os regressores do modelo com melhor validação, junto com os coeficientes e valores de validação. Os regressores de entrada (**u**) correspondem à variável demanda de potência, e os de saída (**y**) à potência do gerador.

Tabela 6.40 Coeficientes dos Regressores Escolhidos e Valores de Validação

Regressores	Modelo Final
u(k-3)	$1,65 \cdot 10^{-4}$
u(k-2)	$-1,42 \cdot 10^{-4}$
u(k-1)	$3,28 \cdot 10^{-6}$
y(k-1)	0,71
AIC	-6,45
Fit [%]	74,49 %

Foram calculados dois valores de validação, o critério de Akaike e a percentagem de erro na saída. O modelo na forma de equação de diferenças ficou:

$$y(k) = 1,65 \cdot 10^{-4} u(k-3) - 1,42 \cdot 10^{-4} u(k-2) + 3,28 \cdot 10^{-6} u(k-1) + 0,71 y(k-1) \tag{6.24}$$

Nos resultados dos testes em 18 kW foram obtidos regressores lineares, como no caso de 15 kW. Nos três testes obteve-se uma validação elevada. Para este bloco não se obteve repetibilidade nos regressores escolhidos, pois em cada caso o conjunto de regressores escolhidos foi diferente dos

outros. Isto faz necessário um cálculo com dados numa faixa maior de operação para obter um modelo de boa qualidade.

A tabela a seguir apresenta os regressores e os coeficientes calculados nos três testes.

Tabela 6.41 Regressores e Coeficientes Calculados nos Três Testes

Regressores	Testes em 10 kW	Testes em 15 kW	Testes em 18 kW
$u(k-3)$	$1,87 \cdot 10^{-4}$	$1,71 \cdot 10^{-4}$	$1,65 \cdot 10^{-4}$
$u(k-2)$	$-1,63 \cdot 10^{-4}$	$-1,48 \cdot 10^{-4}$	$-1,42 \cdot 10^{-4}$
$u(k-1)$	-	-	$3,28 \cdot 10^{-6}$
$y(k-3)$	-	0,013	-
$y(k-1)$	0,74	0,74	0,71
$u(k-3)^2$	$9,46 \cdot 10^{-10}$	-	-
$u(k-3) \cdot u(k-2)$	$3,30 \cdot 10^{-9}$	-	-
$u(k-2)^2$	$-4,50 \cdot 10^{-9}$	-	-
<i>AIC</i>	-7,20	-6,60	-6,45
<i>Fit [%]</i>	77,31 %	73,56 %	74,49 %

Este bloco, apesar de apresentar bons valores de validação, não teve repetibilidade nos regressores escolhidos pelo algoritmo. Nos primeiros testes obtiveram-se regressores não lineares, mas depois o algoritmo só escolheu regressores lineares. Utilizando os dados obtidos de testes em uma faixa maior de operação poderemos obter o modelo válido para qualquer condição da micro-turbina.

Testes em degrau com PRBS. Foram efetuados testes em degrau nas potências de 10 kW, 15 kW e 18 kW, e em cada um deles foram executados testes PRBS com degraus de ± 2 kW. Utilizando os dados obtidos durante estes testes, foram calculados os regressores e os coeficientes do modelo. A figura a seguir mostra os resultados com o modelo melhor validado. A linha contínua representa dados reais e a linha tracejada os dados obtidos do modelo.

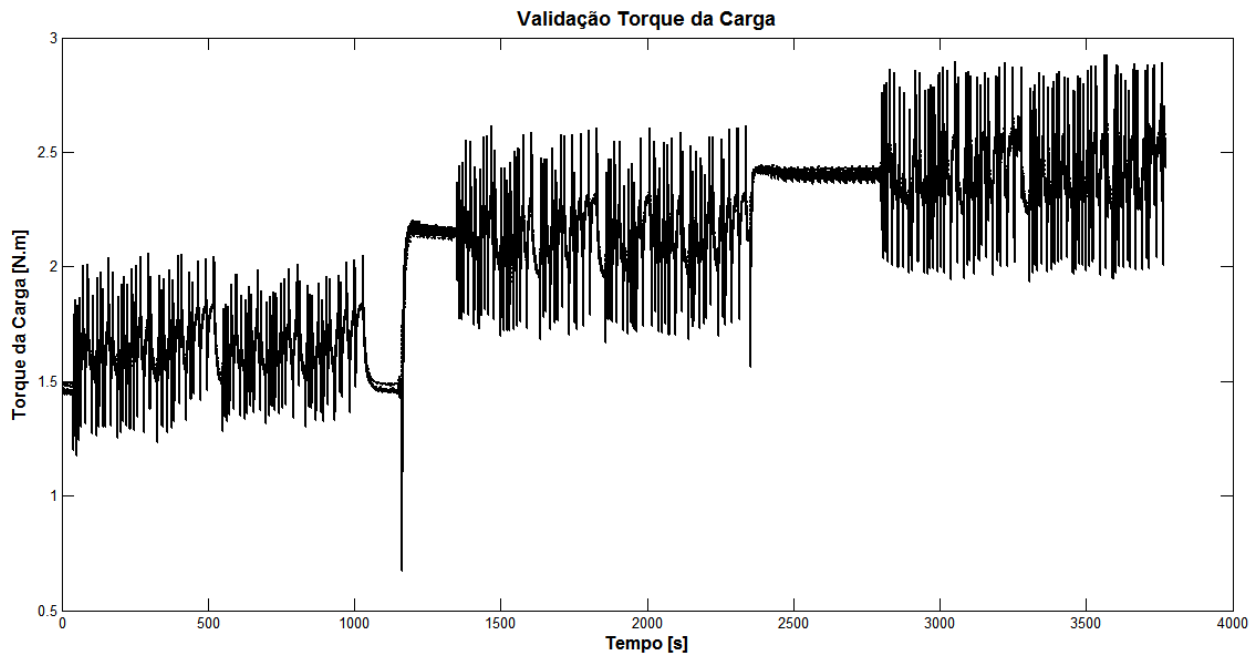


Figura 6.56 Torque da Carga Real e Simulado

A validação foi novamente ótima para este bloco do modelo, como pode se verificar no gráfico. A Tabela 6.42 apresenta os regressores escolhidos, junto com os coeficientes e valores de validação.

Tabela 6.42 Regressores e Coeficientes Calculados no Teste em Degrau com *PRBS*

Regressores	Modelo Final
CONSTANTE	0,0853
u(k-3)	$9,40 \cdot 10^{-5}$
u(k-2)	$-8,35 \cdot 10^{-5}$
y(k-3)	0,697
y(k-2)	-0,576
y(k-1)	0,75
AIC	-6,19
Fit [%]	87,04 %

Nos cálculos anteriores os regressores escolhidos foram não lineares no primeiro caso e lineares nos dois seguintes. Este último resultado demonstra que um modelo linear reproduz otimamente a dinâmica do modelo do torque da carga.

Modelo ajustado com o estimador de mínimos quadrados com restrições (MQR). Após os cálculos dos parâmetros do modelo desenvolvido, aproveita-se a característica estática (6.5) para obter os mínimos quadrados com restrições. A figura a seguir apresenta os dados reais em linha contínua e os dados simulados do modelo com *MQR* em linha tracejada.

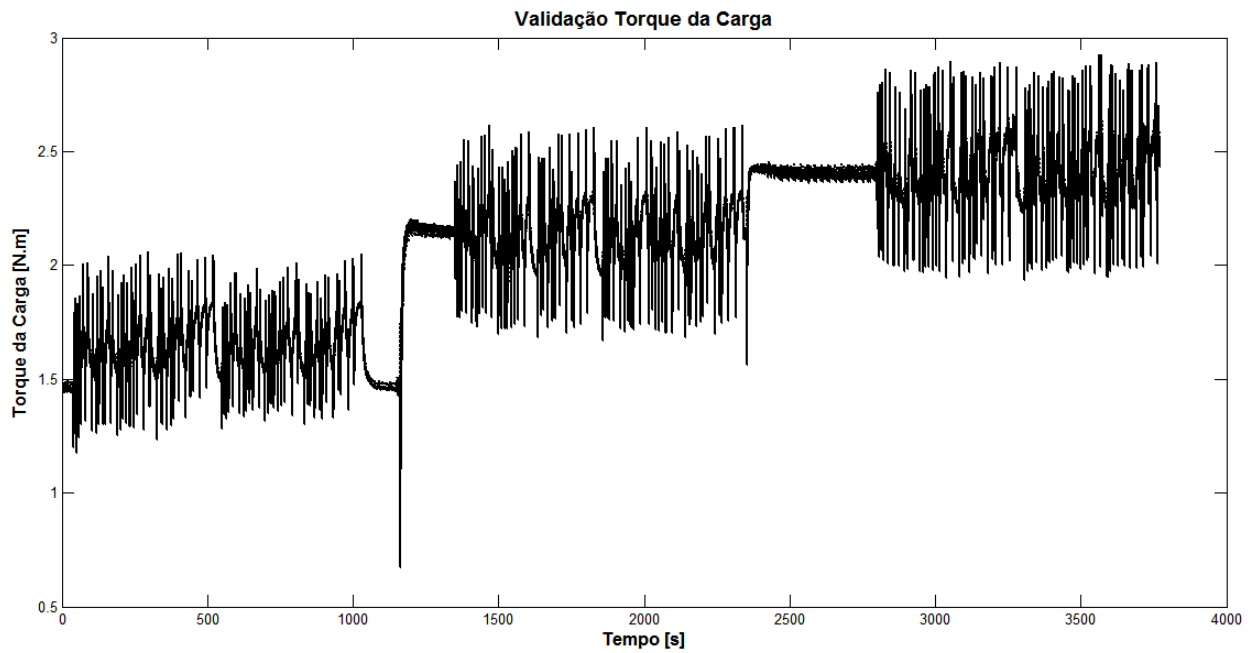


Figura 6.57 Torque Mecânico Real e Simulado

A tabela seguinte contém os regressores junto com os coeficientes e valores de validação.

Tabela 6.43 Regressores e Coeficientes Calculados com MQR

Regressores	Modelo Final
CONSTANTE	0,0824
$u(k-3)$	$9,52 \cdot 10^{-5}$
$u(k-2)$	$-8,47 \cdot 10^{-5}$
$y(k-3)$	0,688
$y(k-2)$	-0,566
$y(k-1)$	0,751
AIC	-6,19
Fit [%]	87,05 %

Como nos outros blocos do modelo, a mudança no valor de validação neste último cálculo foi praticamente nula.

6.10.8 Bloco Potência na Saída

Foram utilizados os dados dinâmicos das variáveis potência do gerador (P_g), que é a entrada do bloco e potência na saída (P_i), que é a saída.

Correlação cruzada. Foi feita a análise da correlação cruzada entre a entrada e a saída do bloco para verificar a existência de tempo morto. A Fig. 6.58 mostra o resultado dos cálculos de correlação cruzada.

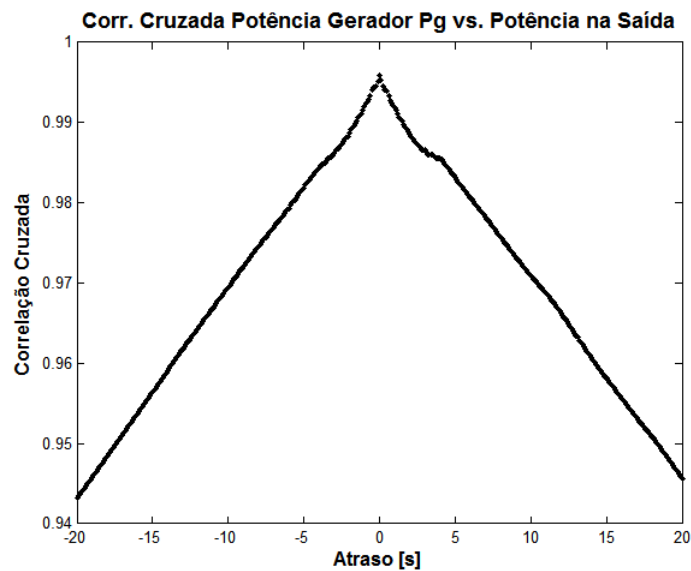


Figura 6.58 Correlação Cruzada da Potência do Gerador vs. a Potência na Saída

Pode-se observar que não têm tempo morto entre os sinais de entrada e saída do bloco potência na saída.

A relação dinâmica entre a entrada e a saída neste bloco é dada pela equação polinomial (6.6).

Capítulo 7: Montagem do Modelo e Simulação

No capítulo anterior foram determinados modelos para cada bloco que forma o modelo da micro-turbina. Para fazer isto foram empregados valores reais de medição das variáveis de entrada e saída de cada bloco, junto com o algoritmo implementado no presente trabalho, para escolher os regressores que formam o modelo, e calcular os coeficientes relacionados.

Com os modelos dos blocos já calculados, alguns na forma de equações de diferenças e outros como equações polinomiais, monta-se o modelo completo utilizando a ferramenta Simulink do MatLab. Uma vez montada a aplicação utiliza-se só uma variável real de entrada, que é a demanda de combustível P_d , e no modelo as variáveis interagem reproduzindo a dinâmica do sistema da forma como foi explicado no Capítulo 6. A diferença com os resultados do Capítulo 6, é que agora tanto as variáveis de entrada como de saída são valores simulados, devido à topologia do modelo (Figura 7.1).

Neste capítulo apresentam-se os resultados da simulação do modelo formado por todos os blocos agindo em conjunto, junto com a validação das variáveis envolvidas. A Figura 7.1 apresenta um diagrama do modelo da forma como foi montado.

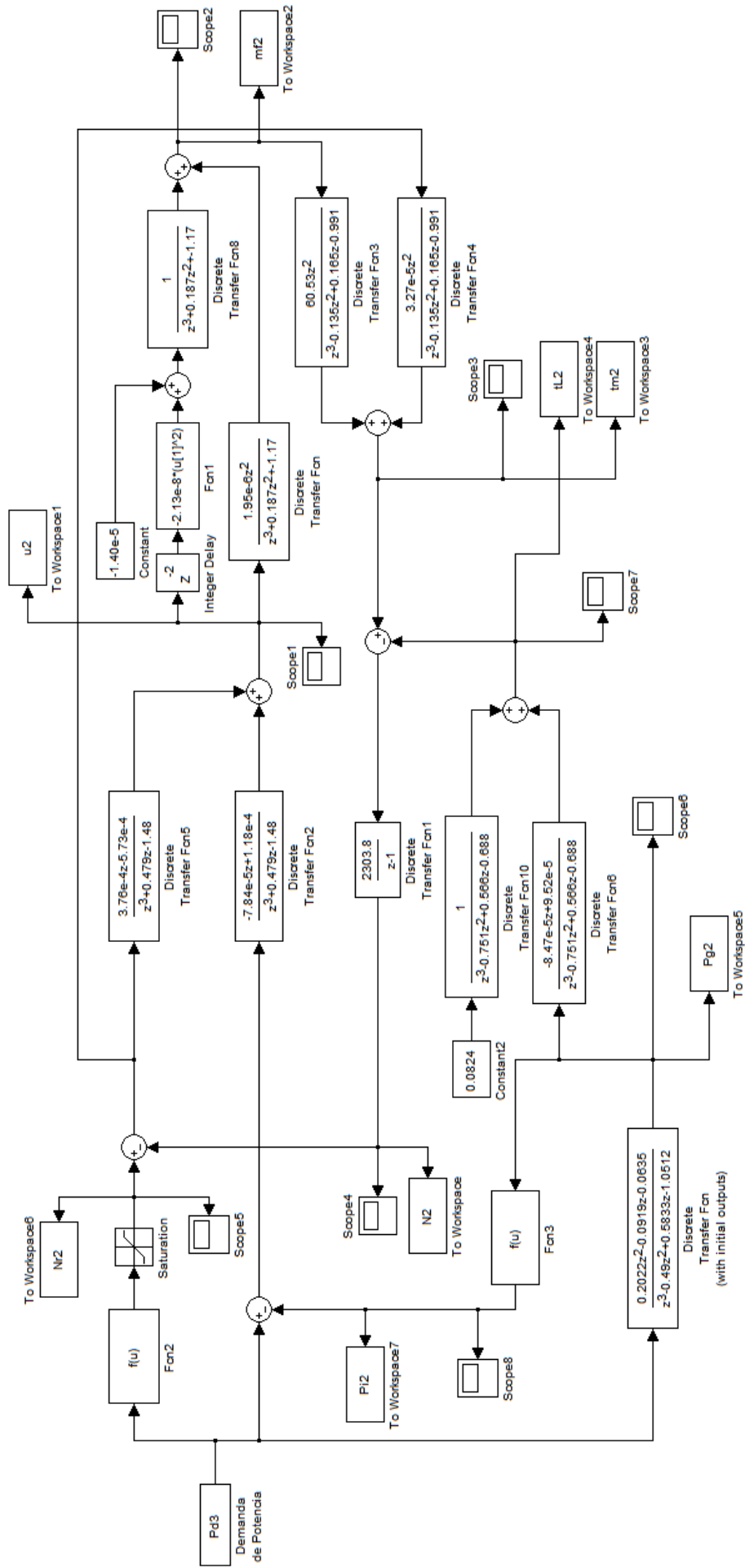


Figura 7.1 Modelo da Micro-Turbina em Simulink do MatLab

Os blocos que contêm equações de diferenças empregam a ferramenta “discrete transfer function with initial output” do Simulink. Os que têm equações polinomiais utilizam o bloco de funções do Simulink. A aplicação foi desenvolvida com tempo de amostragem de 0,1 s, e foram utilizadas ferramentas do Simulink para levar vetores de dados desde o Workspace até o browser do Simulink, e de volta para o Workspace do MatLab.

