



UNIVERSIDADE FEDERAL DO AMAZONAS  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA  
– PPGE

ADAUTO HANAOKA

MANAUS  
2024

ADAUTO HANAOKA

ANÁLISE DE DESEMPENHO DINÂMICO DE SISTEMAS DE  
CONTROLE DE CARGA-FREQUÊNCIA EM PLANTAS TÉRMICAS  
COM TURBINA A GÁS APLICANDO CONTROLE FRACIONÁRIO.

Trabalho de dissertação de mestrado apresentado como requisito final de avaliação, para obtenção do título em mestre em engenharia elétrica, pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica (PPGEE) da Universidade Federal do Amazonas (UFAM)

Orientador: Prof. Dr. Florindo Antonio de Carvalho Ayres Júnior  
Coorientador: Prof. Dr. Renan Landau Paiva de Medeiros

MANAUS-AM  
2024

## Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

H233a Hanaoka, Aauto  
Análise de Desempenho Dinamico de Sistemas de Controle de Carga-Frequência em Plantas Térmicas com Turbinas a Gás Aplicando Controle Fracionário / Aauto Hanaoka . 2024  
146 f.: il. color; 31 cm.

Orientador: Florindo Antonio de Carvalho Ayres Júnior  
Coorientador: Renan Landau Paiva de Medeiros  
Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Amazonas.

1. Controle Automático. 2. Lead-Lag de Ordem Fracionária. 3. Governador de Velocidade. 4. Turbina a Gás. 5. Aproximação de Charef. I. Ayres Júnior, Florindo Antonio de Carvalho. II. Universidade Federal do Amazonas III. Título



**Poder Executivo**  
**Ministério da Educação**  
**Universidade Federal do Amazonas**  
**Faculdade de Tecnologia**  
**Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica**

**ADAUTO HANAOKA**

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DINÂMICO DE SISTEMAS DE CONTROLE DE CARGA FREQUÊNCIA EM PLANTAS TÉRMICAS COM TURBINAS A GÁS APLICANDO CONTROLE FRACIONÁRIO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Amazonas, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica na área de concentração Controle e Automação de Sistemas.

Aprovada em 19 de abril de 2024.

**BANCA EXAMINADORA**

Documento assinado digitalmente  
**gov.br** FLORINDO ANTONIO DE CARVALHO AYRES JUN  
Data: 19/04/2024 14:58:00-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

**Prof. Dr. Florindo Antonio de Carvalho Ayres Júnior**  
**Presidente**  
**Universidade Federal do Amazonas**

Documento assinado digitalmente  
**gov.br** MARCELO KAMINSKI LENZI  
Data: 19/04/2024 14:44:27-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

**Prof. Dr. Marcelo Kaminski Lenzi, Membro**  
**Universidade Federal do Paraná**

Documento assinado digitalmente  
**gov.br** LUIZ EDUARDO SALES E SILVA  
Data: 19/04/2024 15:36:27-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

**Prof. Dr. Luiz Eduardo Sales e Silva, Membro**  
**Universidade Federal do Amazonas**



Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.  
Av. General Rodrigo Octávio Jordão Ramos, nº 3.000 - Campus  
Universitário, Setor Norte - Coroado, Pavilhão do CETELI.  
Fone/Fax (92) 99271-8954 Ramal:2607. E-mail: [ppgee@ufam.edu.br](mailto:ppgee@ufam.edu.br)

# Agradecimentos

Ao Grande Arquiteto do Universo que é Deus, pela vida e por ser minha força e caminho. Agradeço aos meus Pais, minha querida esposa Maria, pelo amor que tantas vezes sustentou meus passos e meus amados filhos Ana Carolina e Vitor Henrique por compreender minha ausência face a dedicação ao projeto de pesquisa.

Ao meu estimado orientador, Professor Dr. Florindo Antonio de Carvalho Ayres Júnior pela orientação e encorajamento no desenvolvimento do projeto, por todo o incondicional apoio, paciência e orientações acadêmicas dadas durante todo o processo. Ao meu estimado coorientador, Professor Dr. Renan Landau, pela ajuda incondicional em acompanhar e ensinar, pelos conselhos e tutela durante a execução dos créditos.

À Universidade Federal do Amazonas, na figura de seu Corpo Docente e seus Colaboradores Técnicos e Administrativos que sempre demonstraram comprometimento com o zelo, qualidade e excelência do ensino. Aos colegas do curso de pós-graduação da UFAM, que compartilharam dos desafios desta jornada, e aos colegas do Laboratório 3: *e-Controls*, em especial ao Respeitável Amigo doutorando Prof M.Sc. Luiz Carlos Silva de Sales (IFAM) e doutoranda Professora M.Sc. Claudia Sabrina Monteiro (UFAM).

Também agradeço ao Eng Prof. M.Sc. James Ferreira Freire, aos Eng Fernando Gonçalves de Lima, Luiz Fernando de França Freitas, Junior Teixeira Camargo, Guilherme Azzolin, Leonardo Almelim e Danielle Macedo Santos (Siemens Energy). Ao Professor Dr Paulo Silveira (UNICAMP/USF), Professor Dr Angel Garcia (UNICAMP), Professor Msc Wesllen Lins de Araujo (UNICAMP), Professor Dr Claudio Umezu (UNICAMP/USF), Professor Msc Roberto Canonico (UNIP) pela grande contribuição técnica e incentivo pessoal.

Minha gratidão se estende à engenheira Janete Salvador de Oliveira, Professor Dr Mauricio Campos Passaro (UNIFEI), Eng Msc Marcelo Calsan, Professor Msc Rafael Bitencourt, aos engenheiros Marcelo Ivan Muñoz Bernucci, Wilson Menochelli, Ronny Luiz Lula, Benno Müller, Alexandre Marinho, Rivadavia Andrade (*in memoriam*), por sempre me incentivarem e apoiarem a estudar, buscar conhecimento e por terem me ensinado a não desistir na busca do aperfeiçoamento técnico.

# Resumo

Com a crescente demanda de energia, somado à dificuldade de aquisição de recursos e aproveitamento da matriz hidroelétrica, tem se buscado alternativas energéticas como eólicas, solar e térmicas a gás que tem recebido incentivos no consumo de hidrogênio para aumento da eficiência e diminuição de emissão de carbono.

Alinhado com a transição energética, o uso de hidrogênio associado com combustível gasoso como gás natural e associado à facilidade de se instalar unidades termoelétricas a gás próximo às unidades consumidoras, tem sido fatores de incentivo à instalação cada vez mais frequentes destas unidades geradoras.

Sob este cenário, cada vez mais se inserem unidades geradoras a gás no sistema elétrico de potência o que tem trazido vários estudos quanto ao comportamento dinâmico e possíveis problemas técnicos frente a distúrbios como perda de unidades geradoras em paralelo ou com perda de carga, o que demanda uma rápida ação do sistema de controle de carga-frequência. Outro fator preponderante é a indisponibilidade das turbinas a gás sobretudo por manutenção, quer seja elas emergenciais ou programadas. A maneira com o qual a turbina é operada, bem como o sistema de controle empregado e suas sintonias, pode resultar em um desnecessário estresse térmico e consumo de combustível. A busca de um sistema que possa adequar a resposta dinâmica de forma a minimizar estes inconvenientes resulta de forma direta na dilatação dos eventos de parada para manutenções, diminuição de trocas de componentes e economia de combustível.

Neste trabalho, analisa-se uma nova técnica de controle de ordem fracionária em detrimento ao controle clássico que tem por objetivo melhorar o desempenho do controle de velocidade, carga e frequência de uma turbina a gás industrial (*heavy-duty*) buscando tornar mais eficiente a resposta da turbina frente a variações de carga e geração bem como analisar desempenho quanto ao seu consumo de combustível,

Inicialmente apresenta-se a breve teoria dos tipos de turbinas a gás e suas configurações, bem como descrição de funcionamento mecânico de componentes. Em seguida executa-se a descrição do modelo da turbina a gás e de suas malhas de controle, o qual foram descritos em um ambiente computacional *MATLAB* e *Simulink*.

Os dados e parâmetros foram adquiridos por meio de dados operacionais e inseridos nas funções de transferência do sistema. Efetua-se a sintonia dos compensadores clássicos *lead lag* e por intermédio da metodologia de Oustaloup, e alocação de polos fracionários com aproximação de Charef efetua-se uma aproximação de uma função de ordem fracionária para uma de uma ordem inteira.

Buscou-se efetuar a comparação de desempenho dos controladores quanto a velocidade de reação e tempo de estabilização bem como o controle pode influenciar no consumo de combustível, aumento de stress térmico relacionado tempo de estabilização dinâmica do sistema.

**Palavras-chave:** Controle Automático; Compensador *Lead-Lag* de ordem fracionária; Margem de Ganho e Margem de Fase; Turbinas a Gás; Governador de Velocidade, Controle de Carga, Aproximação de Charef,

# Abstract

With the growing energy demand, added to the difficulty of acquiring resources and taking advantage of the hydroelectric matrix, energy alternatives such as wind, solar, and gas-fired thermal have been sought, which have received incentives in hydrogen consumption to increase efficiency and reduce carbon emissions. In line with the energy transition, the use of hydrogen associated with gaseous fuel, such as natural gas, and the ease of installing gas-fired thermoelectric units close to consumer units has been an incentive factor for the increasingly frequent installation of these generating units.

Under this scenario, gas-fired generating units are increasingly inserted in the electrical power system, which has brought several studies regarding the dynamic behavior and possible technical problems in the face of disturbances such as loss of generating units in parallel or with loss of load, which demands a quick action of the load-frequency control system. Another predominant factor is the unavailability of gas turbines, especially due to emergency or scheduled maintenance.

How the turbine is operated, the control system employed, and its tunings can result in unnecessary thermal stress and fuel consumption. The search for a system that can adapt the dynamic response to minimize these inconveniences directly results in the expansion of downtime events for maintenance, reduction of component changes, and fuel economy. In this work, a new fractional order control technique is analyzed to the detriment of the classical control that aims to improve the performance of the control of speed, load, and frequency of an industrial gas turbine (heavy-duty) to make the response of the turbine more efficient in the face of variations in load and generation, as well as to analyze performance regarding its fuel consumption. Initially, a brief theory of the types of gas turbines and their configurations is presented, as well as a description of the mechanical operation of components.

Then, the modeling of the gas turbine and its control loops, described in MATLAB and Simulink computational environment, is performed. The data and parameters were acquired using operational data and entered into the transfer functions of the system. The classical lead-lag compensators are tuned through the Oustaloup methodology, and the pole placement of fractional poles with the Charef approximation is made an approximation of a fractional order function to one of an integer order.

It sought to compare the controllers' performance regarding reaction speed and stabilization time and how the control can influence fuel consumption and increase thermal stress related to the system's dynamic stabilization time.

**Keywords:** Automatic Control; *Fractional-order Lead-Lag Compensator*; Gain Margin and Phase Margin; Gas Turbines; Speed Governor, Load Control; Charef approach.

# Lista de Figuras

Figura 2.1.1 - Corte de uma turbina tipo heavy duty. ....	24
Figura 2.1.2 - Corte de uma turbina tipo aero derivativa. ....	24
Figura 2.1.3 - Corte de uma microturbina.....	25
Figura 2.1.4 - Turbina a gás de propulsão.....	25
Figura 2.2.1- Ciclo Irreversível de Joule-Brayton temperatura vs entropia.....	27
Figura 2.2.2 - Esquemático de um HDGT com principais componentes .....	27
Figura 2.2.3 - Turbina a gás de fluxo axial típico. ....	28
Figura 2.3.1 - Esquemático de uma turbina a gás tipo heavy-duty. ....	28
Figura 2.3.2 - Partes principais de uma turbina a gás tipo heavy-duty. ....	29
Figura 2.3.3 - Compressor axial de 6 estágios para turbina a gás.....	30
Figura 2.3.4 - Detalhe construtivo do compressor .....	30
Figura 2.3.5 - Detalhe externo de um VIGV.....	32
Figura 2.3.6 - Detalhe interno de um VIGV. ....	32
Figura 2.3.7- Mecanismo de Atuação do VIGV e seu movimento.....	33
Figura 2.3.8 - Câmara de combustão simples tipo tubular, de construção horizontal. 33	
Figura 2.3.9 - Câmara de combustão simples tipo tubular, de construção vertical.....	34
Figura 2.3.10 - Câmara de combustão simples tipo anular, de construção horizontal. 34	
Figura 2.3.11 - Conjunto de câmaras de combustão .....	35
Figura 2.3.12 - Detalhe do conjunto externo de um conjunto combustor.....	35
Figura 2.3.13 - Detalhe externo do cesto (basket) do conjunto combustor.....	36
Figura 2.3.14 - Esquemático típico de um combustor. ....	37
Figura 2.3.15 - Sistema de combustão .....	38
Figura 2.3.16 - Detalhe da Câmara de Combustão (combustor chamber).....	38
Figura 2.3.17 - Detalhe da Peça de Transição (transition piece). ....	39
Figura 2.3.18 - Detalhe do bocal de combustível (fuel nozzle). ....	39
Figura 2.3.19 - Detalhe da câmara de um combustor. ....	40
Figura 2.3.20 - Diagrama de fluxo de ar no combustor. ....	41
Figura 2.3.21 - Turbina com peças de transição. ....	41
Figura 2.3.22 - Termopar dos baskets.....	43
Figura 2.3.23 - Fluxo em duto divergente e convergente. ....	45
Figura 2.3.24 - Aspecto da exaustão da turbina a gás.....	46
Figura 2.3.25 - Detalhe do termopar da exaustão. ....	46
Figura 3.2.1 - Esquemático de turbina a gás em ciclo simples .....	49
Figura 3.2.2 - Esquemático de uma turbina a gás em ciclo combinado.....	50
Figura 3.2.3 -Esquemático de uma turbina a gás com dois eixos. ....	53
Figura 3.2.4 - Representação esquemática de torque sobre o eixo da máquina.....	56
Figura 3.2.5 - Função de transferência relacionando velocidade e torque.....	62
Figura 3.2.6 - Função de transferência relacionando a potência e torque.....	63
Figura 3.2.7 - Função de transferência relacionando potência e amortecimento.....	64
Figura 3.2.8 - Diagrama de bloco da equação de swing (balanço). ....	65
Figura 3.2.9 - Esquemático de regulador de velocidade isócrono. ....	66



Figura 3.2.10 - Esquemático em blocos de regulador de velocidade isócrono.....	66
Figura 3.2.11 - Diagrama de bloco de um regulador de velocidade isócrono.....	67
Figura 3.2.12 - Resposta da unidade geradora com gerador isócrono.....	68
Figura 3.2.13 - Regulador de velocidade com feedback em estado estacionário.....	69
Figura 3.2.14 - Regulador de velocidade proporcional e ganho 1/R.....	69
Figura 3.2.15 -Regulador de velocidade proporcional e ganho 1/R reduzido.....	69
Figura 3.2.16 - Característica ideal de um regulador de velocidade com droop de velocidade.....	70
Figura 3.2.17 - Divisão de carga em duas unidades.....	71
Figura 3.2.18 -Característica de resposta de uma unidade geradora com regulação em queda de velocidade.....	71
Figura 3.2.19 - Esquemático de regulador com queda de velocidade (droop).....	72
Figura 3.2.20 - Diagrama de bloco representando o regulador com queda de velocidade.....	73
Figura 3.2.21 - Diagrama de bloco representando o regulador de velocidade.....	74
Figura 3.2.22 - Diagrama de bloco de uma operação em paralelo de 4 geradores síncronos.....	76
Figura 3.2.23 - Controle de aceleração.....	77
Figura 3.2.24 - Protetor típico contra radiação.....	79
Figura 3.2.25 - - Protetor de sensor de temperatura com injeção de ar.....	79
Figura 3.2.26 - Representação do protetor contra radiação.....	80
Figura 3.2.27 - Representação da constante de tempo de um termopar.....	81
Figura 3.2.28 - Representação em diagrama de blocos do termopar.....	81
Figura 3.2.29 - Representação em diagrama de blocos da variação da temperatura.....	82
Figura 3.2.30 - Representação em diagrama de blocos do controle de temperatura.....	82
Figura 3.2.31 - Representação em diagrama de blocos de seletor mínimo.....	83
Figura 3.2.32 - Representação em diagrama de blocos limitador.....	84
Figura 3.2.33 - Representação em diagrama de blocos do multiplicador.....	84
Figura 3.2.34 - Representação em diagrama de blocos do sistema de combustível.....	85
Figura 3.2.35 - Representação em diagrama de blocos do combustor.....	86
Figura 3.2.36 - Representação gráfica do atraso devido à combustão.....	87
Figura 3.2.37 - Representação em diagrama de blocos do atraso ocasionado pela exaustão.....	87
Figura 3.2.38 - Representação gráfica do atraso devido à exaustão.....	88
Figura 3.2.39 - Representação em diagrama de blocos do representativo à inércia do compressor.....	88
Figura 3.2.40 - Cálculo da variação de temperatura do VGIV.....	89
Figura 3.2.41 - Representação em diagrama de blocos do representativo à inércia do VIGV.....	89
Figura 3.2.42 - Representação em diagrama de blocos do limitador do VIGV.....	90
Figura 3.2.43 - Representação em diagrama de blocos do limitador do VIGV.....	91
Figura 3.2.44 - representação em diagrama de blocos do bias do VIGV.....	91
Figura 3.2.45 - Representação em diagrama de blocos de turbina a gás.....	93
Figura 3.2.46 - Modelo em diagrama de blocos do da turbina a gás desenvolvido no Simulink.....	95

Figura 4.3.1 - Região de estabilidade $0 < \alpha < 1$ .	100
Figura 4.3.2 - Região de estabilidade $1 < \alpha < 2$ .	100
Figura 4.3.3 - Região de estabilidade $\alpha = 1$ .	101
Figura 4.4.1 - Diagrama de Bode para $G_1(s) = s^\alpha$ .	104
Figura 5.2.1- Diagrama da planta simulada	110
Figura 5.4.1- Diagrama de blocos turbina a gás.	112
Figura 5.4.2 - Simplificação diagrama de blocos representativo da turbina a gás.	112
Figura 5.4.3 - Representação diagrama de blocos governador e turbina a gás	113
Figura 5.4.4 - Representação diagrama de blocos governador de velocidade clássico original.	113
Figura 5.4.5 - Diagrama de blocos controle de velocidade clássico	114
Figura 5.4.6 - Resposta ao sinal degrau unitário controlador clássico.	115
Figura 5.4.7 - Ganho de margem e ganho de fase controlador clássico.	116
Figura 5.4.8 - Diagrama de blocos controle de velocidade fracionário	118
Figura 5.4.9 - Resposta controlador fracionário a degrau unitário	119
Figura 5.4.10 - Comparação de aproximação do controle fracionário e lead-lag clássico.	119
Figura 5.4.11 - Ganho de margem e ganho de fase controlador fracionário.	120
Figura 5.4.12- Diagrama de blocos controle de velocidade fracionário integrativo.	121
Figura 5.4.13 - Resposta sistema fracionário integrativo ao degrau unitário	121
Figura 5.5.1 - Resposta da variável velocidade em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo isócrono.	124
Figura 5.5.2 – Resposta da variável potência ativa em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo isócrono.	125
Figura 5.5.3 - Resposta da variável potência reativa em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo isócrono.	125
Figura 5.5.4 - Resposta da variável ângulo de carga em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo isócrono.	126
Figura 5.5.5 - Comportamento da velocidade em falta monofásica (a) e trifásica (b) modo isócrono.	127
Figura 5.5.6 - Comportamento velocidade com ruído branco modo isócrono.	128
Figura 5.5.7 - Comportamento potência ativa com ruído branco modo isócrono.	129
Figura 5.5.8 - Resposta da variável velocidade em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo droop.	130
Figura 5.5.9 - Resposta da variável potência ativa em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo droop.	130
Figura 5.5.10 - Resposta da variável potência reativa em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo droop.	131
Figura 5.5.11 - Resposta da variável angulo de carga em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo droop.	132
Figura 5.5.12 - Comportamento da velocidade em falta monofasica (a) e falta trifásica (b) em modo droop.	133
Figura 5.5.13 - Comportamento velocidade com ruído branco modo droop	134
Figura 5.5.14 - Comportamento potência ativa com ruído branco modo droop	134

# Lista de Tabelas

Tabela 3.2.1 - Equações de mecânica de movimento. ....	55
Tabela 3.2.2-Valores típicos de constante de inercia. ....	61
Tabela 3.2.3 - Valores típicos das constantes W, X, Y e Z.....	74
Tabela 3.2.4 - Valores de erro da medição de temperatura.....	79
Tabela 5.3.1- Parâmetros de planta utilizados nas simulações .....	111
Tabela 5.3.2 - Parâmetro reguladores de velocidade .....	112
Tabela 5.4.1 - Representação diagrama de blocos governador de velocidade fracionário .....	116
Tabela 5.4.2- - Parâmetros regulador fracionário de velocidade em dinâmica em isócrono .....	122
Tabela 5.4.3 - Condições de projeto .....	123
Tabela 5.6.1 - Índice de Desempenho dos Controladores.....	135

# Lista de Abreviaturas e Siglas

ONS	Operadora Nacional do Sistema
SEP	Sistema Elétrico de Potência
PSS	<i>Power System Stabilizer</i>
LTI	Linearmente Invariante no Tempo
FOPP	<i>Fractional-Order Pole Placement</i>
IGV	<i>Inlet Guide Vane</i>
VIGV	<i>Variable Inlet Guide Vane</i>
VG	<i>Variable Guide Vane</i>
TG	Turbina a Gás
MGMF	Margem de Ganho Margem de Fase
FOPSS	<i>Fractional Order Power System Stabilizer</i>
ESP	Estabilizador de Sistema de Potência
AVR	<i>Automatic Voltage Regulator</i>
TV	Turbina a Vapor
HDGT	<i>Heavy Duty Gas Turbine</i>
SDI	Sistema de Detecção de Ignição
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
VIGV	<i>Variable Inlet Guid</i>

# Lista de Símbolos

$R$	Estatismo permanente do regulador com queda de velocidade ( <i>droop</i> ).
$B$	Bias dinâmico.
$T_1$	Constante de tempo com queda de velocidade.
$\Delta\omega$	Desvio de velocidade.
$\omega_{0r}$	Velocidade angular nominal para cálculo de base.
$\omega_{0e}$	Velocidade angular rotor nominal radianos elétricos (rad/s)
$\omega_{0m}$	Velocidade angular rotor nominal radianos mecânicos (rad/s)
$\omega_r$	Velocidade angular do rotor em radiano mecânico.
$\omega_e$	Velocidade angular do rotor em radianos elétricos.
$S_a(s)$	Sinal de entrada do controle de aceleração (p.u.).
$\beta(s)$	Sinal de saída do controle de aceleração (p.u.).
$\omega_s(s)$	Sinal de saída do regulador de velocidade (p.u.).
$\Omega(s)$	Velocidade angular no eixo do rotor (p.u.).
$\Delta\omega(s)$	Variação de velocidade no eixo da turbina (p.u.).
$\Delta\omega_r(s)$	Variação de velocidade do rotor da turbina (p.u.).
$\omega_{NL}$	Velocidade em estado estacionário em condição sem carga.
$\omega_{FL}$	Velocidade em estado estacionário em condição em plena carga.
$\omega_0$	Velocidade nominal.
$\omega_{SS}$	Desvio de velocidade ou frequência.
$X$	Parâmetro e constantes de tempo do regulador de velocidade.
$Y$	Parâmetro e constantes de tempo do regulador de velocidade.
$W$	Parâmetro e constantes de tempo do regulador de velocidade.
$Z$	Parâmetro e constantes de tempo do regulador de velocidade.
$T_m$	Conjugado ou torque mecânico.
$T_{0m}$	Conjugado ou torque mecânico nominal.
$T_{ms}$	Coefficiente de partida mecânica.
$T_e$	Conjugado ou torque eletromagnético.
$T_d$	Conjugado ou torque de amortecimento.
$T_a$	Conjugado ou torque acelerante.
$T_i$	Conjugado ou torque inercial.
$\ddot{\delta}$	Aceleração angular.
$\delta$	Deslocamento angular.
$\Delta y(s)$	Variação da abertura da válvula de combustível.
$K_i$	Ganho do regulador de velocidade isócrono.

$t$	Tempo.
$f_0$	Frequência nominal.
$f_n$	Frequência na unidade geradora n.
$f'_n$	Nova frequência na unidade geradora n.
$f_s$	Frequência de amostragem.
$C_m$	Conjugado mecânico do acionador menos torque de retardo devido as perdas rotacionais (p.u).
$C_e$	Conjugado eletromagnético do gerador (p.u).
$P_m$	Potência mecânica do acionador menos as perdas rotacionais (p.u).
$P_e$	Potência elétrica gerada (p.u).
$J$	Momento de inercia.
$\Delta P_e$	Varição de potência elétrica
$P_{0e}$	Potência elétrica nominal
$P_0$	Potência nominal.
$P_n$	Potência na unidade geradora n.
$P'_n$	Nova potência na unidade n.
$K_a$	Ganho do controle de aceleração
$\alpha_0$	Valor de referência da taxa de variação da variável de entrada (p.u.).
$E_g(s)$	Fluxo de gás em turbinas a gás aeroderivadas.
$\theta_x(s)$	Temperatura da exaustão da turbina (°C).
$\theta_s(s)$	Temperatura medida pelo protetor de radiação (°C).
$\theta_R(s)$	Temperatura de referência (°C).
$\theta_M(s)$	Temperatura medida (°C).
$\theta_a(s)$	Temperatura ambiente (°C).
$VIGV(s)$	Sinal do VIGV (p.u.).
$VIGV_1(s)$	Sinal de entrada do controle do VIGV (p.u.).
$VIGV_2(s)$	Sinal de saída do controle do VIGV (p.u.).
$VIGV_2(s)$	Sinal de entrada do limitador do VIGV (p.u.).
$VIGV_3(s)$	Sinal de saída do limitador do VIGV (p.u.).
$VIGV_{max}$	Abertura máxima do VIGV (p.u.).

$VIGV_{min}$	Abertura mínima do VIGV (p.u.).
$K_{IGV}$	Ganho do controle do VIGV (p.u.).
$\tau_{VIGV}$	Constante de tempo do sistema posicionador do VIGV (s).
$\Delta\theta(s)$	Varição da temperatura do termopar (°C).
$\tau_1, \tau_2, \tau_3$	Constante de tempo do protetor de radiação (s).
$\tau_4$	Constante de tempo do controle VIGV (p.u.).
$\tau_5$	Parâmetro do controle de VIGV (p.u.).
$\Delta\theta(s)$	Varição de temperatura (°C).
$\Delta\theta_C$	Varição de temperatura do sinal controlado (°C).
$\tau_T$	Razão de integração do controle de temperatura (s).
$K_T$	Constante de controle de temperatura (p.u.).
$V_{ce}$	Sinal de demanda de combustível.
$K_{ct}$	Constante representando o consumo próprio da turbina.
$K_c$	Constante que representa a influência da demanda de combustível na turbina (p.u.).
$K_f$	Realimentador do sistema de combustível.
$a, b, c$	Valores referentes à função de transferência do posicionador da válvula de admissão de combustível (p.u.).
$\tau_f$	Constante de tempo do sistema de combustível em segundos.
$W_f(s)$	Vazão de combustível (p.u.).
$W_{fs}(s)$	Vazão de combustível com o atraso provocado pelo combustor (p.u.).
$W_{ft}(s)$	Vazão de combustível com o atraso provocado da exaustão (p.u.).
$W_{fp}(s)$	Vazão de combustível com atraso do compressor (p.u.).
$\tau_{cd}$	Constante de tempo do compressor (s).
$\epsilon_{cr}$	Tempo de atraso em função da exaustão (s).
$\epsilon_{cr}$	Tempo de atraso em função do combustor (s).

# Sumário

Capítulo 1 .....	19
Introdução .....	19
1.1 Contextualização .....	19
1.2 Motivação e Justificativa .....	20
1.3 Objetivos.....	21
1.3.1 Objetivo Geral .....	21
1.3.2 Objetivos Específicos .....	21
1.4 Estrutura do Trabalho.....	22
Capítulo 2.....	23
Componentes de Turbina a Gás .....	23
2.1 Introdução.....	23
2.2 Funcionamento .....	26
2.3 Partes e Componentes.....	28
2.3.1 Compressor.....	29
2.3.2 Câmara de Combustão.....	33
2.3.3 Sistema de combustão .....	37
2.3.4 Componentes Internos do Combustor .....	38
2.3.5 Cestas de Combustível ( <i>baskets</i> ).....	40
2.3.6 Peças de Transição.....	41
2.3.7 Bocal de Combustível (Fuel Nozzle) .....	42
2.3.8 Sistema de Ignição.....	42
2.3.9 Tubo de Chama Cruzada (Cross Flame Tubes).....	43
2.3.10 Termoelementos .....	43
2.3.11 Turbina de Potência .....	44
2.3.12 Exaustão .....	46
2.4 Conclusão .....	47
Capítulo 3.....	48
Modelagem Matemática.....	48
3.1 Introdução.....	48



3.2	Modelagem Matemática da Turbina a Gás.....	48
3.2.1	Estado da arte.....	49
3.2.2	Controle de Velocidade .....	54
3.2.2.1	Controle primário de frequência, mecânica do movimento e resposta inercial .....	55
3.2.2.2	Resposta do conjunto à variação de carga.....	61
3.2.2.3	Resposta da carga à variação de frequência .....	63
3.2.2.4	Regulador isócrono.....	65
3.2.2.5	Regulador com queda de velocidade ( <i>droop</i> ).....	68
3.2.2.6	Reposta contínua e resposta sustentada.....	75
3.2.2.7	Resposta carga-frequência em conjunto com a autorregulação .....	75
3.2.3	Controle de Aceleração .....	77
3.2.4	Malha de controle de Temperatura.....	78
3.2.4.1	Malha de proteção contra radiação térmica.....	78
3.2.4.2	Sensor de temperatura – termopar .....	80
3.2.5	Controle de temperatura .....	82
3.2.6	Seletor de valor mínimo .....	83
3.2.7	Limitador de vazão .....	83
3.2.8	Sistema de combustível .....	84
3.2.9	Combustor .....	86
3.2.10	Exaustão .....	87
3.2.11	Descarga do compressor.....	88
3.2.12	Variable inlet guide vane (VIGV).....	89
3.2.13	Limitador do VIGV .....	90
3.2.14	Atuador do VIGV .....	91
3.2.15	Limitadores de desaceleração.....	92
3.2.16	Modelo completo da turbina a gás.....	93
3.3	Conclusão .....	96
	Capítulo 4.....	97
	Introdução ao Cálculo Fracionário.....	97
4.1	Introdução.....	97
4.2	Cálculo de Ordem Fracionária.....	97
4.3	Estabilidade do Sistema de Ordem Fracionária.....	99
4.4	Resposta em Frequência de Sistemas de Ordem Fracionária .....	101

4.5	Metodologia de Aproximação de Oustaloup.....	104
4.6	Metodologia de aproximação de Charef.....	105
4.7	Índices de Desempenho .....	107
4.8	Conclusão .....	108
Capítulo 5.....		109
Metodologia de Ensaios .....		109
5.1	Introdução.....	109
5.2	Ambiente de Simulação.....	110
5.3	Turbina de um eixo – modelo completo.....	110
5.4	Sintonia dos Controladores Clássico e Fracionário.....	112
5.4.1	Sintonia do controlador clássico. ....	113
5.4.2	Sintonia controlador fracionário .....	116
5.5	Resultados simulados .....	123
5.5.1	Variação de referência de velocidade em modo isócrono.....	124
5.5.2	Variação de referência de velocidade em modo droop. ....	129
5.6	Índice de Desempenho.....	135
5.7	Comparativo econômico.....	136
5.8	Conclusão .....	137
Capítulo 6.....		138
Conclusão.....		138
6.1	Trabalhos Futuros .....	139
Referências.....		140

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Contextualização

Com o crescente aumento das demandas de energia elétrica no país, faz-se necessário tomar ações rápidas por parte da iniciativa privada ou governamental para se colocar em funcionamento usinas geradoras e assim evitar um eminente colapso em médio ou longo prazo do sistema de fornecimento de energia. Das matrizes energéticas disponíveis atualmente no Brasil, a hidroelétrica toma cerca de 84,8% de fontes renováveis para a produção de energia em função do vasto recurso fluvial nacional, emergente instalações de parques eólico e de geração solar enquanto a média mundial é de 28,1% (EPE, 2022).

Além de ser mais sustentável, esta matriz energética, do ponto de vista operacional também gera custos menores. Contudo, o projeto de concepção, projeto e implementação é longa, cara e exigindo um esforço humano e logístico para seu projeto e construção. As fontes consumidoras por vezes não estão próximas a estas fontes geradoras o que coloca como desdobramento imediato o projeto e construção de linhas de transmissão. Além da matriz energética hídrica, a matriz energética do Brasil também é composta em: gás natural (6,1%), eólica (11,8%), biomassa (4,7%), carvão e derivados (1,2%), nuclear (2,1%), derivados do petróleo (2,0%), solar (4,0%), (EPE, 2022).