7.1 Sistema de combustível

A Figura 7.2 apresenta a validação gráfica da variável vazão de combustível. A linha tracejada representa os valores reais, e a linha contínua os valores simulados.

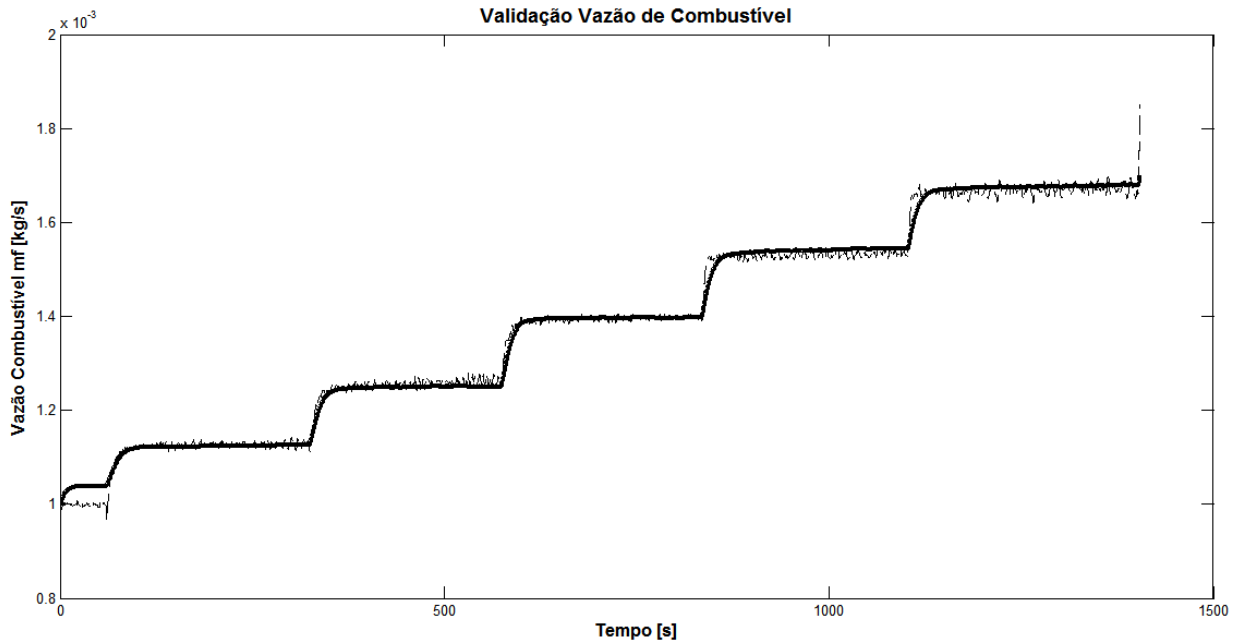


Figura 7.2 Validação Gráfica da Vazão de Combustível

O desempenho do modelo neste bloco foi ótimo, e consegue reproduzir tanto o desempenho em regime como nos processos transitórios de aumento da carga. O modelo não linear quadrático ofereceu uma ótima ferramenta de simulação para esta parte do modelo.

7.2 Bloco do Torque Mecânico

A Figura 7.3 apresenta a validação gráfica da variável torque mecânico. A linha tracejada representa os valores reais, e a linha contínua os valores simulados.

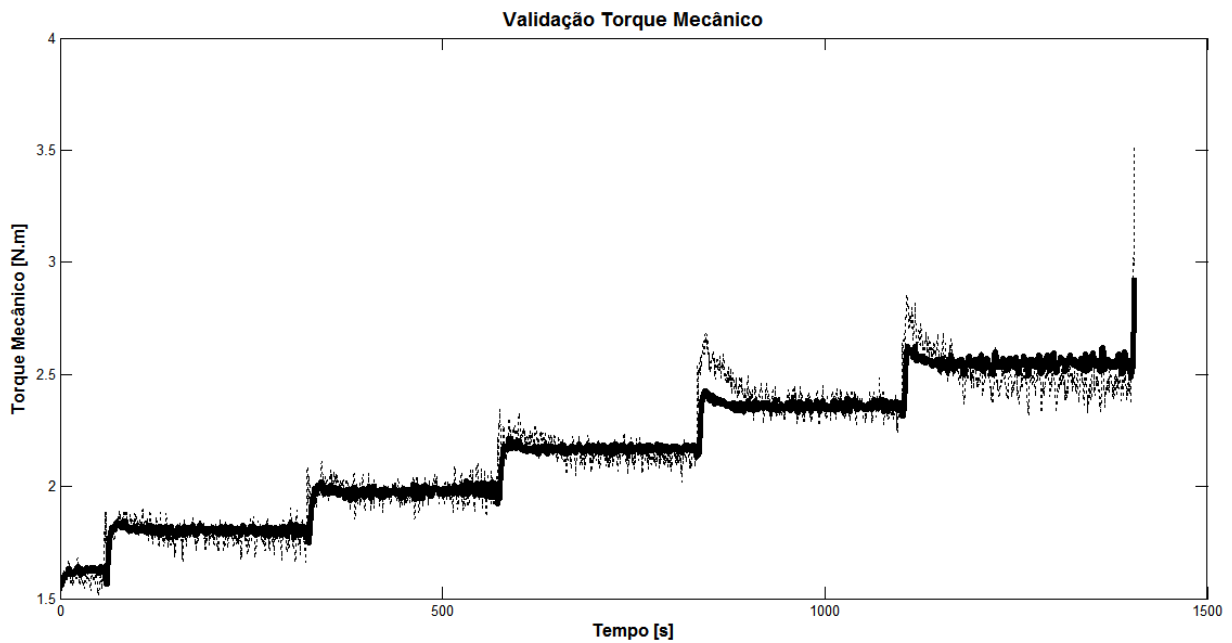


Figura 7.3 Validação Gráfica do Torque Mecânico

Neste caso o modelo conseguiu uma boa validação no regime permanente, mas uma pobre validação no transitório, especialmente quando se aproxima da carga máxima.

7.3 Bloco da Rotação

A Figura 7.4 apresenta a validação gráfica da variável rotação. A linha contínua representa os valores reais, e a linha tracejada os valores simulados.

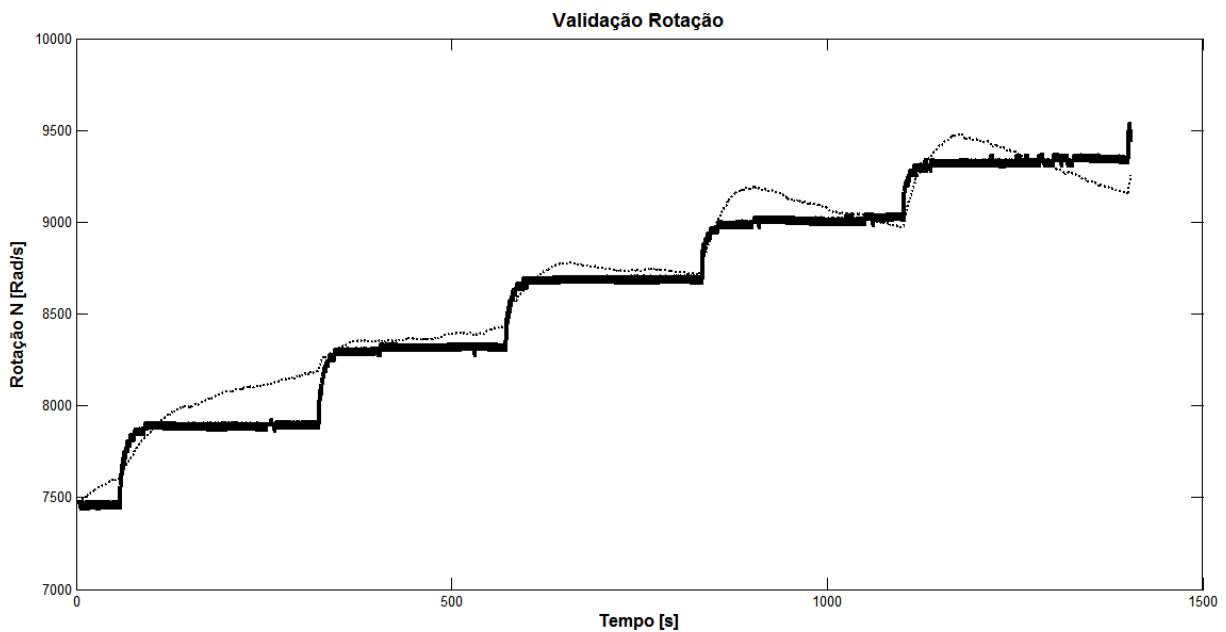


Figura 7.4 Validação Gráfica da Rotação

Este bloco do modelo apresentou baixos valores de validação devido à baixa qualidade dos dados utilizados de torque mecânico. O desempenho no regime é pouco fiel, e piora nos eventos transitórios.

7.4 Bloco do Controlador

A Figura 7.5 apresenta a validação gráfica da variável demanda de combustível. A linha contínua representa os valores reais, e a linha tracejada os valores simulados.

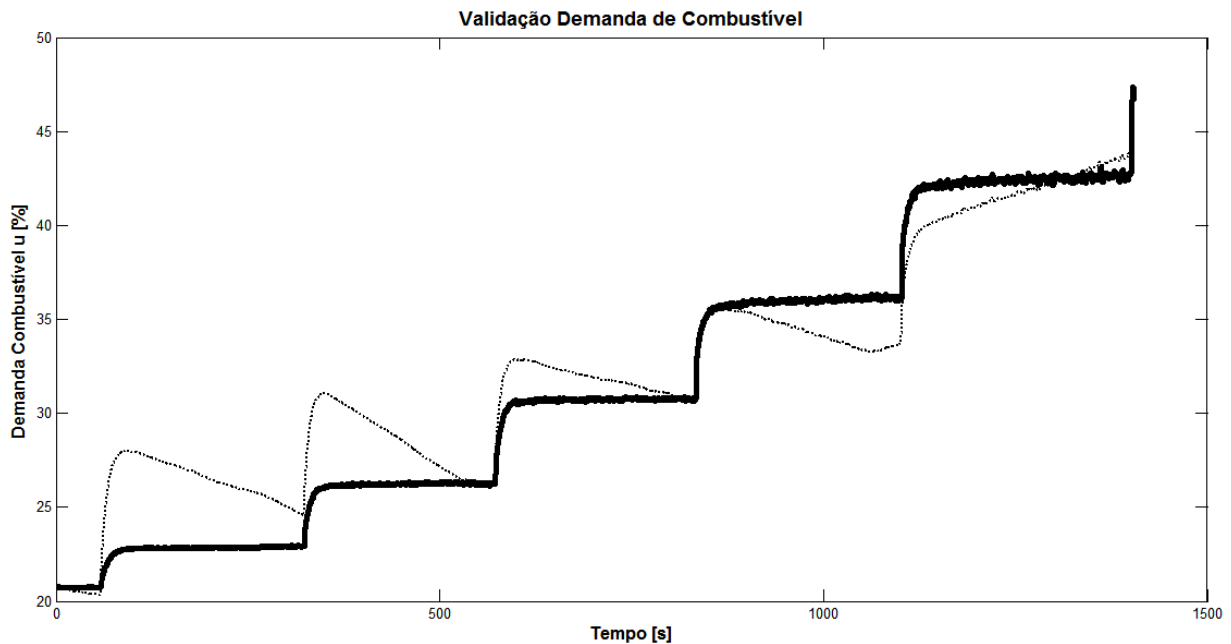


Figura 7.5 Validação Gráfica da Demanda de Combustível

Neste caso obteve-se a pior validação, pois a forma como a micro-turbina executa o controle nos processos de variação de carga é desconhecida. As variáveis escolhidas para serem controladas, (rotação e potência na saída), parece que não foram as únicas a serem controladas. É possível também que a forma como o sistema controlador da micro-turbina executa o controle seja com várias estratégias, mudando de lógica dependendo da condição de operação, e não sujeito a uma mesma lógica o tempo todo.

7.5 Bloco da Rotação de Referência

A Figura 7.6 apresenta a validação gráfica da variável rotação de referência. A linha tracejada representa os valores reais, e a linha contínua os valores da simulação. Esta variável provém de um bloco com uma função polinomial, cuja entrada é a demanda de potência. Como a variável de entrada do bloco sofre variações em degrau, a rotação de referência reproduz o mesmo comportamento.

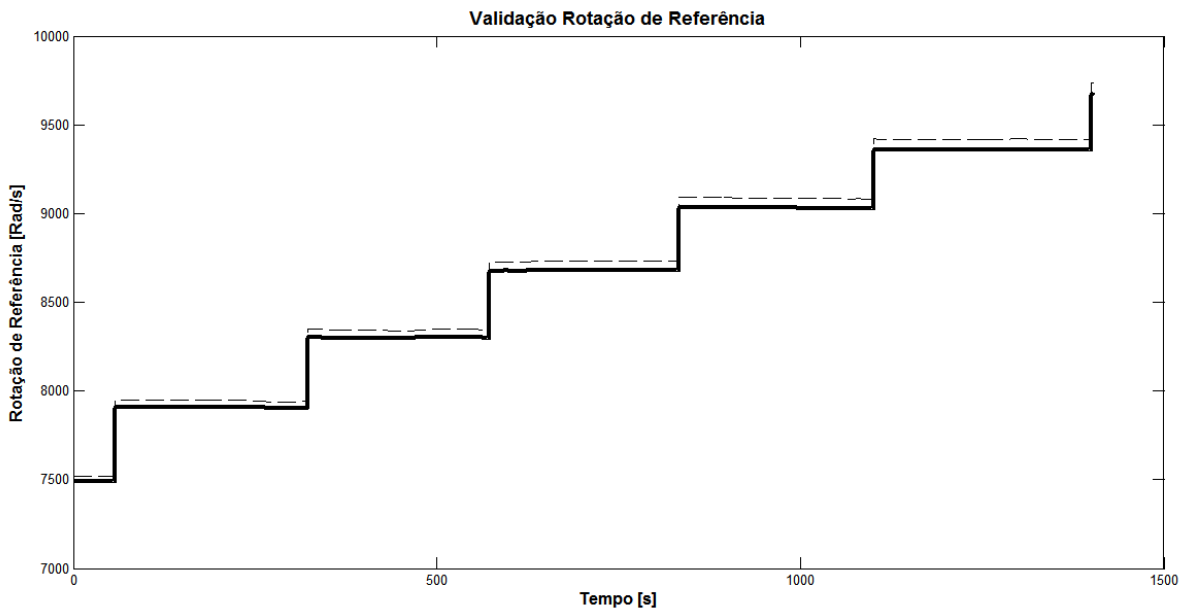


Figura 7.6 Validação Gráfica da Rotação de Referência

A rotação de referência simulada não foi igual aos valores reais porque a condição de operação muda na micro-turbina dependendo da temperatura ambiente. Quando a temperatura ambiente aumenta, a micro-turbina gera uma carga máxima menor. Esse comportamento influencia a relação rotação de referência vs. demanda de potência, deslocando a curva para a esquerda. Isto quer dizer que, para a mesma potência demandada a rotação de referência vai ser maior num dia quente do que num dia frio. Apesar de ter corrigido os valores medidos pelas condições ambientes, essa correção é uma aproximação sujeita a um erro como se observa no gráfico.

7.6 Sistema Eletrônico

A Figura 7.7 apresenta a validação gráfica da variável potência do gerador. A linha tracejada representa os valores reais, e a linha contínua os valores simulados.

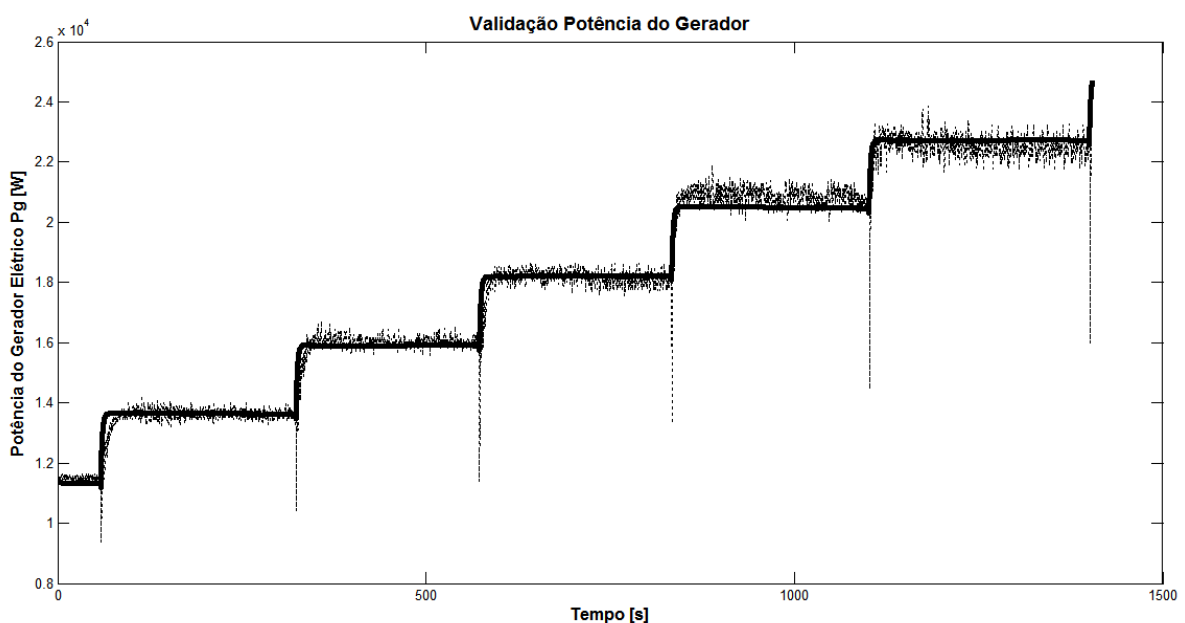


Figura 7.7 Validação Gráfica da Potência do Gerador

Neste bloco a validação foi de ótima qualidade, e um modelo linear foi suficiente para representar a dinâmica da potência do gerador.