A matriz energética a gás tem se figurado no cenário mundial como sendo uma matriz mais viável em função da obtenção, armazenamento e logística o combustível, (sistemas de gaseificação e de-gaseificação), contribuindo para que unidades geradoras sejam instaladas em pontos estratégicos (próximo a portos) ou em caso de disponibilidade de linhas de distribuição, as unidades geradoras podem ser construídas próximas às suas unidades consumidoras. Deste modo, uma crescente frota de turbinas a gás (associados ou não a uma operação em ciclo combinado) tem sido uma solução rápida para atender de forma consistente a crescente carga de energia o qual projeta-se atingir cerca de 281GW médios em 2027 (ANEEL, 2024).

Face a rápida expansão da matriz energética renovável como plantas eólicas e fotovoltaicas, a instalação de unidades termo geradoras a gás contribuem para dar regulação e estabilidade ao sistema, bem como ser medida de contingência às necessidades de despacho da Operadora Nacional do Sistema (ONS, 2022). Sobre este último, devido às variações pluviiais nas distintas regiões do país, o que acarretam variações dos níveis de reservatórios, alternância da disponibilidade de geração hídrica pode ser mitigada com unidades termo geradoras, que cumprem o papel de suprir a demanda de geração.

Atendendo com rápida e imediata implantação de unidades geradoras, inserimos no Sistema Elétrico de Potência (SEP) uma série de dispositivos aos quais necessitam ser cuidadosamente estudados para se determinar sua contribuição no sistema, face a reação de sua resposta diante aos distúrbios elétricos, variações de carga e frequência, garantindo assim confiabilidade, qualidade e eficiência (SILVA, 2022).

Estes sistemas inseridos devem operar dentro das condições de projeto, de forma estável e que forneçam um alto índice de disponibilidade (operação ininterrupta). Deste modo faz-se necessário aprimorar os processos produtivos de energia elétrica bem como promover a modernização dos sistemas existentes e seus dispositivos que constituem o SEP (AYRES JUNIOR et. al., 2018).

Dentre os fenômenos que são amplamente analisados na área de Sistemas Elétricos de Potência (SEP), se dá quanto ao amortecimento de oscilações eletromecânicas (SILVA, 2022) e resposta da Turbina a Gás (TG) frente a aumento de carga em função de saída de unidades geradoras conectadas ao barramento infinito. Tais oscilações e retardo na resposta frente estas perturbações na rede podem limitar a geração demandada ao sistema da unidade geradora, e provocar uma redução da vida útil das máquinas do sistema além de provocar uma considerável redução da margem de estabilidade do sistema de potência (KUNDUR, 1994 et al., 2014; NOGUEIRA et al., 2014).

Tais oscilações, caso não sofram correção devida, promove uma instabilidade no sistema elétrico de potência, levando a condições de interrupções da geração. Assim, para mitigar o problema e buscar uma rápida resposta das turbinas a gás frente as oscilações da rede, um componente auxiliar de controle pode ser inserido no sistema.

Este trabalho visa propor estudo e aplicação de um controlador fracionário e analisar sua performance frente aos atuais controles clássicos nos reguladores de carga-frequência em unidades geradoras a turbinas a gás.

## 1.2 Motivação e Justificativa

Focando no atual cenário de aplicações e estudos relacionados à controladores de ordem fracionária, utilizou-se uma técnica de sintonia de compensadores fracionários para aplicar ao problema de resposta nos controladores de carga-frequência em unidades geradoras a turbina a gás bem como tempo de estabilização a distúrbios o que resulta em aumento de estresse térmico e aumento de consumo de combustível. Para estes dois últimos pontos, busca-se obter uma ação de mitigação para este problema o qual se efetiva a demonstração do problema na turbina a gás a médio longo prazo, ao se submeter a turbina a gás a estas condições.

Apresenta-se, portanto, uma nova estrutura matemática de compensador *Lead – Lag* com expoente de ordem fracionária. Para alcançar os parâmetros deste controlador, aplicou-se a metodologia desenvolvida e descrita por Valério e Costa (VALERIO; COSTA, 2013) a qual a sintonia deste compensador é executada baseado na margem e ganho e margem de fase desejados para um sistema em malha fechada.

O estudo do desempenho deste compensador fracionário foi validado frente a uma comparação ao comportamento dinâmico de sistemas que utilizam técnicas clássicas de controle.

Sua análise de performance foi realizada através de um simulador em ambiente computacional, por intermédio do *software Simulink e MATLAB* que simulam variação de carga no sistema.

A modelagem da turbina a gás provém do estudo clássico de Rowen (ROWEN, 1983) e o modelagem do gerador e linha de transmissão de modelagem clássicos de máquina síncrona e linha. Contudo, os valores dos parâmetros são reais e obtidos conforme procedimento sugerido por Tavakoli (TAVAKOLI, 2009) a qual extrai os valores das próprias condições de operação. Deste modo, a modelagem da turbina gás, classificada como *Heavy Duty*, sendo esta de 56,7MW e instalada em uma Usina Termoelétrica localizada em Manaus é o objeto deste estudo e simulação.

## 1.3 Objetivos

### 1.3.1 Objetivo Geral

Analisar uma nova técnica de projeto de controladores e compensadores *Lead – Lag* (avanço e atraso) e desta maneira desenvolver um estabilizador de ordem fracionaria (FOPSS), objetivando demonstrar um desempenho que seja ótimo quando comparado a soluções clássicas de controle.

Da mesma forma, intenciona-se que este controlador fracionário ao ser aplicado no sistema de controle da turbina a gás contribua dando mais rapidez a reposta frente a degraus de carga e por consequência na rápida resposta da turbina a gás às variações de frequência da rede e diminua o sobressinal e tempo de estabilização o que leva a médio e longo prazo preservar o sistema de sujeitar-se a condições de estresse térmico e demasiado consumo de combustível em transitórios. Com isso obtemos uma maior estabilidade do Sistema de Potência, bem como um aumento da vida útil da turbina a gás que sofre esforços mecânicos quando destes distúrbios.

### 1.3.2 Objetivos Específicos

- Realizar estudo do modelo da Turbina a gás e seus componentes
- Obter o modelo matemático da Turbina a Gás
- Realizar estudo do cálculo de ordem fracionária
- Sintonizar o FOPSS usando a metodologia de Ayres Junior
- Sintonizar FOPSS aplicando metodologia de alocação de polos de ordem fracionaria.
- Projetar o FOPSS utilizando o método de Silva (SILVA, 2022) e Ayres Junior (AYRES JUNIOR, 2018), utilizando método analítico baseado em ganho de margem de ganho e margem de fase.
- Sintonizar FOPSS utilizando aproximação de Charef utilizando metodologia de Ayres Junior (AYRES JUNIOR, 2019) e Charef (CHAREF, 1992).
- Realizar simulações se estudos utilizando a ferramenta *Simulink* e *MATLAB*, utilizando modelagem de Rowen para turbinas a gás *heavy duty*.
- Analisar comparação do desempenho dinâmico aplicando compensadores fracionários, clássico, e clássico e com alocação e polos com aproximação de Charef.

## 1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está estruturado em 6 capítulos, iniciando com a contextualização do problema, motivação e justificativa do estudo e pesquisa. Os demais capítulos são estruturados da seguinte forma:

- Capítulo 2: Introdução ao descritivo dos componentes da turbina a gás tipo Heavy Duty, bem como apresentação de seu modelo matemático. Apresenta-se neste capítulo os conceitos de cálculo fracionário.
- Capítulo 3: Descrição do atual sistema de controle e do sistema de controle proposto e sua modelagem.
- Capítulo 4: Breve introdução ao controle fracionário
- Capítulo 5: Descreve-se a característica da planta objeto de estudo, apresenta-se a metodologia proposta de testes e simulações, bem como os procedimentos destes testes e ambiente de simulação e análise de desempenho.
- Capítulo 6: Conclusão dos estudos efetuados e resultados

# Capítulo 2

## Componentes de Turbina a Gás

### 2.1 Introdução

Com o aumento da oferta de gás natural e por desdobramento a redução de seu valor comercializado no mercado, a geração de energia elétrica por meio de usinas termoelétricas vem aumentando no Brasil e em outros países. A fim de aumentar a eficiência da geração, o ciclo combinado apresenta-se como uma configuração utilizada para expansão desta modalidade de geração de energia elétrica (FERREIRA, 2015).

Dentro do ciclo combinado destaca-se um fundamental elemento de conversão de energia que é a turbina a gás. A turbina a gás (TG) é definida como sendo uma máquina térmica, onde em um primeiro momento a energia química proveniente da combustão de uma mistura ar-combustível é transformada em energia potencial termodinâmica. Estes gases quentes, com alta energia e proveniente desta combustão por sua vez é convertida em trabalho mecânico (MORAN, 2018).

As turbinas a gás são, portanto, acionadas pelos próprios gases quentes produzidos dentro da câmara de combustão, o que dispensa a utilização de um fluido de trabalho intermediário para transporte de energia. Tal característica promove o dimensionamento de unidades compactas para os mesmos níveis de potência gerada.

A classificação das turbinas a gás é geralmente classificada conforme as características abaixo:

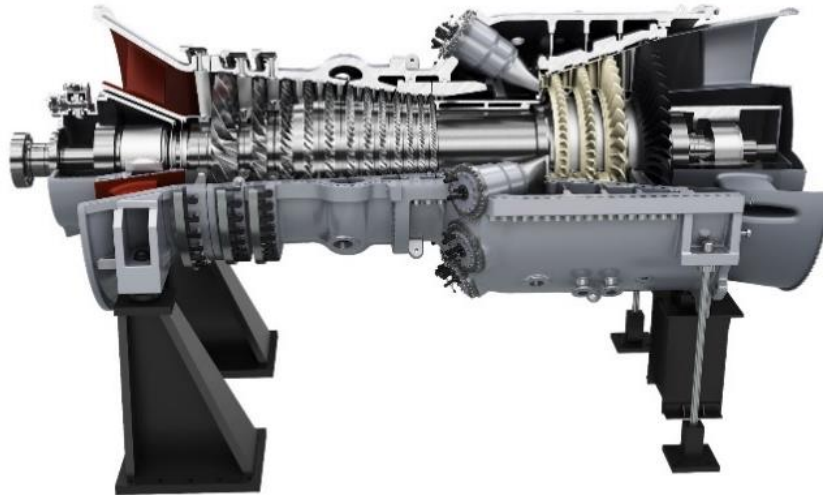
- Aplicação (estacionária ou de propulsão)
- Tipo de Ciclo (aberto, fechado, semi-fechado)
- Outros (Arranjo, tipo de combustível, velocidade de rotação, pressão).
- Quanto à direção do escoamento
  - Axiais: escoamento paralelo ao eixo.
  - Radiais (menos usadas)
- Quanto à conexão turbina-compressor
  - Conexão direta, onde a turbina aciona compressor por um eixo que também é o eixo de potência (turbinas estáticas). Aplicado quando rotação é constante
  - Turbina livre, onde a turbina é usada apenas para acionar o compressor. Uma segunda turbina, sem acoplamento com a outra nem com o compressor, aciona o eixo de potência, produzindo a energia útil. Turbina livre, é possível operação em faixas de rotação variável. A esta configuração é conhecido como acoplamento termodinâmico.

Quanto a sua aplicabilidade a turbina a gás classificadas como estacionárias são destinadas a geração de energia e dentro deste se subdividem a classificação quanto a sua aplicação de ciclo podendo ser:

- Turbinas a gás *heavy-duty*.
- Turbinas a gás aeroderivativas.
- Microturbinas

As turbinas a gás do tipo *heavy-duty* (Figura 2.1.1), são turbinas projetadas para aplicação industrial. Estas turbinas possuem uma filosofia de projeto que busca uma maior robustez e utilização de vários tipos de combustíveis, além de promover alta confiabilidade e gerar potências de base da ordem de centenas de MW.

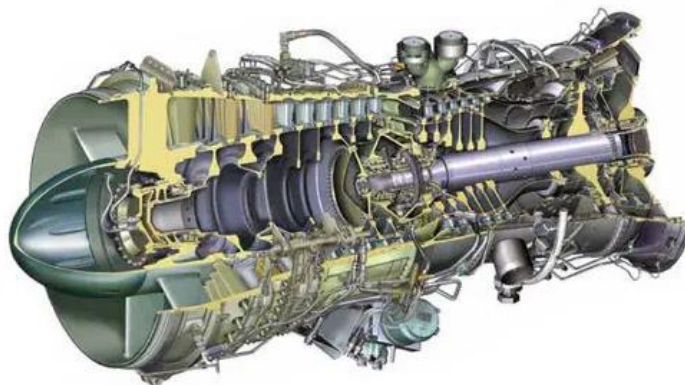
Figura 2.1.1 - Corte de uma turbina tipo heavy duty.



Fonte: Retirado de catálogo Siemens-Energy (2022)

As turbinas a gás classificadas como aeroderivadas ou aeroderivadas (Figura 2.1.2) são turbinas a gás aeronáuticas que sofreram adaptações para fins específicos para atender requisitos de utilização e instalação em locais como por exemplo em plataformas de extração de petróleo ou em locais onde se requer uma ocupação de espaço reduzido, em aplicações onde se requer alta confiabilidade e disponibilidade de equipamento e uma relação peso-potência menor (BOICE, 2002).

Figura 2.1.2 - Corte de uma turbina tipo aero derivativa.



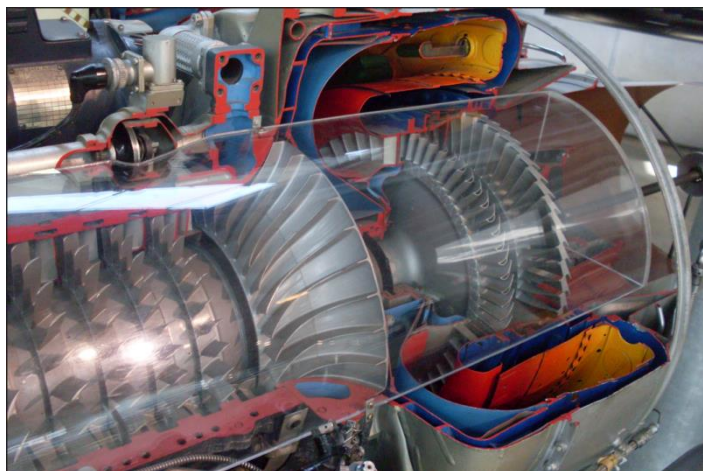
Fonte: Retirado de Rolls Royce (2022)

As microturbinas a gás (Figura 2.1.3) são aplicadas em geração distribuídas ou em geração autônomas, possuem a vantagem de serem muito versáteis, porém possuem baixa potência de geração alcançando algumas centenas de kW até algumas dezenas de MW.



Tais unidades geradoras podem estar ou não conectadas a um barramento infinito trabalhando em paralelo com a rede ou em modo isolado do sistema de distribuição. Por permitir esta flexibilidade sua instalação muito próxima aos centros consumidores permite uma maior confiabilidade, um maior aproveitamento energético por meio da modalidade de cogeração e redução significativa de perdas na transmissão (BONA et al. RUPERT).

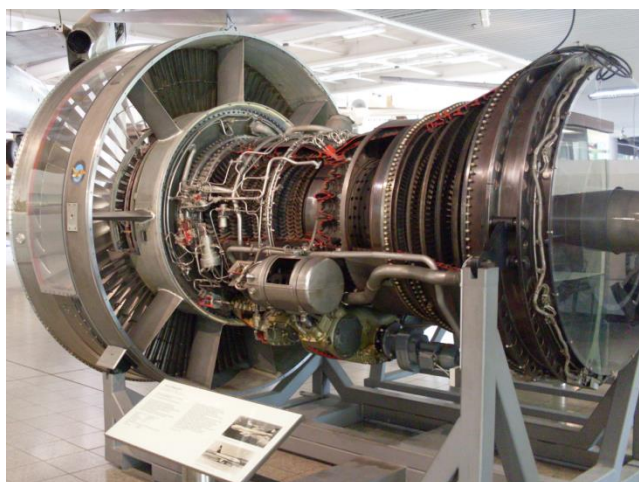
Figura 2.1.3 - Corte de uma microturbina



Fonte: Foto próprio Autor - Deutsch Museum (2010)

As turbinas a gás de propulsão (Figura 2.1.4) são as utilizadas em aeronaves o qual a reação do escape dos gases da turbina pela exaustão em alta velocidade promovem um empuxo deslocando a turbina e por consequência toda a aeronave para frente. Possuem grande confiabilidade e alto grau de disponibilidade em serviço e são projetados para desenvolver um ótimo desempenho sobretudo quanto a consumo de combustível.

Figura 2.1.4 - Turbina a gás de propulsão



Fonte: Foto próprio Autor - Deutsch Museum (2010)

Quanto ao tipo de ciclo, podemos classificar a aplicação de turbinas estacionárias, *heavy-duty*, aeroderivativas ou microturbinas em ciclos simples, combinado ou semi fechado.

## 2.2 Funcionamento

A turbina a gás ao girar, aspira ar atmosférico o qual é comprimido pelo compressor. O ar ao ser admitido no compressor, sofre compressão adiabática com aumento de pressão e consequentemente também aumento de temperatura. Cada estágio do compressor é formado por uma fileira de palhetas rotativas (*blades*) que impõem movimento ao fluxo de ar (energia cinética) e uma fileira de palhetas estáticas (*vanes*), que converte a energia cinética em aumento de pressão.

Este ar pressurizado e aquecido é injetado na câmara de combustão (ou combustor) onde é misturado com junto com gás combustível, que pode ser líquido ou gasoso. Esta mistura ar-combustível é então queimado nesta câmara onde ocorre um aumento significativo de temperatura, a uma pressão constante, produzindo desta forma um aumento de volume do fluxo de gases. Estes gases quentes provenientes da saída da câmara de combustão sofrem expansão através das palhetas rotativas (*blades*) da turbina (ou turbina de potência) o qual transforma esta energia térmica em energia mecânica, promovendo a rotação do eixo. Uma parcela considerável da potência gerada pela turbina de potência é utilizada para o acionamento do próprio compressor da turbina a gás, o restante desta energia é então transferida em forma de torque ao gerador síncrono conectado ao seu eixo (FERREIRA, 2015).

Nas turbinas a gás, o compressor utilizado geralmente trabalha com fluxo axial, tipicamente com 13 estágios de compressão conforme turbina objeto de estudo. Cada estágio do compressor é formado por uma roda de palhetas rotativas que impõem movimento ao fluxo de ar (energia cinética) e uma fileira de palhetas estáticas, que utiliza a energia cinética para compressão. O ar sai do compressor a uma temperatura que pode variar entre 350°C e 420°C.

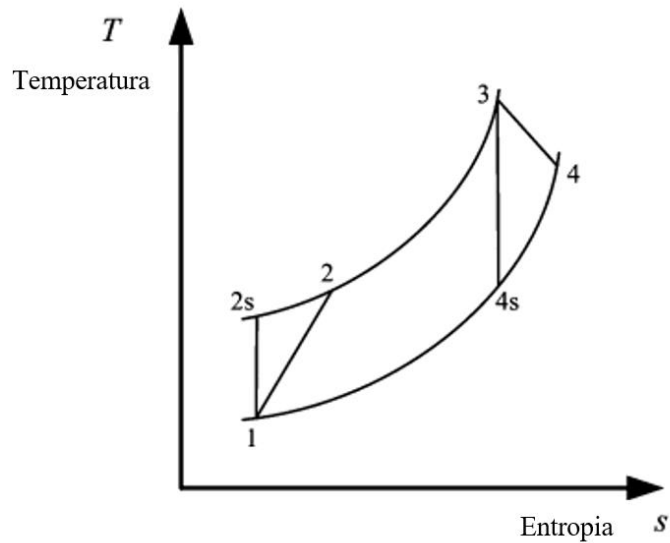
Na descarga da câmara de combustão, os gases alcançam temperaturas de até 1250°C. Após passar pela turbina de potência, os gases são liberados ainda com significante potencial energético, tipicamente a temperaturas entre 500°C e 670°C.

Termodinamicamente a representação deste ciclo o qual as turbinas a gás trabalham é denominado de Ciclo Bryton (Figura 2.2.1), onde observa-se a relação temperatura e entropia. O ar é aspirado do ponto 1 em condição de temperatura ambiente e pressão atmosférica e é comprimido pelo compressor em um processo irreversível até o ponto 2 (adiabático). O calor de entrada no combustor aumentará a temperatura até o ponto 3 onde o produto da combustão e o ar de descarga do compressor entrarão na turbina de potência e se expandirão para ponto 4.

Nesta figura, a perda de pressão nos filtros de ar e na câmara de combustão é desprezada, ou seja, os processos 2-3 e 4-1 são considerados isobárico. Os processos nos compressores e turbinas são irreversíveis e não isentrópicos, no entanto, neste mesmo gráfico os processos isentrópicos assumidos também são mostrados. Tais considerações são utilizados para determinar por intermédio de valores operacionais reais de processo, constantes e variáveis que compõe a modelagem adaptado de Rowen, utilizado nesta pesquisa. A metodologia será descrita no Capítulo 5.

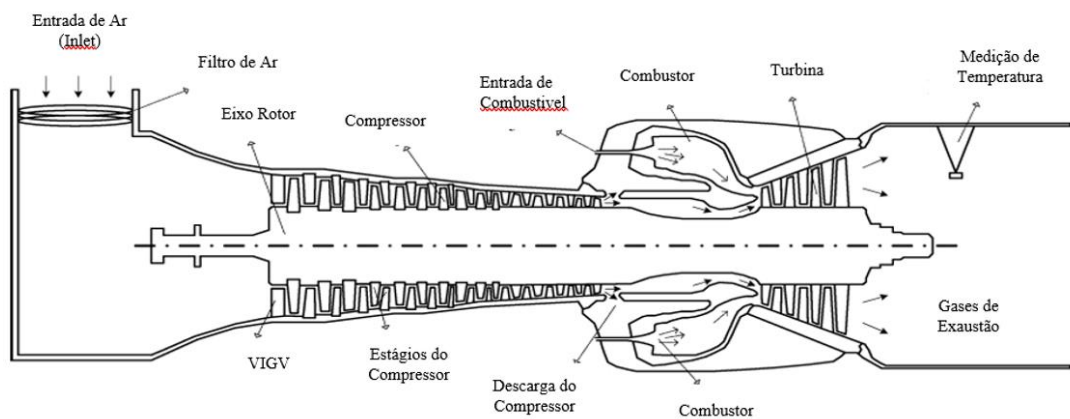
Em função desta energia ainda disponível nos gases de exaustão da turbina a gás, as usinas termoelétricas mais eficientes e de maior porte aproveitam este potencial através de um segundo ciclo termodinâmico, a vapor (denominado de Ciclo Rankine). Estes ciclos juntos formam o que se denomina de ciclo combinado, de eficiência térmica frequentemente superior a 60%, as turbinas a gás operando sozinhas ou comumente denominados de ciclos simples a gás têm tipicamente 35% (ANDRADE, 2019).

Figura 2.2.1- Ciclo Irreversível de Joule-Brayton temperatura vs entropia



Fonte: Adaptado de Tavakoli (2009)

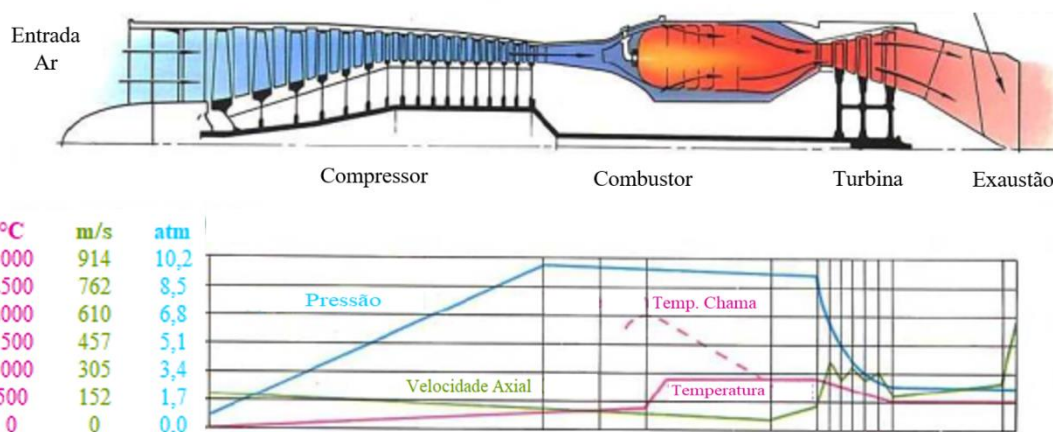
Figura 2.2.2 - Esquemático de um HDGT com principais componentes



Fonte: Adaptado de Tavakoli (2009)

Turbinas especificamente projetadas para operar em ciclo simples, tendo em vista a eficiência térmica do ciclo, têm temperatura de saída de gases reduzida ao máximo e têm otimizada taxa de compressão. A razão é pelo fato de que os gases superaquecidos da exaustão da máquina em ciclo simples acaba sendo descartado no ambiente. Deste modo faz-se necessário o aumento da eficiência do sistema para o aproveitamento energético seja ótimo. Abaixo (Figura 2.2.3) observa-se os níveis de onde projeta-se a pressão, temperatura velocidade do gás nas diversas partes da turbina a gás.

Figura 2.2.3 - Turbina a gás de fluxo axial típico.

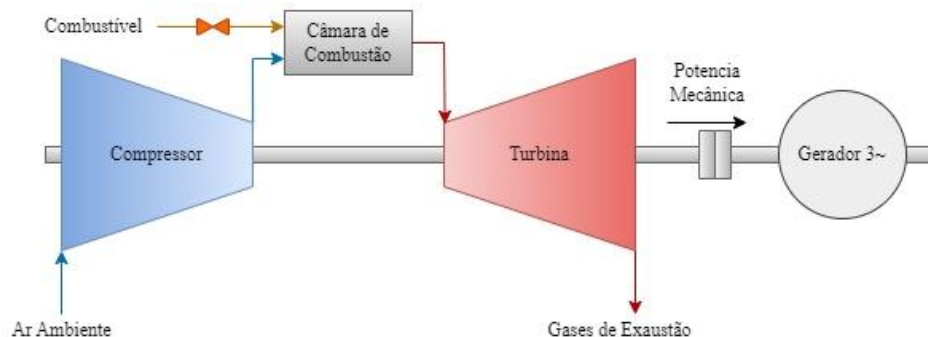


Fonte: Adaptado de Rolls Royce (1996)

## 2.3 Partes e Componentes

A turbina a gás *heavy-duty* e aero derivativas possuem em sua composição os mesmos componentes básicos: compressor, câmara de combustão e turbina (ou turbina de potência), conforme é ilustrado (Figura 2.3.1).

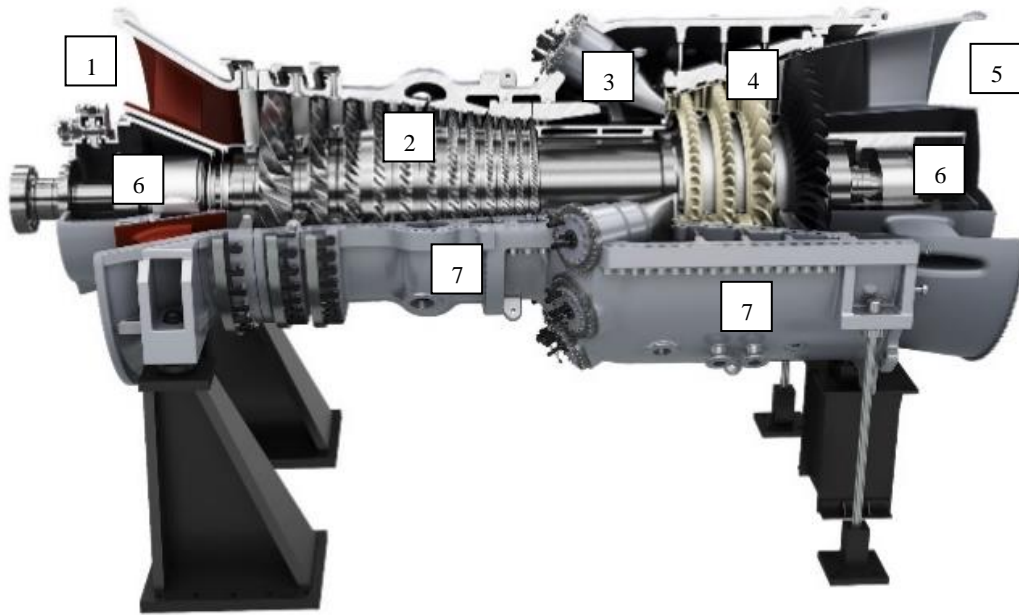
Figura 2.3.1 - Esquemático de uma turbina a gás tipo *heavy-duty*.



Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2018)

Demais partes constituem a linha de admissão de ar (*inlet air*), combustível (*pilot, premix e stages*), carcaça (*casing*), palhetamento (*blades*), difusor e linha de exaustão (*nozzle e exhaust*) conforme esquemático (Figura 2.3.2). Esquemáticamente indica-se:

Figura 2.3.2 - Partes principais de uma turbina a gás tipo heavy-duty.



Fonte: Catálogo turbinas a gás Siemens-Energy (2022)

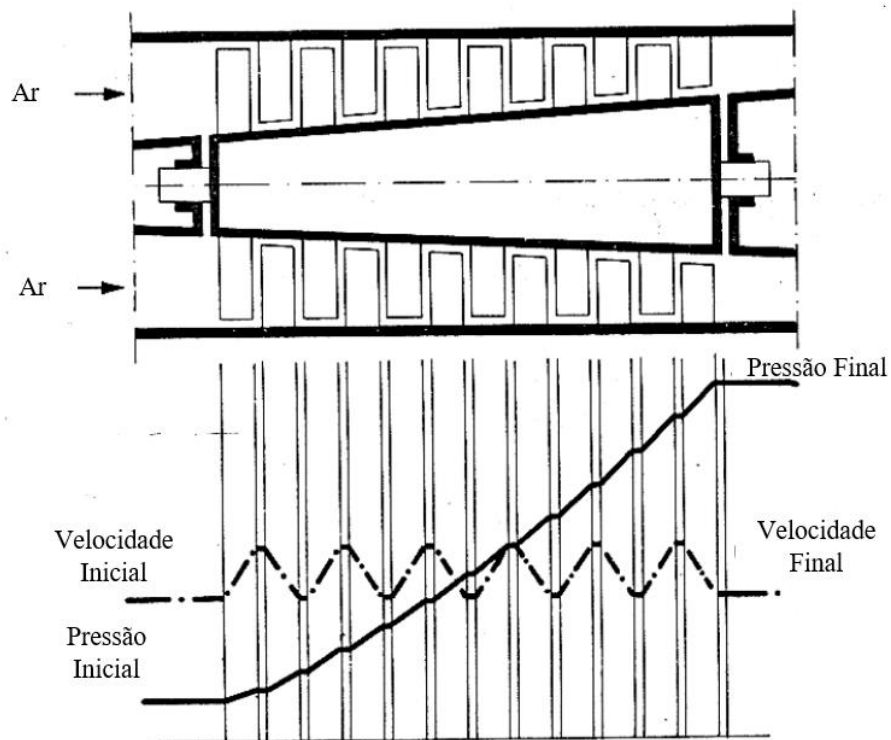
- 1- Linha de admissão de ar (*inlet*)
- 2- Compressor
- 3- Câmara de combustão
- 4- Turbina de potência
- 5- Exaustão
- 6- Mancais da turbina
- 7- Carcaça

### 2.3.1 Compressor

O compressor de ar da turbina a gás pode ser de construção centrífuga ou axial e ambos possuem em sua forma de montagem uma palheta fixa no rotor e outra móvel fixa na carcaça, o que constitui um estágio. Em geral o compressor é formado por um conjunto de vários estágios, o que permite por exemplo ter uma serialização da compressão em fases e a instalação de resfriadores intermediários que melhoram o rendimento, ao reduzir a temperatura do ar entre uma compressão e outra (Figura 2.3.4). Outro fator importante é a variação da velocidade e da pressão em um compressor axial de 6 estágios conforme ilustração (Figura 2.3.3). Com relação ao rendimento, o compressor axial apresenta um maior rendimento que o compressor centrífugo (RAMOS e SILVA, 2009).

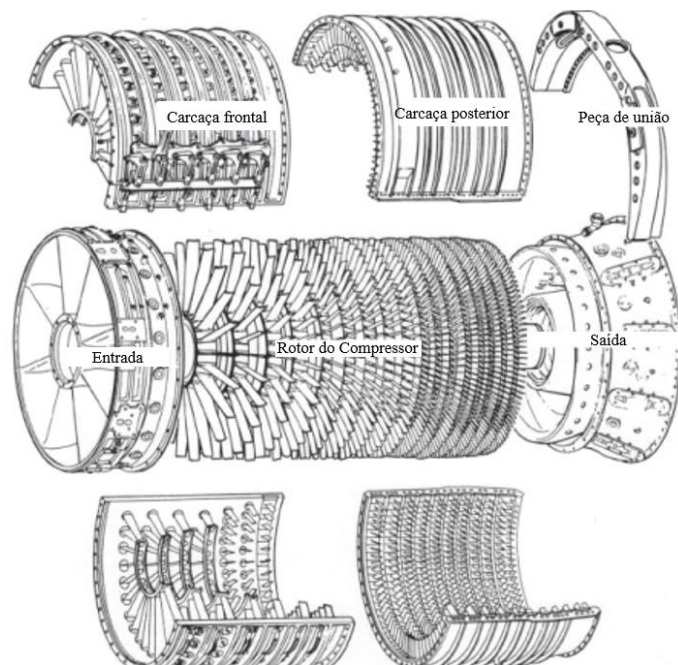
No intuito de controlar a taxa de compressão e otimizar controle da turbina a gás quando em rampa de partida ou quando em cargas inferiores à da nominal, há palhetas móveis que regulam o fluxo de ar e taxa de compressão variando seu ângulo de incidência as quais são acionadas por intermédio de um sistema de servo atuadores hidráulicos e medições de ângulo via taco-posicionadores. A este sistema denomina-se de VIGV (*Variable Inlet Guide Vane*). Este sistema também contribui para proteção da turbina promovendo uma operação fora da área de surto ou estol do compressor (*surge* ou *stoll*).

Figura 2.3.3 - Compressor axial de 6 estágios para turbina a gás



Fonte: Retirado de Franklin (2014)

Figura 2.3.4 - Detalhe construtivo do compressor



Fonte: Adaptado de Soares (1989)

O surge ocorre geralmente compressores centrífugos e de fluxo axial, aplicados que seja para compor unidades geradoras de ar para processos industriais ou compressores de turbinas a gás (estacionárias ou de propulsão). Diferentemente de um compressor a

pistão (*reciprocating*), o compressor centrifugo comprime ar ou outros gases pela aceleração dos estágios de compressão. A energia mecânica proveniente dos rotores é convertida em energia cinética ao gás que é transformada em energia de potencial de pressão (SNGH et al. KAURASE, 2016).

O fenômeno de *surge* ocorre em função da oscilação do fluxo do compressor de forma crítica e acima dos limites pré-estabelecidos para cada máquina, projeto ou fabricante. Esta variação no fluxo vazão, gera uma inversão momentânea do fluxo de gás, gerando reversão no sentido dos gases em um tempo extremamente baixo, gerando um refluxo o que provoca vibração, esforços axiais no rotor e danos severos ao equipamento. Em casos extremos a reversão de rotação ou travamento do rotor pode ser observado.

Este efeito geralmente é causado pelo aumento ou diminuição brusca no consumo do gás comprimido pela máquina compressor. Normalmente esta variação instantânea de consumo aumenta rapidamente a pressão nos estágios finais dos rotores.

Sistemas de controle e proteção *anti-surge* possuem algoritmos e polinômios associados à malha de controle de pressão do compressor de modo que o sistema possui a informação de que parte do gráfico de operação do compressor a turbina a gás está operando. Assim, em caso de um eventual *surge* o sistema de proteção do envia um comando de abertura das válvulas de equalização de pressão dos estágios ou comando para fechar sua válvula de entrada (VIGV) para poder controlar desta forma a pressão (Figura 2.3.5).

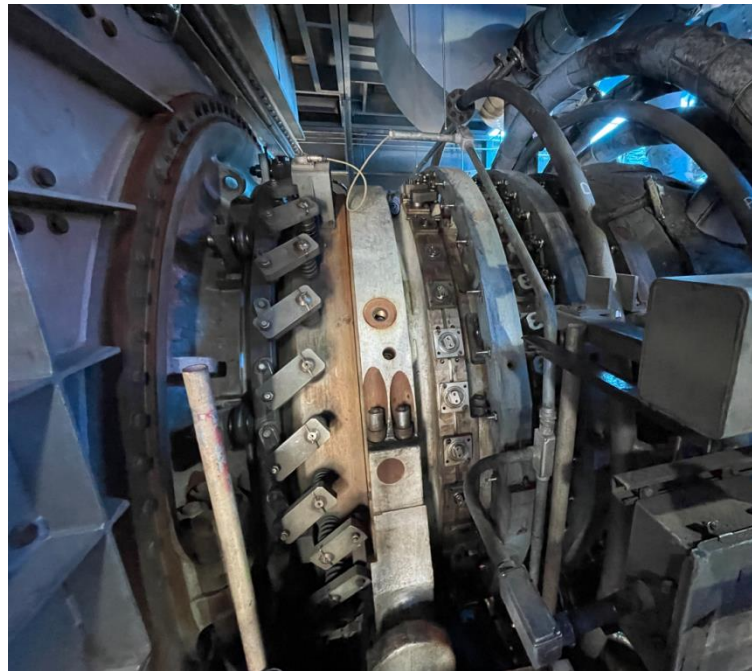
Um outro fator que provoca este fenômeno é o que se denomina nos estudos de dinâmica dos fluidos de descolamento da camada limite do perfil aerodinâmico da palheta. Este fenômeno é associado ao efeito aerofólio, como o de um perfil da asa de uma aeronave. As palhetas possuem um perfil aerodinâmico onde o fluxo de ar passa pelas palhetas havendo uma divisão de linha de fluxo sobre e sob a palheta.

Contudo as linhas de fluxo se unem ao fim do corte da palheta. Caso a palheta ataque o fluxo de ar com um alto ângulo de ataque estas podem provocar um descolamento da camada limite, o que equivale dizer que as linhas de fluxo não se encontram, o que provocam vórtices e retorno do fluido, vibração e desgastes do palhetamento (BOICE, 2002).

Na esquemático (Figura 2.3.6) observa-se o detalhe do VIGV as quais são montadas na carcaça da entrada imediatamente à frente das lâminas rotativas do primeiro estágio do compressor axial.

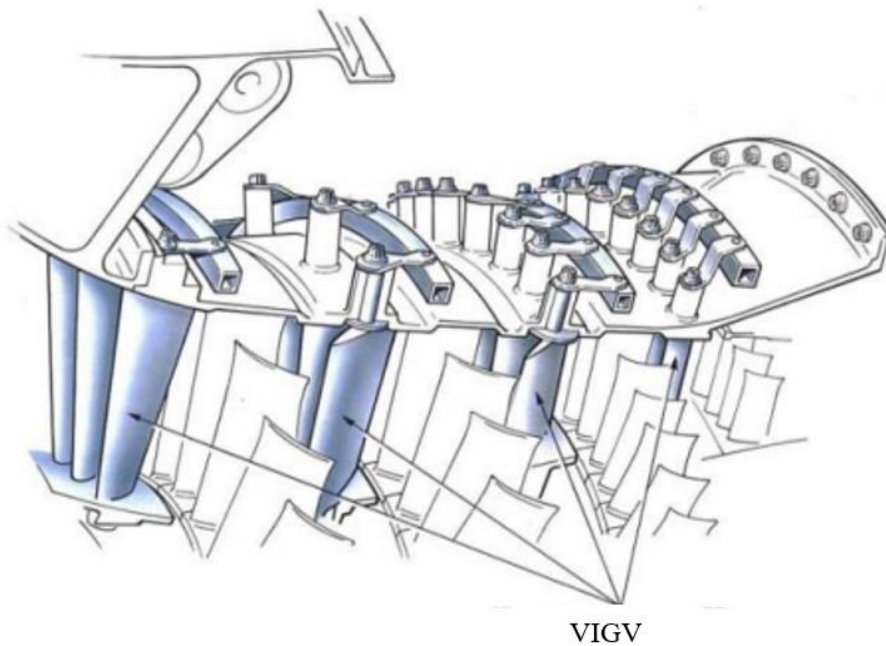
Na turbina utilizado na pesquisa, as VIGV têm uma posição totalmente fechada quando posicionados a cerca de 53 graus. As palhetas estão totalmente fechadas no desligamento da turbina e permanecem nesta posição até que a turbina seja iniciada. Após o início do sinal de partida, as palhetas da turbina abrem cerca de 47 graus permanecendo nesta posição até aproximadamente 30% de carga, então à medida que as cargas aumentam o VIGV vai modular aberto e a 98% de carga os VIGV estarão abertos a 0 graus (Figura 2.3.7).

Figura 2.3.5 - Detalhe externo de um VIGV.



Fonte: Foto próprio Autor (2022)

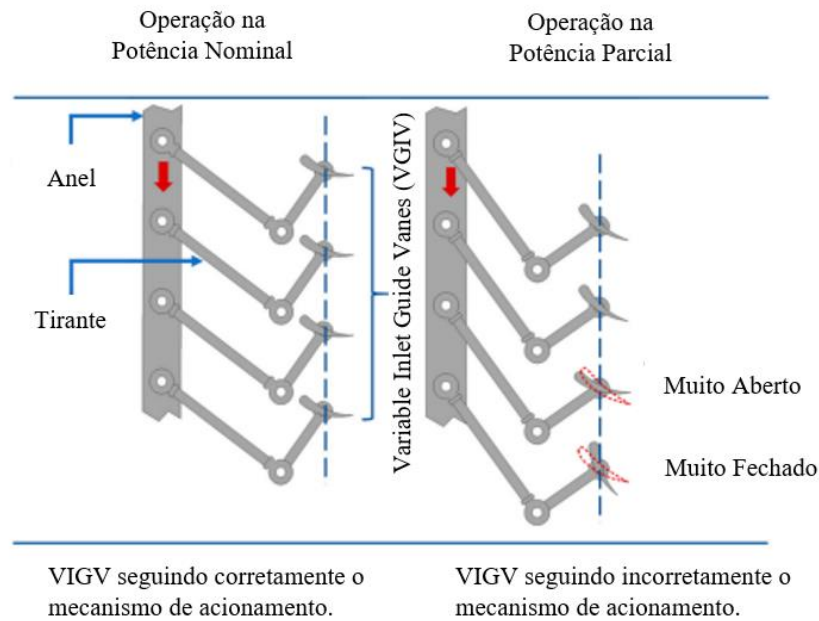
Figura 2.3.6 - Detalhe interno de um VIGV.



Fonte: Retirado de Rolls Royce (1996).



Figura 2.3.7- Mecanismo de Atuação do VIGV e seu movimento.



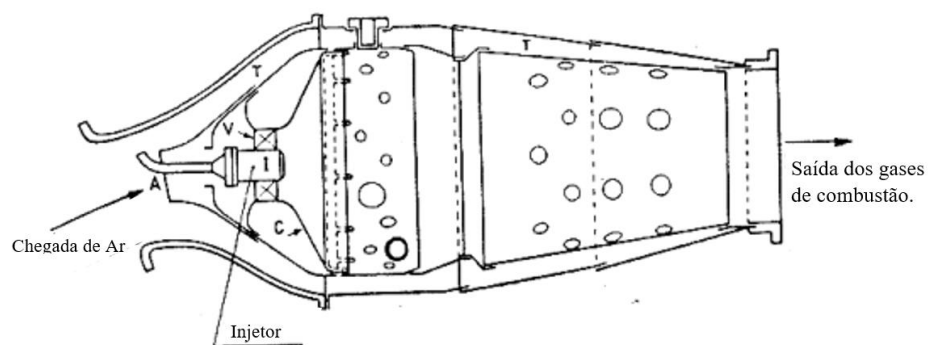
Fonte: Adaptado de Hashmi, et al. (2016)

### 2.3.2 Câmara de Combustão

A câmara de combustão de uma turbina a gás pode ser classificada quanto a sua forma construtiva como sendo de câmara simples ou de câmara múltipla. Os combustores de câmara múltiplas são sempre tubulares em sua forma construtiva e as simples podem adotar além da forma tubular (Figura 2.3.8) a forma a qual denomina-se como anular (forma de anel).

No entanto embora existam estas divisões descritas, todos estes tipos de câmaras podem, no entanto, ser de construção vertical (Figura 2.3.9) ou horizontal (Figura 2.3.10). As de construção horizontal são montadas em cima ou ao redor da turbina a gás; as de construção vertical são montadas ao lado da turbina a gás.

Figura 2.3.8 - Câmara de combustão simples tipo tubular, de construção horizontal.



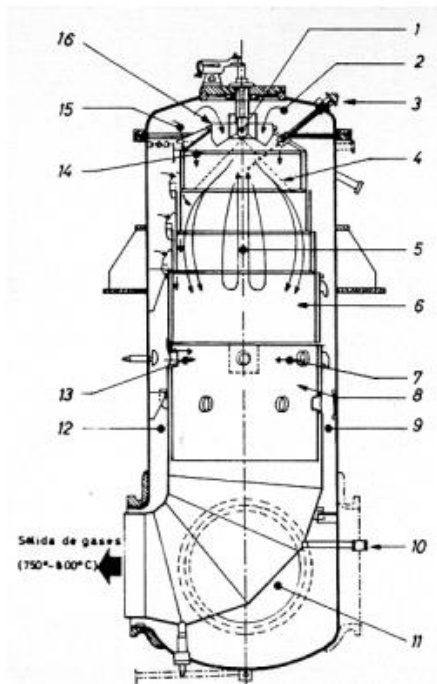
Fonte: Adaptado de Ramos e Silva. (2009)

A câmara de combustão realiza as seguintes operações:

- Pulverização do combustível;
- Vaporização do combustível;
- Promove a mistura ar-combustível;
- Inflamação e combustão da mistura;
- Diluição dos produtos de combustão;

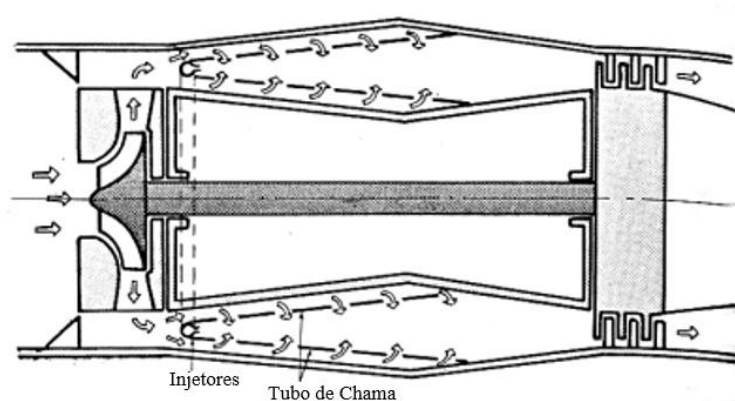
As câmaras de combustão tubulares se adaptam melhor aos compressores centrífugos e as câmaras de combustão anulares aos compressores axiais (Figura 2.3.9 - Câmara de combustão simples tipo tubular, de construção vertical. Figura 2.3.9).

Figura 2.3.9 - Câmara de combustão simples tipo tubular, de construção vertical.



Fonte: Retirado de Ramos e Silva. (2009)

Figura 2.3.10 - Câmara de combustão simples tipo anular, de construção horizontal.



Fonte: Adaptado de Ramos e Silva. (2009)

Na turbina em estudo há um vestíbulo cilíndrico no seguimento após a descarga do compressor o qual localiza-se a câmara de combustão (Figura 2.3.11). A combustão da mistura ar-combustível ocorre em cada um dos 16 combustores. Esses combustores geram uma fonte de gases aquecidos e comprimidos que são usados para conduzir e alimentar a turbina de potência.

Figura 2.3.11 - Conjunto de câmaras de combustão



Fonte: Foto próprio Autor (2022)

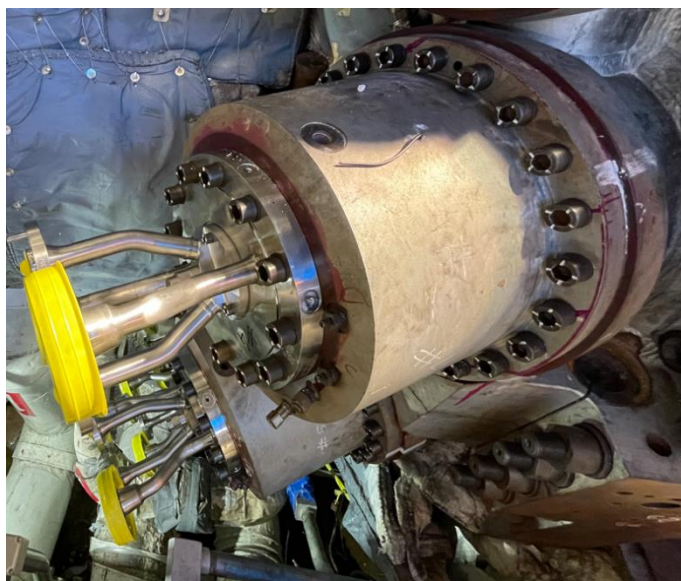
Figura 2.3.12 - Detalhe do conjunto externo de um conjunto combustor.



Fonte: Foto próprio Autor (2022)

As vedações superiores e inferiores, localizadas em cada tomada das peças de transição (*transition pieces*), incluem aberturas que direcionam o fluxo de ar do compressor. Isso fornece proteção de retaguarda à irradiação térmica na medida que gases quentes entram no primeiro estágio de palhetas estacionárias da turbina. Cada combustor (Figura 2.3.13) consiste em uma cesta de combustão tipo cilíndrico (denominado de *basket*) que é rigidamente ancorada em sua extremidade a jusante à turbina de potência.

Figura 2.3.13 - Detalhe externo do cesto (*basket*) do conjunto combustor.



Fonte: Foto próprio Autor (2022)

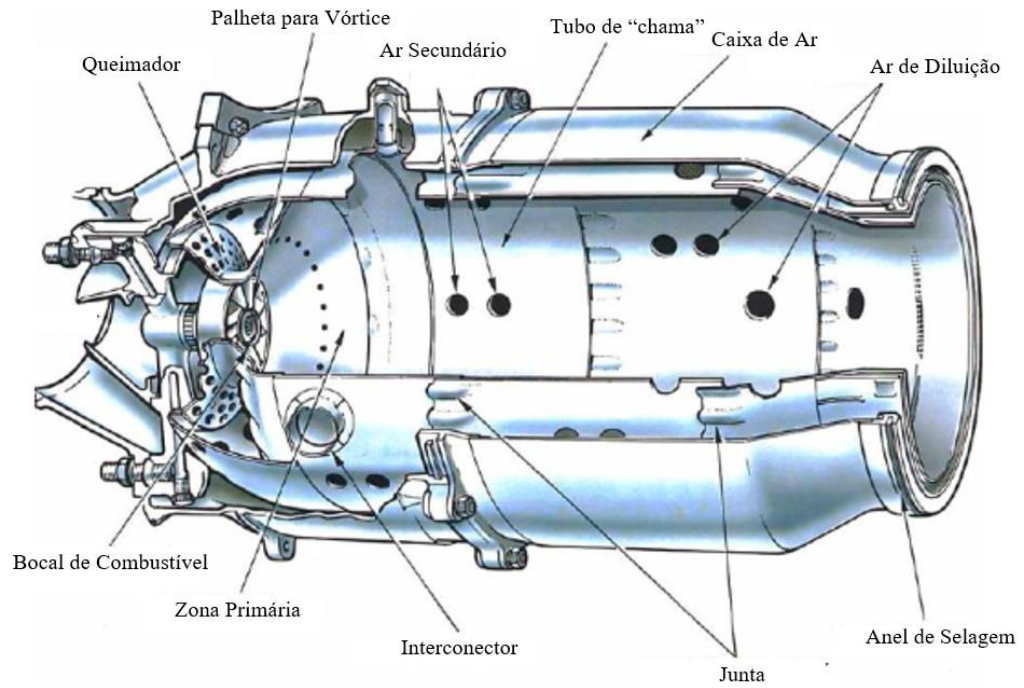
Uma peça de transição também é instalada e está diretamente conectada à cesta de combustível através de um ajuste semi-flexível entre dispositivos de mola da cesta de combustão e anel de entrada da peça de transição. Cada combustor é fabricado a partir de chapas metálicas de liga de cromo. Este material possui propriedades que resistem aos efeitos da alta temperatura e pressão presentes durante a combustão da mistura ar-combustível. Os bicos dos combustores estão localizados acima das cestas (*baskets*). Neste local promove-se a mistura com ar pressurizado oriundo do compressor. Vórtices são produzidos em cada cesta de combustão e são projetados com máxima turbulência durante o processo de mistura de combustível/ar.

Os ignitores da vela de ignição (*sparks plug*) são instalados nas cestas de combustão 6 e 7 para inflamar a mistura combustível/ar durante o ciclo de início. Após a ignição, a pressão diferencial agindo na parte inferior das velas de ignição força seus eletrodos carregados de mola a se retrair da área de chama quente. Este recurso impede que os eletrodos se danifiquem durante o ciclo de partida da máquina em função da alta temperatura.

Após o desligamento da turbina, uma mola interna, localizada dentro do corpo de cada vela de ignição, força os eletrodos a retornar à sua posição de ignição dentro da cesta de combustão. Os tubos de chama cruzada (*cross fire*) fornecem uma conexão comum entre todas as cestas de combustão (Figura 2.3.14) para garantir a ignição uniforme durante a partida. De modo que a chama é produzida nos injetores 6 e 7, na parte superior e a chama é propagada por intermédio desta conexão entre os *baskets*.

O sensor de ignição (SID) é localizado na parte superior. Com esta localização, garante-se a condição de que para que o sensor de chama seja sensibilizado, todos os *baskets* estejam acesos.

Figura 2.3.14 - Esquemático típico de um combustor.



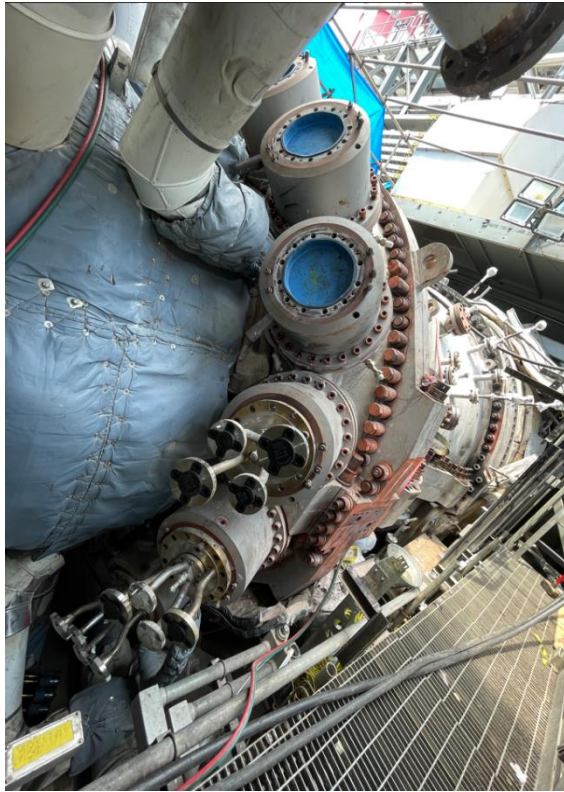
Fonte: Adaptado de Franklin (2015)

### 2.3.3 Sistema de combustão

Ao operar com gás combustível, a seção do formador de vórtice externo opera em um modo de pré-mistura pobre e é estabilizada por uma chama piloto de queima de difusão central. A seção de que antecede esta cesta de combustão é um design avançado de parede dupla para um resfriamento por convecção. As peças de transição direcionam gases quentes das cestas de combustão para a primeira seção da turbina. Cada vestíbulo de transição tem um arranjo de vedação, que usa fluxo de ar compressor para seu resfriamento. Esta transição também fornece proteção de perfil à medida que gases quentes entram no 1º estágio da turbina (Figura 2.3.15).

Quatro válvulas de combustível externas controladas separadamente fornecem combustível: Piloto, A, B e C. O piloto é um injetor de chama de mini-difusão, e fornece estabilidade para o A, B e C. Coletivamente, as válvulas de combustível oferecem estabilidade no combustor para acomodar a melhor eficiência de fluxo de combustível. Isso permite uma ignição, aceleração e elevação de carga mais suaves durante a operação da turbina a gás. Ao ter-se um controle na relação ar-combustível, o estágio do combustor elimina a probabilidade de eventual instabilidade de combustão da ignição inicial do rotor através da operação de carga total. Para combustível a gás natural, a unidade é incendiada e sincronizada com piloto abastecido e estágios A. No combustível a gás, o estágio B é abastecido com 30 % de carga e estágio C a 50 % de carga. Quando a operação de carga completa é alcançada, a taxa de fluxo de combustível piloto é reduzida, minimizando as emissões de óxido de nitrogênio (NOx).

Figura 2.3.15 - Sistema de combustão



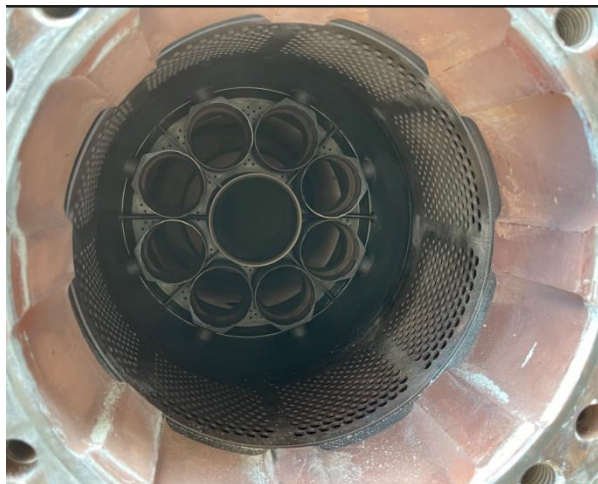
Fonte: Foto próprio Autor (2020)

### 2.3.4 Componentes Internos do Combustor

Dentro desta montagem do sistema de combustão encontram-se:

- **Câmara de Combustão** - Fechada pelo cilindro do combustor do compressor, esta câmara forma uma região de baixa velocidade no qual a descarga do compressor flui e é direcionada para as cestas (*baskets*) do combustor (Figura 2.3.16).

Figura 2.3.16 - Detalhe da Câmara de Combustão (*combustor chamber*).



Fonte: Foto próprio Autor (2020)

- **Cesto de combustão** - Estas cestas misturam combustível com ar pressurizado, proporcionando máxima turbulência. Cada cesta de combustão tem dois termopares que detectam eventual retorno de chama (*flashback*). Com o retorno ou encurtamento da chama há um aumento da temperatura próximo do local onde o termopar está instalado. Com esta detecção é possível efetuar uma proteção do conjunto.
- **Peças de transição** - Estes dispositivos direcionam gases quentes das cestas de combustão para a turbina. As vedações superiores e inferiores, localizadas em cada tomada de peça de transição, fornecem proteção de superfície à medida que gases quentes entram na primeira linha de palhetas (*blades*) estacionárias da turbina (Figura 2.3.17).

Figura 2.3.17 - Detalhe da Peça de Transição (*transition piece*).



Fonte: Foto próprio Autor (2022)

- **Conjuntos de bocais de combustível** - Cada conjunto de bocal injeta combustível atomizado em cestas de combustão perfuradas localizadas dentro do combustor (Figura 2.3.18).

Figura 2.3.18 - Detalhe do bocal de combustível (*fuel nozzle*).



Fonte: Foto próprio Autor (2020)

- **Ignitores de vela de ignição** - Os ignitores são instalados em cestas de combustão 6 e 7 e são usados apenas durante o ciclo de início para induzir a combustão.
- **Sistema de Detecção de Ignição (SID)** – O SID depende dos valores relativos dos termopares do caminho da lâmina. Este sistema substituiu o Sistema de Detecção de Chamas, que agora só deve ser utilizado se as regulamentações regionais não permitirem o funcionamento sem eles.
- **Tubos de chama cruzada** – Estes tubos de interconexão conectam todas as cestas de combustível da seção primária para garantir disparos positivos em todos os combustíveis durante o ciclo de início.

### 2.3.5 Cestas de Combustível (*baskets*)

A cesta de combustível é a zona onde ocorre a queima real do combustível e que também proporciona diluição subsequente da chama quente com ar oriundo da descarga do compressor. Dezesseis cestas de combustão são montadas em torno do eixo da turbina a gás. A combustão da mistura ar-combustível ocorre dentro desta cesta. As paredes da cesta são forradas por um material cerâmico e são resfriadas por correntes de ar que fluem através do forro em todos os lados da parede. As cestas são feitas de uma liga à base de níquel de alta temperatura (Figura 2.3.19).

O ar entra na seção primária das cestas de combustível perto do ponto de injeção de combustível através de orifícios de medição para combustão adequada do combustível. Os gases quentes da seção primária passam para a seção secundária onde os orifícios são fornecidos de modo a fornecer ar de diluição, para misturar com o fluxo de gás quente e reduzir sua temperatura ao nível correto (Figura 2.3.20).

Figura 2.3.19 - Detalhe da câmara de um combustor.

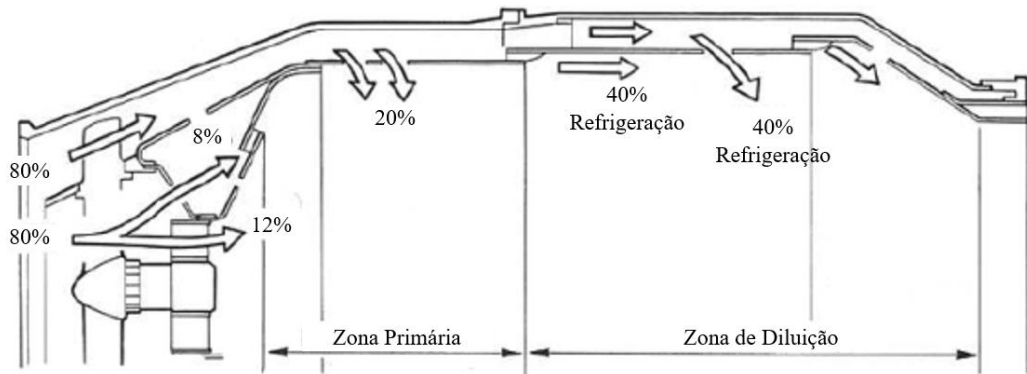


Fonte: Foto próprio autor (2019).



Ao longo do comprimento da cesta de combustível estão bandas espaçadoras cuja função é fornecer um envelope de ar para resfriamento para as paredes da cesta. A temperatura das chamas proporciona temperaturas de saída em chamas entre 1482°C a 1565,50 °C. Mas quando os gases de combustão atingem os primeiros estágios da turbina de potência, eles já foram refrigerados a ar e diluídos.

Figura 2.3.20 - Diagrama de fluxo de ar no combustor.

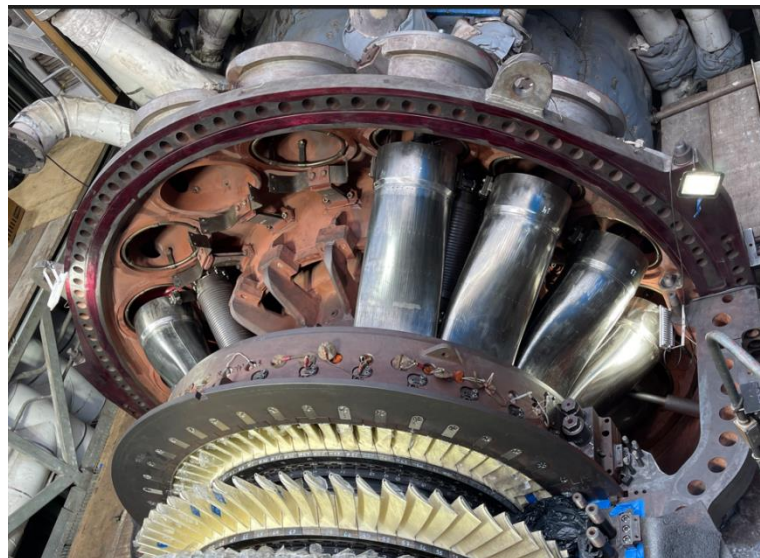


Fonte: Adaptado de Boice (2002)

### 2.3.6 Peças de Transição

As peças de transição (*transition pieces*) direcionam os gases do cesto (*basket*) para a seção da turbina, em especial ao primeiro estágio. A peça de transição sofre uma mudança gradual na seção transversal do fluxo, da circular ao anular, ao longo de seu comprimento (Figura 2.3.21). A refrigeração deste componente, devido ao arranjo de fluxo reverso, é por meio de convecção de ar de descarga do compressor. Ar de resfriamento de perfil adicional é adicionado ao gás que sai das peças de transição.

Figura 2.3.21 - Turbina com peças de transição.



Fonte: Foto próprio autor (2021)

### 2.3.7 Bocal de Combustível (Fuel Nozzle)

O combustível é medido de forma mássica (diferencial de pressão sobre placa de orifício) e introduzido na extremidade do conjunto *basket* (Cesta de combustível) por intermédio de um bocal. Os bicos de combustível são acessíveis externamente para fácil remoção quando da necessidade de manutenção ou limpeza. Para sistemas de combustão DLN, existem em geral quatro estágios de combustível: Piloto, A, B e C.

O piloto por ser um injetor de chama de mini-difusão, oferece maior estabilidade de chama para os estágios A, B e C. O combustível quando líquido é injetado através do piloto inicialmente e pelos estágios A e estágio B quando em regime. Ambos possuem dispositivos a qual atomizam o combustível líquido em um spray muito fino.

Quando da utilização de combustível gasoso, faz-se necessário a utilização do estágio C para promover injeção de maior volume de gás. Ao utilizar combustível líquido o mesmo evapora-se rapidamente e requer injeção de água em cargas mais altas, tanto para manter os injetores de combustível frias quanto para redução adicional de Nox (óxidos de nitrogênio).

Os NOx são formados quando o nitrogênio presente no ar reage com o oxigênio em razão da alta temperatura na câmara de combustão. O NOx participa da formação do denominado *smog* fotoquímico ou acúmulo de poluição no ar. Contribui também para formação de chuva ácida e do material particulado. O NOx configura-se como um dos poluentes de maior preocupação na atualidade o qual requer tecnologias avançadas de controle de sua emissão uma vez que sua formação tende a aumentar com a eficiência dos motores, principalmente nos veículos movidos a óleo diesel, além de máquinas térmicas (GALLEGO et al. 2000).