7.7 Bloco do Torque da Carga

A Figura 7.8 apresenta a validação gráfica da variável torque da carga. A linha tracejada representa os valores reais, e a linha contínua os valores simulados.

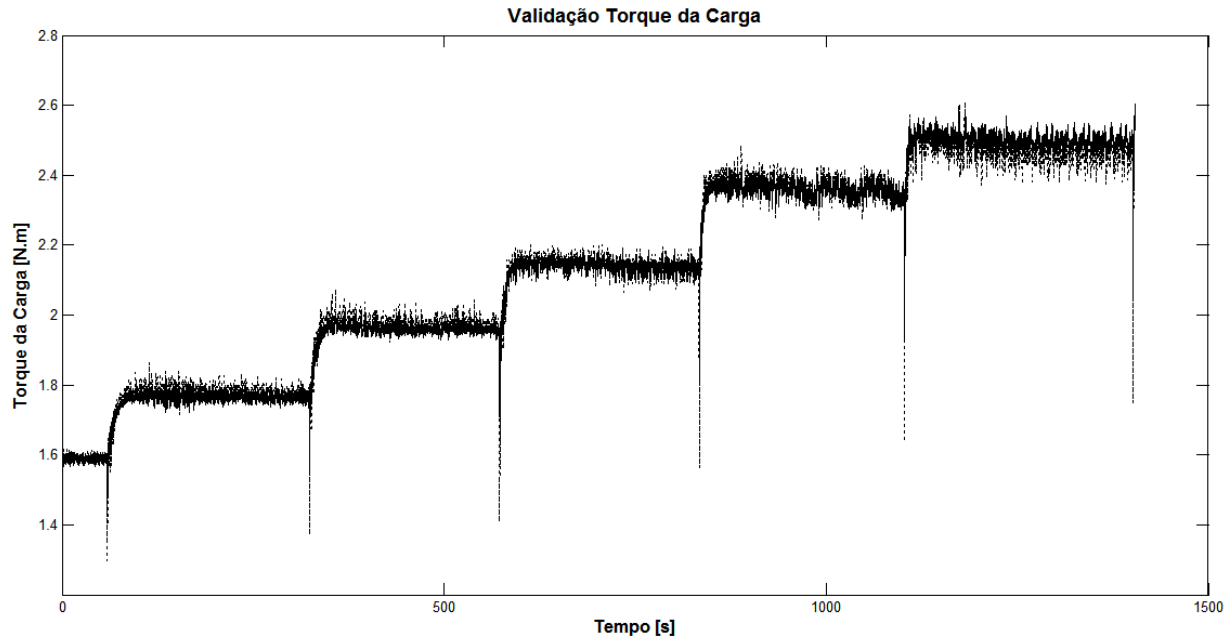


Figura 7.8 Validação Gráfica do Torque da Carga

Como no bloco anterior a validação foi muito boa, restando apenas variações que podem ser devidas ao ruído nos dados, ou dinâmicas de alta frequência, que não foram de interesse na modelagem.

7.8 Bloco da Potência na Saída

A Figura 7.9 apresenta a validação gráfica da potência na saída. A linha tracejada representa os valores reais, e a linha contínua os valores simulados.

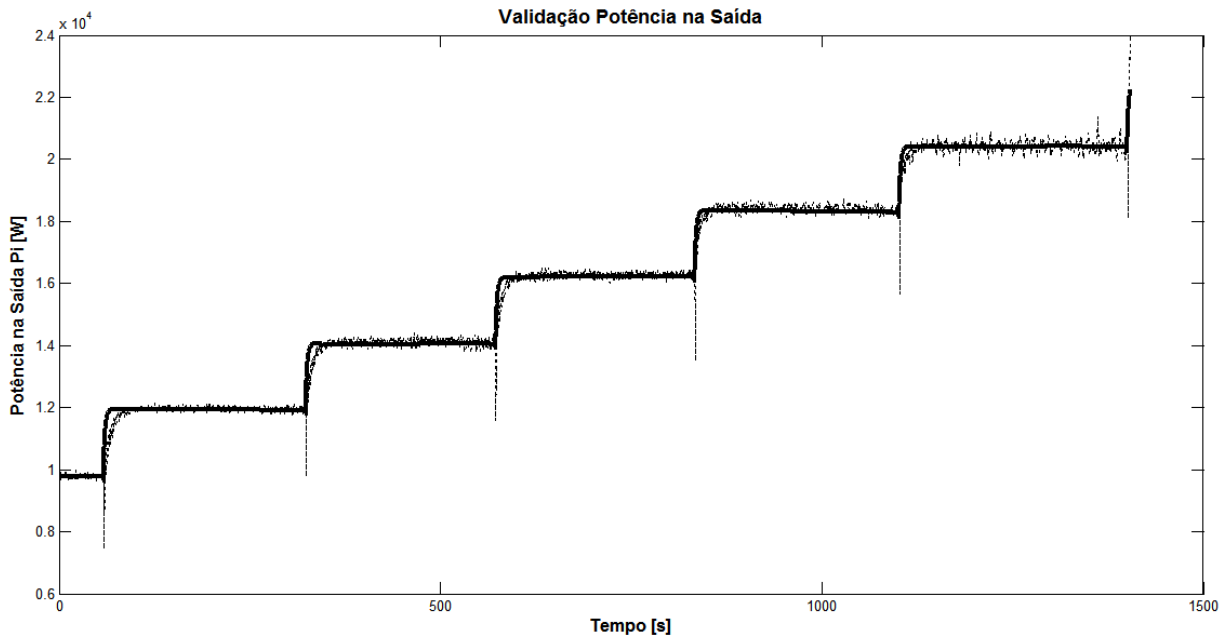


Figura 7.9 Validação Gráfica da Potência na Saída

A potência na saída é obtida no modelo como a saída de uma equação polinomial cuja entrada é a potência do gerador. Por isto o gráfico de validação é muito parecido ao do bloco da potência do gerador, assim como o valor de validação.

7.9 Resultados de Validação

A Tabela 7.1 apresenta os valores de validação para cada variável do modelo. A variável demanda de potência foi utilizada como entrada do nosso modelo desenvolvido e, portanto, não foi validada.

Tabela 7.1 Valores de Validação das Variáveis do Modelo

VARIÁVEL	Validação RMSE (Fit %)
Demanda de Combustível u	67,95 %
Vazão de Combustível m_f	93,00 %
Torque Mecânico τ_m	76,12 %
Rotação N	80,17 %
Rotação de Referência N_r	94,78%
Potência do Gerador P_g	88,61 %
Torque da Carga τ_L	88,93 %
Potência do Inversor P_i	88,34 %

Os valores de validação calculados indicam um desempenho bom do modelo, o que valida a metodologia empregada. Apesar de alguns dos dados utilizados nos cálculos serem de baixa qualidade, os procedimentos matemáticos exploraram a informação contida nos mesmos para representar, tanto valores em regime permanente, em uma ampla faixa de operação, quanto valores em regime transitório, nas variações produzidas por um sinal de excitação.

Capítulo 8: Conclusões, Contribuições e Desenvolvimentos Futuros

8.1 Conclusões

Sobre a aplicação de técnicas de Identificação de Sistemas para modelagem:

Empregando ferramentas de identificação de sistemas foi possível desenvolver uma metodologia para obter modelos matemáticos de micro-turbinas a gás, que podem ser aplicados em estudo de estabilidade de sistemas de potência. Essas ferramentas ajudam a explorar ao máximo a capacidade do banco de testes empregado, para poder obter modelos com a maior exatidão possível considerando as limitações.

A abordagem caixa cinza para obter modelos matemáticos utilizada no presente trabalho aproveita o conhecimento prévio do sistema a ser modelado, para definir a topologia inicial do modelo. Esse conhecimento foi obtido das leis de balanço térmico, energético e de massas de turbinas a gás, e de trabalhos publicados sobre modelos de turbinas. Também foi utilizado conhecimento obtido dos manuais do fabricante, assim como da experiência de operar a micro-turbina, refletida nos dados obtidos em múltiplos ensaios do sistema. Analisando esses dados foi possível identificar relações dinâmicas, por exemplo, entre potência na saída e a rotação do eixo, e também ajudou a tentar definir a forma como o sistema desenvolve o próprio controle.

Utilizando testes estáticos foi possível reduzir o espaço de procura para a estrutura das funções de transferência, a qual define a característica do modelo (linear ou não linear). A função de transferência na forma de equação de diferenças é formada por regressores, que podem ser lineares ou não lineares dependendo da dinâmica do bloco a ser modelado. Para criar a matriz de regressores foi aproveitada a informação da característica estática obtida com os dados dos testes estáticos. Se a característica estática foi linear foram utilizados regressores lineares e quadráticos. Se foi quadrática foram utilizados regressores de até terceira ordem, aumentando o número de colunas da matriz. Já no processamento de dados quanto menor a matriz de regressores, menor o

tempo de processamento de dados no computador. Como exemplo, quando se utilizou uma matriz com regressores de até terceira ordem, o tempo de processamento para validar o modelo com todas as possíveis combinações de regressores foi de várias horas. Cabe anotar que no trabalho apresentado não foram utilizados regressores exponenciais nem logarítmicos, nem regressores cruzados, o que teria incrementado ainda mais o tempo de processamento. Isto porque não foi identificada a necessidade para tal, e os regressores polinomiais apresentaram bom desempenho. A aplicação dos regressores citados fica como proposta para estudos futuros.

A função de correlação cruzada (*FCC*) utilizada entre as variáveis de entrada e saída de cada bloco do modelo pode servir para revisar a topologia do modelo. Em alguns casos obteve-se baixos valores de correlação, o que requer um análise detalhado em cada caso para interpretar os resultados corretamente. Os resultados com baixa correlação foram: torque mecânico vs. variação na rotação, rotação vs. variação no torque, demanda de combustível vs. variação na potência e demanda de combustível vs. variação na rotação. O primeiro e segundo casos podem ser explicados pela forma indireta em que foi obtida a variável torque mecânico, que induziu a uma baixa confiabilidade nos dados. Nos outros casos tal vez indica uma escolha errada na topologia do modelo, o que pode ser um tema a ser estudado em desenvolvimentos futuros.

No presente trabalho foi empregado o algoritmo de Golub-Householder para selecionar os regressores do modelo. Essa técnica foi escolhida porque permite visualizar a contribuição de cada regressor na validação do modelo, e oferece flexibilidade na escolha dos regressores da matriz inicial. Após efetuar os cálculos dos modelos observou-se que o limitante deste trabalho foi a qualidade dos dados empregados, e que outras técnicas de modelagem não iam contribuir para melhorar os modelos, sem antes melhorar a fonte das medições. Muito esforço foi empregado em definir procedimentos de testes, medição e correção de dados, tentando otimizar as condições com as que se trabalhou. Porém, uma vez definidos os aspectos a serem atendidos, é possível efetuar novos ensaios com menor tempo de preparação, obtendo dados de melhor qualidade. Estes dados podem ser utilizados com outras técnicas de modelagem, e comparar o seu desempenho com o do presente trabalho.

Sobre o processamento dos dados:

Para modelar a dinâmica das variáveis do modelo foi definida uma taxa de amostragem de 100 *ms*, o qual representou uma grande quantidade de dados a serem processados. Os testes dinâmicos com sinal *PRBS* demoraram ao redor de 18 minutos, o que representa mais de 11000 amostras por variável. A grande quantidade de dados influiu no tempo de processamento, que podia durar de uns poucos minutos até várias horas dependendo se o modelo procurado fosse linear ou não linear.

Foi percebido que em alguns casos o valor da validação melhorou ao adicionar regressores não lineares, mas a melhora foi tão pequena que não justificou aumentar a complexidade da função de transferência. Isto foi mais relevante nos casos onde os dados de entrada e saída apresentaram pouca qualidade, restando confiabilidade aos cálculos. Os resultados da característica estática foram de grande ajuda para ter um critério de decisão nestes casos.

Também foi necessário conhecer a característica de cada fonte de dados, correspondente a cada variável do modelo. Algumas medidas apresentaram grande confiabilidade, que é o caso da potência na saída, potência no gerador, demanda de combustível, etc. No caso da vazão de combustível existiu um considerável conteúdo de ruído no sinal, pois o valor medido estava perto do limite inferior de medição do sensor (25% da faixa total). Já outras grandezas apresentavam

baixa confiabilidade, como é o caso do torque mecânico. Quando foram observados dados sem boa qualidade, um maior cuidado no processamento dos modelos foi considerado.

Observou-se que apesar de alguns dados não serem de qualidade o desempenho das rotinas foi melhor do que o esperado. Os procedimentos matemáticos para gerar modelos apresentaram robustez ao ruído dos dados, o que é um bom sinal para quando se utilizarem dados com melhor confiabilidade.

O algoritmo para gerar modelos, empregado no presente trabalho, escolhe os regressores do modelo um a um utilizando o método de Golub-Householder. Esse método serve para definir os regressores que têm maior contribuição no valor da saída do modelo. Devido a isto previu-se que a validação do modelo iria aumentar a medida que novos regressores fossem adicionados ao modelo, chegando até um ponto onde a validação começaria a diminuir no lugar de aumentar, o que indicaria o momento de parar o algoritmo. Ao contrário do que se esperava, nem sempre uma diminuição da validação ao adicionar um regressor indica que é a hora de parar o algoritmo. Foi descoberto que nestes casos algumas vezes, se for permitido ao algoritmo adicionar mais um regressor, pode voltar a aumentar a validação, podendo inclusive melhorar o maior valor até então calculado. Essa característica pode indicar uma autocorrelação forte entre os regressores de entrada, se forem da mesma grandeza, ou uma correlação cruzada no caso de serem grandezas diferentes. Devido a isto o algoritmo foi ajustado para testar todas as possíveis combinações de regressores da matriz, para poder obter o modelo de maior validação.

A rotina desenvolvida no presente trabalho permite escolher a ordem dos regressores para formar a matriz. Se for escolhida ordem igual a 1, a matriz é automaticamente formada por regressores lineares de entrada e saída com atraso de até 3 amostras. No caso de escolher ordem 2, a matriz adicionará os regressores quadráticos de entrada, e assim por diante, aumentando o tamanho da matriz dependendo da ordem escolhida. Foi interessante reparar que, dependendo da escolha inicial, nem sempre é vantajoso escolher uma matriz com regressores não lineares. Foi verificado que isto pode levar a modelos não lineares de menor validação de modelos lineares obtidos partindo de uma matriz de ordem 1. Essa característica pode aumentar significativamente o tempo de processamento de dados, onde para cada bloco do modelo pode ser necessário testar inicialmente com uma matriz de regressores lineares, depois com uma matriz de regressores quadráticos e assim por diante. A característica estática se apresentou como uma ferramenta importante para reduzir o espaço de procura do algoritmo utilizado, evitando testar regressores de ordem maior de forma desnecessária.

Sobre as dificuldades de obter modelos para turbinas a gás:

É conhecido que a turbina a gás é um sistema significativamente não linear, pois as variáveis mecânicas e elétricas interagem de forma diferente dependendo do ponto de operação. Além disso, a não linearidade é crítica no bloco do controlador, onde existe mais de uma variável controlada, as quais agem de formas e em instantes diferentes. De fato, o controle muda de uma lógica para outra dependendo da condição de operação, o que faz da modelagem um verdadeiro desafio.

Outra fonte importante de não linearidade da turbina a gás é a influência das condições ambientes de operação, tais como pressão, temperatura, umidade, etc. As condições de operação influenciam na dinâmica da turbina, fazendo dela um sistema não estacionário (*Apêndice C*). A utilização de parâmetros de correção quase-dimensional (Walsh, 2004), como foi explicado no

Capítulo 5, foi uma tentativa de diminuir a influência desses fatores no desenvolvimento do presente trabalho.

Medir as temperaturas e pressões em pontos interiores da micro-turbina foi um desafio, pois a alta velocidade do fluido dentro da máquina torna difícil obter valores de estagnação, que são necessários nos cálculos. Recorrer à teoria de temperatura e pressão em fluidos de alta velocidade foi uma forma de tentar corrigir essas medições.

As técnicas empregadas para diminuir a influência das condições ambientes de operação, assim como para corrigir as medições de pressão e temperatura em pontos interiores da micro-turbina, são uma forma de tentar diminuir o erro nos cálculos, mas não deixam de ser aproximações da dinâmica real das grandezas medidas. O certo é definir dispositivos de medição para estagnar o fluido medido (sondas de estagnação para pressão e temperatura, Benedict, 1969; Dimmock, 1961), e executar os ensaios em um laboratório localizado no nível do mar e com temperatura e umidade controladas (condições padrão *ISO*).

Devido a isto, para obter modelos válidos de turbinas a gás são precisos laboratórios de testes, medição e aquisição de dados bem projetados, assim como procedimentos bem definidos de testes em malha aberta e malha fechada. Esse tipo de instalações pode representar altos custos de investimento e manutenção.

Para obter o modelo da micro-turbina foi aproveitado o Laboratório de Turbinas a Gás da *UNIFEI* e uma micro-turbina Capstone de 30 kW, projetada para operar com combustível gasoso. Foram especificados e montados alguns sensores na micro-turbina para medir variáveis relacionadas com o modelo, mas em alguns casos não foi possível fisicamente colocar tais sensores. Nestes casos foi necessário utilizar fórmulas de balanço térmico e de massas da turbina a gás para obter essas medições de forma indireta. Porém, os sensores utilizados no banco de testes possuem uma dinâmica diferente entre eles, o qual contribuiu para a menor qualidade dos dados calculados, influenciando no modelo. É o caso do torque mecânico, que é calculado a partir de medições de pressão, temperatura, vazão, rotação, etc., cujos sensores possuem princípios de medição com dinâmicas diferentes. Como tem-se que a constante de tempo do termopar é maior do que a do sensor de pressão ou vazão. Essa dinâmica diferente interferiu nos dados calculados de forma mais significativa quando se trabalhou nos testes dinâmicos com sinal *PRBS*. Isto prejudicou a qualidade do modelo gerado, pois foi difícil definir a linearidade de alguns dos blocos, e garantir um razoável valor de validação.

Para poder obter um modelo válido evidenciou-se a necessidade de executar os testes sob as mesmas condições de operação, na medida em que foi possível. Quanto maior é a semelhança nas condições dos testes, maior a exatidão do modelo. Isto não foi tarefa fácil, pois se por um lado a pressão atmosférica permanece quase constante, a variação na temperatura ambiente no local de ensaios teve variações de até 15 °C ao longo do dia.

Outro cuidado que se teve foi deixar operando a micro-turbina o tempo suficiente para ela atingir o regime permanente das variáveis internas. Através das medições foi identificada a dinâmica mais lenta na temperatura na chaminé, que demora mais de uma hora até chegar à condição de regime. Porém, uma vez processados os dados observou-se que em alguns casos teve-se esperar mais tempo antes de começar a colher os dados, pois ainda não tinha chegado à condição de regime.

Alguns sinais medidos apresentaram uma quantidade considerável de ruído. Para tentar diminuir o conteúdo de ruído branco nas medições, e assumindo ergodicidade (*Apêndice C*) do

modelo nas condições de regime, foram executados vários testes excitando a micro-turbina com o mesmo sinal (*PRBS*). Posteriormente foi feita a média dos dados colhidos.

A micro-turbina empregada no presente estudo é projetada para operar com gás natural. Devido à pouca disponibilidade desse recurso, foi utilizado *GLP*, cuja densidade e poder calorífico são diferentes do gás natural. Portanto, o medidor de vazão que foi projetado para medir gás natural na faixa de consumo da micro-turbina, gerou dados de vazão de *GLP* com ruído significativo, pois trabalhou numa faixa de vazão perto do seu limite inferior de medição.

Quando se deseja medir variáveis no sistema da micro-turbina existe uma grande dificuldade em colocar os dispositivos sensores. A máquina é construída de forma a dificultar enormemente a alocação de sensores. Em alguns casos é impossível fazer essa montagem, pois significa inutilizar a própria máquina. Para poder medir temperatura e pressão na saída do compressor foi aproveitada uma linha de purga que existe na micro-turbina, em cujo extremo está uma válvula solenóide. Esta linha foi projetada para operar em condições de parada de emergência, onde a micro-turbina perde a carga e o eixo tende a sobre-acelerar. Abrindo a válvula solenóide da linha de purga, o sistema libera a pressão na saída do compressor levando o eixo a frear. Os sensores de pressão e temperatura montados neste ponto geraram dados incorretos, pois a linha de purga nasce na saída do impelidor do compressor, mas antes do difusor. Por isto, os valores medidos são de pressão e temperatura inferiores ao da real capacidade do compressor.

8.2 Contribuições

Sobre a metodologia desenvolvida:

A metodologia proposta é clara, objetiva, e utiliza ferramentas de identificação de sistemas para diminuir o esforço matemático e numérico na modelagem e validação, e para garantir um modelo eficiente. Oferece uma ferramenta útil para obter modelos de micro-turbinas da mesma potência ou de potências maiores, e funcionando com outros combustíveis. No último caso é possível utilizar os modelos para comparar parâmetros de desempenho.

Os modelos obtidos permitem visualizar melhor a dinâmica do sistema, e perceber a forma como interagem as suas variáveis internas. Isto pode ajudar a avaliar o impacto da potência gerada no comportamento da rede de potência. Também é possível utilizar a metodologia proposta, assistida por um laboratório adequado, para obter modelos que sirvam para alimentar conhecimento teórico sobre micro-turbinas a gás, podendo ser empregados para projeto e desenvolvimento deste e de outros tipos de turbomáquinas. É importante salientar que para poder utilizar o modelo é necessário primeiro corrigir os valores medidos de acordo com o que foi relatado no Capítulo 5.

O trabalho proposto demonstra a utilidade de ferramentas de identificação de sistemas para obter modelos de micro-turbinas, possíveis de serem aplicados a estudos de sistemas de potência. Também foi evidente o valor de técnicas de correção de medidas para lidar com as limitações do laboratório de ensaios.

Devido à multiplicidade de áreas de conhecimento relacionadas com o presente trabalho foi preciso muito esforço em estudo e análise, especialmente da teoria de turbinas a gás, dinâmica de variáveis mecânicas e princípios de medição. Além disso, foi preciso especificar, montar, testar e configurar sensores e sistemas de aquisição de dados apropriados, e conhecer profundamente a máquina a ser modelada. Tudo isto para poder executar uma operação adequada e brindar um

mínimo de manutenção à máquina e ao laboratório, e desta forma tentar conseguir ensaios e medidas de qualidade. Porém, após todo esse esforço, a metodologia entregue consegue sintetizar os principais aspectos que precisam ser gerenciados para obter modelos válidos de micro-turbinas a gás, baseado em teoria existente de identificação de sistemas, turbinas a gás, e técnicas de medição. Neste trabalho também foram desenvolvidas rotinas de programação com grande aplicação em modelagem de sistemas. Seguindo com rigor os passos propostos na metodologia, o tempo para obter o modelo de uma máquina vai ser relativamente curto, assim como o tempo de processamento de dados, e a qualidade do modelo vai ser alta.

As rotinas desenvolvidas para processar os dados e gerar os modelos foram criadas para ter uma ampla flexibilidade, deixando ao usuário a opção de escolher se elimina a média dos dados, a filtragem de dados, e a ordem dos regressores que formam a matriz. Assim é possível primeiro explorar modelos com regressores lineares, e depois com regressores não lineares para definir a característica do modelo. Isto é conveniente, pois o tempo de processamento pode ser muito grande quando se utilizam matrizes com regressores não lineares. Testando primeiro com regressores lineares e depois incluindo regressores não lineares facilita a comparação do desempenho dos modelos, onde às vezes aumentar a ordem do modelo não se justifica em função do pouco incremento no valor de validação.

Em um primeiro trabalho (Rendón, 2005) foi calculado um modelo linear simplificado da micro-turbina quando operando alimentada com gás natural e em paralelo com a rede. Este modelo foi desenvolvido partindo de testes tipo de grau na carga, entre 9 kW e carga máxima, colhendo os dados com uma taxa de amostragem de 1 s. Para gerar os modelos foi empregada o toolbox de identificação de sistemas do MatLab, que testou três diferentes modelos lineares: *ARX*, *ARMAX* e *Box-Jenkins*. Essa primeira proposta serviu para demonstrar que é possível gerar modelos simplificados deste tipo de máquina partindo de testes reais efetuados em laboratório. A contribuição do presente trabalho incorpora métodos mais rigorosos para o tipo de testes a serem efetuados na máquina e o tratamento prévio dos dados. Utiliza ferramentas matemáticas para gerar modelos lineares ou não, segundo a dinâmica de cada bloco do modelo, elevando significativamente a qualidade dos modelos gerados. O tempo de varredura utilizado neste trabalho foi de 50 μ s para os sinais elétricos na saída do gerador e do inversor, e de 0,1 s para o restante dos sinais. Isto ajudou a identificar dinâmicas de frequências maiores, especialmente nas variáveis elétricas.

8.3 Linhas para Desenvolvimentos Futuros

Com base no trabalho realizado, são sugeridos alguns pontos importantes para pesquisas e desenvolvimentos.

Estudos voltados a Engenharia Eletrônica e de Controle

- Modificar a topologia utilizada no presente trabalho, revisando as malhas de controle da demanda de combustível pela rotação e pela potência. Os resultados indicaram uma baixa correlação entre as variáveis utilizadas no presente trabalho, o que pode indicar uma escolha errada nas variáveis controladas.
- Definir a instrumentação necessária para medir as tensões e correntes do sistema eletrônico retificador-inversor. Executar testes apropriados e obter dados destas variáveis. Utilizar a metodologia proposta para modelar com mais precisão o gerador elétrico e o sistema eletrônico de potência, e estudar o conteúdo de harmônicos no sinal

gerado. No presente trabalho a modelagem do gerador e sistema eletrônico foi simplificada e pode ser melhorada.

- Submeter o sistema a distúrbios mais severos, tais como perda de carga, perda da linha, ou perda da micro-turbina, e monitorar as variáveis do sistema mecânico e eletrônico de potência para identificar o comportamento diante destes distúrbios.
- Aplicar o modelo obtido no presente trabalho em estudos de dinâmica de redes de potência. Efetuar simulações com usinas formadas por várias micro-turbinas operando em paralelo.
- Utilizando blocos da Toolbox SimPowerSystems do MatLab modelar o gerador elétrico, o sistema eletrônico de potência, e a carga. Fazer uma comparação do desempenho deste modelo com o modelo criado utilizando a metodologia da presente tese.
- Utilizar a rotina apresentada na presente tese e modificá-la para utilizar regressores polinomiais de ordem maior, regressores exponenciais e logarítmicos. Estudar o desempenho dos modelos adicionando maiores atrasos nos regressores. No presente trabalho foram utilizados regressores polinomiais de até terceira ordem, e com atraso de até 3 amostras.
- Modificar a rotina para utilizar outras técnicas de modelagem matemática, tais como agrupamento de termos, mínimos quadrados estendidos, estimador generalizado de mínimos quadrados e os métodos clássico e modificado de Gram-Schmidt.
- Definir melhores dispositivos de medição na micro-turbina para melhorar a validação do modelo. Seria interessante colocar um medidor de torque no eixo da micro-turbina para poder melhorar a validação dos blocos torque mecânico e rotação que foram os de menor validação no presente trabalho. Uma opção poderia ser colocar extensômetros no eixo e um sistema de telemetria para transmitir os dados.

Estudos relacionados com o desempenho de Turbinas a Gás

- Executar ensaios da micro-turbina alimentada com gás natural e colher dados. Obter o modelo utilizando a metodologia proposta, e comparar os resultados com os do presente trabalho onde foi empregado *GLP*. Fazer o mesmo utilizando uma micro-turbina de combustível líquido, alimentada com diesel, querosene, biodiesel e álcool.
- Estudar como pode ser utilizado o modelo proposto para identificar dinâmicas conhecidas do sistema da Micro-Turbina a Gás, comparando variáveis mecânicas como rotação, inércia, potência mecânica, balanço de massas e balanço energético.

Bibliografia

- Aguirre, L.A. "Introdução à Identificação de Sistemas", Editora UFMG, 2004.
- Akaike, H. "Information theory as an extension of the maximum likelihood principle", Petrov and F. Csaki, editors. Second International Symposium on Information Theory. Akademiai Kiado, 1973, Budapest, Hungary.
- Al-Hinai, Amer; Feliachi, Ali. "DYNAMIC MODEL OF A MICROTURBINE USED AS A DISTRIBUTED GENERATOR", IEEE, Proceedings of the Thirty-Fourth Southeastern Symposium on System Theory, 209-213, 2002.
- ASME Standards, "ASME PTC 22 - Performance Test Code on Gas Turbines, 1997.
- Banetta, S.; Ippolito, M.; Poli, D.; Possenti, A. "A MODEL OF COGENERATION PLANTS BASED ON SMALL-SIZE GAS TURBINES", IEE, CIRED, Conference Publication No. 482, June, 2001.
- Benedict, Robert P. "FUNDAMENTALS OF TEMPERATURE, PRESSURE, AND FLOW MEASUREMENTS", John Wiley & Sons Inc., 1969, USA.
- Bertani, A.; Bossi, C.; Fornari, F. "A MICROTURBINE GENERATION SYSTEM FOR GRID CONNECTED AND ISLANDING OPERATION", IEEE, Power Systems Conference and Exposition, 2004.
- Bonzani, F.; Pollarolo, G. "Ansaldo Energia Gas Turbine Operation Experience with Low BTU Fuels", Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Viena, Austria, June 14-17, 2004.
- Cano, Antonio; Jurado, Francisco. "MODELING MICRO-TURBINES ON THE DISTRIBUTION SYSTEM USING IDENTIFICATION ALGORITHMS", IEEE, Proceedings of ETFA 2003.
- Capstone Turbine Corporation; "CAPSTONE MICRO-TURBINE MODEL 330 SYSTEM MANUAL", 2000.
- Chiras, N.; Evans, C.; and Rees, D. "NONLINEAR GAS TURBINE COMPUTER MODELLING USING NARMAX STRUCTURES", IEEE, Proceedings of Instrumentation and Measurement Technology Conference IMTC, Vol. 3, 1278-1284, 2000, Baltimore, USA.

- Chiras (1), N.; Evans, C.; Rees, D. "NONLINEAR MODELLING AND VALIDATION OF AN AIRCRAFT GAS TURBINE ENGINE", 5th IFAC Symposium Nonlinear Control Systems, 2001, St. Petersburg, Russia.
- Chiras (2), N.; Evans, C.; Rees, D. "GLOBAL NONLINEAR MODELLING OF GAS TURBINE DYNAMICS USING NARMAX STRUCTURES", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, 817-826, October, 2001.
- Chiras (3), N.; Evans, C.; Rees, D. "NONLINEAR GAS TURBINE MODELING USING NARMAX STRUCTURES", IEEE, Transactions on Instrumentation and Measurement, Vol. 50, No. 4, August, 2001.
- CIGRE. "Modeling of Gas Turbines and Steam Turbines in Combined-Cycle Power Plants", Final Report, International Conference on Large High Voltage Electric Systems, April, 2003.
- Daley, S. and Wang, H. "ADAPTIVE GAS TURBINE CONTROL USING A SINGULAR SYSTEM APPROACH", IET, International Conference on Control, Vol. 1, March, 1994.
- Dimmock, N. A. "A COMPRESSOR ROUTINE TEST CODE", Ministry of Aviation, Aeronautical Research Council, Reports and Memoranda no. 3337, January, 1961.
- Dodd, Nigel; Martin, John. "USING NEURAL NETWORKS TO OPTIMIZE GAS TURBINE AERO ENGINES", Computing & Control Engineering Journal, 129-135, June, 1997.
- Evans, C.; Rees, C.; Hill, D. "FREQUENCY-DOMAIN IDENTIFICATION OF GAS TURBINE DYNAMICS", IEEE, Transactions on Control Systems Technology, Vol. 6, No. 5, September, 1998.
- Evans, C.; Fleming, P. J.; Hill, D. C. "APPLICATION OF SYSTEM IDENTIFICATION TECHNIQUES TO AIRCRAFT GAS TURBINE ENGINES", Elsevier, Control Engineering Practice 9, 135-148, 2001.
- Fethi, O.; Dessaint, L.-A.; Al-Haddad, K. "MODELING AND SIMULATION OF THE ELECTRIC PART OF A GRID CONNECTED MICROTURBINE", IEEE, Power Engineering Society General Meeting, 2004.
- Gaonkar, D. N.; Patel, R. N. "MODELING AND SIMULATION OF MICROTURBINE BASED DISTRIBUTED GENERATION SYSTEM", IEEE, Power India Conference, 2006.
- Gökalp, I.; Lebas, E. "Alternative Fuels for Industrial Gas Turbines (AFTUR)", Elsevier Applied Thermal Engineering, 24, 2004.
- Gomatam, Phanikrishna; Jewell, Ward. "FUEL PARAMETER AND QUALITY CONSTRAINTS FOR MICROTURBINE DISTRIBUTED GENERATORS", Proceedings of Power Systems 03: Distributed Generation and Advanced Metering, 2003.
- Gomes (1), Eli B.; Rosa, Marco Antonio; Silva, Electro. "CASE STUDIES OF DISTRIBUTED GENERATION PROJECTS WITH MICROTURBINES IN BRAZIL", ASME, Proceedings of International Joint Power Generation Conference, June, 2003, Atlanta, GA, USA.
- Gomes (2), Leonardo V.; Mendes, P. Paulo; Ferreira, Claudio. "MODELAGEM MATEMÁTICA DE CENTRAIS TÉRMICAS EM CICLO COMBINADO PARA APLICAÇÃO NO ESTUDO DE ESTABILIDADE ELETROMECAÂNICA DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE POTÊNCIA", Dissertação de Mestrado, UNIFEI, Itajubá, MG, 2003.