O bocal de combustível de gás consiste em uma passagem de fluxo anular da qual o combustível é distribuído através de orifícios usinados com precisão dispostos em um padrão circular sobre a linha central do bocal e, posteriormente, injetados na cesta de combustível. O bocal de combustível duplo é composto por subconjuntos separados de bocal de combustível líquido e gás montados juntos para formar uma unidade. A água é usada para controlar as emissões do processo de combustão. Quando a turbina está operando usando combustível líquido, a água é misturada com o combustível líquido pouco antes de entrar no bocal e, em seguida, esta mistura de água-combustível é injetada diretamente através do bocal.

### 2.3.8 Sistema de Ignição

Para iniciar a combustão da mistura combustível/ar, as velas de ignição (*sparks plugs*) são instaladas nos números da cesta (*baskets*) 6 e 7. Este conjunto consiste em uma vela de ignição montada em um pistão carregado por uma mola. A mola mantém o eletrodo do plugue de ignição em uma zona até que a ignição ocorra. Em seguida, a pressão da câmara de combustão aumenta a tal valor que supera a pressão da mola e força o plugue para fora da área de calor para evitar que se danifique.

O plugue é construído com um eletrodo tubular cerâmico com um de seus polos aterrados e com fixação de modo a controlar a ressonância e vibração. Existem aberturas laterais na parede do tubo o qual evitam o acúmulo de carbono. Um circuito capacitivo induz a uma descarga em alta potência para dar-se início à combustão A ignição ocorre dentro de uma descarga contínua de alta tensão por um tempo pré-determinado. Ao

término da temporização, os ignitores são desenergizados se a ignição está ou não concluída.

### 2.3.9 Tubo de Chama Cruzada (Cross Flame Tubes)

Para garantir que todos os combustores estejam com chama, os tubos de interconexão chamados tubos de chama cruzada (*cross flame tube*) estão localizados na seção primária das cestas de combustão. Quando um dos combustores acende, a diferença de pressão entre um combustor aceso e o não aceso é o suficiente para transportar chamas transitórias através do tubo de chama cruzada para disparar imediatamente um combustor apagado e que esteja com a injeção da mistura ar-combustível. A propagação da chama para todos os combustíveis é praticamente instantânea.

### 2.3.10 Termoelementos

Dois termopares são instalados em cada cesta de do combustor. Estes monitoram a temperatura antes do bocal de injeção da mistura ar-combustível e possui como função a monitoração da posição a chama para que a formação desta não seja pequena e próximo ao conjunto combustor. Esta monitoração é feita de modo que quanto menor a formação a chama maior é a temperatura próxima a zona de instalação do sensor (Figura 2.3.22).

Esta monitoração também tem como função manter uma zona de segurança de sua formação, para evitar de ser absorvida pela linha de injeção de combustível, o que teria efeitos catastróficos.

Figura 2.3.22 - Termopar dos baskets.



Fonte: Foto próprio autor (2020)

### 2.3.11 Turbina de Potência

A turbina de potência da turbina a gás pode ser de construção axial ou radial. As axiais são as mais comumente utilizadas em modelos *heavy-duty* e são constituídas de forma similar às turbinas a vapor e podem ser de ação ou reação. A turbina em estudo possui quatro estágios com palheta de reação que converte esta energia cinética destes gases de alta temperatura e alta velocidade em torque mecânico. Esta conversão se dá pela expansão dos gases entre o palhetamento e a força resultante desta expansão entre os estágios e um vetor tangente à normal do eixo do conjunto rotor, que promove então o giro. Esta energia fornece torque suficiente para imprimir trabalho necessário ao compressor e ao gerador elétrico, (BOICE, 2002).

Observa-se uma relação intrínseca entre volume pressão e temperatura. Durante o ciclo de trabalho da turbina de potência, o fluxo de gás oriundo do combustor recebe calor ao sistema, produzindo assim mudanças em sua pressão, volume e temperatura. Estas alterações que ocorrem nos estágios da turbina de potência seguem o princípio combinação das leis de Boyle e Charles. O produto da pressão e do volume do gás nas várias etapas do ciclo de trabalho é proporcional à temperatura absoluta do gás nessas fases. Essa relação se aplica a qualquer meio que seja usado para mudar o estado do gás. Deste modo, se a energia é adicionada por combustão ou por compressão, ou é extraída pela turbina, a mudança de calor é diretamente proporcional ao trabalho adicionado ou retirado do gás. (ROLLS-ROYCE, 1996).

Existem três condições principais no ciclo de trabalho da turbina de potência durante as quais essas mudanças ocorrem. Durante a compressão, quando se aplica trabalho para aumentar a pressão e diminuir o volume do ar, observa-se um aumento correspondente na temperatura do ar. Durante a combustão, quando o combustível é adicionado ao ar pressurizado e queimado para aumentar a temperatura, há um aumento correspondente no volume enquanto a pressão permanece quase constante. Durante a fase de expansão nos estágios das palhetas, quando o trabalho é retirado do fluxo de gás pelo conjunto da turbina, há uma diminuição da temperatura e pressão com um aumento correspondente no volume. Este volume ao se expandirem por entre o palhetamento, provoca uma reação de rotação do conjunto. As mudanças na temperatura e pressão do gás podem ser observadas através de uma turbina usando o diagrama de fluxo de ar. Com o fluxo de ar sendo contínuo, as mudanças de volume são mostradas como mudanças na velocidade conforme observa-se na figura 2.38. (ROLLS-ROYCE, 1996).

A eficiência com que tais mudanças ocorrem determinará até que ponto as relações desejadas entre a pressão, o volume e a temperatura são atingidos. Deste modo quanto mais eficiente for o compressor, maior a pressão gerada para uma dada entrada de trabalho; ou seja, para um determinado aumento de temperatura do ar. Por outro lado, quanto mais eficiente a turbina usar o gás em expansão, maior a saída do trabalho para uma dada queda de pressão no gás para a mesma entalpia.

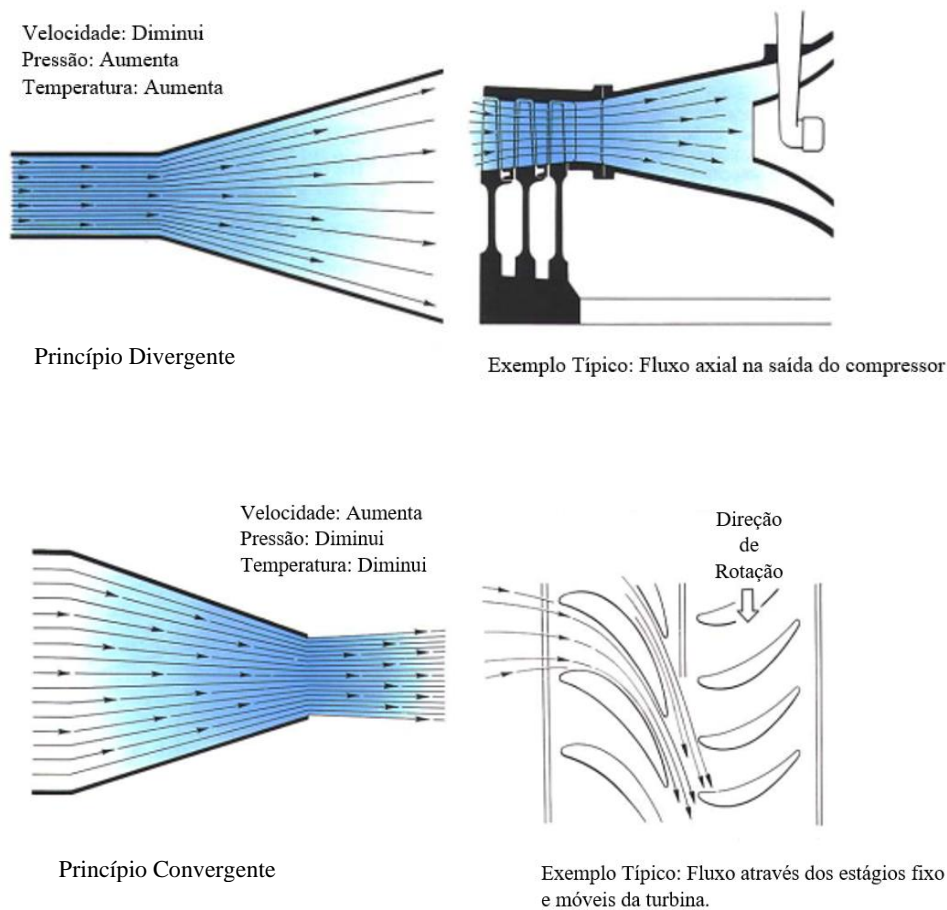
Quando o ar é comprimido ou expandido a 100% de eficiência, o processo é denominado de adiabático. Uma vez que tal mudança significa que não há perdas de energia no processo, seja por atrito, condução ou turbulência, é obviamente impossível de alcançar na prática, sendo 90% uma boa eficiência adiabática para o compressor e turbina, (BOICE, 2002).

Durante a passagem do gás pela turbina de potência, os requisitos aerodinâmicos e energéticos exigem mudanças em sua velocidade e pressão. Deste modo, durante a compressão, é necessário um aumento na pressão do ar e não um aumento em sua

velocidade. Depois que o ar foi aquecido e sua energia interna aumentada pela combustão, um aumento na velocidade dos gases é necessário para forçar a turbina a girar.

No bocal de propulsão faz-se necessária uma alta velocidade de saída, pois é a mudança no momento do ar que fornece o impulso sobre o conjunto rotor (Figura 2.3.23). Desacelerações locais do fluxo de ar também são necessárias, como por exemplo, nas câmaras de combustão para fornecer uma zona de baixa velocidade para que a chama queime. Estas várias mudanças de velocidade e pressão são efetuadas por meio do tamanho e forma dos dutos pelos quais o ar passa em seu caminho através do motor, (BOICE, 2002). Quando uma conversão da velocidade (cinética) de energia para pressão é necessária, as passagens são divergentes na sua forma. Por outro lado, quando é necessário converter a energia armazenada nos gases de combustão em energia de velocidade, é utilizada uma passagem convergente ou bocal (Figura 2.3.24). Estas formas se aplicam ao motor da turbina a gás onde a velocidade do fluxo de ar pode atingir velocidades subsônica ou sônica.

Figura 2.3.23 - Fluxo em duto divergente e convergente.



Fonte: Adaptado de Rolls Royce (1996)

### 2.3.12 Exaustão

Os gases provenientes da turbina de potência ainda possuem grande energia em forma de temperatura e energia cinética. Em função da expansão volumétrica promovida pela própria geométrica da turbina a gás, estes gases entram no duto de exaustão com grande velocidade e perdem de forma gradativa até chegar na área da chaminé (configuração em ciclo simples) ou na entrada de uma caldeira de recuperação de calor (HRSG), (BOICE, 2002). Na região da exaustão da turbina a gás (Figura 2.3.24) são instalados os termopares para monitoramento e controle de temperatura do conjunto bem como seus limitadores, que previnem dos gases extrapolarem valores de temperatura que venham a danificar os materiais empregados na construção da turbina a gás (Figura 2.3.25).

Figura 2.3.24 - Aspecto da exaustão da turbina a gás.



Fonte: Foto próprio autor (2020)

Figura 2.3.25 - Detalhe do termopar da exaustão.



Fonte: Foto próprio autor (2020)

## 2.4 Conclusão

Neste capítulo, buscou-se descrever cada um dos componentes e subsistemas que compõe uma turbina a gás *heavy-duty* de modo a demonstrar seu funcionamento e distinguir um melhor entendimento sobre a modelagem matemático da turbina como um sistema e sua influência no comportamento dinâmico do conjunto turbogerador.

Embora o objetivo específico deste estudo seja sobre o controle de velocidade e sua influência no controle de carga-frequência, há controles superimpostos que limitam e influenciam diretamente o comportamento dinâmico. Tais controles ofertam segurança ou limitam a máquina em uma zona de estabilidade como por exemplo a variação de velocidade e sua influência direta no compressor ou no controle de vazão mínima de combustível.

No Capítulo 3 descreve-se a modelagem matemático de cada destes componentes descritos neste capítulo o qual compõe o modelo completo da turbina a gás. Associado a fato de que as constantes e demais variáveis foram coletados de dados operacionais reais, o entendimento do comportamento dinâmico de cada um destes componentes passa a possuir sua relevância.

De maneira análoga, as turbinas a gás aero derivativas também possuem o mesmo comportamento operacional e funcional descritos, relevando-se algumas características intrínsecas em função de sua aplicação. Contudo, objetiva-se ofertar uma linha de análise que aplicando-se as devidas adaptações, faz-se possível utilizar-se da mesma modelagem.

# Capítulo 3

## Modelagem Matemática

### 3.1 Introdução

Em uma planta térmica é possível coexistir várias formas de operação de modo que o comportamento de controle, monitoramento de variáveis proteções associadas a estas variáveis e comportamentos dinâmicos do sistema podem variar. Deste modo, faz-se necessário considerar modelos matemáticos que os possam representar. A modelagem de uma turbina a gás é frequentemente apresentada de forma simplificada devido à sua complexidade e a necessidade de conhecimento intrínseco necessário para efetuar sua análise. Antes que seu comportamento dinâmico possa ser analisado faz-se necessário determinar o modelo matemático de forma precisa que possa descrever o sistema de forma completa e abrangente.

A análise tem seu início com a obtenção de informações acerca da turbina a gás e seus elementos associados e seus subsistemas tais como válvula, servomecanismos, sensores e sistemas de medição. De posse destes detalhes específicos do sistema de controle (parâmetros e configurações) a análise é composta sobre a resposta transitória (domínio do tempo) e a resposta em frequência. A partir destas avaliações faz-se possível determinar parâmetros de controle corretos para certificar um estado de controle estável em regime quanto em estado transitório.

A modelagem apresentada nesta pesquisa considera os principais modelos matemáticos do ciclo gás e ciclo vapor, caldeira, turbina a gás, caldeira de recuperação de calor (HRSG) e turbina a vapor presentes na literatura que buscam a representação adequada dos subsistemas em estudo.

### 3.2 Modelagem Matemática da Turbina a Gás

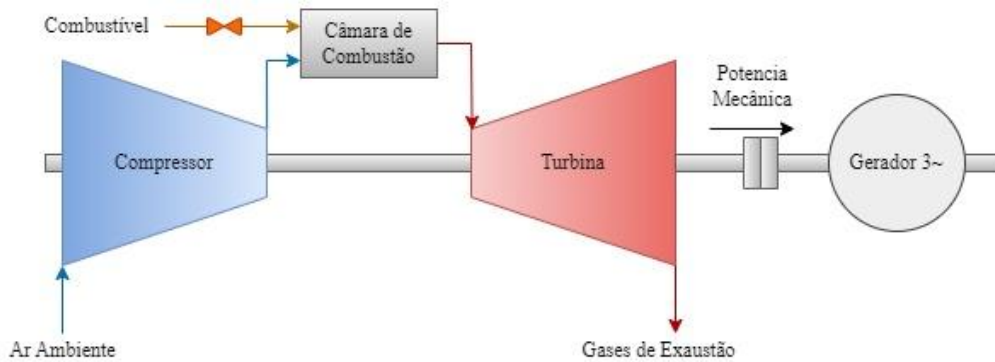
Em termoeletricas, as configurações de ciclo podem ser abertas, com a turbina a gás operando de forma que os gases de exaustão são liberados para a atmosfera e não há uma recuperação de calor, ou fechada onde estes gases de exaustão são recuperados em uma caldeira de recuperação de calor, e desta o vapor produzido consumido por uma turbina a vapor, convertendo a energia residual da turbina a gás e melhorando a eficiência do ciclo. O modelo considerado aplicando as devidas adaptações relativas à planta é baseada na representação proposta por Rowen. Observa-se abaixo um diagrama esquemático para uma turbina operando em ciclo aberto ou simples (Figura 3.2.1) e ciclo fechado respectivamente (Figura 3.2.2).



### 3.2.1 Estado da arte

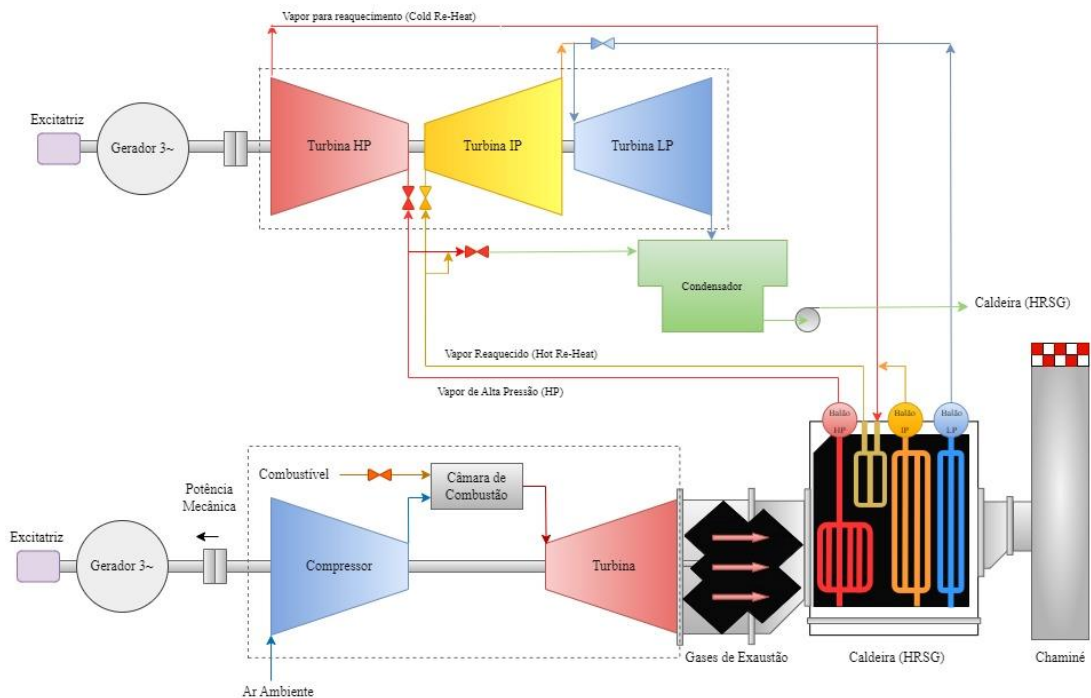
Os estudos analíticos do comportamento transitório das turbinas a gás tiveram seu início em meados dos anos 50. Vários métodos e modelos que visavam reproduzir e avaliar o comportamento das turbinas a gás e seus componentes foram postulados e aplicados na análise das diversas características da dinâmica do sistema. A princípio, o modelo da turbina a gás foi aproximado a um sistema de primeira ordem, sendo a resposta em velocidade do rotor função de uma variação direta do fluxo de combustível, considerando-se um atraso (*delay*) conforme Passaro (PASSARO, 2002). Tais modelos foram devidamente adaptados e aplicados em reguladores de velocidade em análise no domínio do tempo por Rowen (ROWEN, 1983) e Crosa (CROSA, 1995). Mais recentemente as simulações de dinâmica de turbinas foram estudadas no domínio do tempo em que são aplicadas as equações de conservação conforme Schobeiri (SCHOBEIRI,1994).

Figura 3.2.1 - Esquemático de turbina a gás em ciclo simples



Fonte: Adaptado de Passaro (2002)

Figura 3.2.2 - Esquemático de uma turbina a gás em ciclo combinado.



Fonte: Adaptado de Passaro (2002)

Durante longos anos, devido ao seu caráter estratégico e do forte envolvimento militar no desenvolvimento de turbinas a gás, as informações a respeito de modelagem do sistema de controle são de difícil obtenção. Dos trabalhos de relevância e que contribuem para a modelagem dinâmica da turbina a gás pode-se elencar Rowen (ROWEN, 1983) o qual propõe um modelo para turbinas de eixo solidário, ou seja, turbina a gás cujo conjunto compressor-turbina é acoplado diretamente ao gerador.

Este artigo é de fundamental importância a modelagem dinâmica das turbinas a gás em função do detalhamento que se executa em cada parte constituinte da turbina. Neste artigo referenciado, Rowen desenvolve modelos matemáticos representativos de turbinas com potências de 18 a 106 MW, sendo os modelos propostos válidos para variações de velocidade de 95 a 107% da nominal. (PASSARO 2002). No estudo do autor, o sistema de controle é constituído pelo regulador de velocidade, controle de aceleração e controle de temperatura. O ciclo termodinâmico associado é o ciclo simples e a proposta concentra-se na representação funcional da turbina em si e no sistema de controle. Contudo, faz-se possível dentro destas diretrizes realizar adaptações destes blocos a fim de contemplar a modelagem de turbinas a gás maiores e associar a ciclo combinado. Conforme Tavakoli e Vahidi (TAVAKOLI, 2009) faz-se possível a extração de variáveis e constantes de tempo a partir dos dados operacionais de uma turbina gás e assim obter seu modelo dinâmico para estudos e simulações.

Na regulação de velocidade é possível a utilização de reguladores isócronos quando a turbina estiver operando de forma isolada, ou em controle *droop*, quando em paralelo com outro sistema. No modelo representado a malha de controle de velocidade é considerada como sendo principal e as malhas de temperatura e aceleração são controles super impostos que atuam como limitadores. Assim a malha de temperatura atua no controle de temperatura de combustão para que a temperatura do gás na entrada da turbina de potência não exceda o limite de trabalho do material utilizado. De tal maneira que a

malha de controle de aceleração atua durante a fase de partida do conjunto (*start-up*) ou durante ocorrências de rejeição de carga de modo a evitar este stress térmico.

Deste modo, os sinais oriundos destes três controles velocidade, aceleração e temperatura passam por um seletor de mínimo valor, o que determina um valor de mínimo combustível. Os limitadores de valor de demanda de combustível possuem seu valor máximo, em função da máxima temperatura permissível ao trabalho da turbina e o valor mínimo que garante o mínimo fluxo para manter o combustor com chama ativa. O modelo desenvolvido pelo autor e aplicado neste estudo pode ser utilizado com combustíveis líquidos ou gasosos. A aplicação de combustível gasoso, as constantes de tempo envolvidas na combustão são desprezíveis, da mesma maneira a descarga do compressor e os gases na exaustão são apresentados em blocos distintos.

Dependendo forma de operação da turbina a gás, altera-se também as representações dos blocos. Com uma operação em ilha, ou seja, de forma isolado do sistema elétrico, a representação em blocos considera a representação do conjunto compressor-turbina-gerador. No entanto, em uma operação em paralelo com o sistema elétrico de potência altera-se o modelo original, fazendo omissão do bloco representativo do conjunto e adicionando-se sua inércia à inercia do sistema, de modo que tais simplificações estão associadas à eliminação da malha de controle de aceleração e temperatura. Assim a variação da demanda do fluxo de combustível e por consequência a de potência torna-se em função direta do regulador de velocidade. No trabalho de Schobeiri (SCHOBEIRI, 1987) o autor descreve um método computacional para avaliação do comportamento dinâmico da turbina a gás de eixo único. Considerando-se as leis de conservação da mecânica dos fluidos e leis da termodinâmica, desenvolveu-se equacionamentos que buscam representar todo o processo a qual espelha matematicamente com relativa precisão. Hung (HUNG, 1991) por sua vez, apresentou um estudo da modelagem matemática para dois eixos, sendo este constituído de uma turbina de potência associado a uma turbina livre. Os testes executados pelo autor são resultado de teste de campo e comparados com os resultados das simulações.

A turbina estudada é de 53MW e opera de forma isolada. O modelo da turbina a gás está associado ao gerador, sistema de excitação e de controle da turbina o qual constitui um conjunto completo. Os testes aplicados e os resultados obtidos como resposta do regulador de tensão, rejeição e tomada de carga apresentaram boa convergência com os resultados das simulações. Segundo o autor embora as simulações descritas tenham sido desenvolvidas para turbina de dois eixos, a técnica de modelagem pode ser aplicada em turbinas de eixo simples em aplicações de ciclo combinado. Rowen (ROWEN, 1992) apresenta em seu estudo o modelo dinâmico de turbina heavy-duty aplicadas em acionamento mecânico com velocidade variável. O modelo apresentado em seu estudo é para turbina com potência mecânica na faixa de 19300 a 80400 kW aproximadamente. Nele considera-se a influência do VIGV no compressor axial, como um elemento de controle. Contudo o elemento apresentado em 1983 pelo autor é similar considerando algumas alterações:

- Combustível aplicado é o gás natural;
- O fluxo de exaustão da turbina é calculado;
- O regulador de velocidade é isócrono;
- Realiza-se correção devido a temperatura do ar (ambiente);
- Modelado o compressor como uma carga;
- Aplica-se a malha de realimentação representado o comportamento do fluxo de ar devido à variação do VIGV;

O modelo proposto por sua vez pode também ser aplicado quando se necessita de velocidades fixas como é o caso de geração de energia elétrica. Hannett publicou um estudo sobre turbina em eixo simples (HANNETT, et.al 1995) e um estudo sobre turbinas de dois eixos (1995) o qual representa em um trabalho turbina de eixo único e de dois eixos respectivamente. Nestes dois trabalhos Hannett valida o trabalho de Rowen (1983) que é executada a partir de um estudo comparativo do comportamento real da máquina em paralelo ao barramento infinito e simulações do modelo proposto. Esta rede em particular possui a característica de possuir majoritariamente unidades termoeletricas conectadas e o teste de validação foi executado após a instalação de unidades hidrogeradoras no sistema. Neste artigo, o autor enfatiza muito o controle de temperatura bem como dados em regime permanente e as variações dinâmicas de carga. Hannett em seu estudo determinou que os sinais medidos em regime permanente são:

- Velocidade do eixo;
- Sinal de demanda de combustível;
- Vazão de combustível;
- Potência Ativa;
- Temperatura de exaustão;

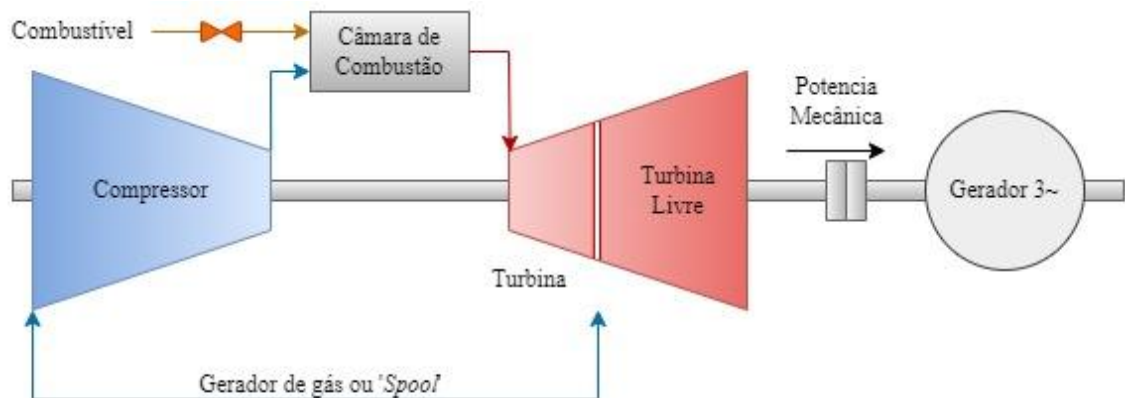
As variáveis dinâmicas obtidas em degrau de carga (tomada e rejeição) foram:

- Tensão de linha do gerador síncrono;
- Sinal de demanda de combustível;
- Temperatura de exaustão;
- Velocidade do eixo da turbina;
- Corrente de fase do gerador síncrono;

Como resultado destes ensaios, o autor considerou inicialmente a unidade em geração em ilha com carga operacional de 50% e degrau de carga de 10%. Em um segundo ensaio o autor considerou rejeição total de carga. Ao comparar as frequências frente ao distúrbio aplicado, o modelo matemático proposto e os resultados alcançados em teste de campo revelaram que o modelo se aproxima bem uma vez que a excursão da frequência obtida em campo alcançou patamares cerca de 40% maior.

O autor De Mello (1994) diserta em seus estudos aspectos acerca do ciclo combinado (turbina a gás, caldeira de recuperação de calor HRSG e turbina a vapor) além de desenvolver modelos para aplicação em estudo dinâmicos do sistema elétrico. A configuração de estudo para a turbina a gás é uma máquina de eixo único com VIGV, conforme proposição do estudo de Rowen (ROWEN, 1983) e (ROWEN, 1992) e Hannett (HANNETT, et, al 1995). O VIGV propicia a manutenção da temperatura de exaustão da turbina a gás em um patamar elevado mesmo em condição de baixa carga, o que garante a eficiência do ciclo combinado. Schobeiri (SCHOBEIRI, 1994) apresenta uma evolução se seu próprio estudo executado em 1987 denominado de método COTRAN. O novo método denominado de GETRAN é capaz de simular o comportamento o dinâmico de configurações mais complexas com vários *spools*. O termo '*spool*' é dado ao conjunto compressor/câmara de combustor/turbina que é responsável pela produção de energia por intermédio dos gases quentes que é convertida em energia mecânica de rotação na turbina livre ou turbina de potência (Figura 3.2.3).

Figura 3.2.3 -Esquemático de uma turbina a gás com dois eixos.



Fonte: Adaptado de Passaro (2002)

Para certificação da capacidade, precisão, robustez e confiabilidade do estudo o autor executou vários testes os quais ressaltam-se:

- Operação sob condição de surge do compressor com a configuração de *simple pool*, em um eixo;
- Operação com sistema de controle ativo com a configuração de tres *spools*, quatro eixos;
- Operação com variação de carga com a configuração *spool* simples com um eixo;

Os dados apresentados por De Mello apresentaram um alto grau de correlação entre o modelo matemático e os ensaios e testes de campo. Campoerale (CAMPOERALE, et. al. 1997) apresenta simulações do comportamento dinâmico de turbinas a gás inseridas em ciclos abertos de alta eficiência utilizando regeneradores e intercambiadores de calor (*intercoolers*). O Autor apresenta uma metodologia numérica para a solução das equações não-lineares. Tal metodologia transforma as equações diferenciais em equações algébricas que serão desenvolvidas e solucionadas juntamente com as equações não-lineares que representam e compõem o modelo matemático do sistema. Para a resolução destas equações utiliza-se ao método de Newton Raphson com solução numérica da matriz jacobiana através de diferenças finitas. O autor aplica um modelo linear reduzido do sistema de controle a fim de condensá-lo. O modelo matemático foi desenvolvido baseado nos estudos e resultados obtidos por Hannett, (HANNETT, et.al 1995). O autor analisou o comportamento transitório causado por uma variação de carga considerando-se as seguintes configurações operacionais ambas para turbina de eixo simples (eixo único):

- Ciclo Joule-Rankine com controle de vazão de combustível;
- Ciclo regenerativo com controle de vazão de combustível e controle da posição do palhetamento do compressor por meio dos VGIV;

Para a análise do ciclo regenerativo o autor observou que o trocador de calor tem influência no comportamento dinâmico da planta. Deste modo evidencia-se que o VGIV

possui um papel importante de manter constante a temperatura de entrada da turbina em casos de variação de carga. A rejeição de carga (degrau) foi de 10%. Para a análise do ciclo Joule simples iniciou-se a simulação em condições operacionais estáveis aplicando-se uma rejeição de carga (degrau) de 20%. Em virtude do alto grau de regulação utilizado o sistema retorna rapidamente às condições iniciais de antes da perturbação. A conclusão do autor demonstra que o modelo proposto é capaz de descrever o comportamento dinâmico com configurações de alta complexidade, podendo aprimorar o efeito da propagação da pressão no compressor.

### 3.2.2 Controle de Velocidade

A utilização de turbinas a gás na geração de energia elétrica requer a aplicação de sistemas de controle de velocidade, uma vez que a frequência do sistema de potência é diretamente dependente da velocidade da máquina primária. Assim, a utilização de dispositivos controladores, cuja função básica é manter a frequência do sistema de forma constante, viabiliza a operação em paralelo do sistema gerador e o barramento infinito (concessionária).

Sem a utilização dos reguladores de velocidade, as variações e distúrbios de carga/geração seriam compensados somente pela característica de autorregulação das cargas, levando o sistema de geração a pontos operacionais proibitivos para o sistema (CENAQUI). Em uma Termoelétrica, em geral, as variações de carga de um sistema elétrico de potência são de pequena amplitude quando considerado as condições nominais de operação. De modo que o distúrbio, as diferenças entre o conjugado elétrico e mecânico é pequeno. Os reguladores de velocidade atuam sobre as válvulas de admissão de combustível (válvulas de controle de gás) aumentando ou reduzindo o fluxo, de maneira a variar o conjugado mecânico da turbina, buscando restabelecer o equilíbrio entre os conjugados (PASSARO 2002)

O erro causado entre a diferença de velocidade angular de referência (Set Point) e a velocidade angular do eixo do rotor é corrigido pela ação do regulador de velocidade, também denominado de governador de velocidade (*speed governor*). Comumente para esta regulação, considera-se dois modelos básicos de reguladores de velocidade para turbinas térmicas: o regulador isócrono e o regulador com queda de velocidade (estatismo ou *droop*). No intuito de se analisar o comportamento dinâmico de uma unidade termoelétrica diante das imposições de impactos de carga e perturbações faz-se necessário uma representação matemática adequada dos elementos que compõe a regulação primária de velocidade, ou seja: os reguladores de velocidade e as turbinas. As turbinas e os reguladores de velocidade são importantes elementos na avaliação da estabilidade angular de um sistema elétrico de potência, pois atuam diretamente no conjugado mecânico ( $T_m$ ) disponível ao eixo do gerador (mais especificamente na aceleração  $\delta''$ ), promovendo a variação e potência ativa geradas e no deslocamento angular dos rotores ( $\delta$ ).