- Guan, Yan-Shen; Warng, Juhung-Sheng e Lee, Tzu-Cheng. "A NEW METHOD OF DIGITAL SIMULATION FOR AN AIRCRAFT GAS TURBINE ENGINE CONTROL SYSTEM", *App. Math. Modeling*, Vol. 11, 458-464, December, 1987.
- Hannett, Louis N.; Jee, George; Fardanesh, B. "A GOVERNOR/TURBINE MODEL FOR A TWIN-SHAFT COMBUSTION TURBINE", *IEEE, Transactions on Power Systems*, Vol. 10, No. 1, 133-140, February 1995.
- Hung, W. W. "DYNAMIC SIMULATION OF GAS TURBINE GENERATING UNIT", *IEE, Proceedings Generation, Transmission and Distribution*, Vol. 138, No. 4, 342-350, July, 1991.
- ISO International Organization for Standardization. "Standard Atmosphere, ISO 2533", Geneva, 1975.
- ISO, Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, first edition, 1993.
- Johnson, D.; Miller, R. W.; Ashley, T. "SPEEDTRONIC MARK V GAS TURBINE CONTROL SYSTEM", GE Reference Document, www.gepower.com, 1996.
- Jurado, Francisco; Ogayar, Blas; Castro, Manuel and Carpio, José. "NEURAL NETWORKS AND FUZZY LOGIC IN ELECTRICAL ENGINEERING", *IEEE, Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering*, Vol. 2, 975-980, May, 2001.
- Kulikov, Gennady G.; Thompson, Haydn A. "Dynamic Modelling of Gas Turbines", Editora Springer-Verlag, Ondres, 2005.
- Kundur, Prabha; Paserb, John. "DEFINITION AND CLASSIFICATION OF POWER SYSTEM STABILITY", *IEEE Transactions on Power Systems*, Vol. 19, No. 2, May, 2004.
- Lown, M.; Swindenbank, E.; Hogg, B. W. "ADAPTIVE FUZZY LOGIC CONTROL OF A TURBINE GENERATOR SYSTEM", *IEEE, Transactions on Energy Conversion*, Vol. 12, No. 4, 394-399, December 1997.
- Mc Morran, S. M. "DESIGN OF GAS-TURBINE CONTROLLER USING INVERSE NYQUIST METHOD", *Proceedings of IEE*, Vol. 117, No. 10, pp. 2050-2056, October 1970.
- Mendes, Pedro P. C.; Ferreira, Claudio; Silva, Juliana R. P. "SIMULAÇÕES E ANÁLISE DA ESTABILIDADE TRANSITÓRIA EM TURBINAS A GÁS AERODERIVATIVAS OPERANDO EM CICLO COMBINADO", *SNPTEE*, 2006, Curitiba, PR, Brasil.
- Molière, M.; Pommel, F. "Alternative Fuels in Gas Turbine Applications: A Simple Method for Assessing th Influence of Fuel on Performances", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2000*, Munich, Germany, May 8-11, 2000.
- Mu, Junxiu; Evans, C.; Rees, D.; Chiras, N. "DESIGN OF OPTIMUM CONTROLLERS FOR GAS TURBINE ENGINES", 4th ASCC, Setembro, 2002, Singapura.
- Nascimento (1), M. A. R.; Silva L., Electo; Venturini, Osvaldo J. "UTILIZAÇÃO DO BIODIESEL DE MAMONA EM MICRO-TURBINAS A GÁS O TESTES DE DESEMPENHO TÉRMICO E EMISSÕES", *AGRENER*, 2006, Campinas, SP, Brasil.
- Nascimento (2), M. A. R.; Silva L. Electo; Corrêa, Paulo S. P. "BIODIESEL FUEL IN DIESEL MICRO-TURBINE ENGINES: MODELING AND EXPERIMENTAL EVALUATION", *Proceedings of ECOS*, 2006, Aghia Pelagia, Crete, Greece.

- Nascimento, M. A. R.; Lora, Electo S.; Sierra R., Guido A.; Rendón, Manuel A. "EXPERIMENTAL EVALUATION AND COMPARISON OF THE PERFORMANCE AND EMISSIONS OF A REGENERATIVE GAS MICROTURBINE USING BIODIESEL FROM VARIOUS SOURCES AS FUEL", ASME Power 2007, San Antonio, TX, USA.
- Nelles, O. "Nonlinear System Identification: From Classical Approaches to Neural Networks and Fuzzy Models", Springer, Alemanha, 2001.
- Passaro, Mauricio Campos. "MODELAGEM DE TURBINAS A GÁS E SUA APLICAÇÃO EM PROGRAMAS DE TRANSITÓRIOS ELETROMECCÂNICOS", Dissertação de Mestrado, UNIFEI, Itajubá, MG, 2001.
- Passaro, Mauricio Campos; Ferreira, Cláudio; De C. Mendes, Pedro, Paulo; Nascimento, Marco A. R. "MODELOS DE TURBINAS A GÁS PARA APLICAÇÃO EM PROGRAMAS DE TRANSITÓRIOS ELECTROMECCÂNICOS", IV Congresso Latino Americano, Generación y Transporte de Energia Eléctrica, CLAGTEE, Valparaíso, Chile, 2002.
- Rendón, Manuel A.; Do Nascimento, Marco A.; Edival De Souza, Luiz. "MODELING, SIMULATION AND VALIDATION OF GAS MICRO-TURBINE CONTROL SYSTEMS IN BRAZIL", Proceedings of CCCT, Control Systems Technologies and Applications, 2004, Austin, TX, USA.
- Rendón, Manuel A. "MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLE DE UMA MICRO-TURBINA A GÁS", Dissertação de Mestrado, UNIFEI, 2005.
- Rendón (1), Manuel A.; Nascimento, Marco A.; Mendes, Pedro P. C. "ANALYZING THE IMPACT OF USING BIODIESEL IN THE PARAMETERS OF A 30 KW MICRO-TURBINE CONTROL MODE", ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Espanha.
- Rendón (2), Manuel A.; Nascimento, Marco A.; Mendes, Pedro P. C. "LOAD CURRENT CONTROL MODEL FOR A GAS MICRO-TURBINE IN ISOLATED OPERATION", IEEE, Proceeding of PSCE 2006, Atlanta, GA, USA.
- Rendón, Manuel A., Goes, Luiz C., Médici, Mairum. "MODELAGEM DINÂMICA NÃO LINEAR DE UMA MICRO-TURBINA A GÁS UTILIZANDO O ALGORITMO DE GOLUB-HOUSEHOLDER", V CONEM, 2008, Salvador, BA.
- Rolls-Royce, "The Jet Engine", 5ta Edição, Technical Publications Department, 1986, England.
- Rowen, W. I. "SIMPLIFIED MATHEMATICAL REPRESENTATIONS OF HEAVY-DUTY GAS TURBINES", ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 105, 865-869, October, 1983.
- Rowen, William I. "OPERATING CHARACTERISTICS OF HEAVY-DUTY GAS TURBINES IN UTILITY SERVICE", ASME, Gas Turbine and Aero-engine Congress, June, 1988, Amsterdam, The Netherlands.
- Rowen, William I. "SIMPLIFIED MATHEMATICAL REPRESENTATIONS OF SINGLE SHAFT GAS TURBINES IN MECHANICAL DRIVE SERVICE", Turbo-machinery International, 26-32, July/August, 1992.
- Saravanamuttoo, Herb; Cohen, Henry; Rogers, Gordon. "GAS TURBINE THEORY", 5ta edição, Prentice Hall, Junho, 2001.

- Schmitz, W.; Hein, D. "Concepts for the Production of Biomass Derived Fuel Gases for Gas Turbine Applications", Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, Munich, Germany, May 8-11, 2000.
- Schobeiri, T. "DIGITAL COMPUTER SIMULATION OF THE DYNAMIC OPERATING BEHAVIOUR OF GAS TURBINES", Brown Boveri Review 3-87, 161-172, 1985.
- Scott, Walter G. "MICRO-TURBINE GENERATORS FOR DISTRIBUTION SYSTEMS", IEEE, Industry Applications Magazine, 58-62, May/June, 1998.
- Silva, Lora Electo; Rosa, do Nascimento Marco A. "GERAÇÃO TERMELETRICA", Editora Interciência, RJ, 2004.
- Silva, Valceres V. R.; Khatib, Wacl; Fleming, Peter J. "VARIABLE COMPLEXITY MODELLING FOR EVOLUTIONARY GAS TURBINE CONTROL DESIGN", IEE, UKACC International Conference on CONTROL, 1283-1288, September, 1998.
- Soares, Claire. "Microturbines - Applications for Distributed Energy Systems", Editora Butterworth-Heinemann, 1a. Edição, 2007, USA.
- Volponi, A. J. "GAS TURBINE PARAMETER CORRECTIONS", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 121, 613-621, October, 1999.
- Walsh, P. P.; Fletcher, P. "GAS TURBINE PERFORMANCE," *Blackwell Publishing*, 2nd Edition, UK, 2004.
- Yee, Soon Kiat; Mlanović, Jovica V.; Hughes, F. Michael. "OVERVIEW AND COMPARATIVE ANALYSIS OF GAS TURBINE MODELS FOR SYSTEM STABILITY STUDIES", IEEE, Transactions on Power Systems, Vol. 23, No. 1, February, 2008.

Apêndices

Aluno: Manuel Arturo Rendón Maldonado

Orientador: Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Co-orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Julho/2010

Apêndice A: Ferramentas para Identificação de Sistemas

A.1 Introdução

Este apêndice apresenta algumas ferramentas para identificação de sistemas que foram utilizadas nesta Tese.

A.2 Funções de Correlação

A diferença entre a saída medida y e a saída dos valores estimados \hat{y} é chamada de resíduo. No caso ideal (estrutura perfeita do modelo, parâmetros ótimos e ausência de ruído) os resíduos deveriam ser zero. Na prática, ao examinar os resíduos podem ser revelados muitos detalhes acerca da qualidade da estimativa. Resíduos próximos ao ruído branco indicam um modelo aceitável, pois isto implica que toda a informação é explorada, e o modelo replica completamente a saída.

A *função de correlação* é definida para duas variáveis randômicas ou processos estocásticos $x(k)$ e $y(k)$, e mede a similaridade entre elas. A correlação está expressa por:

$$\text{corr}\{x, y\} = \text{corr}_{xy} = E\{x \cdot y\} \quad (\text{A.1})$$

Onde $E\{x\}$ é o operador do valor esperado da variável randômica $x(k)$ com probabilidade $p(x, k)$.

$$E\{x\} = \int_{-\infty}^{\infty} x(k) \cdot p(x, k) \cdot dx \quad (\text{A.2})$$

Um valor grande de correlação significa que as duas variáveis estão muito relacionadas, e um valor pequeno implica que têm pouco em comum. Quando $x = y$ a função é chamada de *auto-correlação* (FAC), e quando $x \neq y$ é chamada de *correlação cruzada* (FCC).

Para processos estocásticos a correlação é expressa por:

$$\text{corr}\{x, y, k_1, k_2\} = \text{corr}_{xy}(k_1, k_2) = E\{x(k_1) \cdot y(k_2)\} \quad (\text{A.3})$$

Portanto, a correlação para processos estocásticos depende dos tempos k_1 e k_2 . Se o processo é estacionário (*Apêndice C*) (a média das variáveis não muda no tempo), as propriedades estatísticas não dependem do tempo, e conseqüentemente só o retardo no tempo entre as duas variáveis ($\kappa = k_2 - k_1$) é de importância.

$$\text{corr}\{x, y, \kappa\} = \text{corr}_{xy}(\kappa) = E\{x(k) \cdot y(k + \kappa)\} \quad (\text{A.4})$$

Na prática, a função de densidade probabilística (*pdf*) para cálculo dos valores esperados E é usualmente desconhecida. Portanto, ergodicidade é assumida e a correlação é obtida como a média no tempo de um grupo de valores calculados. Se $x(k)$ e $y(k)$ indicam as medições de um processo estocástico para instantes no tempo $k = 1, \dots, N$, a correlação pode ser estimada por:

$$\text{corr}_{xy}(\kappa) \approx \frac{1}{N - |\kappa|} \sum_{k=1}^{N-|\kappa|} x(k) \cdot y(k + \kappa) \quad (\text{A.5})$$

Para um pequeno deslocamento no tempo κ , a seguinte estimativa é muito mais comum:

$$\text{corr}_{xy}(\kappa) \approx \frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N-|\kappa|} x(k) \cdot y(k + \kappa) \quad (\text{A.6})$$

Fazendo $x = y$ obtém-se a expressão para calcular a auto-correlação. A correlação para deslocamento zero ($\text{corr}_{xx}(0)$) terá o maior valor. Tipicamente, quanto mais o sinal é deslocado (maior o valor de κ), menor será o valor da correlação. A auto-correlação é sempre simétrica.

O chamado *ruído branco* é um processo estocástico com correlação zero para todo $\kappa \neq 0$ e $\text{corr}_{xx}(0)=1$. Portanto, a medição em um instante de tempo não se correlaciona com a medição em qualquer outro instante. Isto implica que a medição de uma fonte de ruído branco em um instante de tempo não revela informação nenhuma acerca do próximo. Assim, o erro entre o processo e o modelo deve estar tão próximo ao ruído branco quanto é possível, pois isto garante que toda a informação é incorporada no modelo, restando só "aleatoriedade pura".

A função de correlação tem uma grande utilidade para avaliar se o modelo é apropriado, testando se ele captura toda a informação contida nos dados. O modelo ótimo extrai todas as relações intrínsecas nos dados. Conseqüentemente, o erro do modelo e não deve ser correlacionado com a entrada do modelo u .

$$\text{corr}\{u, e\} = 0 \quad (\text{A.7})$$

Na prática a correlação não é exatamente zero, e um teste estatístico pode revelar se o modelo atende um valor de probabilidade pré-definido pelo usuário (intervalo de confiança). Se o modelo é estático linear isto é suficiente. Porém, modelos estáticos não lineares, dinâmicos lineares ou ainda dinâmicos não lineares requerem testes de correlação adicionais (Nelles, 2001).

A.2.1 Intervalos de Confiança

Seja uma variável aleatória x cuja distribuição é gaussiana com média \bar{x} e desvio padrão σ_x . Seja, ainda, uma determinada realização x_i de x , então a probabilidade de x_i estar compreendida nas faixas

$$\begin{aligned}\bar{x} - \sigma_x &< x_i < \bar{x} + \sigma_x \\ \bar{x} - 2\sigma_x &< x_i < \bar{x} + 2\sigma_x \\ \bar{x} - 3\sigma_x &< x_i < \bar{x} + 3\sigma_x\end{aligned}\tag{A.8}$$

é de 68%, 95% e 99% respectivamente.

Seja $\hat{r}_{xx}(k)$ a FAC de x estimada a partir de uma amostra de tamanho N . O desvio padrão de $\hat{r}_{xx}(k)$ é dado por $\sigma_{\hat{r}} = \sigma_x / \sqrt{N}$. Logo, assumindo-se que a distribuição de $\hat{r}_{xx}(k)$ é gaussiana pode-se concluir que se a FAC de um sinal $u(k)$ com média zero satisfaz a relação

$$-\frac{2\sigma_u}{\sqrt{N}} < \hat{r}_{uu}(k) < +\frac{2\sigma_u}{\sqrt{N}} \quad \forall k \neq 0\tag{A.9}$$

tal sinal pode ser considerado aleatório com uma confiança de 95%. No caso de lidar com funções normalizadas, os limites de confiança são (Aguirre, 2004)

$$-\frac{1,96}{\sqrt{N}} < \hat{r}_{uu}(k) < +\frac{1,96}{\sqrt{N}} \quad \forall k \neq 0\tag{A.10}$$

A.3 Estimador de Mínimos Quadrados

O método de mínimos quadrados é um dos mais conhecidos e mais utilizados nas mais diversas áreas de ciência e tecnologia. Alguns aspectos básicos concernentes à aplicação do método são:

- O número mínimo de observações estritamente necessário à determinação das grandezas desconhecidas é igual ao número de parâmetros a determinar.
- Por causa dos erros de medição mais observações do que o número mínimo são necessárias. O uso dessas observações “redundantes” resultará na redução no efeito do erro;
- O problema da modelagem está implícito na suposição de que o comportamento observado satisfaz um determinado conhecimento prévio.
- Os parâmetros estimados devem satisfazer as observações da forma mais exata possível. A diferença entre observação e cálculo dever ser mínima.

Considere-se um conjunto de equações lineares da mesma função escalar $y = f(x)$, para vários regressores x_1, \dots, x_n ; com o vetor $\underline{\theta}$ de n parâmetros, representados na forma vetorial:

$$\underline{y} = \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & \dots & x_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_n \end{bmatrix} = \underline{X} \underline{\theta}\tag{A.11}$$

sendo que \underline{x}_i é a i -ésima coluna de \underline{X} ($\underline{x}_i \in \mathbb{R}^n$ e $\underline{X} \in \mathbb{R}^{n \times n}$). \underline{y} é o vetor da variável dependente, e $\underline{\theta}$ é o vetor de parâmetros a determinar. Sempre que \underline{X} for não singular, é possível determinar o vetor de parâmetros invertendo aquela matriz, ou seja:

$$\underline{\theta} = \underline{X}^{-1} \underline{y} \quad (\text{A.12})$$

Se o número de regressores for maior que o número de parâmetros ($N > n$), tem-se um sistema de equações sobre-determinado, ou seja, tem-se $\underline{X} \in \mathbb{R}^{N \times n}$, $\underline{y} \in \mathbb{R}^{N \times 1}$ e, como anteriormente, $\underline{\theta} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$. Como a matriz \underline{X} não é quadrada, ela não pode ser invertida. Multiplicando a equação por \underline{X}^T tem-se:

$$\underline{X}^T \underline{y} = \underline{X}^T \underline{X} \underline{\theta} \quad (\text{A.13})$$

Já que o produto de uma matriz pela sua transposta é uma matriz quadrada e, portanto, inversível, tem-se:

$$\underline{\theta} = (\underline{X}^T \underline{X})^{-1} \underline{X}^T \underline{y} \quad (\text{A.14})$$

A matriz $(\underline{X}^T \underline{X})^{-1} \underline{X}^T$ é chamada de *matriz pseudo-inversa*.