Apresenta-se modelos matemáticos simplificados dos reguladores de velocidade os quais são necessários para que se alcance um adequado entendimento do comportamento dinâmico da aplicação das unidades térmicas em um sistema de potência. Com este objetivo considera-se características essenciais de dois modelos básicos de reguladores de velocidade aplicado em turbinas: regulador de velocidade isócrono e regulador com queda de velocidade (estatismo permanente ou *droop*). Na indústria está disponível uma série de reguladores de velocidade, conforme sua tecnologia aplicada aos quais podemos destacar: reguladores mecânicos de bolas girantes (regulador de Watt), mecânico-hidráulico, eletro-hidráulico, eletro-hidráulico digitais. Cada qual com uma

característica individual própria, contudo podendo ser representado de forma simplificada por modelos matemáticos descritos nesta pesquisa.

### 3.2.2.1 Controle primário de frequência, mecânica do movimento e resposta inercial

A análise de estabilidade do sistema de potência, e dentre elas em particular a regulação de velocidade, baseiam-se nas equações de inércia rotacional que descrevem o desequilíbrio entre o torque eletromagnético e o torque mecânico das máquinas conectadas no sistema elétrico de potência ou em operação em ilha. O desenvolvimento deste estudo de inércia rotacional da turbina e da máquina síncrona associados aos comportamentos que são descritos pela mecânica do movimento e que estão elencados na tabela (**Erro! Fonte de referência não encontrada.**) de forma resumida. A analogia destes fenômenos rotacionais é apresentada também em conjunto com o movimento linear para facilitar o entendimento e associações.

Tabela 3.2.1 - Equações de mecânica de movimento.

Rotação			Movimento Linear		
Quantidade	Simbologia / Equação	Unidade MKS	Quantidade	Simbologia / Equação	Unidade MKS
Deslocamento Angular	$\theta$	radiano (rad)	Comprimento	s	metro (m)
Momento de Inércia	$J = \int r^2 dm$	kg.m <sup>2</sup>	Massa	M	kilograma (kg)
Velocidade Angular	$\omega = \frac{d\theta}{dt}$	rad/s	Velocidade	$v = \frac{ds}{dt}$	metro/segundo (m/s)
Aceleração Angular	$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$	rad/s <sup>2</sup>	Aceleração	$a = \frac{dv}{dt}$	m/s <sup>2</sup>
Torque	$T = J \cdot \alpha$	newton-metro (N.m) ou (J/rad)	Força	$F = m \cdot a$	newton (N)
Trabalho	$W = \int T d\theta$	joule (J) ou (W.s)	Trabalho	$W = \int F ds$	joule (J)
Potência	$P = \frac{dW}{dt}$ $= T\omega$	watt (W)	Potência	$P = \frac{dW}{dt}$ $= Fv$	watt (W)

Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

Quando ocorre um desequilíbrio entre os torques mecânico e o torque eletromagnético, o torque líquido que resulta na aceleração, seja ela positiva ou negativa (Figura 3.2.4) pode ser expresso pela equação (3.1).

$$T_i = T_m - T_e - T_d \quad (3.1)$$

Onde:

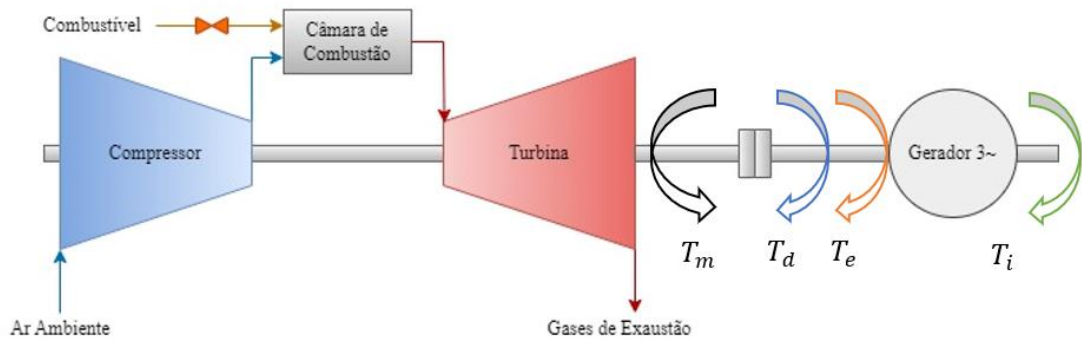
$T_i$  = Torque inercial [N.m] ou [J/rad]

$T_m$  = Torque mecânico [N.m] ou [J/rad]

$T_e$  = Torque eletromagnético [N.m] ou [J/rad]

$T_d$  = Torque de amortecimento [N.m] ou [J/rad]

Figura 3.2.4 - Representação esquemática de torque sobre o eixo da máquina.



Fonte: Adaptado de Dota (2016)

Desprezando-se o torque de amortecimento  $T_d$ , tem-se:

$$T_i = T_m - T_e \quad (3.2)$$

A equação (3.1) denota que o torque mecânico  $T_m$  e o eletromagnético  $T_e$  sendo estes positivos, caracterizam o conjunto como sendo gerador, da mesma forma sendo este negativo o conjunto é motor. A inercia do elemento primário (turbina) e do gerador síncrono é acelerado pelo desequilíbrio nos torques aplicados no sistema. Deste modo a equação de movimento pode ser representada pela equação (3.3) onde pode ser normalizada em termos de constante de inércia ( $H$ ) por unidade, podendo ser definida como a energia cinética em watt-s (W.s) na velocidade nominal, dividida pela potência aparente (base) VA (KUNDUR, 1994)

$$J \cdot \frac{d\omega_{mr}}{dt} = T_m - T_e = T_a \quad (3.3)$$



Onde:

$T_m$  = Torque mecânico [N.m] ou [J/rad]

$T_e$  = Torque eletromagnético [N.m] ou [J/rad]

$T_d$  = Torque de amortecimento [N.m] ou [J/rad]

$T_a$  = Torque acelerante [N.m] ou [J/rad]

$J$  = Momento de Inercia do conjunto rotativo (turbina-gerador) [kg.m<sup>2</sup>]

$\omega_{mr}$  = Velocidade mecânica do rotor [rad/s]

Aplicando-se a notação  $\omega_{0mr}$  para representar a velocidade angular nominal em radiano mecânico por segundo (rad/s), a constante de inércia passa a ser representada por:

$$H = \frac{1}{2} \cdot \frac{J\omega_{0mr}^2}{VA_{base}} \quad (3.4)$$

O momento de inercia  $J$  em termos desta constante de inércia  $H$  pode ser representada:

$$J = \frac{2H}{\omega_{0mr}^2} VA_{base} \quad (3.5)$$

Realizando a substituição da equação do momento de inércia da equação (3.5) na equação de movimento (3.3):

$$\frac{2H}{\omega_{0mr}^2} VA_{base} \frac{d\omega_{mr}}{dt} = T_m - T_e \quad (3.6)$$

$$2H \frac{d}{dt} \left( \frac{\omega_{mr}}{\omega_{0mr}} \right) = \frac{T_m - T_e}{VA_{base}/\omega_{0mr}} \quad (3.7)$$

Observa-se que  $T_{base} = VA_{base}/\omega_{0mr}$ , a equação de movimento por unidade (p.u.) pode ser descrito como:

$$2H \left( \frac{d\bar{\omega}_r}{dt} \right) = \bar{T}_m - \bar{T}_e \quad (3.8)$$

Aplica-se notação barrada para diferenciar as grandezas por unidade (p.u). Na equação de movimento por unidade (3.8) a velocidade do rotor em (p.u) é representado por:

$$\bar{\omega}_r = \frac{\omega_{mr}}{\omega_{0mr}} = \frac{\omega_{er}/p_f}{\omega_{0er}/p_f} = \frac{\omega_{er}}{\omega_{0er}} \quad (3.9)$$

Onde:

$\omega_{er}$  = Velocidade angular do rotor em radianos elétricos (rad/s)

$\omega_{0er}$  = Velocidade angular rotor nominal radianos elétricos (rad/s)

$p_f$  = Número de polos do gerador síncrono.

Se ao considerar  $\delta_{er}$  a posição angular do rotor em radianos elétricos em relação a uma rotação síncrona de rede e  $\delta_{0er}$  sendo seu valor em um tempo  $t = 0$ , temos:

$$\delta_{er} = \omega_{er}t - \omega_{0er}t + \delta_{0er} \quad (3.10)$$

Derivando no tempo, resulta:

$$\frac{d\delta_{er}}{dt} = \omega_{er} - \omega_{0er} = \Delta\omega_{er} \quad (3.11)$$

$$\frac{d^2\delta_{er}}{dt^2} = \frac{d\omega_{er}}{dt} = \frac{d(\Delta\omega_{er})}{dt} = \omega_{0er} \frac{d\bar{\omega}_{er}}{dt} = \omega_{0er} \frac{d(\Delta\bar{\omega}_{er})}{dt} \quad (3.12)$$

Substituindo  $\frac{d\bar{\omega}_{er}}{dt}$  dado pela equação (3.8) temos:

$$2H \frac{d\delta_{er}^2}{\omega_{0er} dt^2} = \bar{T}_m - \bar{T}_e \quad (3.13)$$

Conforme Kundur (KUNDUR, 1994), é desejável incluir componente de torque de amortecimento, não considerado no cálculo do torque elétrico  $T_e$ . Para executar esta inclusão adiciona-se um termo proporcional ao desvio de velocidade na equação (3.13):

$$2H \frac{d\delta_{er}^2}{\omega_{0er} dt^2} = \bar{T}_m - \bar{T}_e - K_d \Delta\omega_{er} \quad (3.14)$$

A expressão (3.14) representa, portanto, a equação de movimento de uma máquina síncrona, sendo comumente descrita também como equação de balanço (*swing equation*), uma vez que representa o balanço do ângulo  $\delta_{er}$  durante os distúrbios e varrições de carga. Da equação (3.11) podemos detalhar que:

$$\Delta\bar{\omega}_{er} = \frac{\Delta\omega_{er}}{\omega_{0er}} = \frac{1}{\omega_{0er}} \frac{d\delta_{er}}{dt} \quad (3.15)$$

O controle primário de frequência é o primeiro estágio do controle de frequência de uma máquina primaria e compreende a resposta das fontes e cargas ao desvio de frequência observado localmente. Sua resposta é automática, sem o emprego do sistema

de controle centralizado e tem reposta dentro de uma janela muito pequena de tempo geralmente em segundos.

Dentro do controle primário de frequência, reside o conceito de *swing*, ou balanço que ocorrem entre máquinas síncronas conectadas à rede elétrica. Os rotores as máquinas síncronas (geradores elétricos) conectadas ao sistema elétricos são dotadas de massa que estão em rotação sob seu próprio eixo e que desta maneira armazenam energia cinética de rotação. A velocidade com que eles rodam determina a frequência com o que a rede elétrica trabalha. Assim para que se obtenha uma rotação constante, é primordial que exista um equilíbrio de forças que opõe entre si: a força do torque mecânico imprimido pela máquina primária, neste estudo sendo a turbina a gás e o torque eletromagnético resistente no rotor em função da potência ativa gerada (CENAQUI, 2018).

Ao se desestabilizar este equilíbrio o conjugado resultante deixa de ser nulo, resultando em uma aceleração dos rotores. Deste modo a frequência dos sistemas varia de acordo com o balanço entre a potência mecânica gerada pelos acionadores (máquina primária) e potência elétrica das cargas do sistema. A transferência de energia entre massas girantes e o sistema elétrico em função do desbalanço entre torque mecânico e torque eletromagnético no rotor é denominado de resposta inercial. Esta transferência possui comportamento bidirecional, com fluxo de energia do rotor para o sistema elétrico bem como do sistema elétrico para o rotor.

Tal comportamento independe do sistema de controle e caracteriza-se por ser uma resposta natural e imediata do conjunto máquina primária (acionador) e gerador. Interessante ressaltar que geradores que são conectados ao sistema elétrico de potência por meio de conversores de frequência, não possuem resposta inercial de forma natural.

Deste modo sistema de controle podem emular este comportamento de um gerador síncrono frente a estas variações de frequência. A este controle denomina-se de inercia virtual, ou inercia sintética (CENAQUI, 2018) sendo sua aplicação obrigatória no Brasil, sobretudo em novos empreendimentos de geração eólica com aerogeradores acima de 10MW (ONS, 2019). O momento de inercia por unidade (p.u.) pode ser determinado, substituindo  $\Delta\bar{\omega}_{er}$  da equação (3.15) na equação (3.14) temos:

$$2H \frac{d\delta_{er}^2}{\omega_{0er} dt^2} = \bar{T}_m - \bar{T}_e - K_d \cdot \frac{1}{\omega_{0er}} \frac{d\delta_{er}}{dt} \quad (3.16)$$

Na equação (3.14) e (3.16) a variável  $K_d$  é o coeficiente de amortecimento ou o fator de amortecimento por unidade (torque/p.u.) do desvio de velocidade.

Caso seja desejável a demonstração por valor unitário de tempo ( $\bar{t}$ ), a equação (3.16) torna-se:

$$2H\omega_{0er} \frac{d\delta_{er}^2}{dt^2} = \bar{T}_m - \bar{T}_e - K_d \frac{d\delta_{er}}{dt} \quad (3.17)$$

Alguns autores como Kundur e (19) realizam referência a  $2H\omega_{0er}$  como torque (ou momento) por unidade de inercia ( $J$ ). Há um conceito no comportamento mecânico denominado de tempo de partida mecânica (*mechanical starting time*) que é uma constante de tempo de partida mecânica.

Referindo-se a equação (3.8), considerando-se que  $\bar{T}_a = \bar{T}_m - \bar{T}_e$  e isolando a derivada da velocidade angular elétrico teremos:

$$\left(\frac{d\bar{\omega}_{er}}{dt}\right) = \frac{1}{2H} \bar{T}_a \quad (3.18)$$

Integrando em função do tempo temos:

$$\bar{\omega}_{er} = \frac{1}{2H} \int_0^t \bar{T}_a dt \quad (3.19)$$

Considerando  $T_m$  o tempo necessário para que o torque empregado no eixo possa acelerar o conjunto de seu repouso até a rotação nominal. Da equação (3.19) considerando valores unitários para  $\bar{T}_a$  e  $\bar{\omega}_{er}$  ( $\bar{\omega}_{er} = 1,0$ ,  $\bar{T}_a = 1,0$ ) e com valor inicial nulo para  $\bar{\omega}_{er}$ , temos:

$$1,0 = \frac{1}{2H} \int_0^{T_m} \bar{T}_a dt \quad (3.20)$$

Logo:

$$T_{ms} = 2H \quad (3.21)$$

$T_{ms}$  é denominada de coeficiente de partida mecânica. O símbolo M é igualmente aplicado na literatura para exprimir este tempo. Para determinar a constante de inercia de um conjunto rotativo, conforme definido na equação (3.4):

$$H = \frac{\text{energia armazenada na velocidade nominal em MW.s}}{\text{MVA nominal}} \quad (3.22)$$

A constante de inercia  $H$  do momento de inercia em unidade MKS, considerando que a energia armazenada é igual a energia cinética do rotor:

$$\text{Energia armazenada} = \frac{1}{2} J \omega_{0mr}^2 \quad [\text{Ws}] \quad (3.23)$$

$$\text{Energia armazenada} = \frac{1}{2} J \omega_{0mr}^2 \cdot 10^{-6} \quad [\text{MWs}] \quad (3.24)$$

Onde:

$J$  = Momento de inercia em (kg.m<sup>2</sup>)

$\omega_{0mr}^2$  = Velocidade angular rotor nominal radianos mecânicos (rad/s)

$$\omega_{0mr} = 2\pi \frac{\text{RPM}}{60} \quad (3.25)$$

Assim, considerando-se a equação (3.5) e substituindo-se os termos tem-se:

$$H = \frac{1}{2} \frac{J \cdot \omega_{0mr}^2 \cdot 10^{-6}}{MVA \text{ nominal}} \quad (3.26)$$

$$H = \frac{1}{2} \frac{J \cdot \left(2\pi \frac{RPM}{60}\right) \cdot 10^{-6}}{MVA \text{ nominal}} \quad (3.27)$$

$$H = 5,48 \cdot 10^{-9} \frac{J (RPM)^2}{MVA \text{ nominal}} \quad (3.28)$$

Conforme Kundur (KUNDUR, 1994), os valores típicos de constante de inércia para unidades térmicas e hidráulicas. Os valores de  $H$  são representados em  $MW \cdot s$  por  $MVA$  do gerador e demonstra a inercia combinada do gerador e da turbina.

Tabela 3.2.2-Valores típicos de constante de inercia.

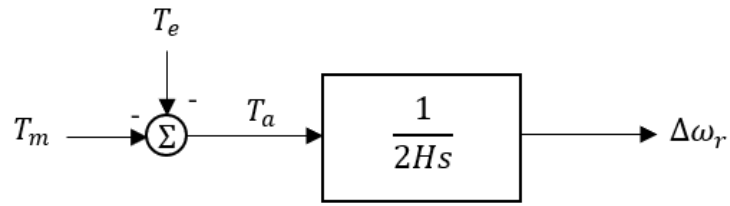
Tipo de unidade geradora	H
Unidade térmica (a) 3600 rpm (2 polos) (b) 1800 rpm (4 polos)	2,5 a 6,0 4,0 a 10,0
Unidade hidráulica	2,0 a 4,0

Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

### 3.2.2.2 Resposta do conjunto à variação de carga

Quando há a variação de carga, este comportamento reflete-se de forma imediata na resposta do torque elétrico que por sua vez resulta na variação de velocidade do rotor em virtude do descompasso entre o torque elétrico  $T_e$  e torque mecânico  $T_m$ . Na figura (Figura 3.2.5) a seguinte função de transferência representa a relação entre a velocidade do rotor em função dos torques elétricos e mecânicos:

Figura 3.2.5 - Função de transferência relacionando velocidade e torque



Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

Onde:

$T_e$  = Torque elétrico (p.u.)

$T_m$  = Torque mecânico (p.u.)

$T_a$  = Torque acelerante (p.u.)

$H$  = Constante de inercia (MW.s/MVA)

$\Delta\omega_r$  = Desvio velocidade do rotor (p.u.)

Em estudos de carga-frequência, é mais adequado expressar a relação entre potência mecânica e elétrica ao invés de torque. A relação entre potência ativa  $P_e$  e torque  $T$  é dado por:

$$P = \omega_r T \quad (3.29)$$

Considerando-se um pequeno desvio de potência elétrica, denotado por  $\Delta P_e$  e valor de potência elétrica nominal  $P_{0e}$ , pode-se expressar:

$$P_e = P_{0e} + \Delta P_e \quad (3.30)$$

$$T_m = T_{0m} + \Delta T_m \quad (3.31)$$

$$\omega_r = \omega_{0r} + \Delta\omega_r \quad (3.32)$$

Substituindo na equação (3.29) temos:

$$P_{0e} + \Delta P_e = (\omega_{0r} + \Delta\omega_r)(T_{0m} + \Delta T_m) \quad (3.33)$$

A relação entre os valores das perturbações com termos de ordem superior é expressa por:

$$\Delta P_e = (\omega_{0r} \cdot \Delta T_m) + (T_{0m} \Delta\omega_r) \quad (3.34)$$

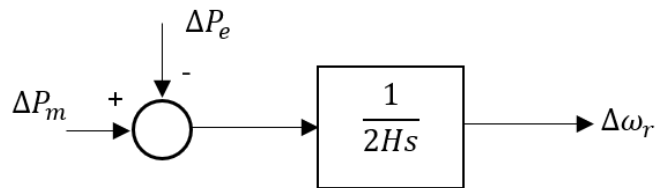
$$\Delta P_m - \Delta P_e = \omega_{0r} (\Delta T_m - \Delta T_e) + \Delta\omega_r (T_{0m} - T_{0e}) \quad (3.35)$$

Considerando-se que o torque mecânico e elétrico sejam iguais, com a velocidade expressa em pu,  $\omega_{0r} = 1$ , portanto:

$$\Delta P_m - \Delta P_e = \Delta T_m - \Delta T_e \quad (3.36)$$

Podemos representar (Figura 3.2.6) assim a função de transferência que relaciona potência e velocidade:

Figura 3.2.6 - Função de transferência relacionando a potência e torque



Fonte: Adaptado de Cenaqui (2018)

Assim, dentro da faixa de velocidade o qual o conjunto opera, a potência mecânica é uma função da posição de abertura de válvula de combustível para o sistema e independe da variação de frequência.

### 3.2.2.3 Resposta da carga à variação de frequência

As cargas elétricas de modo geral são compostas de uma variedade de dispositivos elétricos dentre eles, motores, iluminação, cargas com características puramente resistivas, indutivas ou capacitivas e de dispositivos que dependem ou não da manutenção de frequência para seu pleno funcionamento.

Nos casos de cargas em que a variação da frequência pode alterar seu desempenho como motores acionando bombas, compressores e ventiladores, a variação da frequência elétrica altera diretamente a velocidade do motor e por consequência a velocidade do elemento acionado. Deste modo podemos expressar esta dependência da frequência de uma carga como:

$$\Delta P_e = \Delta P_L + D\Delta\omega_r \quad (3.37)$$

Onde

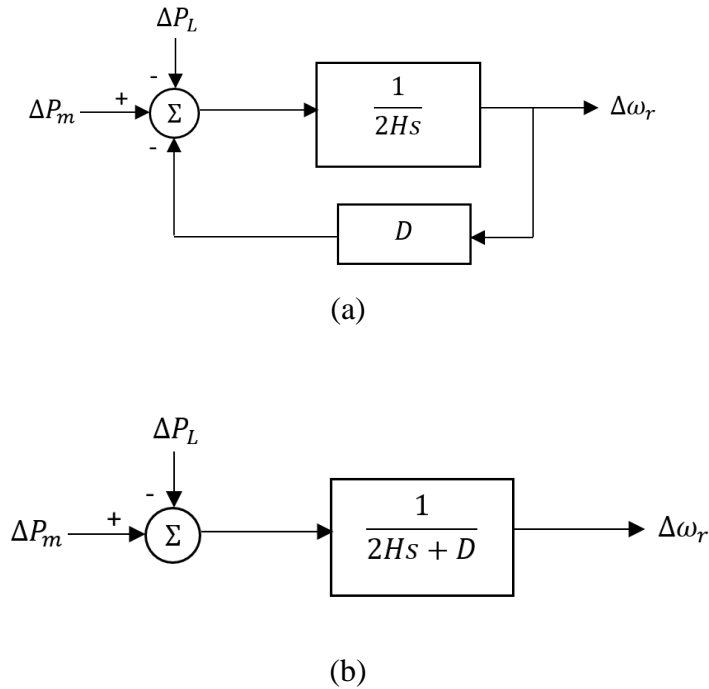
$\Delta P_L$  = Variação de carga não sensível à frequência.

$D$  = Constante de amortecimento de carga.

$D\Delta\omega_r$  = Variação de carga sensível à frequência.

A constante de amortecimento pode ser expressa como como uma mudança percentual na carga (Figura 3.2.7).

Figura 3.2.7 - Função de transferência relacionando potência e amortecimento



Fonte: Adaptado de Cenaqui (2018) (a) e  
Adaptado de Kundur (1994) (b)

Em um sistema em que não tenha um regulador de velocidade atuando, a resposta dinâmica é determinada pela constante de inércia e constante de amortecimento. Conforme Vieira (VIEIRA, 1984) e Kundur (KUNDUR, 1994) as cargas do sistema elétrico variam sua potência ativa consumida em função da frequência em que são alimentadas. Este comportamento de reação a esta variação visa o equilíbrio e autorregulação do sistema.

Em distúrbios críticos como a perda de geração e por consequência a redução da frequência (considerando a mesma demanda de carga), a potência das cargas sofre uma redução que é proporcional ao desvio de frequência e em distúrbios de excesso de geração, observa-se o contrário, com o aumento da frequência no sistema. A potência ativa consumida em função da frequência pode ser representada pela equação (3.38).

$$P'_e = P_e + D\Delta f \quad (3.38)$$

Onde:

$P'_e$  = Potência elétrica ativa da carga corrigida pela frequência [p.u]

$P_e$  = Potência elétrica ativa alimentada na frequência nominal [p.u]

$D$  = Constante de amortecimento da carga (variação da carga/Hz) [p.u./Hz]

$\Delta f$  = Variação de frequência.

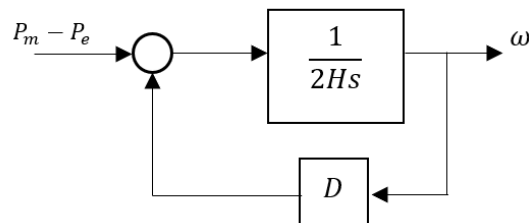
Para a constante de amortecimento de carga, também denominado como autorregulação da carga, é uma constante que normalmente é apresentada em %/Hz, contudo para efeitos de facilidade de cálculo é convertida para p.u./Hz. Considerando este



fenômeno, a expressão matemática de balanço (3.14) é alterada para a equação (3.39) com o respectivo diagrama (Figura 3.2.8).

$$2H \frac{d\omega}{dt} + D\omega = C_m - C_e \approx P_m - P_e \quad (3.39)$$

Figura 3.2.8 - Diagrama de bloco da equação de swing (balanço).



Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

Os valores típicos para a constante de amortecimento estão na faixa de 1% a 3%/Hz (LORA et al. 2004). A ONS para o SIN assume D com o valor de 2% de variação da carga para 1% de variação de frequência (ONS, 2019).

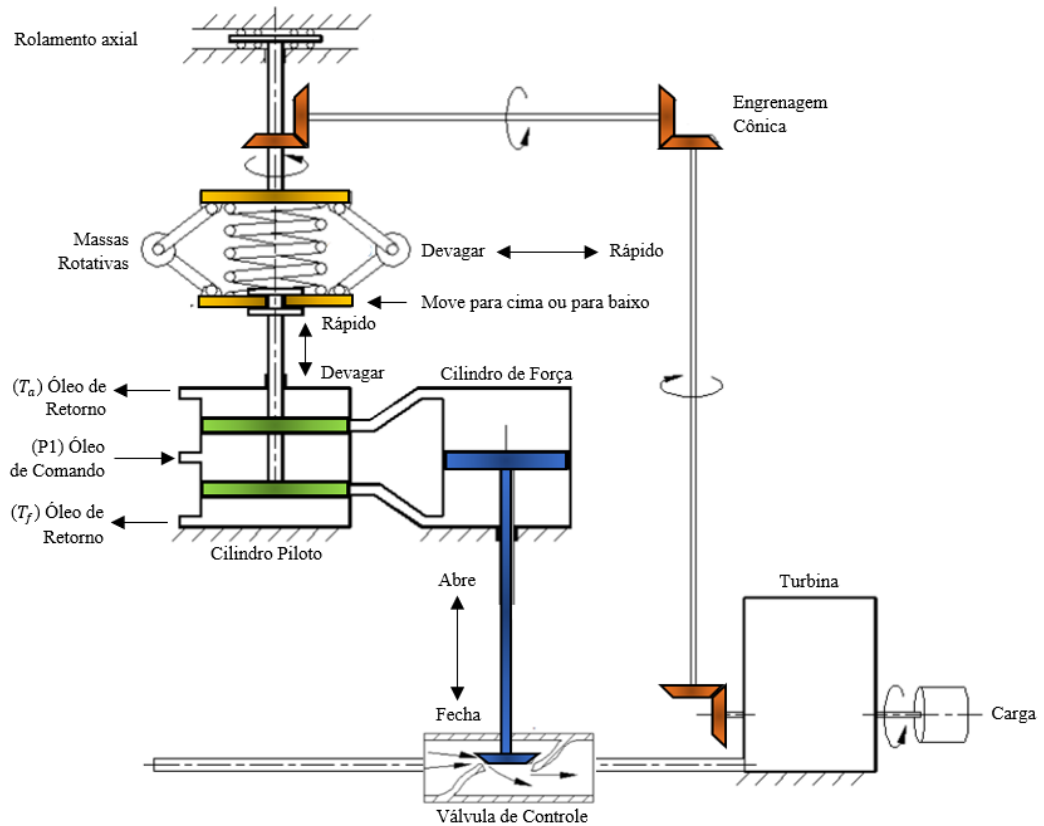
### 3.2.2.4 Regulador isócrono

O conceito de isócrono consistem em manter constante a velocidade do conjunto rotor. Um regulador isócrono ajusta a abertura da válvula de combustível de modo que se mantenha o valor de velocidade/frequência igual ao valor nominal desejado (PASSARO, 2001). Conforme modelo esquemático da figura (3.2.10), onde demonstra-se o sistema de regulação isócrono, a velocidade medida do rotor ( $\omega_r$ ) é comparado com a velocidade de referência ( $\omega_0$ ). A diferença entre o valor de velocidade medido a referência desejada origina um sinal de erro que é amplificado e integrado para produzir então um sinal de controle  $\Delta y$  que atuará na excursão da válvula de combustível. Em função deste controlador integral a válvula sempre alcançara uma posição estacionária quando a diferença entre  $\omega_r$  e  $\omega_0$  for próximo de zero.

Em um regulador isócrono mecânico, a quantidade de combustível admitida na turbina é ajustada de acordo com a diferença entre as velocidades desejadas e as reais do rotor. No esquemático (Figura 3.2.9), o governador de velocidade é regulado de tal forma que, uma vez alcançado a velocidade desejada, nenhum óleo de comando (P1) fluirá para nenhum dos lados do cilindro de força. Se a velocidade real cair abaixo do valor desejado devido à perturbação ou aumento súbito de carga, então a diminuição da força centrífuga do governador de velocidade faz com que o pistão do cilindro piloto vá para baixo, resultando que a válvula de controle se mova para cima, fornecendo mais combustível. Em seguida, a velocidade do rotor aumenta fazendo com que o pistão do cilindro piloto se mova para cima até que o valor desejado seja atingido.

Quando a velocidade desejada da turbina é alcançada, o pistão do cilindro piloto fecha as portas do cilindro de força. Por outro lado, se a velocidade do motor aumentar acima do valor desejado, então o aumento da força centrífuga do governador (massas girantes) faz com que a válvula de controle se mova para baixo. Isso diminui a oferta de combustível, e a velocidade da turbina diminui até que o valor desejado seja alcançado.

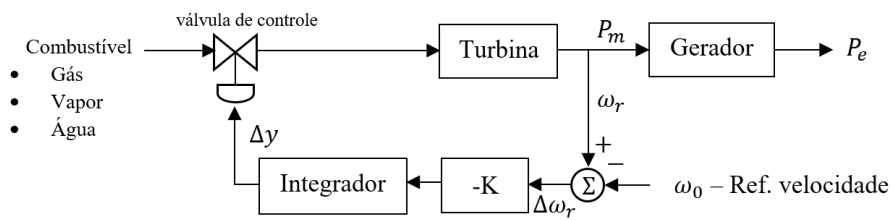
Figura 3.2.9 - Esquemático de regulador de velocidade isócrono.



Fonte: Adaptado de Passaro (2002)

Verifica-se que o regulador de velocidade isócrono tende a ter um comportamento instável, pois possui neste modelo apenas uma realimentação externa, no sistema de controle apresentado.

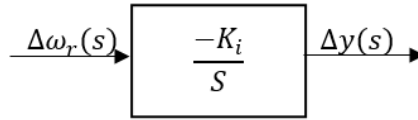
Figura 3.2.10 - Esquemático em blocos de regulador de velocidade isócrono.



Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

O modelo matemático simplificado que pode descrever o regulador isócrono através de um diagrama de bloco pode ser representado na figura (Figura 3.2.11).

Figura 3.2.11 - Diagrama de bloco de um regulador de velocidade isócrono.



Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

Onde:

$\Delta\omega_r(s)$  = Variação de velocidade do rotor da turbina [p.u.]

$\Delta y(s)$  = Variação da abertura da válvula de combustível [p.u.]

$K_i$  = Ganho do regulador de velocidade isócrono.