Existe outra forma de se calcular o vetor de parâmetros. No início será assumido que se conhece o valor estimado do vetor de parâmetros, $\hat{\underline{\theta}}$, e que é cometido um erro ξ ao se tentar explicar o valor observado \underline{y} a partir da matriz de regressores \underline{X} e de $\hat{\underline{\theta}}$. Tomando $N > n$ e representando em forma matricial, tem-se:

$$\underline{y} = \underline{X} \hat{\underline{\theta}} + \underline{\xi} \quad (\text{A.15})$$

sendo que $\underline{\xi} \in \mathbb{R}^n$ é o vetor dos erros cometidos ao tentar reproduzir \underline{y} como $\underline{X} \hat{\underline{\theta}}$.

Seria interessante que $\hat{\underline{\theta}}$ fosse tal que reduzisse $\underline{\xi}$. Para isto, é útil definir como função de custo o somatório do quadrado dos erros J_{MQ} :

$$J_{MQ} = \sum_{i=1}^N \xi(i)^2 = \underline{\xi}^T \underline{\xi} \quad (\text{A.16})$$

que é o índice que quantifica a qualidade de ajuste de $\underline{X} \hat{\underline{\theta}}$ no vetor de dados \underline{y} . Determinando-se ξ na equação e substituindo o resultado:

$$J_{MQ} = (\underline{y} - \underline{X} \hat{\underline{\theta}})^T (\underline{y} - \underline{X} \hat{\underline{\theta}}) = \underline{y}^T \underline{y} - \underline{y}^T \underline{X} \hat{\underline{\theta}} - \hat{\underline{\theta}}^T \underline{X}^T \underline{y} + \hat{\underline{\theta}}^T \underline{X}^T \underline{X} \hat{\underline{\theta}} \quad (\text{A.17})$$

Para minimizar J_{MQ} é necessário resolver $(\partial J_{MQ} / \partial \hat{\underline{\theta}} = 0)$. Fazendo-se isso, tem-se:

$$\frac{\partial J_{MQ}}{\partial \hat{\underline{\theta}}} = -(\underline{y}^T \underline{X})^T - \underline{X}^T \underline{y} + 2 \underline{X}^T \underline{X} \hat{\underline{\theta}} \quad (\text{A.18})$$

Igualando-se a equação a zero obtém-se:

$$\underline{\theta} = [\underline{X}^T \underline{X}]^{-1} \underline{X}^T \underline{y} \quad (\text{A.19})$$

que é precisamente igual à equação. Portanto, a equação é o estimador que fornece o valor de $\hat{\theta}$ que minimize o somatório do quadrado dos erros (Aguirre, 2005).

A.3.1 Função de Correlação de Mínimos Quadrados

O método função de correlação de mínimos quadrados calcula as funções de correlação antes de estimar os parâmetros via mínimos quadrados. O ponto inicial é a equação de diferenças linear:

$$y(k) = b_1 u(k-1) + \dots + b_m u(k-m) - a_1 y(k-1) - \dots - a_m y(k-m) \quad (\text{A.20})$$

Esta equação é multiplicada pelo termo $u(k-\kappa)$:

$$u(k-\kappa)y(k) = b_1 u(k-\kappa)u(k-1) + \dots + b_m u(k-\kappa)u(k-m) - a_1 u(k-\kappa)y(k-1) - \dots - a_m u(k-\kappa)y(k-m) \quad (\text{A.21})$$

A soma das $N-k$ amostras em $k = k+1, \dots, N$ pode ser obtida para gerar estimativas das funções de correlação:

$$\sum_{k=\kappa+1}^N u(k-\kappa)y(k) = b_1 \sum_{k=\kappa+1}^N u(k-\kappa)u(k-1) + \dots + b_m \sum_{k=\kappa+1}^N u(k-\kappa)u(k-m) - a_1 \sum_{k=\kappa+1}^N u(k-\kappa)y(k-1) - \dots - a_m \sum_{k=\kappa+1}^N u(k-\kappa)y(k-m) \quad (\text{A.22})$$

Assim, esta equação pode ser escrita como:

$$corr_{uy}(\kappa) = b_1 corr_{uu}(\kappa-1) + \dots + b_m corr_{uu}(\kappa-m) - a_1 corr_{uy}(\kappa-1) - \dots - a_m corr_{uy}(\kappa-m) \quad (\text{A.23})$$

A equação (A.23) possui a mesma forma de a equação (A.20) e só os sinais $u(k)$ e $y(k)$ são substituídos pelas funções de correlação $corr_{uu}(k)$ e $corr_{uy}(k)$. Assim, a estimação por mínimos quadrados pode ser aplicada no nível de funções de correlação, assim como mudar a matriz de regressão e o vetor de saída para:

$$\underline{X}_{corr} = \begin{bmatrix} corr_{uu}(0) & \dots & corr_{uu}(1-m) & -corr_{uy}(0) & \dots & -corr_{uy}(1-m) \\ corr_{uu}(1) & \dots & corr_{uu}(2-m) & -corr_{uy}(1) & \dots & -corr_{uy}(2-m) \\ \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots \\ corr_{uu}(l-1) & \dots & corr_{uu}(l-m) & -corr_{uy}(l-1) & \dots & -corr_{uy}(l-m) \end{bmatrix} \quad (\text{A.24})$$

$$\underline{y}_{corr} = \begin{bmatrix} corr_{uy}(1) \\ corr_{uy}(3) \\ \vdots \\ corr_{uy}(l) \end{bmatrix} \quad (\text{A.25})$$

Onde é assumido que as funções de correlação são utilizadas desde $k = 1-m$ até $k = l$.

A.3.2 Mínimos Quadrados com Restrições

É uma alternativa interessante em estimação de parâmetros quando existem restrições no sistema. Para um conjunto de n_r restrições que atuam sobre os parâmetros, tal conjunto pode ser escrito da seguinte forma:

$$\underline{c} = \underline{S}\underline{\theta} \quad (\text{A.26})$$

Em que $\underline{c} \in \mathbb{R}^{n_r \times 1}$ e $\underline{S} \in \mathbb{R}^{n_r \times n_\theta}$ são conhecidos. O vetor de parâmetros $\underline{\theta} \in \mathbb{R}^{n_\theta \times 1}$ que minimiza a função de custo $\underline{\xi}^T \underline{\xi}$ e exatamente satisfaz o conjunto de restrições, ou seja

$$\hat{\underline{\theta}}_{MQR} = \arg \min[\underline{\xi}^T \underline{\xi}] \quad (\text{A.27})$$

$$\underline{\theta} : \underline{c} = \underline{S}\underline{\theta} \quad (\text{A.28})$$

é dado por

$$\hat{\underline{\theta}}_{MQR} = (\underline{\Psi}^T \underline{\Psi})^{-1} \underline{\Psi}^T \underline{y} - (\underline{\Psi}^T \underline{\Psi})^{-1} \underline{S}^T [\underline{S} (\underline{\Psi}^T \underline{\Psi})^{-1} \underline{S}^T]^{-1} (\underline{S} \hat{\underline{\theta}}_{MQ} - \underline{c}) \quad (\text{A.29})$$

onde $\underline{\Psi}$ é a matriz de regressores e $\hat{\underline{\theta}}_{MQ}$ é o vetor de parâmetros calculado com mínimos quadrados convencional.

A.4 Determinação da Ordem Dinâmica

As funções de correlação podem ser exploradas para estimar a ordem de um processo dinâmico. Assim, a função de correlação cruzada entre a entrada $u(k)$ e a saída $y(k)$ de um modelo oferece uma clara indicação sobre o tempo morto d . Como o tempo morto é o menor atraso no tempo no qual $u(k-d)$ influencia $y(k)$ diretamente, espera-se que a função de correlação cruzada $corr_{uy}(\kappa)$ possua um pico em $\kappa = d$, e que esteja perto de zero para todo $\kappa < d$. Como o procedimento depende das características do sinal de entrada, ele é fortemente influenciado pela dinâmica do sistema. Portanto, a estimativa contém, além do tempo morto, informação sobre o tempo de acomodação do sistema. Conseqüentemente, este procedimento sempre estima valores acima dos reais para o tempo morto.

Similarmente, a função de correlação entre a entrada $u(k)$, e o erro do modelo $e(k) = y(k) - \hat{y}(k)$, pode revelar termos perdidos. Idealmente deveria estar perto de zero se toda a informação é explorada pelo modelo. Na realidade, picos indicam termos de entrada perdidos $u(k-i)$, enquanto que desvios do zero menores mas consistentes por muitos retardos de tempo indicariam termos de saída perdidos $y(k-i)$ (Nelles, 2001).

A.5 Algoritmo de Golub-Householder

O algoritmo de Golub-Householder se aplica ao problema de estimação por mínimos quadrados dos parâmetros do modelo:

$$\underline{y} = \underline{\Psi}^T \hat{\underline{\theta}} + \underline{\xi} \quad (\text{A.30})$$

O alvo do algoritmo é escolher um subconjunto dentre os possíveis regressores (regressores candidatos) para compor o modelo.

O ponto de partida é montar a seguinte matriz estendida antes da primeira iteração:

$$\tilde{\Psi}^{(0)} = [\underline{\Psi} \quad \underline{y}] = \begin{bmatrix} \underline{\psi}_1^{(0)} & \cdots & \underline{\psi}_{n_\theta}^{(0)} & \underline{y}^{(0)} \end{bmatrix} \quad (\text{A.31})$$

O objetivo é escolher dentre as colunas $\underline{\psi}_j^{(k-1)} \dots \underline{\psi}_{n_\theta}^{(k-1)}$ aquela para a qual o erro é o máximo. Em outras palavras, na k -ésima iteração deseja-se escolher o k -ésimo regressor que, quando incluído no modelo, resultará na maior diminuição da soma dos quadrados dos resíduos. O benefício de se introduzir o k -ésimo regressor no modelo pode ser quantificado usando-se a taxa de redução de erro do regressor:

$$[ERR]_j^{(k)} = \left(\frac{\langle \underline{\psi}_j \cdot \underline{y} \rangle}{\langle \underline{\psi}_j \cdot \underline{\psi}_j \rangle} \right)^2 \frac{a_j^{(k)}}{\langle \underline{y} \cdot \underline{y} \rangle} \quad (\text{A.32})$$

Para isto calculam-se as grandezas:

$$a_j^{(k)} = \sum_{i=k}^N (\tilde{\psi}_{ij}^{(k-1)})^2, \quad j = k, \dots, n_\theta \quad (\text{A.33})$$

Onde $\tilde{\psi}_{ij}^{(k-1)}$ é o (ij) -ésimo elemento da matriz $\tilde{\Psi}^{(k-1)}$.

O procedimento de determinação da estrutura na k -ésima iteração consiste em calcular $[ERR]_j^{(k)}$ para todos os regressores candidatos que ainda não tenham sido incluídos no modelo, ou seja, $j = k, \dots, n_\theta$. Chamando j_m o índice para o qual o máximo ocorre, basta permutar as colunas k -ésima e j_m -ésima de $\tilde{\Psi}^{(k-1)}$ e, então, efetuar a k -ésima transformação de Householder (Aguirre, 2004).

A matriz resultante $\underline{\Psi}_s$ será formada pelos regressores escolhidos utilizando a taxa de redução de erro. O número de regressores a ser escolhido é determinado previamente, e vai definir a ordem do modelo. Uma vez obtida a matriz resultante, o vetor de parâmetros $\underline{\theta}$ é calculado utilizando mínimos quadrados.

$$\hat{\underline{\theta}} = (\underline{\Psi}_s^T \underline{\Psi}_s)^{-1} \underline{\Psi}_s^T \underline{y} \quad (\text{A.34})$$

Essa técnica pode ser aplicada para obter modelos tanto lineares como não lineares.

A.6 Critério de Informação de Akaike - AIC

Uma técnica alternativa de validação amplamente aplicada é o *Critério de Informação de Akaike (AIC)* (Akaike, 1973). Para prevenir sobre-ajuste no modelo, o critério aplica uma penalidade na complexidade, a qual aumenta com o número de parâmetros no modelo. Um critério de informação é introduzido, que reflete o valor da função de custo e a complexidade do modelo:

$$\text{Critério de Informação} = CI (\text{função de custo, complexidade do modelo})$$

O “melhor” modelo é definido como o modelo com o menor critério de informação. Sendo que é considerada a complexidade do modelo, a variância do erro é empregada na equação. É importante lembrar que a variância é proporcional a $1/N$. Portanto, a penalidade deverá aumentar

com o número de parâmetros do modelo n , e diminuir com o incremento na quantidade de amostras N .

A penalidade do AIC aumenta com o número de parâmetros e, portanto, todos os modelos que utilizam esse critério possuem um número finito de parâmetros. É importante indicar que os parâmetros são determinados minimizando o somatório do erro ao quadrado (MQ).

A expressão para calcular o AIC é:

$$AIC = \ln(I(\boldsymbol{\theta})) + \frac{2n}{N} \quad (\text{A.35})$$

onde:

n número de parâmetros

N número de amostras

A função de custo $I(\boldsymbol{\theta})$ é definida como:

$$I(\boldsymbol{\theta}) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N e^2(i) \quad (\text{A.36})$$

onde:

$$e(i) = y(i) - \hat{y}(i) \quad (\text{A.37})$$

Apêndice B: Rotinas desenvolvidas em MatLab

B.1 Introdução

Este apêndice apresenta as rotinas que foram desenvolvidas em MatLab para diversas aplicações. A utilidade de cada rotina é explicada.

B.2 Obtenção da Correlação Cruzada Entrada/Saída dos Blocos do Modelo (Rotina `ac_cc`)

```
%Programa para calcular e graficar a correlação cruzada entre as
variáveis
%de entrada e saída dos blocos do modelo

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(u,mf,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Demanda Comb. u vs. Vazão Combustível
mf','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(mf,tm,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Vazão Combustível mf vs. Torque Mec.
tm','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(Nr-N,tm,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Variação na Rotação Nref-N vs. Torque Mec.
tm','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(tm-tL,N,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
```

```

ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Variação no Torque tm-tL vs. Rotação
N','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(Nr-N,u,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Var. na Rotação Nr-N vs. Dem. Combustível
u','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(Pd-Pi,u,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Var. na Potência Pd-Pi vs. Dem. Combustível
u','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(Pd,Nr,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Dem. Potência Pd vs. Rotação Ref.
Nref','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(Pd,Pg,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Dem. Potência Pd vs. Potência Gerador
Pg','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(Pg,tL,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Potência Gerador Pg vs. Torque da Carga
tL','FontWeight','Bold','FontSize',14);
pause

[XCF,Lags,Bounds]=crosscorr(Pg,Pi,200,2);plot(Lags/10,XCF,'k.')
xlabel('Atraso [s]','FontWeight','Bold','FontSize',12);
ylabel('Correlação Cruzada','FontWeight','Bold','FontSize',12);
Title('Corr. Cruzada Potência Gerador Pg vs. Potência na
Saída','FontWeight','Bold','FontSize',14);

```

B.3 Criação do Sinal de Excitação PRBS (Rotina PRBS)

```

%Programa para gerar os sinais PRBS para fazer os testes dinamicos

%Ingressar os parametros dos sinais PRBS
clear PP
a=input('Ingresse a quantidade de sinais PRBS a serem gerados (pontos de
operação)');
for i=1:a
    i
    PP(i)=input('Ingresse em [W] a potencia de operação: ');
    V(i)=input('Ingresse em [W] a variação +- do sinal PRBS: ');
end
Tb=input('Ingresse o tempo minimo Tb: ');
NN=input('Ingresse o comprimento maximo 2^n-1: ');
m=input('Ingresse o numero de periodos m: ');

```

```

%Gerar os sinais PRBS
prbs1=idinput([NN 1 m], 'prbs', [0 1/Tb], [PP(1)-V(1) PP(1)+V(1)]);
plot(prbs1, 'k'); hold on; grid on;
if i~=1
for i=2:a
    prbs1=idinput([NN 1 m], 'prbs', [0 1/Tb], [PP(i)-V(i) PP(i)+V(i)]);
    plot(prbs1, 'k')
end
end
axis([0 length(prbs1) min(PP)-2*max(V) max(PP)+2*max(V)])
xlabel('Tempo [s]', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize', 12);
ylabel('Demanda de Potência [W]', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize', 12);
Title('Sinais PRBS da Demanda de Potência Utilizados nos Testes
Dinâmicos', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize', 14);
pause

hold off
autocorr(prbs1)
xlabel('Atraso [s]', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize', 12);
ylabel('Autocorrelação do Sinal', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize', 12);
Title('Função de Autocorrelação do Sinal
PRBS', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize', 14);

```

R.4 Cálculo da Característica Estática do Modelo (Rotina est)

```

%Programa para gerar a característica estática de cada bloco do modelo

%Obtenção dos pontos das variações em degrau no sinal Pd
a=length(Pd0);
b=length(Pd01);
dd1=1;
dd1=1;
for i=2:a
    if Pd0(i)~=Pd0(i-1)
        dd1=[dd1 i-1];
    end
end
for i=2:b
    if Pd01(i)~=Pd01(i-1)
        dd=[dd i-1];
    end
end
dd1=[dd1 a];
dd=[dd b];

%Obtenção da característica estática
A=[0 0 0 0];
for es=1:8
    if es==3 || es==4
        else
        if es==1 x=u; y=mf; x1=u1; y1=mf1; end
        if es==2 x=mf; y=tm; x1=mf1; y1=tm1; end
        if es==5 x=Pd; y=Nr; x1=Pd1; y1=Nr1; end
        if es==6 x=Pd; y=Pg; x1=Pd1; y1=Pg1; end
        if es==7 x=Pg; y=tL; x1=Pg1; y1=tL1; end
        if es==8 x=Pg; y=Pi; x1=Pg1; y1=Pi1; end
        xe=0; ye=0; xel=0; yel=0;
        for i=2:length(dd1)

```

```

        xe=[xe;x(dd1(i)-500:dd1(i)-10)]; ye=[ye;y(dd1(i)-500:dd1(i)-
10)];
    end
    for i=2:length(dd)
        xel=[xel;x1(dd(i)-500:dd(i)-10)]; yel=[yel;y1(dd(i)-500:dd(i)-
10)];
    end
    xe=xe(2:end); ye=ye(2:end);
    xel=xel(2:end); yel=yel(2:end);
    clear Fit
    for g=1:3
        pee=polyfit(xe,ye,g);
        ye2=polyval(pee,xel);
        plot(xel,yel,'k.')
        hold on
        if g==1 plot(xel,ye2,'k:'); end
        if g==2 plot(xel,ye2,'k--'); end
        if g==3 plot(xel,ye2,'k-'); end
        epe=yel-ye2;
        Fit(g)=100*(1-norm(epe)/norm(yel-mean(yel)));
        for i=1:length(pee)
            pee(i)
        end
    end
    if g==1 pe=pee; end
        if g>1 && Fit(g)>Fit(g-1)+1 pe=pee; end
    end
    if es==1 xlabel('Demanda Combustível u
[%'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); ylabel('Vazão Combustível mf
[kg/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('mf vs.
u','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
        if es==2 xlabel('Vazão Combustível mf
[kg/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); ylabel('Torque Mecânico tm
[N.m'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('tm vs.
mf','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
        if es==5 xlabel('Demanda de Potência Pd
[W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); ylabel('Rotação de Referência
Nr [rad/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Nr vs.
Pd','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
        if es==6 xlabel('Demanda de Potência Pd
[W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); ylabel('Potência do Gerador
Elétrico Pg [W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Pg vs.
Pd','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
        if es==7 xlabel('Potência do Gerador Elétrico Pg
[W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); ylabel('Torque da Carga tL
[N.m'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('tL vs.
Pg','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
        if es==8 xlabel('Potência do Gerador Elétrico Pg
[W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); ylabel('Potência na Saída Pi
[W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Pi vs.
Pg','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
    Fit
    pause
    hold off
    for i=2:length(dd1)-2
        if i==2 xe=x(1:dd1(i)+1500); ye=y(1:dd1(i)+1500); else
            xe=x(dd1(i)-1500:dd1(i)+1500); ye=y(dd1(i)-1500:dd1(i)+1500);
        end
        if i==2 xel=x1(1:dd(i)+1500); yel=y1(1:dd(i)+1500); else
            xel=x1(dd(i)-1500:dd(i)+1500); yel=y1(dd(i)-1500:dd(i)+1500);
        end
    end
    %[b,a]=butter(1,0.5);
    %xe=filter(b,a,xe);xe=xe(5:end);
    %ye=filter(b,a,ye);ye=ye(5:end);

```

```

%xe1=filter(b,a,xe1);xe1=xe1(5:end);
%ye1=filter(b,a,ye1);ye1=ye1(5:end);
plot(xe);hold on;grid on;plot(ye*10000+11,'m');pause
U11=iddata(ye,xe,0.1);
U22=iddata(ye1,xe1,0.1);
clear arx110;
arx110=arx(U22,[1 1 0]);
compare(U11,arx110);
[A,B]=polydata(arx110);
[Ns1,Ds1]=d2cm(B,A,0.1)
Ds1(2)/(2*Ds1(1))
pause
end
end
end

```

B.5 Cálculo dos Parâmetros de Cada Bloco do Modelo (Rotina dinam)

```

%Programa para calcular os parâmetros dos blocos do modelo da micro-
turbina

%Escolher o bloco a ser modelado

es=menu('Escolha o sistema a ser validado','Sistema de
combustível','Torque Mecânico','Rotação','Sistema de Controle','Rotação
de Referência','Sistema Eletrônico','Torque da Carga','Potência na
Saída');

if es==1
    ut=u;uv=u1;yt=mf;yv=mf1;
end
if es==2
    ut=mf;uv=mf1;ut2=Nr-N;uv2=Nr1-N1;yt=tm;yv=tml;
end
if es==3
    ut=tm-tL;uv=tml-tL1;yt=N;yv=N1;
end
if es==4
    ut=Nr-N;uv=Nr1-N1;ut2=Pd-Pi;uv2=Pd1-Pi1;yt=u;yv=u1;
end
if es==5
    ut=Pd;uv=Pd1;yt=Nr;yv=Nr1;
end
if es==6
    ut=Pd;uv=Pd1;yt=Pg;yv=Pg1;
end
if es==7
    ut=Pg;uv=Pg1;yt=tL;yv=tL1;
end
if es==8
    ut=Pg;uv=Pg1;yt=Pi;yv=Pi1;
end

%Rotina para gerar os modelos
Fitm=-100;

%Escolha se tira a média dos dados, se filtra os dados e a ordem dos
%regressores da matriz
im=input('Digite se deseja tirar a média os dados (1=SIM/2=NÃO):
');im0=max(im,1);

```

```
jf=input('Digite se deseja filtrar os dados (1=SIM/2=NÃO): ');jf0=max(jf,1);
kg=input('Digite a ordem dos regressores (1 até 3): ');kg0=max(kg,1);
cruz=input('Digite se deseja regressores cruzados (1=SIM/2=NÃO): ');

for i2=im0:im
    for j2=jf0:jf
        for k2=kg0:kg

%Eliminacao da media dos sinais ut, yt, uv e yv
if i2==1
    utf=detrend(ut,'constant');
    if es==2 || es==4
        ut2f=detrend(ut2,'constant');
        uv2f=detrend(uv2,'constant');
    end;
    ytf=detrend(yt,'constant');
    uvf=detrend(uv,'constant');
    yvf=detrend(yv,'constant');
else utf=ut;ytf=yt;uvf=uv;yvf=yv;
    if es==2 || es==4
        ut2f=ut2; uv2f=uv2;
    end
end

%Filtragem dos sinais ut, yt, uv e yv para frequencias mayores a 0.5 Hz
if j2==1
    [b,a]=butter(1,0.5);
    utfm=filter(b,a,utf);
    if es==2 || es==4
        ut2fm=filter(b,a,ut2f);
        uv2fm=filter(b,a,uv2f);
    end;
    ytfm=filter(b,a,ytf);
    uvfm=filter(b,a,uvf);
    yvfm=filter(b,a,yvf);
else utfm=utf;ytfm=ytf;uvfm=uvf;yvfm=yvf;
    if es==2 || es==4
        ut2fm=ut2f; uv2fm=uv2f;
    end
end

%Definição da ordem dos regressores
if k2==1
    nu=1;
    ny=1;
end
if k2==2
    nu=2;
    ny=1;
end
if k2==3
    nu=3;
    ny=1;
end

%Criacao da Matriz Psi dos Regressores

%Regressores constantes
Nn=length(utfm);
Psi=ones(Nn-3,1);
M=length(uvfm);
Psi1=ones(M-3,1);
```

```

Z=zeros(36,3);

%Regressores lineares de utfm e ytfm
for j=1:3
    Psi=[Psi utfm(4-j:Nn-j)];
    Psi1=[Psi1 uvfm(4-j:M-j)];
end

if es==2 || es==4
for j=1:3
    Psi=[Psi ut2fm(4-j:Nn-j)];
    Psi1=[Psi1 uv2fm(4-j:M-j)];
end
end

for j=1:3
    Psi=[Psi ytfm(4-j:Nn-j)];
    Psi1=[Psi1 yvfm(4-j:M-j)];
end

%Regressores nao lineares de segunda ordem de utfm e ytfm
if nu>1
    for j=2:4
        for k=j:4
            i=size(Psi,2)+1;
            Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k);
            ii=size(Psi1,2)+1;
            Psi1(:,ii)=Psi1(:,j).*Psi1(:,k);
            Z(i,:)=[j k 0];
        end
    end
    if es==2 || es==4
        for j=5:7
            for k=j:7
                i=size(Psi,2)+1;
                Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k);
                ii=size(Psi1,2)+1;
                Psi1(:,ii)=Psi1(:,j).*Psi1(:,k);
                Z(i,:)=[j k 0];
            end
        end
    end
end

if ny>1
    if es==2 || es==4
        for j=8:10
            for k=j:10
                i=size(Psi,2)+1;
                Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k);
                ii=size(Psi1,2)+1;
                Psi1(:,ii)=Psi1(:,j).*Psi1(:,k);
                Z(i,:)=[j k 0];
            end
        end
    else
        for j=5:7
            for k=j:7
                i=size(Psi,2)+1;
                Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k);
                ii=size(Psi1,2)+1;
                Psi1(:,ii)=Psi1(:,j).*Psi1(:,k);
            end
        end
    end
end

```

```

        Z(i,:)=[j k 0];
    end
end
end
end

%Regressores nao lineares de terceira ordem de utfm e ytfm
if nu>2
    for j=2:4
        for k=j:4
            for l=k:4
                i=size(Psi,2)+1;
                Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k).*Psi(:,l);
                ii=size(Psil,2)+1;
                Psil(:,ii)=Psil(:,j).*Psil(:,k).*Psil(:,l);
                Z(i,:)=[j k l];
            end
        end
    end
end
if es==2 || es==4
    for j=5:7
        for k=j:7
            for l=k:7
                i=size(Psi,2)+1;
                Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k).*Psi(:,l);
                ii=size(Psil,2)+1;
                Psil(:,ii)=Psil(:,j).*Psil(:,k).*Psil(:,l);
                Z(i,:)=[j k l];
            end
        end
    end
end
end

if ny>2
    if es==2 || es==4
        for j=8:10
            for k=j:10
                for l=k:10
                    i=size(Psi,2)+1;
                    Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k).*Psi(:,l);
                    ii=size(Psil,2)+1;
                    Psil(:,ii)=Psil(:,j).*Psil(:,k).*Psil(:,l);
                    Z(i,:)=[j k l];
                end
            end
        end
    else
        for j=5:7
            for k=j:7
                for l=k:7
                    i=size(Psi,2)+1;
                    Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k).*Psi(:,l);
                    ii=size(Psil,2)+1;
                    Psil(:,ii)=Psil(:,j).*Psil(:,k).*Psil(:,l);
                    Z(i,:)=[j k l];
                end
            end
        end
    end
end

%Regressores cruzados

```



```

if cruz==1
    if nu>1
        for j=2:4
            for k=5:7
                i=size(Psi,2)+1;
                Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k);
                ii=size(Psil,2)+1;
                Psil(:,ii)=Psil(:,j).*Psil(:,k);
                Z(i,:)=[j k 0];
            end
        end
    end
    if nu>2
        for j=2:4
            for k=5:7
                for l=j:4
                    i=size(Psi,2)+1;
                    Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k).*Psi(:,l);
                    ii=size(Psil,2)+1;
                    Psil(:,ii)=Psil(:,j).*Psil(:,k).*Psil(:,l);
                    Z(i,:)=[j k l];
                end
                for l=k:7
                    i=size(Psi,2)+1;
                    Psi(:,i)=Psi(:,j).*Psi(:,k).*Psi(:,l);
                    ii=size(Psil,2)+1;
                    Psil(:,ii)=Psil(:,j).*Psil(:,k).*Psil(:,l);
                    Z(i,:)=[j k l];
                end
            end
        end
    end
end

%A última coluna da matriz é o vetor da saída ytfm
Psi=[Psi ytfm(4:Nn)];

%Começa a rotina iterativa para achar o modelo com melhor validação
AIC0=1000;
AIC=999;
nt=2;
teta=0;
Psit=0;
e0=0;
y0=0;

while (AIC<AIC0+100 && nt<size(Psi,2)-1)

    nt=nt+1;
    tetal=teta;
    Psit1=Psit;
    e1=e0;

    %Chama a rotina de Golub-Householder para escolher os regressores
    [A,err,piv]=myhouse(Psi,nt);
    comb=[i2 j2 k2]
    piv

    % Cria a matriz Psit com os regressores escolhidos
    Psit=Psi(:,piv);

    % Calcula o vetor de parametros teta
    teta=inv(Psit'*Psit)*Psit'*ytfm(4:end);

```

```

for i=1:length(teta)
    teta(i);
end

% Simulacao (Predição livre)
clear y0 y1;
Psi11=Psi1;
y0(1:3)=yvfm(1:3);
if es==2 || es==4
    [a,b]=find(Z>7);%salva em a as linhas da matriz Z com indices dos
    regressores das entradas y na matriz Psi
else
    [a,b]=find(Z>4);%salva em a as linhas da matriz Z com indices dos
    regressores das entradas y na matriz Psi
end
[c,e]=find(Z(:,3)==0);%acha as linhas da matriz Z com os indices dos
    regressores de segundo grau
b=0;
e=1;
for l=1:length(c)
    f=find(a==c(l));%acha as linhas da matriz Z com os indices dos
    regressores de segundo grau das entradas y na matriz Psi
    if f>0
        b(e)=a(f);%salva em b as linhas da matriz Z com indices dos
        regressores de 2do grau das entradas y em Psi
        e=e+1;
    end
end
h=a;e=1;
for l=1:length(c)
    f=find(h~=c(l));
    if f>0
        h(e)=a(f);%salva em b as linhas da matriz Z com indices dos
        regressores de 2do grau das entradas y em Psi
        e=e+1;
    end
end
for i=4:length(uvfm)-3
    for j=1:nt
        if es==2 || es==4
            Psi11(i-3,8)=y0(i-1);
            Psi11(i-3,9)=y0(i-2);
            Psi11(i-3,10)=y0(i-3);
        else
            Psi11(i-3,5)=y0(i-1);
            Psi11(i-3,6)=y0(i-2);
            Psi11(i-3,7)=y0(i-3);
        end
        if b
            for k=1:length(b)
                Psi11(i-3,b(k))=Psi11(i-3,Z(b(k),1))*Psi11(i-
                3,Z(b(k),2));%realimenta os valores calculados a partir dos regressores
                que contem y
            end
        end
        if h
            for k=1:length(h)
                Psi11(i-3,h(k))=Psi11(i-3,Z(h(k),1))*Psi11(i-
                3,Z(h(k),2))*Psi11(i-3,Z(h(k),3));
            end
        end
        y1(i,j)=teta(j)*Psi11(i-3,piv(j));
    end
end

```

```

        y0(i)=sum(y1(i,:));
    end

    %Cálculo do erro e0 e parâmetros de validação AIC e Fit
    e0=yvfm(1:end-3)-y0';
    AIC0=AIC;
    AIC=log((e0'*e0)/(length(e0)))+2*nt/length(e0)
    Fit=100*(1-norm(e0)/norm(yvfm(1:end-3)-mean(yvfm(1:end-3))))

    %Validação gráfica do modelo
    hold off;
    plot([1:1:length(y0)]/10,y0,'k--','LineWidth',2)
    hold on
    grid on
    plot([1:1:length(yvfm)-3]/10,yvfm(1:end-3),'k','LineWidth',2)
    if es==1 ylabel('Vazão Combustível mf
    [kg/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
    [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Vazão de
    Combustível','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
    if es==2 ylabel('Torque Mecânico
    [N.m'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
    [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Torque
    Mecânico','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
    if es==3 ylabel('Rotação N [rad/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12);
    xlabel('Tempo [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação
    Rotação','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
    if es==4 ylabel('Demanda Combustível u
    [%'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
    [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Demanda de
    Combustível','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
    if es==5 ylabel('Rotação de Referência
    [rad/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
    [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Rotação de
    Referência','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
    if es==6 ylabel('Potência do Gerador Elétrico Pg
    [W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
    [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Potência do
    Gerador','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
    if es==7 ylabel('Torque da Carga
    [N.m'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
    [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Torque da
    Carga','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
    if es==8 ylabel('Potência na Saída Pi
    [W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
    [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Potência na
    Saída','FontWeight','Bold','FontSize',14); end

    for i=1:length(teta)
        teta(i)
    end

    if Fit>Fitm
        Fitm=Fit; combm=[i2,j2,k2]; pivm=piv; tetam=teta; AICm=AIC;
        yvfmm=yvfm; uvfmm=uvfm; if es==2 || es==4 uv2fmm=uv2fm; ut2fmm=ut2fm;
    end
        utfmm=utfm; ytfmm=ytfm; y0m=y0; e0m=e0; Psitm=Psit; ntm=mt;
    end
    pause

end

nt=nt-1;
Psit=Psit1;

```

```

        end
    end
end

```

B.6 Escolha dos Regressores Utilizando o Algoritmo de GH (Subrotina myhouse)

```

% Programa para escolher os regressores de maior relevância na saída do
% modelo, a partir de uma matriz de regressores Piv, utilizando o
algoritmo
% de Golub-Householder (Autor: Prof. Dr. Luis A. Aguirre)

function [A,err,Piv]=myhouse(Psi,np);
% [A,err,Piv]=myhouse(Psi,np);
% Matrix Computations 2nd Ed. pg 212
% Given matrix Psi (m,n), this function finds Q such that
% Q'*Psi=V is top-triangular. The top triangular part of A
% is replaced by the top-triangular part of V.
%
% It is assumed that the last column of Psi is the vector
% of observations, y(k).
% np is the number of regressors chosen to composed the model
% err is a vector of np values that indicate the error reduction ratio
% of each of the chosen regressors
% Piv is a vector that contains the chosen regressor indices, that is,
% such indices indicate the columns that were used in pivoting matrix
% Psi np times.

[m,n]=size(Psi);
A=Psi;
yy=Psi(:,n)'*Psi(:,n);
piv=1:n-1;

for j=1:np

    for k=j:n-1 % ate completar o numero de termos candidatos
        c(k)=((A(j:m,k)'*A(j:m,n))^2)/((A(j:m,k)'*A(j:m,k))*yy); % err of
regressor k
    end;

    [ans aux]=max(c(j:n-1));
    jm=j+aux-1;
    err(j)=ans;
    aux=A(:,jm); % column of regressor with greatest err
    A(:,jm)=A(:,j);
    A(:,j)=aux;
    aux=piv(jm); % index of regressor with greatest err
    piv(jm)=piv(j);
    piv(j)=aux;

    x=A(j:m,j);
    % v=house(x)
% Matrix Computations 2nd Ed. pg 196
% given vector x, returns vector v such that
% (I-2vv'/v'v)x is zero but for the first element

nx=length(x);
u=norm(x,2);
v=x;
if u ~= 0