Do diagrama de bloco representando o regulador de velocidade isócrono na figura (3.2.12) pode-se obter, no domínio do tempo a equação diferencial para o regulador isócrono:

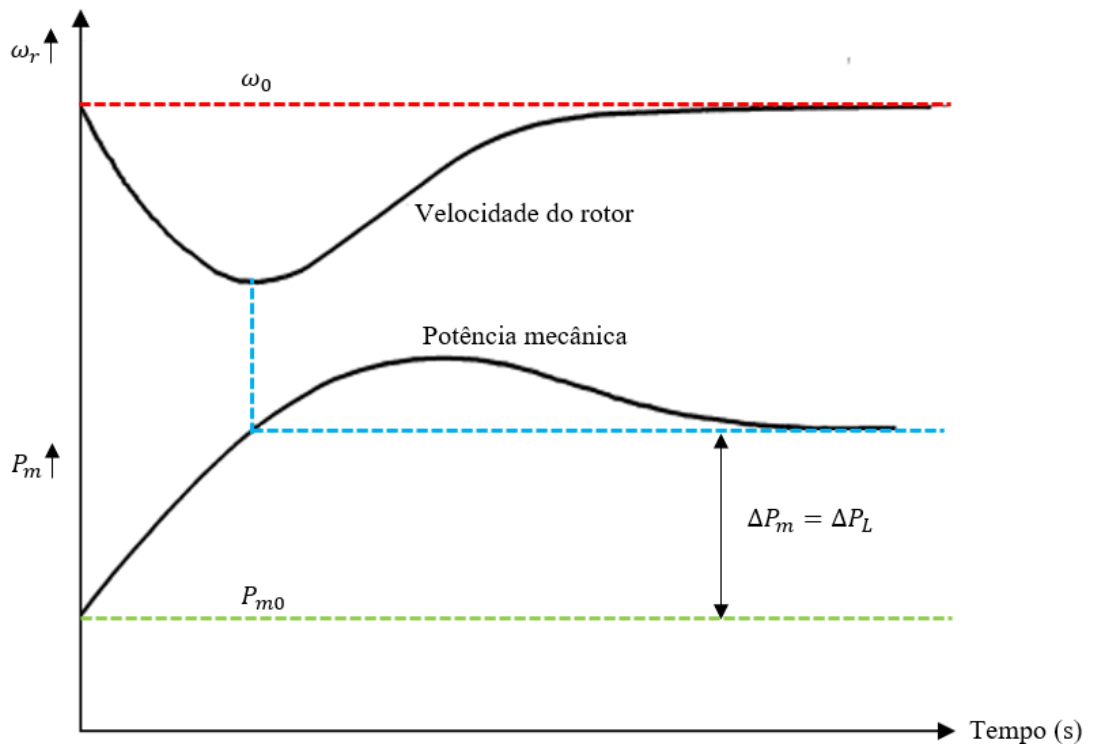
$$\frac{d\Delta y}{dt} = -k_i \cdot \Delta\omega \quad (3.40)$$

Observa-se que o regulador de velocidade isócrono possui a característica de um integrador matemático, o qual a variação de abertura da válvula de controle de admissão de combustível da turbina somente será nula quando a variação de velocidade ou frequência do sistema for nula, razão pelo qual esta regulação denomina-se como isócrono (MENDES, 1999). Por esta característica o regulador isócrono emprega um controlador PI (proporcional integral) para regular a frequência/velocidade em seu valor de referência.

Em um regulador isócrono, ao incrementar o valor da carga (potência elétrica), observa-se a o decaimento do valor da frequência a uma determinada taxa que é determinado pelo momento de inércia do conjunto rotor (Figura 3.2.12). Com este decréscimo da velocidade, a potência mecânica aumenta, resultado da resposta do regulador frente à abertura da válvula de combustível da turbina. Esta ação do controle causa uma redução da taxa de decaimento da velocidade quando a potência mecânica da turbina excede a potência elétrica.

A velocidade do conjunto rotor por fim retorna ao seu valor de referência e a potência mecânica alcança seu estado estacionário em um incremento igual à aplicada à carga inicialmente. Um regulador de velocidade isócrono atua de forma satisfatória quando um gerador fornece potência elétrica a uma carga isolada ou quando apenas um gerador conectado em um sistema de multigeração possui a função de responder às mudanças de carga (controle de carga). Para um sistema onde faz-se necessário a divisão de carga (*load sharing*), a regulação de velocidade deve possuir característica de queda (*speed-droop*).

Figura 3.2.12 - Resposta da unidade geradora com gerador isócrono



Fonte: Figura do autor

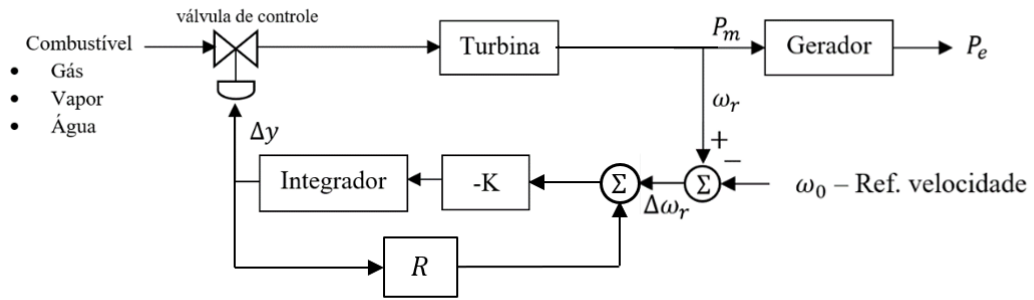
### 3.2.2.5 Regulador com queda de velocidade (*droop*)

Um regulador isócrono não pode ser aplicado quando se possui uma configuração de duas ou mais unidades geradoras conectadas em um mesmo sistema elétrico. Esta condição forçaria a cada uma destes elementos geradores a terem os mesmos valores de parâmetros do controle de velocidade e isso na prática não é possível de se alcançar. As máquinas primárias e os geradores síncronos mesmo que sejam de mesmo modelo e projeto apresentam suas variâncias e tolerâncias dimensionais o que reflete diretamente nas constantes de sua modelagem e comportamento dinâmico.

Como a regulação isócrona busca a manter uma velocidade ou frequência constante, o paralelismo de máquinas com regulação isócrona provocaria um distúrbio entre as unidades geradoras uma vez que cada qual tentaria corrigir o próprio desvio de velocidade / frequência provocado pela unidade geradora vizinha. Este comportamento na prática faria com que as unidades geradoras operassem em constante instabilidade e cada qual na tentativa de corrigir este desvio, terminaram por competir entre si.

Para que se possa ter uma divisão de carga entre várias unidades geradoras conectadas no mesmo sistema em paralelo o regulador de velocidade precisa dispor de uma característica de queda de velocidade (*speed droop*) na medida do aumento de carga no sistema. Esta característica de regulação pode ser obtida adicionando um ganho de feedback (Figura 3.2.13).

Figura 3.2.13 - Regulador de velocidade com feedback em estado estacionário.

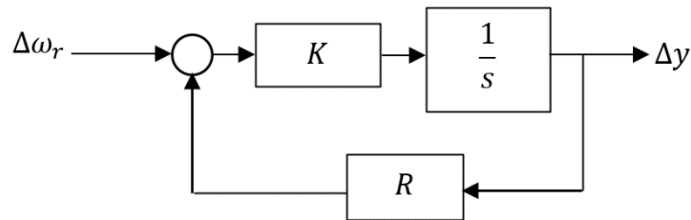


Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

A função de transferência reduzida do regulador de velocidade (

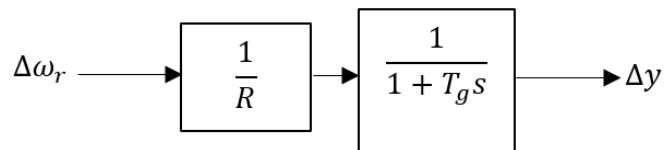
Figura 3.2.14) é descrita abaixo e é caracterizada como um controlador proporcional com ganho  $\frac{1}{R}$ .

Figura 3.2.14 - Regulador de velocidade proporcional e ganho  $1/R$ .



Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

Figura 3.2.15 - Regulador de velocidade proporcional e ganho  $1/R$  reduzido



Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

Onde

$$T_g = \frac{1}{KR}$$

O valor de  $R$  determina a velocidade em estado estacionário versus carga característica da unidade geradora, como mostrado na figura (3.2.17). A taxa de desvio de velocidade ( $\Delta\omega_r$ ), ou desvio de frequência ( $\Delta f$ ) para alterar na posição da válvula ( $\Delta y$ ) ou saída de potência ( $\Delta P$ ) é igual a  $R$ . O parâmetro  $R$  é referido como regulação de velocidade ou *droop* podendo ser expresso em percentagem como:

$$R_{\%} = \left( \frac{\omega_{NL} - \omega_{FL}}{\omega_0} \right) \times 100 \quad (3.41)$$

Onde:

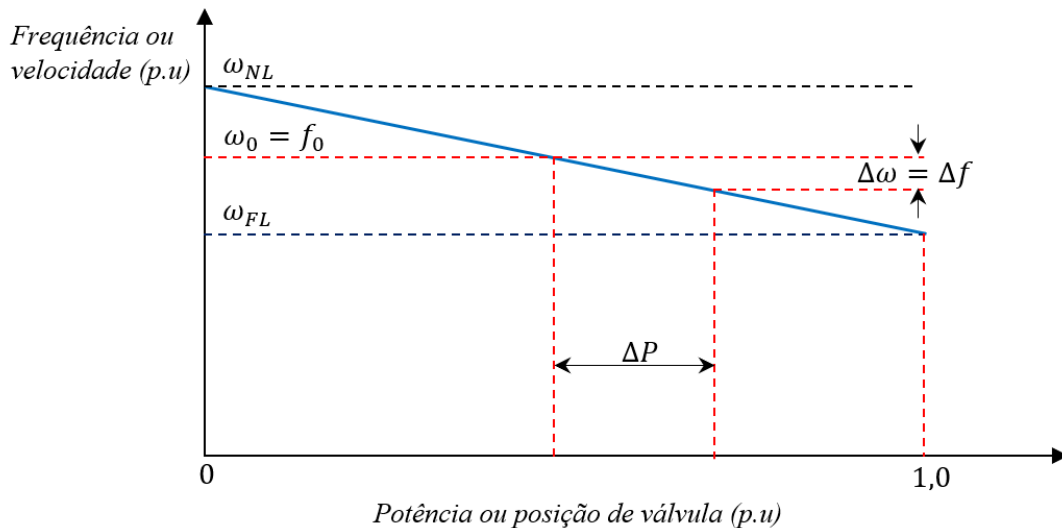
$\omega_{NL}$  – Velocidade em estado estacionário em condição sem carga.

$\omega_{FL}$  – Velocidade em estado estacionário em condição em plena carga.

$\omega_0$  – Velocidade nominal.

Exemplificando, a 5% de *droop* ou regulação significa que 5% do desvio de velocidade ou frequência provoca 100% da mudança da posição de válvula ou de potência.

Figura 3.2.16 - Característica ideal de um regulador de velocidade com droop de velocidade.



Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

Onde

$$\Delta f = f - f_0$$

$$R = \frac{\Delta f}{\Delta P}$$

*Em divisão de carga (load sharing) entre duas unidades geradoras conectadas em paralelo, estas trabalham em uma mesma frequência na qual compartilharão uma mudança de carga. Considerando-se estas duas unidades geradoras com características de regulação de velocidade em droop (*

Figura 3.2.17) inicialmente ambas as unidades estão operando em sua frequência nominal ( $f_0$ ) e com geração de potência ativa  $P_1$  e  $P_2$ . Quando ocorre um aumento de carga, isso faz com que a unidade desacelere, o regulador de velocidade incrementa seu sinal de saída para a válvula de controle de combustível até que se alcance uma frequência operacional em comum  $f'$ . A quantidade de carga absorvida em cada uma das unidades em paralelo unidade dependem da característica de droop de cada um dos reguladores de velocidade.

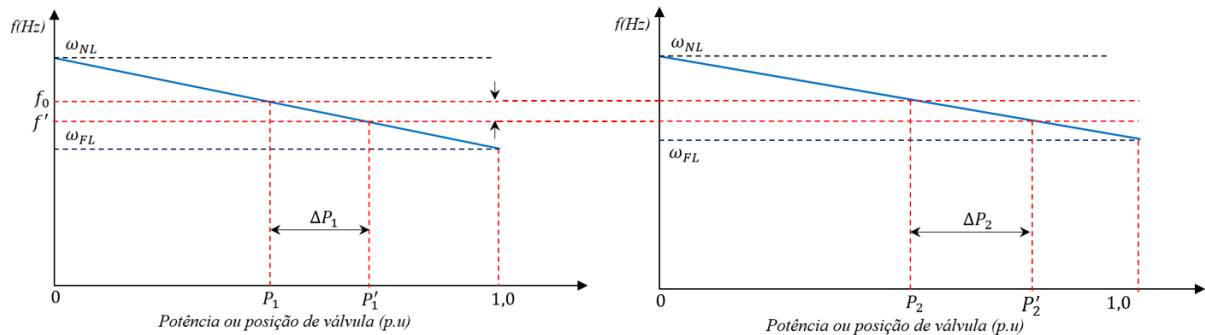
$$\Delta P_1 = P'_1 - P_1 = \frac{\Delta f}{R_1} \quad (3.42)$$

$$\Delta P_2 = P'_2 - P_2 = \frac{\Delta f}{R_2} \quad (3.42)$$

Portanto:

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \frac{R_2}{R_1} \quad (3.43)$$

Figura 3.2.17 - Divisão de carga em duas unidades.

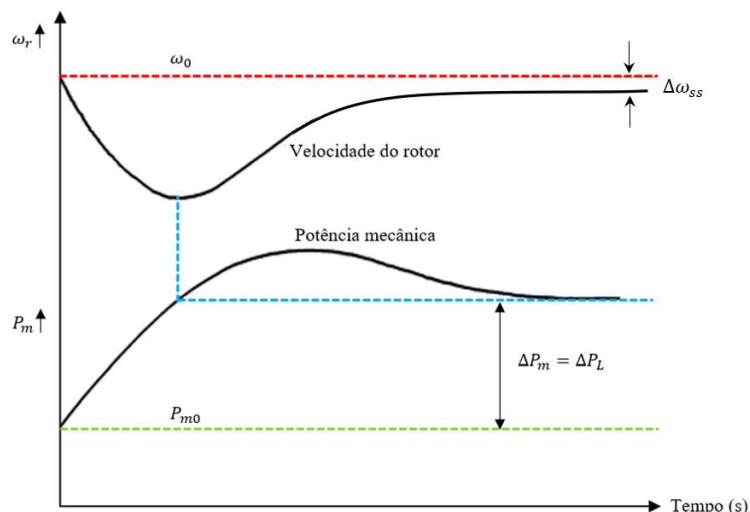


Fonte: Adaptado de Woodward (1994)

Ainda sob esta análise podemos demonstrar o tempo de resposta das unidades geradoras considerando um regulador em *droop*. Baseando-se ainda na figura (

Figura 3.2.18), temos quando do aumento de carga, em função da característica do regulador em decaimento de velocidade (*droop*) o incremento do valor da potência é acompanhado de um desvio da velocidade ou frequência ( $\omega_{SS}$ ).

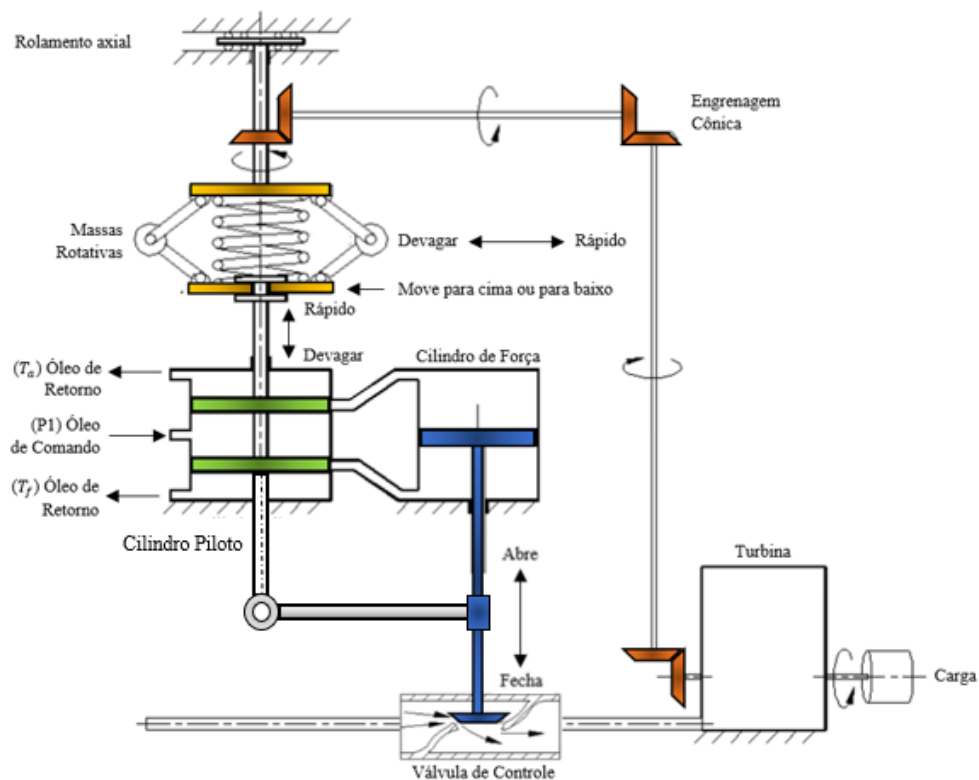
Figura 3.2.18 -Característica de resposta de uma unidade geradora com regulação em queda de velocidade.



Fonte: Adaptado de Kundur (1994)

No passado quando da utilização de reguladores de velocidade mecânicos, a necessidade de encontrar uma solução para melhorar a estabilidade do regulador de velocidade isócrono foi implementando uma realimentação no processo de regulação. Isso foi possível de ser alcançado por meio de uma conexão entre o cilindro piloto e a válvula de controle (Figura 3.2.19)

Figura 3.2.19 - Esquemático de regulador com queda de velocidade (*droop*).



Fonte: Adaptado de Passaro (2002)

Em um caso de aumento de carga, que reflete na redução da frequência do sistema, há uma tendência do deslocamento das massas rotativa de modo ao conjunto inferior desta

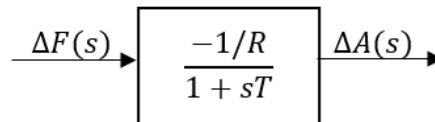


se deslocar para baixo em função da redução da força centrífuga das massas. Com este movimento o cilindro piloto igualmente executa um movimento para baixo o que permite o óleo de comando P1 pressurize a câmara inferior do cilindro de força e fazendo assim a válvula de controle abrir e admitir mais combustível e assim elevar a potência gerada.

Contudo, o deslocamento para baixo do conjunto fara com que exista um fechamento parcial do elemento distribuidor, de modo que o estado final de equilíbrio ser alcançado de forma mais rápida e ocorrerá antes da velocidade ou frequência atingir seu valor inicial de operação. Esta forma de regulação é mais estável e mais rápida que a regulador de velocidade isócrono, contudo, esta maior eficiência promove um erro final na frequência, um erro estacionário. A correção este desvio é uma função do controle secundário de frequência, o que é excitado pelo CAG (Controle automático de geração) (PASSARO, 2002).

O modelo matemático que representa o regulador de queda de velocidade é o diagrama de bloco descrito na figura (Figura 3.2.20.)

Figura 3.2.20 - Diagrama de bloco representando o regulador com queda de velocidade.



Fonte: Adaptado de Passaro (2002)

Onde:

$\Delta F(s)$  = Variação de frequência de rotação da turbina [p.u.]

$\Delta A(s)$  = Variação da abertura da válvula de combustível [p.u.]

$\Delta\omega(s)$  = Variação de velocidade no eixo da turbina [p.u.]

$R$  = Estatismo permanente do regulador com queda de velocidade (*droop*)

$T_1$  = Constante de tempo do regulador com queda de velocidade.

Do diagrama de bloco da figura 3.2.21, podemos obter no domínio do tempo a seguinte equação diferencial para o regulador com queda de velocidade:

$$\frac{d\Delta A}{dt} = -\frac{1}{T_1} \cdot \left( \Delta A + \frac{1}{R} \cdot \Delta\omega \right) \quad (3.45)$$

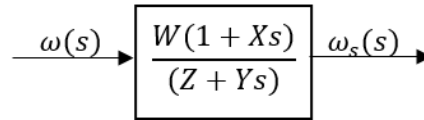
A expressão 3.45 é possível observar que em regime permanente o regulador com queda de velocidade apresenta um erro proporcional ao seu estatismo (*droop*)  $R$ , de modo que:

$$\Delta\omega_{rp} = -R \cdot \Delta A_{rp} \quad (3.46)$$

Agrupando ambas as condições de regulação de velocidade isócrono e em estatismo, podemos representar em um diagrama de bloco equivalente simplificado de um regulador de velocidade onde a modalidade isócrona ou com estatismo (*droop*) depende dos valores adotados para os parâmetros  $W, X, Y, Z$ .

Desta forma tem-se:  $X \neq 0$  e  $Z = 0$ , para a operação puramente isócrona (controle integral);  $Z = 1$ , para a operação proporcional-integral (PI) e  $X = 0$  para a operação com queda de velocidade ou com estatismo permanente (apresentando erro em regime permanente).

Figura 3.2.21 - Diagrama de bloco representando o regulador de velocidade.



Fonte: Adaptado de Cenaqui (2018)

Onde:

$\omega(s)$  = Velocidade angular do eixo do rotor da turbina em [pu].

$\omega_s(s)$  = Sinal de saída do regulador de velocidade em [pu].

$X, Y, W, Z$  = Parâmetros e constantes de tempo do regulador de velocidade.

Para o regulador em *droop*, queda de velocidade, o parâmetro  $W$  pode ser definida pela seguinte expressão matemática:

$$W = K_D = \frac{1}{R} \quad (3.47)$$

Onde:

$R$  = Estatismo permanente

$K_D$  = Droop

Exemplificando, para um valor de  $R = 5\%$  o valor correspondente  $K_D=20$ . O controle de velocidade da planta em estudo apresenta os valores utilizados para os parâmetros do regulador de velocidade:

Tabela 3.2.3 - Valores típicos das constantes  $W$ ,  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ .

Tipo de Regulador	$W$	$X$	$Y$	$Z$
Com queda	$K_d$	0	0,05	1
Isócrono	20	2,5	0,10	0

Fonte: Próprio autor

Do diagrama de blocos (Figura 3.2.21) que representa a regulação de velocidade, podemos obter o seguinte modelo matemático no domínio do tempo:

$$\frac{d\omega_s(t)}{dt} = \frac{1}{Y} \left[ W \cdot X \cdot \frac{d\omega(t)}{dt} + \omega(t) - Z \cdot \omega_s(t) \right] \quad (3.48)$$

### 3.2.2.6 Reposta contínua e resposta sustentada

A fim de promover estabilidade operacional quando das mudanças de carga, os reguladores de velocidade devem apresentar uma resposta contínua na curva de frequência/potência (CENAQUI, 2018). Em geral mudanças de carga em degrau tendem a gerar instabilidade cuja frequência se aproxima muito a um ponto de descontinuidade, sobretudo em descartes de cargas (*load shadding*) ou descarte de geração. Na resposta sustentada, a potência da unidade geradora é mantida em seu valor esperado, em função do seu estatismo, até q frequência retorne ao seu valor nominal. Dependendo do conjunto gerador, o qual compreende turbina, regulador de velocidade e gerador, este conjunto não dispõe desta caraterística de reposta sustentada dado ao fato de que a fonte primaria do conjunto possui muita energia, ou ainda, em função do comportamento dinâmico do conjunto frente às malhas de controle de potência ativa que são controle sobrepostos à malha de *droop* (CENAQUI, 2018) ,(WOODWARD 2004). Um exemplo clássico deste cenário são as unidades geradoras movidas a vapor ou a gas em ciclo combinado, onde ambas depender de uma dinâmica da fonte de suprimento de energia (vapor ou gás).

Em turbinas a vapor quando a unidade geradora sofre um degrau positivo de carga, observa-se uma diminuição do valor de frequência e aumento da potência em resposta do sistema de controle. A potência mecânica da máquina primária em primeiro momento é bem elevada, contudo, observa-se uma rápida reação de redução desta potência em função da redução da pressão da caldeira.

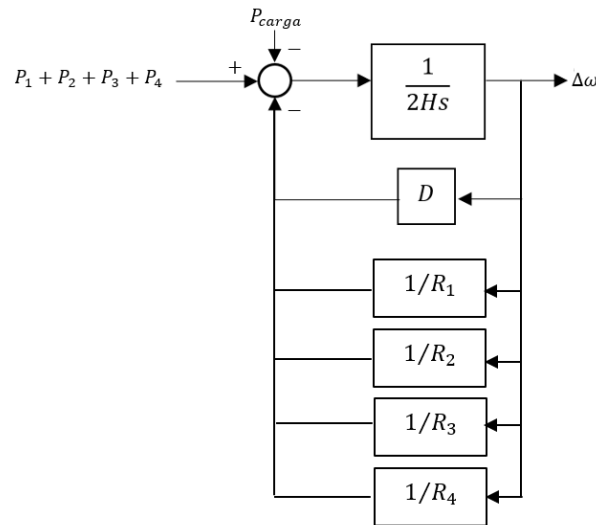
A reação do controle à queda da frequência é a abertura da válvula de controle de admissão da turbina o qual pode ocorrer com elevada intensidade e rapidez em função dos parâmetros e ganhos do controlador. Com a abertura, há o aumento da vazão de vapor e por consequência a queda da pressão. Esta dinâmica de reação do sistema de controle da turbina não é acompanhada pela caldeira que denota um atraso em sua reação e em função de sua própria caraterística de transformação e água em vapor. Analogamente em turbinas a gás também há um inercia de atuação no controle de combustível.

Contudo, há reguladores de velocidade eletrônicos que possuem malha de controle de potência (controles ditos superimpostos) externos à malha de velocidade, proporcionando que a potência mecânica da turbina seja reduzida ao valor de referência preditivamente ao distúrbio.

### 3.2.2.7 Resposta carga-frequência em conjunto com a autorregulação

Em operação em paralelo de geradores com reguladores de velocidade que reagem aos distúrbios de frequência conjuntamente com a auto-regulação de cargas, pode ser descrita e representada conforme o diagrama (Figura 3.2.22)Esta representação é baseada no diagrama de bloco que descreve a equação de swing, a qual exemplificamos com 4 unidades geradoras em paralelo:

Figura 3.2.22 - Diagrama de bloco de uma operação em paralelo de 4 geradores síncronos.



Fonte: Adaptado de Cenaqui (2018)

Onde:

$P_{carga}$  – Potência da carga.

$P_1, P_2, P_3, P_4$  - Potência ativa da unidade geradora 1, 2, 3 e 4.

$\Delta\omega$  – Variação de velocidade média dos rotores.

$H$ - Inercia equivalente dos sistemas.

Os centros de operação do ONS, que possuem Centros Automático de Geração (CAG), e que dispõe de recursos computacionais, aplicam na correção da geração o que se denomina de bias dinâmico ou simplesmente *bias*. O *bias* é um termo que em tradução livre significa *tendencia* e consiste na atualização automática de um valor compensatório que é definido por meio de cálculo da fórmula (3.49) a qual é executado pelo próprio sistema de CAG (ONS – 2012). Conforme Cenaqui, uma vez o *bias* de um sistema ser conhecido, faz-se possível estimar o valor da nova frequência em que o sistema elétrico se estabilizará, quando o mesmo for acometido de um distúrbio carga/geração conhecido, uma vez passada a resposta transitória dos reguladores de velocidade. Contudo, o máximo valor de frequência não se é possível de ser determinada conhecendo somente o valor do *bias*, sendo neste caso a aplicação de programas computacionais capazes de realizar simulações de transitórios eletromecânicos.

O *bias* portanto é um parâmetro de controle e regulação do Controle Automático de Geração – CAG que reflete a resposta de regulação primária dos geradores e o amortecimento natural da carga com a frequência. Deste modo considerando-se os reguladores de velocidade das unidades geradoras operando com estatismo de 5% e a característica de amortecimento da carga com a frequência de 2% da variação da carga para 1% da variação da frequência, o valor do *bias* de uma área de controle pode ser calculado aproximadamente pela equação (3.49):

$$B = \frac{1}{30} \left( \sum_{i=1}^n PN_i + \frac{CP}{10} \right) \quad (3.49)$$

Onde:

$PN_i$  - Potência nominal das unidades geradoras sincronizadas da área (em MW), que estejam funcionando como geradores e com os reguladores de velocidade desbloqueados.  $CP$  - Carga da área de controle (em MW).

$B$  - Bias dinâmico (MW/0,1 Hz).

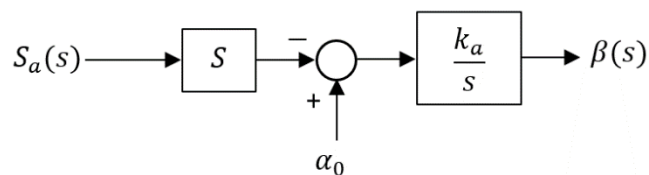
De forma mais simplificada, o cálculo deste bias é válido como uma primeira abordagem a ser aplicado em unidades geradoras diversas com características não lineares de resposta de potência, podendo ser expressa como:

$$B = D \left( \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} \right) \quad (3.50)$$

### 3.2.3 Controle de Aceleração

A aceleração sendo este a taxa de variação de velocidade da turbina deve ser limitada e controlada para que não se atinja a região de surto, o que corresponde a um a região de instabilidade de operação. Existem diversos métodos par a limitação da aceleração, considerando parâmetros como descarga do compressor e temperatura de exaustão da turbina. O diagrama de bloco (Figura 3.2.23) representa um sistema de controle de aceleração.

Figura 3.2.23 - Controle de aceleração.



Fonte: Adaptado de Ferreira (2015).

Onde:

$K_a$  - Ganho do controle de aceleração

$S_a(s)$  - Sinal de entrada do controle de aceleração.

$\alpha_0$  - Valor de referência da taxa de variação da variável de entrada (p.u.).

$\beta(s)$  - Sinal de saída do controle de aceleração (p.u.).

O modelo de estudo desta pesquisa é uma turbina a gás industrial (heavy-duty), deste modo o sinal de entrada do controle de aceleração será a velocidade angular do eixo

do rotor ( $\omega(s)$ ), se o modelo a ser estudado for uma turbina aeroderivativas, o sinal será a vazão de gás ( $E_g(s)$ ).

Da figura (Figura 3.2.23) obtém-se a seguinte equação do domínio do tempo:

$$\frac{d\beta_t}{dt} = k_a \cdot \left[ \alpha_0 - \frac{dX(t)}{dt} \right] \quad (3.51)$$

### 3.2.4 Malha de controle de Temperatura

A turbina a gás possui seu comportamento alterado pela variação de massa de ar quem é admitida no compressor, sendo um dos fatores que afetam a potência de saída do sistema é a temperatura ambiente. Em ocasiões em que o ar atmosférico estiver mais frio, a turbina apresenta um desempenho melhor uma vez que com a diminuição da temperatura do ar ambiente representa o aumento da densidade do ar. Com uma densidade maior de ar para a mesma vazão, admite-se mais massa de ar através da turbina, resultando em uma maior geração de energia.

Medições comprovam que a variação positiva de temperatura de 1,0 °C pode significar uma perda de potência de até 0,5%. Contudo, existem limitantes quanto á temperatura do ar sendo admitido na turbina, bem como unidade uma vez que pode levar à condensação da água ou mesmo à formação de cristais gelo, o que pode oferecer potencial dano ao palhetamento do compressor (blades).

Em torno de toda a turbina há o monitoramento de temperatura de suas diversas partes a qual é feita por intermédio de termopares. Em especial a temperatura dos combustores e da exaustão são medidos através destes termopares incorporados a protetores de radiação. No capítulo 2, descreve-se estes protetores que são feitos ou por barreiras físicas ou por intermédio de um fluxo de ar periférico ao dispositivo. Nestas medições observa-se um pequeno transitório devido às constantes associadas ao sistema de medição.

#### 3.2.4.1 Malha de proteção contra radiação térmica

A malha de proteção contra radiação térmica (radiation shield) é utilizado para minimizar o erro de radiação que afeta o termopar. Quando utilizados para efetuar medidas em regime transiente surge a inércia térmica como agente complicador, podendo levar a medidas não-realistas (JORGE et.al 2003). Este erro pode ser classificado em três componentes:

- Erro causado pela radiação na junção do termopar;
- Erro causado pela radiação da chama e do gás;
- Erro causado pelo efeito catalítico, que são reações químicas que ocorrem na superfície do termopar.

Observa-se na tabela (Tabela 3.2.4) a diminuição do erro quando se aplica este protetor (PASSARO 2002). O valor da temperatura do gás é de 1650 °C.

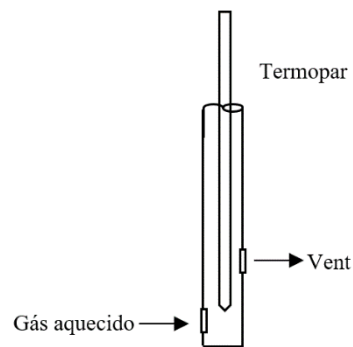
Tabela 3.2.4 - Valores de erro da medição de temperatura.

Número de barreiras	Temperatura na junção (°C)	Erro (%)
0	1400	15,0
1	1530	7,27
2	1625	1,5
3	1642	0,48

Fonte: Adaptado de Passaro (2002).