```

```

    b=x(1) + sign(x(1))*u;
    v(2:nx) = v(2:nx)/b;
end;
v(1)=1;
    % end house(x)

    a=A(j:m, j:n);

% a=rowhouse(a,v)
% Matrix Computations 2n Ed. pg 197
% Given a matrix A (m,n), and a vector v of length m
% whose first element is 1, this algorithm replaces
% A with P*A, where  $P=I-2vv'/v'v$ 

b=-2/(v'*v);
w=b*a'*v;
    a=a+v*w';
    % endrowhouse(a,v)

    A(j:m, j:n)=a;

end;
% end myhouse(A)
Piv=piv(1:np);

```

B.7 Cálculo dos Parâmetros Utilizando MQR (Rotina dinam2)

```

%Obtenção dos Parâmetros do Modelo considerando a característica
estática,
%e utilizando mínimos quadrados com restrições (MQR)

b=input('Digite o grau da característica estática: ');
for i=1:b+1
    i
    py(i)=input('Digite o coeficiente da característica estática: ');
end
sy=0;

if es~=2
for i=5:7
    [a,b]=find(pivm==i);
    if b
        sy=sy+tetam(b);
    end
end
else
for i=5:7
    [a,b]=find(pivm==i);
    S(3,b)=1;
    c(3)=0;
end
for i=8:10
    [a,b]=find(pivm==i);
    if b
        sy=sy+tetam(b);
    end
end
end
sy=1-sy;

```

```
S=zeros(length(tetam));

clear cc c1 S1
for i=2:4
    [a,b]=find(pivm==i);
    S(1,b)=1;
end
[a,b]=find(pivm==1);
S(2,b)=1;

if es~=2
if max(piv)<8
    gr=1;
else
    if max(piv)<14
        gr=2;
    else
        gr=3;
    end
end
cc(1)=py(gr)*sy;
cc(2)=py(gr+1)*sy;
if gr>1
    for i=8:13
        [a,b]=find(piv==i);
        S(3,b)=1;
    end
    cc(3)=py(gr-1)*sy;
    if gr>2
    for i=14:23
        [a,b]=find(piv==i);
        S(4,b)=1;
    end
    cc(4)=py(1)*sy;
    end
end

else
if max(piv)<11
    gr=1;
else
    if max(piv)<23
        gr=2;
    else
        gr=3;
    end
end
cc(1)=py(gr)*sy;
cc(2)=py(gr+1)*sy;
if gr>1
    for i=11:16
        [a,b]=find(piv==i);
        S(4,b)=1;
    end
    cc(4)=py(gr-1)*sy;
    if gr>2
    for i=23:32
        [a,b]=find(piv==i);
        S(5,b)=1;
    end
    cc(5)=py(1)*sy;
    end
end
```

```

end

k=1;
for i=1:size(S,1)
    if sum(S(i,:)>0)
        S1(k,:)=S(i,:);
        c1(k)=cc(i);
        k=k+1;
    end
end
S=S1;
cc=c1';

teta=inv(Psitm'*Psitm)*Psitm'*ytfmm(4:end)-
inv(Psitm'*Psitm)*S'*inv(S*inv(Psitm'*Psitm)*S')*(S*tetam-cc);

% Simulacao (Predição livre)
clear y0 y1;
Psill=Psil;
y0(1:3)=yvfmm(1:3);
if es==2 || es==4
    [a,b]=find(Z>7);%salva em a as linhas da matriz Z com indices dos
    regressores das entradas y na matriz Psi
else
    [a,b]=find(Z>4);%salva em a as linhas da matriz Z com indices dos
    regressores das entradas y na matriz Psi
end
[c,e]=find(Z(:,3)==0);%acha as linhas da matriz Z com os indices dos
    regressores de segundo grau
b=0;
e=1;
for l=1:length(c)
    f=find(a==c(l));%acha as linhas da matriz Z com os indices dos
    regressores de segundo grau das entradas y na matriz Psi
    if f>0
        b(e)=a(f);%salva em b as linhas da matriz Z com indices dos
        regressores de 2do grau das entradas y em Psi
        e=e+1;
    end
end
h=a;e=1;
for l=1:length(c)
    f=find(h~=c(l));
    if f>0
        h(e)=a(f);%salva em b as linhas da matriz Z com indices dos
        regressores de 2do grau das entradas y em Psi
        e=e+1;
    end
end
for i=4:length(uvfmm)-3
    for j=1:ntm
        if es==2 || es==4
            Psill(i-3,8)=y0(i-1);
            Psill(i-3,9)=y0(i-2);
            Psill(i-3,10)=y0(i-3);
        else
            Psill(i-3,5)=y0(i-1);
            Psill(i-3,6)=y0(i-2);
            Psill(i-3,7)=y0(i-3);
        end
        if b
            for k=1:length(b)

```

```

        Psil1(i-3,b(k))=Psil1(i-3,Z(b(k),1))*Psil1(i-
3,Z(b(k),2));%realimenta os valores calculados a partir dos regressores
que contem y
        end
    end
    if h
        for k=1:length(h)
            Psil1(i-3,h(k))=Psil1(i-3,Z(h(k),1))*Psil1(i-
3,Z(h(k),2))*Psil1(i-3,Z(h(k),3));
        end
    end
    y1(i,j)=teta(j)*Psil1(i-3,piv(j));
end
y0(i)=sum(y1(i,:));
end

e0=yvfm(1:end-3)-y0;
AIC=log((e0'*e0)/(length(e0)))+2*ntm/length(e0)
Fit=100*(1-norm(e0)/norm(yvfm(1:end-3)-mean(yvfm(1:end-3))))

hold off;
plot([1:1:length(y0)]/10,y0,'k--','LineWidth',2)
hold on
grid on
plot([1:1:length(yvfm)-3]/10,yvfm(1:end-3),'k','LineWidth',2)
if es==1 ylabel('Vazão Combustível mf
[kg/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
[s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Vazão de
Combustível','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
if es==2 ylabel('Torque Mecânico
[N.m'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
[s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Torque
Mecânico','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
if es==3 ylabel('Rotação N [rad/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12);
xlabel('Tempo [s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação
Rotação','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
if es==4 ylabel('Demanda Combustível u
[%'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
[s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Demanda de
Combustível','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
if es==5 ylabel('Rotação de Referência
[rad/s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
[s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Rotação de
Referência','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
if es==6 ylabel('Potência do Gerador Elétrico Pg
[W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
[s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Potência do
Gerador','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
if es==7 ylabel('Torque da Carga
[N.m'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
[s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Torque da
Carga','FontWeight','Bold','FontSize',14); end
if es==8 ylabel('Potência na Saída Pi
[W'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); xlabel('Tempo
[s'],'FontWeight','Bold','FontSize',12); Title('Validação Potência na
Saída','FontWeight','Bold','FontSize',14); end

for i=1:length(teta)
teta(i)
end

```

B.8 Preparação de Dados para Simulink (Rotina Adj)


```
%Programa para ajustar os vetores Pd, u, mf, tm, N, Nr, Pg, tL e Pi para
ser
%utilizados na simulação e validação da aplicação em Simulink (TESE.mdl)

u3=u;
mf3=mf;
tm3=tm;
N3=N;
Nr3=Nr;
Pd3=Pd;
Pg3=Pg;
tL3=tL;
Pi3=Pi;
b=[1:1:length(Pd3)];
b=b/10;
u3=[b' u3];
mf3=[b' mf3];
tm3=[b' tm3];
N3=[b' N3];
Nr3=[b' Nr3];
Pd3=[b' Pd3];
Pg3=[b' Pg3];
tL3=[b' tL3];
Pi3=[b' Pi3];
```


Apêndice C: Conceitos de Termos Utilizados

C.1 Introdução

Este apêndice apresenta a definição de alguns termos empregados neste trabalho.

C.2 Definições

Confiabilidade do sistema de potência. É o grau no qual o desempenho dos elementos do sistema resulta em potência sendo suprida aos consumidores, dentro dos padrões admitidos e na quantidade desejada. O grau de confiabilidade pode ser medido pela frequência, duração e magnitude dos efeitos desfavoráveis ao suprimento de energia ao consumidor (Kundur, 2004).

Ergodicidade. Um processo estocástico é chamado de ergódico se a expectativa sobre as suas experiências (tendência do valor medido durante cada experiência), puder ser obtida como a média no tempo de uma experiência só. O principal motivo para isto é a praticidade, pois na maior parte das aplicações só uma experiência de um processo estocástico é conhecida pelas medições. Ergodicidade implica que uma experiência do processo estocástico possui toda a informação sobre as propriedades estatísticas quando $k \rightarrow \infty$ (Nelles, 2001).

Estabilidade do sistema de potência. É a habilidade de um sistema de potência elétrico, para uma dada condição inicial de operação, de recuperar um estado de equilíbrio operacional após ter sido submetido a um distúrbio físico, com a maior parte das variáveis do sistema controladas tal que praticamente o sistema inteiro permaneça intacto (Kundur, 2004).

Estabilidade do ângulo do rotor. Refere-se à habilidade da máquina síncrona de um sistema de potência interconectado de permanecer em sincronismo após ter sido sujeita a um distúrbio (Kundur, 2004).

Estabilidade de pequeno sinal. É concernente à habilidade do sistema de potência de manter o sincronismo na presença de pequenos distúrbios, pequenos o suficiente, de tal modo que a linearização das equações do sistema seja permissível para propósitos de análise (Kundur, 2004).

Estabilidade de grande sinal. Refere-se à habilidade do sistema de manter o sincronismo quando sujeito a um distúrbio severo, como pode ser um curto circuito em uma linha de transmissão (Kundur, 2004).

Estabilidade de tensão. Trata da habilidade do sistema de manter a tensão estável em todos os pontos no sistema após ter sido submetido a um distúrbio, quando estava numa dada condição de operação inicial. Depende da habilidade de manter/recuperar o equilíbrio entre demandas e fornecimentos de carga dos sistemas de potência (Kundur, 2004).

Estabilidade de frequência. Refere-se à habilidade do sistema de manter a frequência estável após uma perturbação severa no sistema, resultando em um desequilíbrio significativo entre a geração e a carga (Kundur, 2004).

Estacionaridade. Um processo é dito estacionário se as leis de probabilidade que o regem não variam com o tempo. Pode-se dizer que um processo estacionário está em equilíbrio estatístico. O processo é estacionário no sentido estrito se sua densidade de probabilidade se mantém inalterada após a mudança da origem no tempo. É estacionário no sentido amplo (estacionaridade fraca) se sua média é constante. Se um processo for estacionário no sentido amplo, a sua função de correlação somente dependerá da diferença temporal κ considerada (Aguirre, 2004).

Funções de auto-correlação e correlação cruzada. São funções que quantificam o grau de “semelhança” entre dois sinais (ou do mesmo sinal, no caso da função de auto-correlação) em função do defasamento entre eles.

Ortogonalidade. Dois vetores $\underline{x} \in \mathbb{R}^n$ e $\underline{y} \in \mathbb{R}^n$ são ortogonais se $\underline{x}^T \underline{y} = 0$. Uma matriz \underline{A} é ortogonal se $\underline{A}^T \underline{A} = I$.

Polarização. Seja x uma variável aleatória e \hat{x} o seu valor estimado. A polarização b é definida como a diferença entre o valor esperado da variável aleatória e o valor real (Aguirre, 2004):

$$b = E[\hat{x}] - x \quad (\text{C.1})$$

PRBS (Pseudo Random Binary Signal). É um sinal de excitação binário (apresenta apenas dois valores possíveis) com características pseudo-aleatórias. O sinal é periódico, mas se o período for suficientemente longo, sua função de auto-correlação aproxima-se à de um sinal aleatório ($r_{uu}(k) \approx 0 \quad \forall k \neq 0$)

O tipo de PRBS mais utilizado é o *m-sequence (seqüência de comprimento máximo)*. Este tipo de seqüência tem período igual a $2^n - 1$, onde n é o número de bits. Em cada período, todos os números binários de n bits, à exceção de n zeros, aparecem uma vez. Sinais do tipo PRBS possuem um espectro de sinal quase branco, pois possuem uma auto-correlação não nula apenas para o atraso $\tau = 0$. São, portanto, muito úteis para obter a resposta ao impulso de um sistema, sendo utilizadas como sinais de excitação.

Preditor de um passo à frente. Modelo que mapeia os dados medidos para a saída do sistema, ou seja, $\hat{y} = \underline{\psi}_m \underline{\theta}$, sendo que $\underline{\psi}_m$ é composto de valores medidos apenas.

Princípio da superposição. Seja um sistema que ao ser excitado pela entrada $u_1(t)$, produz a saída $y_1(t)$. O mesmo sistema quando excitado por $u_2(t)$, produz $y_2(t)$. Se tal sistema satisfaz o princípio da superposição (ele é um sistema linear), então quando excitado por $a \cdot u_1(t) + b \cdot u_2(t)$, o sistema produz $a \cdot y_1(t) + b \cdot y_2(t)$.

Processo determinístico. Se em um experimento, efetuado várias vezes, obtém-se uma saída idêntica, o processo pode ser chamado determinístico, e é factível de ser modelado deterministicamente.

Processo estocástico. “Normalmente se refere a uma grandeza que evolui ao longo do tempo sob a ação de algum mecanismo aleatório” (Godfrey, 1980). Às vezes este termo é usado como sinônimo de processo aleatório. Sinais e processos que podem ser decompostos por uma parte determinística e outra aleatória são chamados de estocásticos.

Resíduos. Diferença entre o valor medido e o valor simulado ou predito $\hat{y}(k)$. Matematicamente, tem-se:

$$\xi(k) = y(k) - \hat{y}(k) \quad (\text{C.2})$$

Resposta em frequência. É a transformada de Fourier da resposta ao impulso do sistema sendo assim uma função complexa. Fisicamente, é a resposta de um sistema em regime permanente quando excitado por sinais senoidais de diversas frequências. A resposta em frequência sintetiza como a amplitude e a fase de sinais senoidais são alterados pelo sistema em função da sua frequência.

Ruído. Na prática não é possível representar sistemas reais de forma completamente determinística. A não repetibilidade é conhecida como ruído, ou seja, todos os efeitos indesejáveis que nem sempre tem natureza previsível. Um ruído típico é o *ruído branco*. O ruído branco é aleatório com média zero (Aguirre, 2004), tem auto-correlação zero para todo $\kappa \neq 0$ ($corr_{xx}(\kappa) = 0$, $\forall \kappa \neq 0$), e auto-correlação 1 para $\kappa = 0$ ($corr_{xx}(0) = 1$). Isto significa que é totalmente imprevisível. *Ruído colorido* é um sinal com parte aleatória (branca) e parte determinística. O espectro do ruído colorido não tem potência em todas as frequências, sendo que a maior parte da potência está concentrada em faixas estreitas de frequência, daí o adjetivo “colorido”.

Segurança do sistema de potência. Refere-se ao grau de risco do sistema na sua habilidade de suportar distúrbios iminentes sem a interrupção do serviço ao consumidor. É a capacidade do sistema de resistir a distúrbios súbitos, tais como curtos circuitos elétricos, ou perdas imprevistas dos componentes do sistema (Kundur, 2004).

Sistema dinâmico. Diz-se do sistema cuja saída no instante k depende de valores passados da saída e da entrada. Os sistemas dinâmicos têm memória e são descritos por equações diferenciais no caso de sistemas contínuos, e por equações de diferenças no caso de sistemas discretos (Aguirre, 2004).

Variância e valor esperado. Variáveis randômicas e processos estocásticos são caracterizados pelas propriedades estocásticas variância e valor esperado ou média. A variância de uma variável randômica é obtida como a soma quadrática da distância desde o valor esperado μ_x , ponderada com a probabilidade correspondente.

$$\text{var}\{x\} = \sigma_x^2 = E\{(x - \mu_x)^2\} = \int p(x) dx \quad (\text{C.3})$$

onde σ_x é o desvio padrão de x . A variância mede a largura da sua função de densidade probabilística.

Se $x(k)$ denota a *medição* do processo estocástico no instante $k = 1, \dots, N$; o valor esperado é:

$$E(x) \approx \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x(k) \quad (\text{C.4})$$

Variáveis randômicas e processos estocásticos. O comportamento não determinístico é descrito por variáveis randômicas, e todo sinal não determinístico que depende do experimento e do tempo é chamado de processo estocástico. Variáveis randômicas são muito importantes para modelagem de sistemas reais. Na modelagem de um processo real, a função de custo $I(\underline{\theta})$ e os parâmetros do vetor $\underline{\theta}$ são variáveis randômicas, e o vetor de saída simulada \hat{y} é um processo estocástico, pois é computado utilizando os parâmetros $\underline{\theta}$.