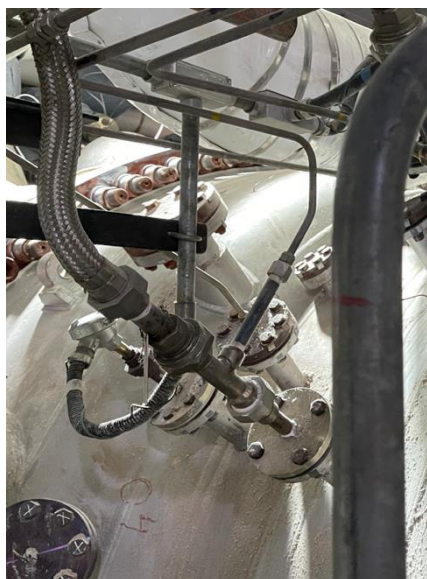
Representações de um protetor típico e de exemplares reais.

Figura 3.2.24 - Protetor típico contra radiação.



Fonte: Adaptado de Liptak (1995).

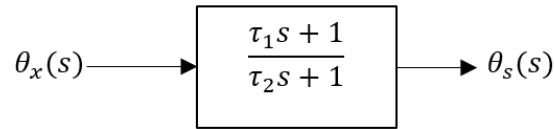
Figura 3.2.25 - - Protetor de sensor de temperatura com injeção de ar.



Fonte: Próprio autor (2021).

O protetor de radiação introduz um atraso na medição de temperatura. Faz-se possível representar este atraso de forma matemática através de um diagrama de bloco conforme figura (Figura 3.2.26):

Figura 3.2.26 - Representação do protetor contra radiação



Fonte: Adaptado de Dutra (2006)

Onde:

$\theta_x(s)$  – Temperatura da exaustão da turbina ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$\theta_s(s)$  – Temperatura medida pelo protetor de radiação ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$\tau_1, \tau_2$  – Constante de tempo do protetor de radiação (s).

Do diagrama de blocos obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d\theta_s(t)}{dt} = \frac{\tau_1}{\tau_2} \cdot \left[ \frac{d\theta_x(t)}{dt} + \frac{\theta_x(t) - \theta_s(t)}{\tau_1} \right] \quad (3.52)$$

### 3.2.4.2 Sensor de temperatura – termopar

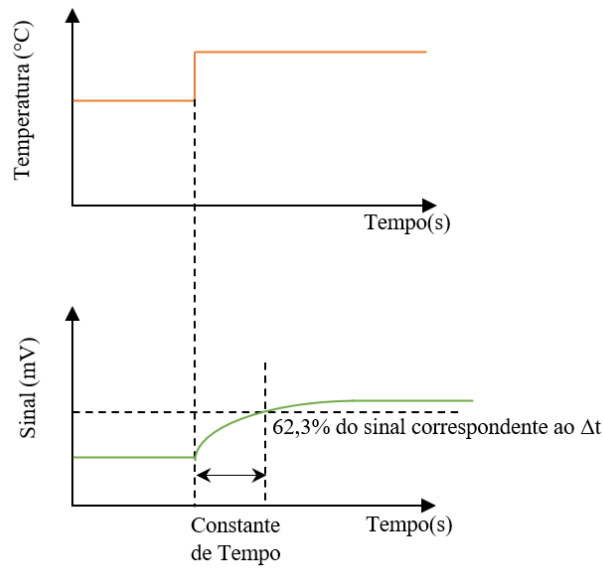
Termopares é um tipo de sensor de temperatura, onde uma de suas extremidades é constituída pela junção de dois metais diferentes. Esta junção de dois metais gera uma f.e.m em função da temperatura. O funcionamento dos termopares é baseado neste fenômeno, denominado como Efeito Seebeck (LIPTAK, 1995).

Embora faça-se possível a construção de um termopar com qualquer combinação de dois metais, aplicam-se algumas combinações normalizadas e se devem ao fato de possuírem tensões de saída previsíveis e comportamento linear em determinadas faixas de temperatura, além e oferecerem robustez construtiva e assim permitirem serem instalados em locais com uma extensa faixa de temperaturas.

O tempo de resposta entre a excitação térmica e a variação de tensão na saída do termopar é uma função do tempo de aquecimento do bi-metal conforme gráfico (Figura 3.2.27).



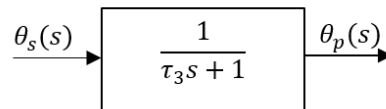
Figura 3.2.27 - Representação da constante de tempo de um termopar.



Fonte: Adaptado de Liptak (2015).

Esta constante de tempo é definida como sendo o tempo requerido para um termopar ler 63,2% de um determinado grau de temperatura. O tempo total aproximado para um termopar responder a 100% de um grau de temperatura, está em torno de 3 vezes a constante de tempo. E considera-se para tal comportamento um atraso entre esta excitação de temperatura de entrada e a resposta elétrica deste transdutor. Na ocorrência de uma rápida variação de temperatura, ocorre um sobressinal que é determinado pela magnitude desta constante. A vazão de gás sobre a superfície do dispositivo protetor de radiação do sensor termopar, a bainha deste bimetálico e a espessura destes elementos afetam a constante de tempo. Como a vazão de gás aquecido depende da rotação do conjunto, a constante de tempo é maior em baixas velocidades. Podemos representar o termopar conforme a diagrama de blocos (Figura 3.2.28).

Figura 3.2.28 - Representação em diagrama de blocos do termopar.



Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

$\theta_s(s)$  – Temperatura medida pelo protetor de radiação.

$\theta_p(s)$  – Temperatura medida pelo termopar.

$\tau_3$  – Constante de tempo do termopar.

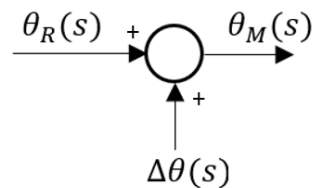
Obtém-se, portanto, a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d\theta_p(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_3} \cdot [\theta_s(t) - \theta_p(t)] \quad (3.53)$$

### 3.2.5 Controle de temperatura

Para que o controle de temperatura exerça sua ação de correção, faz-se necessário que exista uma variação entre a temperatura de referência ou desejada e a temperatura medida. O diagrama de bloco (Figura 3.2.29)), caracteriza este comportamento:

Figura 3.2.29 - Representação em diagrama de blocos da variação da temperatura.



Fonte: Adaptado de Passaro (2002).

Onde:

$\theta_R(s)$  – Temperatura de referência (°C).

$\theta_M(s)$  – Temperatura medida (°C).

$\Delta\theta(s)$  – Variação da temperatura do termopar (°C).

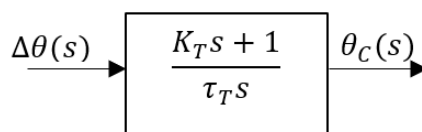
Matematicamente podemos expressar o diagrama de blocos como:

$$\theta_m = \theta_R + \Delta\theta(s) \quad (3.54)$$

O sistema de controle de temperatura amplifica e compara o sinal elétrico proporcional à temperatura medida, sendo esta transluzido pelos termopares, com o valor de referência.

O resultado desta comparação provoca a modulação do fluxo de combustível quando a temperatura alcançar o valor pré-determinado. Quando da ocorrência da variação da temperatura de exaustão da máquina, de imediato não ocorre a variação tensão do termopar. Deste modo durante um transitório, ocorrerá um atraso (*delay*) no sinal de temperatura, oriundo do termopar. A magnitude deste atraso determina o sobressinal ocasionado quando de uma alta taxa de variação na temperatura.

Figura 3.2.30 - Representação em diagrama de blocos do controle de temperatura.



Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

Onde:

$\Delta\theta(s)$  – Variação de temperatura (°C).

$\Delta\theta_c$  – Variação de temperatura do sinal controlado (°C).

$\tau_T$  – Razão de integração do controle de temperatura (s).

$K_T$  – Constante de controle de temperatura (p.u.).

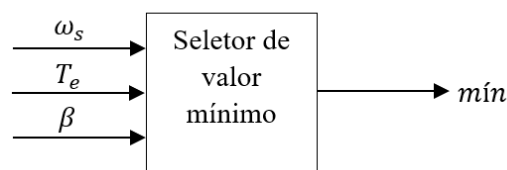
Do diagrama de blocos podemos extrair a seguinte expressão no domínio do tempo:

$$\frac{d\Delta\theta_c(t)}{dt} = \frac{K_t}{\tau_T} \cdot \left[ \frac{d\Delta\theta(t)}{dt} + \frac{\Delta\theta(t)}{K_T} \right] \quad (3.55)$$

### 3.2.6 Seletor de valor mínimo

Para as três malhas de controle (velocidade, temperatura e aceleração) é realizado uma comparação entre os três valores o qual é selecionado o valor mínimo destes. Este valor resulta como sendo o mínimo valor para se obter a mínima demanda de combustível. Este seletor de mínimo compara as três entradas  $\omega_s$  (regulador de velocidade),  $T_e$  (controle de temperatura) e  $\beta$  (aceleração). A comparação, seleção e transferência é executada sem atraso (delay) ao sistema.

Figura 3.2.31 - Representação em diagrama de blocos de seletor mínimo



Fonte: Adaptado de Passaro (2002).

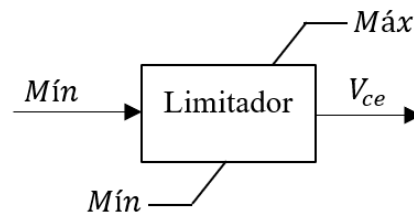
### 3.2.7 Limitador de vazão

O sinal de saída do bloco seletor de mínimo por sua vez é comparado com um limitador de faixa superior (máximo) e faixa inferior (mínimo). O limitador de combustível tem por função delimitar a faixa de operacional da turbina por intermédio da limitação da vazão de combustível. A temperatura de exaustão é proporcional à vazão de combustível, o que demonstra seu um ponto sensível para controle e proteção da turbina. Quanto maior a vazão de combustível, tanto mais energia térmica tem-se disponível no

sistema. O aumento demasiado de temperatura pode comprometer o material empregado na turbina e provocar surto do compressor (surge).

O valor mínimo possui uma importante relação com a mínima vazão de combustível necessário para manter a turbina operativa e assegurar que a combustão se mantenha sem que se apague a chama.

Figura 3.2.32 - Representação em diagrama de blocos limitador.



Fonte: Adaptado de Rowen (1983).

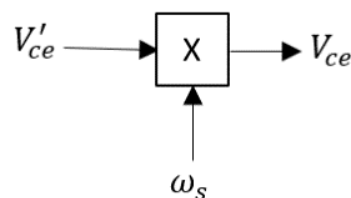
### 3.2.8 Sistema de combustível

Sistema de combustível consiste em duas válvulas instaladas em serie sendo que a primeira válvula executa o controle de pressão entre elas ao mesmo tempo que em função de seu grau de estanqueidade oferece ação de fechamento rápido quando de um evento de trip ou *shutdown* (parada de emergência acionado por proteção da turbina gás).

Acumula a função de dilatar a razão de variação do fluxo máximo ao fluxo mínimo do sistema durante o evento de arranque (*start-up*) do sistema. A esta razão denomina-se de *turndown*. A segunda válvula tem a função de controlar o fluxo de combustível da turbina a gás propriamente dita sendo que este é proporcional ao produto do sinal da demanda de combustível pelo sinal de rotação da turbina.

O bloco multiplicador multiplica os valores  $V'_{ce}$  e  $\omega_s$  onde se obtém  $V_{ce}$  é a vazão de combustível que é consumida pela turbina.

Figura 3.2.33 - Representação em diagrama de blocos do multiplicador.



Fonte: Adaptado de Passaro (2002).

A equação correspondente ao diagrama de blocos pode ser representada por:

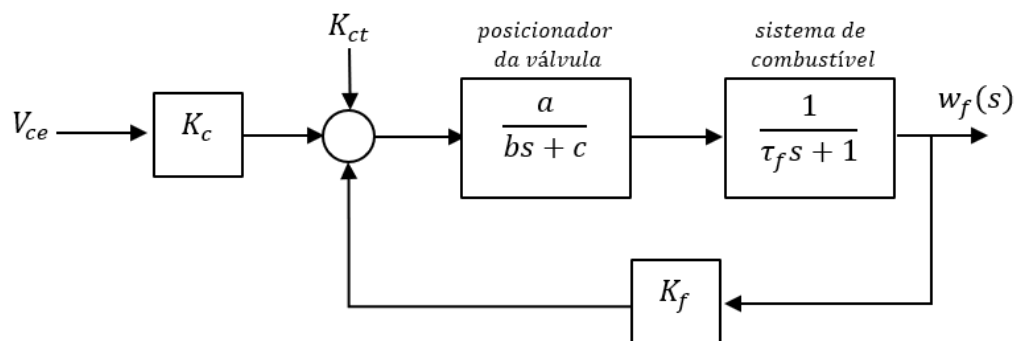
$$V_{ce} = V'_{ce} \cdot \omega_s \quad (3.56)$$

Em casos em que a variação de velocidade seja pequena este bloco poderá ser omitido (ROWEN, 1983). Esta condição, entretanto, é válida o modelo onde a turbina a gás e seu gerador síncrono estão operando em paralelo com o sistema elétrico de potência. Caso a unidade geradora esteja operando em modo isolado, esta condição não é considerada. A velocidade de resposta da primeira válvula, e, portanto, do controle de pressão do sistema, depende diretamente da velocidade da resposta de seu atuador. Esta interdependência direta e imediata de reação dos eventos de comportamento do atuador em detrimento da resposta do controle de pressão se dá ao fato que os volumes entre as válvulas são pequenas (a instalação é muito próxima) e as constantes de tempo dos transdutores destes atuadores são igualmente pequenos.

Na tubulação de combustível que alimenta os *baskets* e ejetores (trecho entre a segunda válvula de controle e ejetor), acumulam um volume de combustível (seja ele gasoso ou líquido) pode ser representado por constantes de tempo remanescentes e que assumem valores distintos dependendo do tipo de combustível empregados. Um outro fator que pode influenciar na constante de tempo em especial quando se emprega combustíveis líquidos é a presença de uma retroalimentação em função do sistema de bombeamento deste combustível.

O diagrama da figura (Figura 3.2.34) representa o sistema de combustível e o posicionador da válvula.

Figura 3.2.34 - Representação em diagrama de blocos do sistema de combustível.



Fonte: Adaptado de Rowen (1983).

Onde:

$V_{ce}$  – Sinal de demanda de combustível.

$K_{ct}$  – Constante representando o consumo próprio da turbina.

$K_c$  – Constante que representa a influência da demanda de combustível na turbina (p.u.).

$K_f$  – Realimentador do sistema de combustível.

$a, b, c$  – Valores referentes à função de transferência do posicionador da válvula de admissão de combustível (p.u.).

$\tau_f$  – Constante de tempo do sistema de combustível em segundos.

$W_f(s)$  – Vazão de combustível (p.u.).

Do diagrama de blocos do sistema de combustível representado na figura (Figura 3.2.34) representa-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d^2W_f(t)}{dt^2} = -\frac{1}{b \cdot \tau_f} \left[ (b + c \cdot \tau_f) \frac{dW_f(t)}{dt} + (c + a \cdot K_f)W_f - a \cdot V'_{ce}(t) \right] \quad (3.57)$$

Em caso do combustível aplicado for gasoso, não haverá o realimentador de combustível e, portanto,  $K_f = 0$ .

$$\frac{d^2W_f(t)}{dt^2} = -\frac{1}{b \cdot \tau_f} \left[ (b + c \cdot \tau_f) \frac{dW_f(t)}{dt} + c \cdot W_f - a \cdot V'_{ce}(t) \right] \quad (3.58)$$

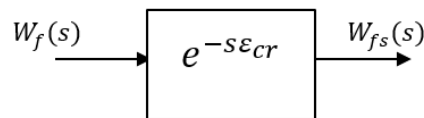
Sendo:

$$V'_{ce}(t) = K_c \cdot V_{ce}(t) + K_{ct} \quad (3.59)$$

### 3.2.9 Combustor

Para a execução da queima (combustão) de um combustível líquido, faz-se necessário sua atomização com ar o que resulta em uma melhor queima do combustível e minimiza as perdas. Neste processo de atomização para queima, obtém-se a vaporização das gotículas de combustível, quebra da cadeia pesada de hidrocarbonetos em frações mais leves, mistura das moléculas dos hidrocarbonetos com as moléculas de oxigênio e reação química entre eles (PASSARO, 2002). Entretanto todo este processo adicionado ao fato da compressão do combustível, inércia do sistema entre o medidor de vazão do combustível e a válvula de controle provoca um atraso que é representado pelo diagrama de blocos da figura (Figura 3.2.35).

Figura 3.2.35 - Representação em diagrama de blocos do combustor.



Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

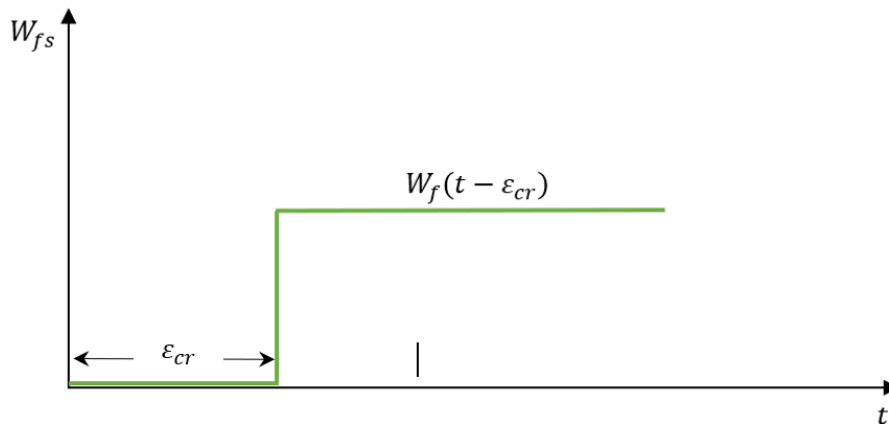
Onde:

$W_f(s)$  – Vazão de combustível (p.u.).

$W_{fs}(s)$  – Vazão de combustível com o atraso provocado pelo combustor (p.u.).

$\epsilon_{cr}$  – Tempo de atraso em função do combustor (s).

Figura 3.2.36 - Representação gráfica do atraso devido à combustão.



Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

Em sistemas em que se aplica combustível gasoso, este atraso pode ser desprezado. A função de transferência do tempo morto não é racional, não é possível fazer a análise de sistemas dinâmicos com tempo morto aplicando-se os conceitos e as propriedades das transformadas de Laplace racionais.

Este problema é contornado aproximando-se a função de transferência  $e^{-\tau s}$  por funções racionais, entre as quais a mais utilizada é a aproximação de Padé de primeira ordem, descrita pela equação:

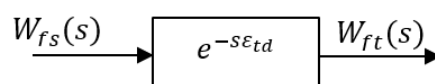
$$e^{-\tau s} = \frac{1 - 0,5 \cdot \tau \cdot s}{1 + 0,5 \cdot \tau \cdot s} \quad (3.60)$$

### 3.2.10 Exaustão

Existe um atraso relacionado ao tempo de reação de combustão, constituído de uma constante de tempo de primeira ordem associado à descarga do compressor e um considerável tempo para que os gases de combustão saiam do combustor, passem pela turbina de potência e cheguem à exaustão, onde estão instalados os termopares que efetuam a medição de temperatura.

Este atraso ocasionado pela exaustão pode ser representado pelo diagrama de blocos da figura (Figura 3.2.38).

Figura 3.2.37 - Representação em diagrama de blocos do atraso ocasionado pela exaustão.



Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

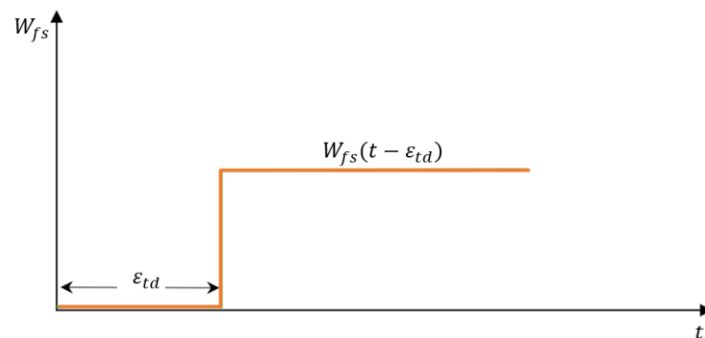
Onde:

$W_{fs}(s)$  – Vazão de combustível com o atraso provocado pelo combustor (p.u.).

$W_{ft}(s)$  – Vazão de combustível com o atraso provocado da exaustão (p.u.).

$\epsilon_{cr}$  – Tempo de atraso em função da exaustão (s).

Figura 3.2.38 - Representação gráfica do atraso devido à exaustão.

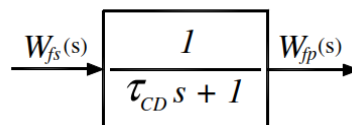


Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

### 3.2.11 Descarga do compressor

A descarga de ar do compressor causa um pequeno atraso de tempo que é representado pelo diagrama de blocos:

Figura 3.2.39 - Representação em diagrama de blocos do representativo à inércia do compressor.



Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

Onde:

$W_{fs}(s)$  – Vazão de combustível com atraso do combustor (p.u.).

$W_{fp}(s)$  – Vazão de combustível com atraso do compressor (p.u.).

$\tau_{cd}$  – Constante de tempo do compressor (s).

Em sistemas em que se aplica combustível gasoso, este atraso pode ser desprezado (ROWEN, 1983) pois analogamente aos sistemas de combustão, a característica dinâmica



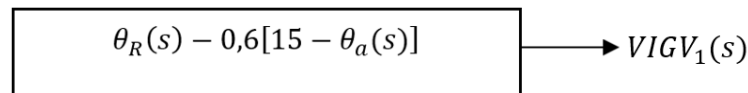
da turbina somente é considerada para simulações onde são utilizadas turbina com combustível líquido.

$$\frac{dW_{fp}}{dt} = \frac{1}{\tau_{cd}} \cdot [W_{fs}(t) - W_{fp}(t)] \quad (3.61)$$

### 3.2.12 Variable inlet guide vane (VIGV)

Objetivando-se alcançar a máxima temperatura de exaustão permitida por projeto (considerando-se inclusive eventos de rejeição de carga) os VIGVs são mantidos dentro de uma determinada faixa de operação (grau de abertura). Quando ocorre redução de carga, o controle VIGV reduz de forma correspondente ao fluxo de ar e procura manter constante a razão entre vazão de ar e vazão de combustível, o que também garante operação fora da condição de surto (*surge*). O sinal de entrada do VIGV pode ser expresso em função da temperatura ambiente, como mostrado na figura (Figura 3.2.40).

Figura 3.2.40 - Cálculo da variação de temperatura do VGIV.



Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

Onde:

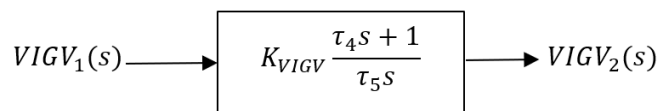
$\theta_R(s)$  – Temperatura de referência (°C).

$\theta_a(s)$  – Temperatura ambiente (°C).

$VIGV_1(s)$  – Sinal de entrada do controle do VIGV (p.u.).

A existência de um controle de temperatura que atue no VIGV tenta minimizar qualquer sobressinal em função desta dinâmica de operação caracterizada por este atraso.

Figura 3.2.41 - Representação em diagrama de blocos do representativo à inércia do VIGV.



Fonte: Adaptado de Dutra (2015).

Onde:

$VIGV_1(s)$  – Sinal de entrada do controle do VIGV (p.u.).

$VIGV_2$  – Sinal de saída do controle do VIGV (p.u.).

$K_{IGV}$  – Ganho do controle do VIGV (p.u.).

$\tau_4$  – Constante de tempo do controle VIGV (p.u.).

$\tau_5$  – Parâmetro do controle de VIGV (p.u.).

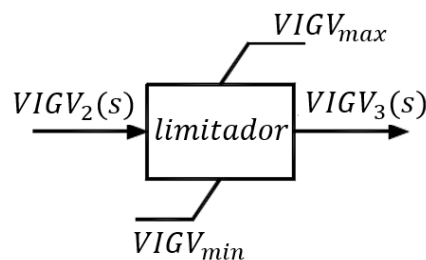
Do qual obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{dVIGV_2(t)}{dt} = \tau_4 \cdot K_{VIGV} \left[ \frac{dVIGV_1}{dt} + \frac{VIGV_1}{\tau_5} \right] \quad (3.62)$$

### 3.2.13 Limitador do VIGV

Para possibilitar o controle de temperatura de exaustão da turbina dentro de uma determinada faixa de operação, o VIGV possui limitadores que restringem o grau de abertura das pás. O grau de abertura pode variar de acordo com o modelo de turbina utilizado. Na turbina em estudo é de  $-6^\circ$  a  $52^\circ$ . Esta limitação é representada pelo diagrama de bloco correspondente representado na figura (Figura 3.2.42).

Figura 3.2.42 - Representação em diagrama de blocos do limitador do VIGV.



Fonte: Adaptado de Ferreira (2015).

Onde:

$VIGV_2$  – Sinal de entrada do limitador do VIGV (p.u.).

$VIGV_3$  – Sinal de saída do limitador do VIGV (p.u.).

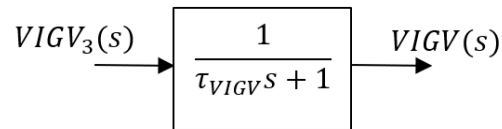
$VIGV_{max}$  – Abertura máxima do VIGV (p.u.).

$VIGV_{min}$  – Abertura mínima do VIGV (p.u.).

### 3.2.14 Atuador do VIGV

O atuador hidráulico de acionamento rotativo do VIGV bem como seu atraso em sua atuação o qual pode ser representado pelo diagrama de blocos da figura (Figura 3.2.43).

Figura 3.2.43 - Representação em diagrama de blocos do limitador do VIGV.



Fonte: Adaptado de Ferreira (2015).

Podemos obter a equação do domínio do tempo a partir da figura (3.2.44):

$$\frac{dVIGV(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{VIGV}} \cdot [VIGV_3(t) - VIGV(t)] \quad (3.63)$$

Onde:

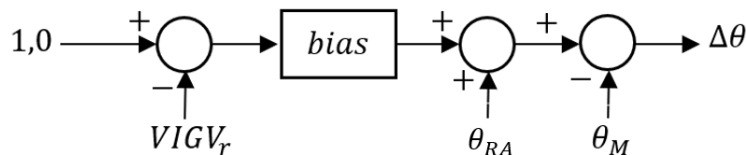
$VIGV_3(s)$  – Sinal de entrada do atuador do VIGV (p.u.).

$VIGV(s)$  – Sinal do VIGV (p.u.).

$\tau_{VIGV}$  – Constante de tempo do sistema posicionador do VIGV (s).

Quando as pás do VIGV estão parcialmente fechadas e com isso uma diminuição a taxa de compressão o *bias* permite um sobressinal na temperatura do ar antes do combustor e isso é alcançado através da elevação da temperatura de referência, de acordo com a posição das pás. A elevação da temperatura é transitória (DUTRA, 2015).

Figura 3.2.44 - representação em diagrama de blocos do bias do VIGV.



Fonte: Adaptado de Ferreira (2015).

Onde:

$VIGV_r$  – Posição inicial do VIGV (p.u.).

$\theta_{RA}$  – Temperatura de referência ajustada (°C).

$\theta_M$  – Temperatura medida pelo termopar (°C).

$\Delta\theta$  – Variação de temperatura (°C).

O diagrama de blocos da figura (3.44) obtemos a seguinte equação no domínio do tempo para variação de temperatura.

$$\Delta\theta = bias \cdot (1 - VIGV_r) + \theta_{RA} - \theta_M \quad (3.64)$$

Sendo:

$$\theta_{RA} = \theta_R - 0,6 \cdot (15 - \theta_a) \quad (3.65)$$

Onde:

$\theta_R$  – Temperatura de referência (°C).

$\theta_a$  – Temperatura ambiente (°C).

### 3.2.15 Limitadores de desaceleração

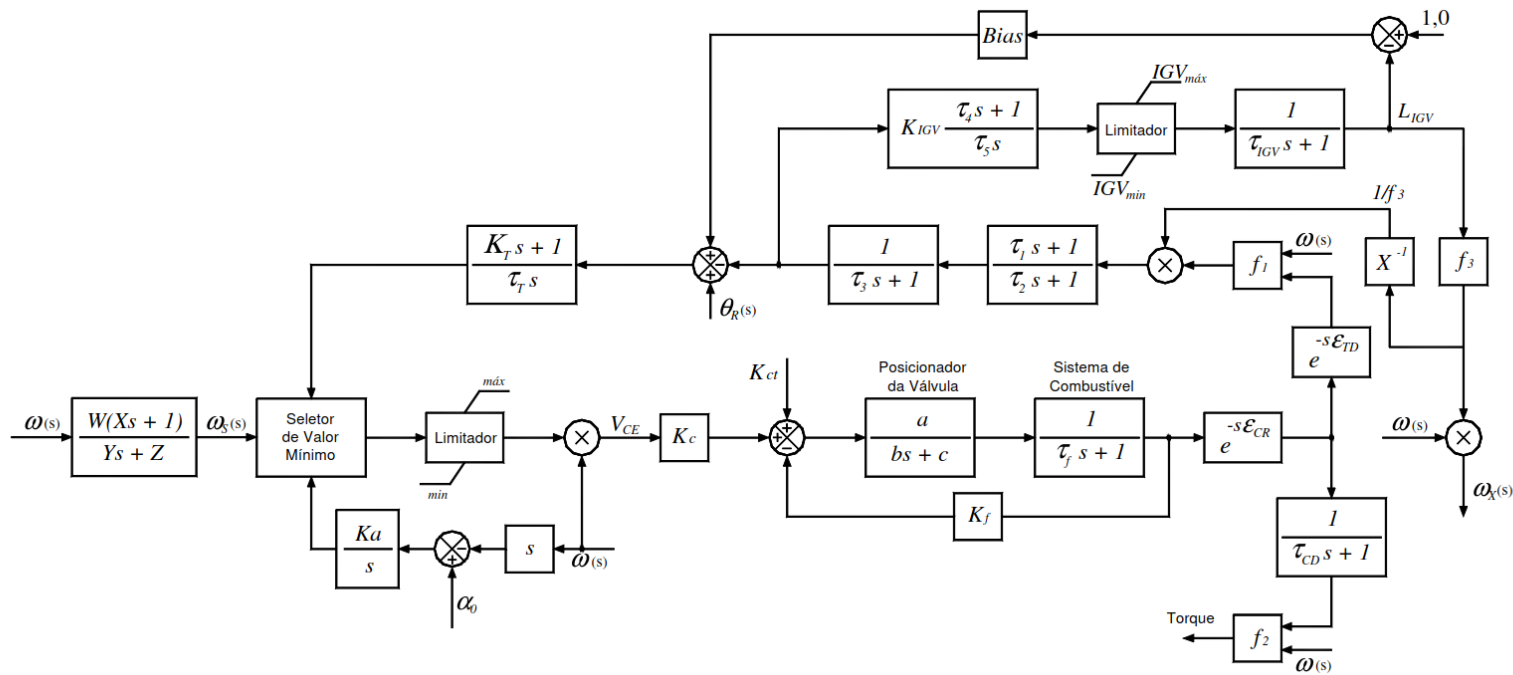
Como descrito no capítulo 2 desta dissertação, a turbina a gás é uma máquina térmica de combustão contínua onde a chama deve ficar acondicionada dentro da câmara de combustão. O controle de combustível deve manter uma vazão mínima de combustível para manter esta combustão e sustentar a chama. Alguns projetos de combustores provocam extinção da chama quando de um degrau negativo de carga e decréscimo instantâneo de combustível.

O limitador de desaceleração é aplicado nestas condições para controlar este decréscimo de vazão de combustível do regime permanente até o fluxo mínimo. Respostas transitórias satisfatórias necessitam de uma diminuição rápida de fluxo de combustível sem, no entanto, que apaguem a chama dentro do combustor. Este limitador pode ser um dispositivo físico a ser instalado entre a válvula piloto do controlador e o servo mecanismo que opera a válvula de combustível.

### 3.2.16 Modelo completo da turbina a gás

Agrupando-se todos os blocos anteriormente descritos podemos compor um modelo completo da turbina a gás com regulador de velocidade

Figura 3.2.45 - Representação em diagrama de blocos de turbina a gás.



Fonte: Adaptado de Rowen (1992).

Do modelo anterior da figura (Figura 3.2.41), a temperatura de exaustão da turbina gás ( $T_x$ ) pode ser obtida através da função  $f_1$  demonstrado na equação (3.65).

$$f_1 = T_R - 453 \cdot (\omega^2 - 4,21 \cdot \omega + 4,42) \cdot 0,82 \cdot (1 - W_f) + 722 \cdot (1 - \omega) + 194 \cdot (1 - L_{VIGV}) \quad (3.65)$$

$$f_1 = T_R \quad (3.66)$$

Onde:

$T_x$  – Temperatura da exaustão da turbina a gás (°C).

$T_R$  – Temperatura de referência (°C).

$W_f$  – Vazão de combustível (p.u.).

$\omega$  – Velocidade angular do rotor.

O conjugado mecânico por sua vez pode ser demonstrado pela equação 3.67:

$$f_2 = C_k = 1,3 \cdot (W_f - 0,23) + 0,5 \cdot (1 - \omega) \quad (3.67)$$

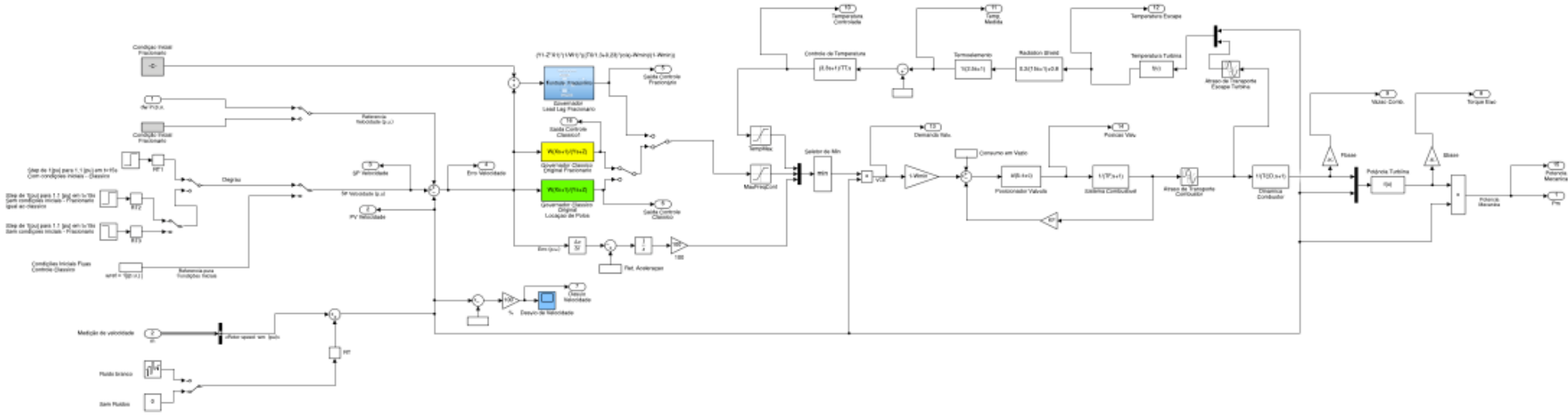
Onde:

$C_k$  – Conjugado mecânico (p.u.).

$W_f$  – Vazão de combustível (p.u.).

$\omega$  – Velocidade angular do rotor (p.u.).

Figura 3.2.46 - Modelo em diagrama de blocos do da turbina a gás desenvolvido no Simulink.



Fonte: Próprio autor (2022).

### 3.3 Conclusão

Observa-se neste Capítulo 3 o modelo matemático de cada um dos componentes e sistemas que compõe uma turbina a gás heavy-duty. Com este modelo, construiu-se um simulador, o qual aplicou-se dados operacionais reais para buscar as constantes e variáveis.

De maneira geral, o simulador constitui do modelo da turbina a gás baseado no estudo de Rowen (ROWEN, 1994) e aplicando-se o método de aquisição de parâmetros operacionais de Tavakoli (TAVAKOLI et, al., 2009).

O desenvolvimento deste modelo com seus controladores e limitadores foi baseado inicialmente nos postulados do controle clássico, aplicando-se para este estudo, o controlador de ordem fracionária para promover uma comparação entre os controladores e análise de desempenho, o qual será descrito no Capítulo 5.

Descreve-se o conceito de balanço de torque entre máquina primária e gerador bem como

Efetua-se uma abordagem no Capítulo 4 sobre cálculo de ordem fracionaria e seus principais postulados para poder oferecer um entendimento. Descreve-se conceitos sobre região e estabilidade dos sistemas linearmente invariantes no tempo de ordem inteira e fracionaria, bem como resposta em frequência de algumas funções e ordem fracionária.



# Capítulo 4

## Introdução ao Cálculo Fracionário

### 4.1 Introdução

Apresenta-se inicialmente neste capítulo breve introdução sobre a teoria do cálculo de ordem fracionária, origem, contribuições ao longo da história sobre as integrais e derivadas de ordem arbitrárias e desenvolvimentos alcançados. Descreve-se conceitos sobre região e estabilidade dos sistemas linearmente invariantes no tempo de ordem inteira e fracionária, bem como resposta em frequência de algumas funções e ordem fracionária.

Aborda-se sobre metodologia de aproximação e Oustaloup aplicado para aproximação de operações fracionárias sobre seu equivalente em ordem inteira.

### 4.2 Cálculo de Ordem Fracionária

O cálculo de ordem não inteira, conhecido também como Cálculo Fracionário, é uma área da matemática que trata com integrais e derivadas de ordem não inteiras, sendo esta uma generalização do cálculo tradicional usufruindo de conceitos e ferramentas de resolução similares, contudo com uma ampla aplicabilidade (SILVA, 2022).

Nas últimas três décadas, o cálculo fracionário foi revisitado por acadêmicos, cientistas e engenheiros aplicando esta ferramenta de cálculo em diversas áreas do conhecimento humano, em especial na área de engenharia de controle e automação, gerando exitosos resultados em estudos direcionados a sistemas dinâmicos e demais áreas do controle moderno. O cálculo fracionário teve sua origem em 1695, após troca de correspondências entre L'Hopital e Leibniz, onde o teor das mensagens levou Leibniz a refletir sobre um questionamento de L'Hopital sobre o que de fato ocorreria caso o fator  $n$  da derivada de uma função de acordo com a equação (4.1) fosse um valor fracionário (CAMARGO; Oliveira, 2015).

$$D^n = \frac{d^n f(x)}{dx^n} \quad (4.1)$$

Desde este fato, importantes matemáticos tais como Laplace, Fourier, Riemann, Liouville, Euler, Abel e Laurent se empenharam no trabalho de desenvolver a teoria que objetiva estudar integrais e derivadas de ordem arbitrária (SILVA, 2022). Matemáticos como Caputo (1969) apresentou uma nova ótica para resolução de derivadas e ordem fracionária e com este estudo chegou a solução do problema de viscoelasticidade e sismologia (CAMARGO; OLIVEIRA, 2015).

No ano de 1998 Lorenzo e Hartley, apresentaram uma interpretação geométrica para a derivada fracionária de Grünwald-Letnikov, demonstrando eficiência para resolver problemas numéricos.

Dentre o universo de funções relacionados ao cálculo fracionário, a função desenvolvida pelo matemático sueco Mittag-Leffer (1903) figura-se como sendo um dos mais importantes uma vez que representa a generalização para a função exponencial e possui fundamental importância nos estudos sobre equações diferenciais não inteiras. Um destes resultados gerou a formalização do operador generalizado que descreve a integração e derivação conforme equação (4.2), (AYRES JUNIOR, 2018).

$${}_aD_t^q = \begin{cases} \frac{d^q}{dt^q}, \text{ para } q > 0 \\ 1, \text{ para } q = 0 \\ \int_a^t (dt)^{-q}, \text{ para } q < 0 \end{cases} \quad (4.2)$$

Onde:

$q$  – Define um parâmetro que define a ordem fracionária.

$a, t$  – Define os limites do operador integral

Há uma definição aplicada no diferencial fracionário de autoria de Riemann-Liouville, descrito na equação (4.3), (SILVA, 2002).

$${}_aD_t^q f(t) = \frac{1}{\Gamma(m-q)} \left(\frac{d}{dt}\right)^m \int_a^t \frac{f(\tau)}{(t-\tau)^{1-(m-q)}} d\tau \quad (4.3)$$

Para  $m-1 < q < m$  onde  $\Gamma(\cdot)$  é conhecido com função gama de Euler. A definição de Caputo é expressa na equação (4.4).

$${}_aD_t^q f(t) = \begin{cases} \frac{1}{\Gamma(m-q)} \int_0^t \frac{f^{(m)}(\tau)}{(t-\tau)^{(q+1-m)}} d\tau, \text{ para } m-1 < q < m \\ \frac{d^m}{dt^m}, \text{ para } q = m \end{cases} \quad (4.4)$$

Onde:

$$\Gamma(z) = \int_0^\infty t^{z-1} e^{-t} dt \quad (4.5)$$

Na definição de Caputo, a transformada de Laplace da derivada é demonstrada na equação (4.6), considerando que para condições iniciais nulas, a operação fica restrita à equação (4.7), (AYRES JUNIOR, 2018; CAMARGO; OLIVEIRA, 2015).

$$L\{ {}_0D_t^q f(t) \} = s^q F(s) - \sum_{k=0}^{n-1} s^{q-k-1} f^{(k)}(0) \quad (4.6)$$

Onde,  $k = 0, 1, 2, 3, \dots, (n - 1)$ ,  $n \in \mathbb{N}$  e  $q \in \mathbb{R}$ , tal que,  $n - 1 < q < m$ .

$$L\{ {}_0D_t^q f(t) \} = s^q F(s) \quad (4.7)$$

O primeiro a abordar o Cálculo Fracionário no Brasil foi o físico Aguinaldo Ricieri em seus estudos de 1993 menciona aplicações de cálculo fracionário. Existem ainda grupos de estudos no Paraná que surgiram no final do século XX, estes são formados por físicos liderados por Abilio Lenzi. Nas universidades grupos de estudos brasileiros como a UNICAMP, UNESP, UFAM, UFPA, UFMG, CBPF, UFRRJ, UFSJ. (CARVALHO; OTTONI, 2018).

A partir de 2008 a Universidade de Campinas passa a se aplicar nos estudos relacionados ao Cálculo Fracionário, onde neste mesmo ano Danilo de Castro Rosendo publica sua dissertação de mestrado, na qual aborda uma pesquisa sobre a função de Mittag-Leffler e Equações Diferenciais Fracionárias.

No ano de seguinte, Rubens de Figueiredo Camargo publica sua tese de doutorado, aplicando uma pesquisa sobre Cálculo Fracionário Local e Funções Contínuas não-diferenciáveis. No ano de 2012, Felix Silva Costa apresenta sua tese de doutorado sobre a função H de Fox e Aplicações no Cálculo Fracionário. Em 2015 foi lançado o primeiro livro em língua portuguesa sobre o Cálculo Fracionário, com autoria de Rubens de Figueiredo Camargo e Edmundo Capelas de Oliveira, mostrando o grande potencial deste assunto avançar no Brasil.

Florindo Antonio de Carvalho Ayres Júnior no ano de 2014 apresenta sua dissertação sobre estratégias de controle de ordem fracionária aplicadas ao amortecimento de Oscilações eletromecânicas em sistemas elétricos de potência, após quatro anos, em 2018, apresenta sua tese de doutorado sobre investigação de estratégias de controle de ordem fracionárias aplicadas a sistemas elétricos e industriais.

### 4.3 Estabilidade do Sistema de Ordem Fracionária

Um sistema invariante no tempo (LIT), na teoria clássica de controle, é definido como sendo estável se as raízes do polinômio característico, ou seus polos, sejam negativos ou em caso de conjugado complexo, possuírem partes negativas. Isso significa que eles estarão alocados no semiplano esquerdo do plano complexo entre o segundo e terceiro quadrante do plano cartesiano.

No caso do LIT de ordem fracionária, sua estabilidade diferencia do de ordem inteira, entretanto faz-se possível aplicar o teorema da estabilidade de Matignon baseado na folha de Riemann para se analisar a estabilidade dos sistemas LIT de ordem inteira quanto de ordem fracionária (MONJE, et al., 2010). No caso dos sistemas de ordem

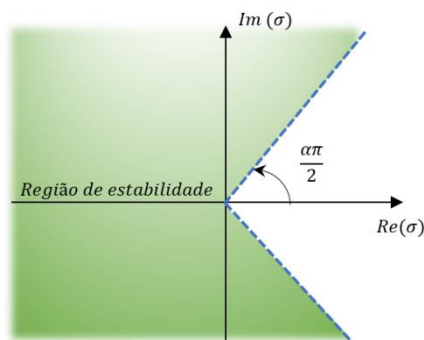
fracionária, os limites de estabilidade são ligados diretamente ao expoente fracionário. Sua equação característica baseia-se no polinômio da variável complexa  $\delta = s^\alpha$ , a condição de estabilidade pode ser expressa pela equação (4.8) onde  $\delta_i$  são as raízes do polinômio característico, conforme folha de Riemann no plano complexo da figura (4.3.1). Para sistemas LIT de ordem inteira, sendo  $\alpha = 1$ , a condição de estabilidade é indicada na equação (4.9), (SILVA, 2022).

$$|\arg(\delta_i)| = \delta \frac{\pi}{2}, \text{ para } i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (4.8)$$

$$|\arg(\delta_i)| = \frac{\pi}{2}, \text{ para } i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (4.9)$$

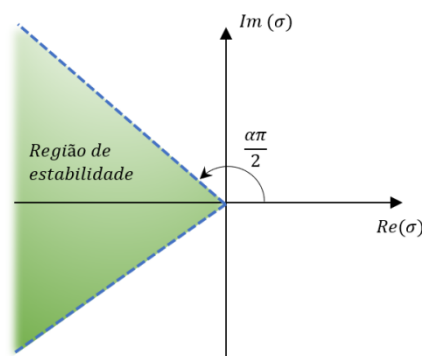
Graficamente podemos representar as regiões de estabilidade:

Figura 4.3.1 - Região de estabilidade  $0 < \alpha < 1$ .



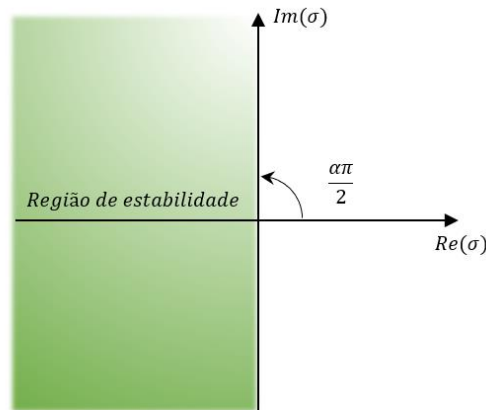
Fonte: Adaptado de Silva (2022).

Figura 4.3.2 - Região de estabilidade  $1 < \alpha < 2$ .



Fonte: Adaptado de Silva (2022).

Figura 4.3.3 - Região de estabilidade  $\alpha=1$ .



Fonte: Adaptado de Silva (2022).

## 4.4 Resposta em Frequência de Sistemas de Ordem Fracionária

A função de transferência é uma representação analítica de muita importância para estudos e busca de repostas em frequência de um sistema, uma vez que a resposta em frequência pode ser representada por um gráfico  $G(\omega)$  por  $\omega$ , com  $\omega$  variando de  $(0, \infty)$ . Da mesma maneira, para uma função de transferência de ordem inteira, a resposta em frequência de uma função de transferência fracionária poderá ser calculada substituindo-se  $s$  por  $j\omega$ , de tal maneira que a resposta em frequência será avaliada no semi-eixo imaginário positivo,  $s = j\omega, \omega \in \mathbb{R}^+$  (VALÉRIO; COSTA, 2013). Para poder representar a resposta em frequência, dado ao seu grande intervalo, faz-se uso do diagrama de Bode, que por ser em escala semi-logarítmica, é mais conveniente para este caso de representação em detrimento de escalas lineares. No diagrama de Bode é semi-logarítmica em sua magnitude ( $dB - decibéis$ ) e de fase ( $^\circ$ ) de uma função de transferência pela frequência (SILVA, 2022).

Considerando-se, portanto, a função de transferência ideal apresentada na equação (4.10), a resposta em frequência pode ser obtida através da equação (4.11).

$$G(s) = s^\alpha \quad (4.10)$$

$$G(j\omega) = (j\omega)^\alpha \quad (4.11)$$

Deste modo, seu ganho e fase podem ser expressado por:

$$\begin{aligned} H(\omega) &= 20 \log_{10} \omega^\alpha = 20\alpha \log_{10} \omega \text{ dB}, \\ \varphi(\omega) &= \angle(j\omega)^\alpha = \frac{\alpha\pi}{2} \end{aligned} \quad (4.12)$$

No diagrama de Bode linear expresso na equação (4.11), seu ganho representa uma inclinação constante de  $20\alpha$  dB/década e a fase é constante para qualquer valor de  $\omega$ , igual a  $\alpha 90^\circ$ .

Sabendo-se que:

$$G(j\omega) = (Tj\omega + 1)^\alpha = (a + jb)^\alpha$$

$$e^{j\theta} = \cos \theta + j\text{sen}\theta$$

$$(e^{j\theta'})^\alpha = e^{j\theta'\alpha} \quad (4.13)$$

$$\ln (e^{j\theta'})^\alpha = \alpha \ln (e^{j\theta'})$$

Logo:

$$\theta = \alpha\theta'$$

$$\theta' = \tan^{-1}(T\omega) \quad (4.14)$$

Considerando-se que  $\alpha$  da equação (4.14) seja igual a  $-0,5$  e  $0,5$ , obtém-se o diagrama de Bode demonstrado na figura (4.4). Quando  $\alpha = 0,5$  ou seja,  $\alpha > 0$ , o diagrama representa uma característica de um filtro passa alta. Do mesmo modo, para  $\alpha = -0,5$ , ou seja,  $\alpha < 0$ , o gráfico apresenta uma característica de um filtro passa baixa. A fase é constante e igual a  $\alpha = 90^\circ$  para todos os valores de frequência.

Uma vez que  $\alpha = 0,5$  sua fase é de  $45^\circ$  e para  $\alpha = -0,5$  sua fase é de  $-45^\circ$ , sendo que para a frequência de corte, no ganho unitário de 0dB, o valor é de 1rad/s. Observa-se também que a frequência de corte, para um ganho unitário (0 db) é de 1 rad/s e independe do valor de  $\alpha$ , uma vez que  $20\log_{10}|G(j)| = 20\alpha\log_{10} 1 = 0 \text{ db}$ .

Entretanto, para que seja possível obter as contribuições de ganho e fase do sistema, temos:

$$G(s) = (Ts + 1)^\alpha \quad (4.15)$$

Considerando-se as equações (4.13) e (4.14), a contribuição de fase para o sistema da equação (4.15) pode ser expressa:

$$\varphi(\omega) = \alpha \cdot \tan^{-1}(T\omega) \quad (4.16)$$

A contribuição do ganho é de:

$$H(\omega) = 20 \cdot \log_{10} \cdot |(j\omega T + 1)^\alpha| \quad (4.17)$$

$$H(\omega) = 20 \cdot \log_{10} \cdot \sqrt{1^2 + (\omega T)^2}$$

Para quando  $G(s)$  seja um sistema conforme equação demonstrado:

$$G(s) = (Ts^\alpha + 1) \quad (4.18)$$

Onde:

$$s^\alpha = (j\omega)^\alpha = \omega^\alpha \left[ \cos\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right) + j\text{sen}\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right) \right] \quad (4.19)$$

Logo:

$$G(j\omega) = T\omega^\alpha \cos\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right) + jT\omega^\alpha \text{sen}\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right) + 1 \quad (4.20)$$

Desta maneira, obtém-se a fase da equação (4.18):

$$\varphi(\omega) = \tan^{-1} \left[ \frac{T\omega^\alpha \text{sen}\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right)}{T\omega^\alpha \cos\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right)} \right] \quad (4.21)$$

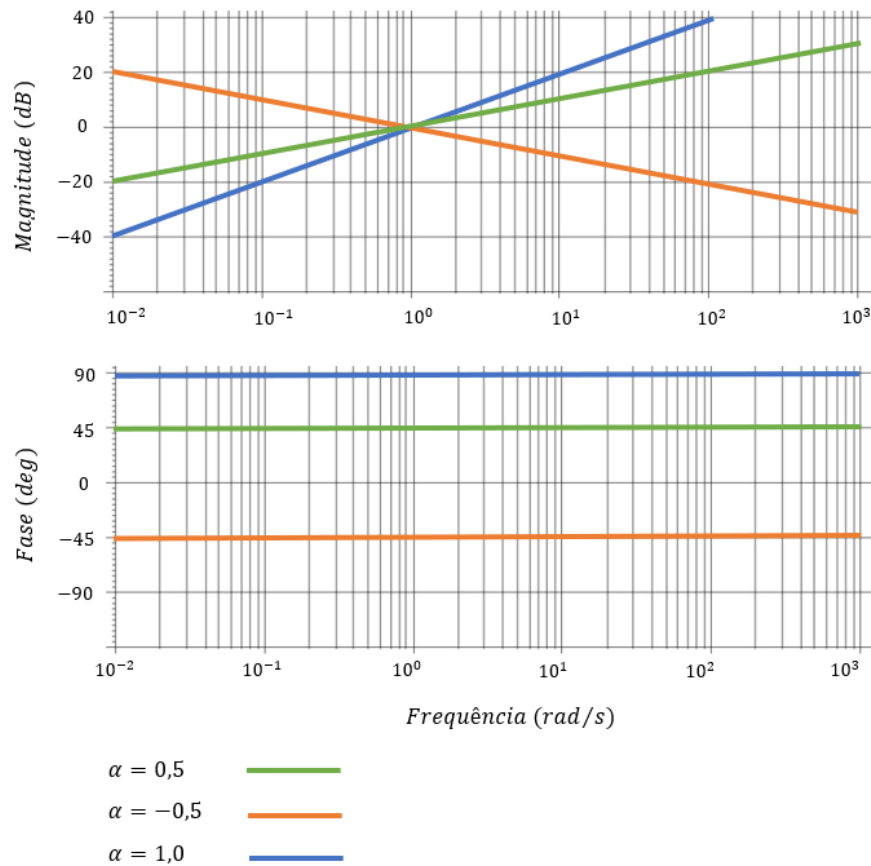
A distribuição em magnitude pode ser expressa por:

$$H(\omega) = 20 \log_{10} |T\omega^\alpha \text{sen}\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right) + \omega^\alpha \cos\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right) + 1| \quad (4.22)$$

$$H(\omega) = 20 \log_{10} \left[ T^2 \omega^{2\alpha} + 2T\omega^\alpha \cos\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right) + 1 \right]^{1/2}$$

$$H(\omega) = 10 \log_{10} \left[ T^2 \omega^{2\alpha} + 2T\omega^\alpha \cos\left(\alpha \frac{\pi}{2}\right) + 1 \right]$$

Figura 4.4.1 - Diagrama de Bode para  $G_1(s)=s^\alpha$ .



Fonte: Adaptado de Silva (2022).

## 4.5 Metodologia de Aproximação de Oustaloup

Muitas equações diferenciais de ordem fracionária são solucionadas utilizando-se de soluções analíticas. Desta forma é comum aplicar métodos de aproximação numérica para encontrar soluções aproximadas o qual a aproximação de operadores de ordem fracionária para ordem inteira pode ser obtida de estudos do comportamento das funções no domínio da frequência (AYRES JUNIOR, 2018).

Deste modo faz-se possível encontrar funções de transferência de ordem inteira que se aproximam de um comportamento dinâmico de uma dada função de transferência fracionária, o que se torna muito conveniente para busca de soluções embora existam métodos numéricos para a resolução de equações diferenciais fracionárias. Esta aproximação auxilia por exemplo na implementação de controladores fracionários em hardware, onde por estarem aproximados, denotam a mesma performance além de serem mais facilmente implementados por custos menores (VALERIO; COSTA, 2013).

O método de aproximação de  $s^\alpha$  é o de Oustaloup (SILVA, 2022), também conhecido como aproximação de Crone (originário do acrônimo francês, Command Robuste d'Ordre Non-Entier), ou seja, controle robusto de ordem não inteira. Nesta metodologia a derivada de ordem fracionária é aproximada, no domínio da frequência, por intermédio de uma função de transferência racional (AYRES JUNIOR et al., 2018).



A aproximação de Oustaloup dadas pelas equações (4.23-4.25) possuem  $N$  polos reais e estáveis e  $N$  zeros reais e estáveis dentro de uma faixa de frequência, sendo estas alta e baixa  $[\omega_1, \omega_h]$  (VALERIO; COSTA, 2013).

$$s^a \approx C \prod_{m=1}^N \frac{1 + \frac{s}{\omega_{z,m}}}{1 + \frac{s}{\omega_{p,m}}} \quad (4.23)$$

$$\omega_{z,m} = \omega_l \left( \frac{\omega_h}{\omega_l} \right)^{\frac{2m-1-\alpha}{2N}} \quad (4.24)$$

$$\omega_{p,m} = \omega_l \left( \frac{\omega_h}{\omega_l} \right)^{\frac{2m-1-\alpha}{2N}} \quad (4.25)$$

O número de polos e zeros é devidamente escolhido de forma prévia, sendo que os valores de valores mais baixos resultam em aproximações mais simples, contudo causam o aparecimento de uma ondulação no comportamento de ganho e de fase. O ganho  $C$  é ajustado para que a aproximação tenha ganho unitário a 1 rad/s sendo  $|(j\omega)^\alpha| = 1$ , para qualquer valor de  $\alpha$ . Os polos e zeros são recursivamente alocados como se pode observar nas equações (4.24) e (4.25), (SILVA, 2022).

$$\frac{\omega_{z,m+1}}{\omega_{z+1}} = \frac{\omega_{p,m+1}}{\omega_{p,m}} = \left( \frac{\omega_h}{\omega_l} \right)^{1/N} \quad (4.26)$$

Denota-se com isso que qualquer que seja o valor de  $\alpha$ , os polos e zeros se alternam no semi-eixo real negativo. A razão constante, demonstrada na equação (4.26) implica que os polos e zeros são, portanto, equivalentes em uma escala logarítmica de frequências, como as que são encontradas no diagrama de Bode, (VALERIO; COSTA, 2013).

## 4.6 Metodologia de aproximação de Charef

Na metodologia de aproximação de Charef, faz-se possível aproximar sistemas de ordem não inteira por sistemas inteiros de ordem superior, o que proporciona a aquisição de resultados de maneira mais célere, bem como fornece métodos numéricos menos complexos do ponto de vista computacional para os operadores de derivação e integração de Riemann-Liouville.

No início dos anos 90, Charef (1992) e Vajta (1991) em estudos independentes, apresentaram uma proposta de aproximação de certos tipos de funções de transferência fracionárias (CHAREF, 1992) as duas abordagens, no entanto diferem em como escolher as frequências de canto.

A aproximação proposta por Vajta foi especificamente ajustada para aproximar funções de transferência com notações trigonométricas e provou em experimentos ser muito precisa. Aplicando-se o método de Charef descrito em Ayres Junior (AYRES JUNIOR et al., 2018) para aproximação de um polo de potência fracionária tem-se:

$$G(s) = \frac{\prod_{i=1}^{N-1} (1 + s / z_i)}{\prod_{i=1}^N (1 + s / p_i)} \quad (4.27)$$

As variáveis consideradas de entrada e saída da função, são respectivamente: a frequência do polo a ser aproximado, o fator fracionário da rede ( $\alpha$ ) e o erro em dB aceitável para a aproximação ( $Y$ ). Esta aproximação baseia-se no produtório dos zeros e polos aproximados, limitados pelo valor da quantidade de zeros e polos relacionado à aproximação.

Considerando-se para a planta o ganho  $K=1/0,05$  à função de transferência da planta original tem-se:

$$G(s) = \frac{0.9}{0.004s^3 + 0.11s^2 + 0.652s + 1.01} \quad (4.28)$$

$$G1(s) = KG(s) \quad (4.29)$$

Temos

$$G(s) = \frac{18}{0.004s^3 + 0.11s^2 + 0.652s + 1.01} \quad (4.30)$$

Calculando-se a frequência natural do sistema por e assumindo valor de  $\tau_2 = 1$ , podemos determinar  $\tau_1$  como:

$$\tau_1 = \frac{1}{\tau_2 \omega_{cg}^2} \quad (4.31)$$

Considerando  $C(s)$  e  $L(s)$ :

$$C(s) = k \left( \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \right)^\alpha \quad (4.32)$$

$$L(s) = C(s) \cdot G(s) \quad (4.33)$$

Sendo  $\alpha$  determinado por:

$$\alpha = \frac{1}{\tan^{-1} \theta_{mf}} \left[ \tan^{-1}(\omega_{cg} \tau_1) - \tan^{-1}(\omega_{cg} \tau_2) \right] \quad (4.34)$$

Elegendo-se  $\tau_2$  e  $W_{cg}$ , calculando-se  $\tau_1$  de acordo com a equação (4.31) e determinando  $\alpha$  faz-se possível determinar a função de transferência do controlador descrito na equação (4.32). Uma vez obtendo-se a função de transferência, calcula-se as raízes do denominador e do numerador o qual determinam-se seus os ganhos a serem utilizados nas condições iniciais de projeto. O valor de alfa obtido por meio da equação (4.34) é  $\alpha = 0,321$ . Com isso com obtem-se a função de transferência:

$$G(s) = \frac{1.109^4 s + 4500}{s^4 + 28.5s^3 + 190.5s^2 + 11510s + 4752} \quad (4.35)$$

## 4.7 Índices de Desempenho

Objetivando-se a quantificar o erro do sistema em função da variação da referência do sinal de velocidade e a resposta do sistema quanto a variação de potência ativa, potência reativa, e velocidade, aplicou-se critérios baseados na integral de erros: ITAE, representado pela integral do erro multiplicado pelo tempo e ISE, representado pela integral do erro ao quadrado. As equações referentes a estes índices (ITAE e ISE) podem ser representados nas equações (4.36) e (4.37) respectivamente.

$$ITAE = \int_0^T t |e(t)| dt \quad (4.36)$$

$$ISE = \int_0^T e^2(t) dt \quad (4.37)$$

Ainda com a finalidade de efetuar uma a avaliação do desempenho dos elementos atuadores o qual aplica-se o critério ITAC, descrito como a integral do modulo do sinal de controle multiplicado pelo tempo e ISC, representado pela integral quadrática do sinal de controle. As equações referentes a estes índices (ITAC e ISE) podem ser representadas nas equações (4.38) e (4.39) respectivamente. Importante notar que quanto maior o valor obtido nestes índices de desempenho, denota um esforço maior imposta ao atuador pelo controlador.

$$ITAC = \int_0^T t |u(t)| dt \quad (4.38)$$

$$ISC = \int_0^T u^2(t) dt \quad (4.39)$$

## 4.8 Conclusão

Neste Capítulo foram apresentados alguns conceitos sobre cálculo de ordem fracionária que são importantes para o entendimento do controle fracionário e seu desenvolvimento.

Dos conceitos apresentados, evidencia-se a região de estabilidade de sistemas de ordem fracionária e resposta no domínio da frequência o qual possuem comportamento dinâmico similar ao um filtro passa-alta e passa baixa. Apresentou-se em seguida a técnica de aproximação de um sistema fracionário para seu equivalente de ordem inteira (Oustaloup) e método de determinação de ganhos por meio de aproximação de Charef de um polo de potência fracionária.

# Capítulo 5

## Metodologia de Ensaio

### 5.1 Introdução

Com o objetivo de avaliar o comportamento dinâmico da turbina a gás representada através dos modelos desenvolvidos no capítulo 3, serão feitas simulações que consideram aumento e rejeição de carga, submetendo-se em três formas de controle:

- Modelo do Governador *Lead-Lag* clássico, onde utilizou-se a alocação de polos para sintonia do controlador.
- Modelo do Governador *Lead-Lag* original, onde utilizou-se o método fracionário de Ayres Junior (AYRES JUNIOR et al., 2020) e aproximação de Charef de um polo de potência fracionária.
- Modelo de Governador *Lead-Lag* Fracionário onde utilizou-se o método fracionário de Ayres Junior (AYRES JUNIOR et al., 2020) e aproximação de Oustalup.

Em desdobramento desta análise, objetiva-se também efetuar uma análise sobre sua eficiência, sobretudo quanto ao consumo de combustível e estabilidade, considerando aplicação dos controles clássicos e fracionários. Buscando observar seu comportamento frente a transientes operacionais, para cada uma das formas de controle submeteu-se os controles a uma falta elétrica (curto-circuito) em condições monofásicas, bifásicas e trifásicas para observar seu comportamento e robustez quanto a resposta dinâmica.

Efetuiu-se também a adição de ruído branco para determinar o limite de resposta do controlador.

Os parâmetros e constantes foram adquiridos de acordo com estudo de Tavakoli, Vahidi e Gawlik (TAVAKOLI et al., 2009) o qual os parâmetros do modelo de Rowen para turbinas a gás heavy-duty para estudos dinâmicos são estimados por meio de dados operacionais e de dados de desempenho disponíveis. Tal trabalho desenvolvido busca criar percepções sobre várias partes da modelagem e assim introduzir um procedimento simples e ao mesmo tempo abrangente, (TAVAKOLI et al., 2009).

Para tal foram utilizados os valores nominais de engenharia descritos em dados de placa e das especificações de engenharia, bem como dados operacionais quando em condição de trabalho na condição nominal da turbina a gás.

Foram realizadas adaptações no modelo de Rowen para que uma turbina de 66 MVA, de eixo simples, operando em ciclo simples pudesse ser representado e assim seus dados de operação adquiridos pudessem derivar os parâmetros do modelo matemático que representa a turbina a gás. Os parâmetros da turbina a gás são aproximados usando suposições termodinâmicas simples, resultando em boa correspondência com valores típicos.



Tabela 5.3.1- Parâmetros de planta utilizados nas simulações

<b>Máquina Síncrona</b>							
Initial Output Power [P.U.]	$T_0$				1		
Rated generator Power [MVA]	S				66		
Frequência [Hz]	60						
Polos	Liso						
Tensão [Vrms]	20kV						
Coeficiente de Inércia [H]	15,52						
Reatância [P.U.]	$X_d$	$X_d'$	$X_d''$	$X_q$	$X_q'$	$X_q''$	$X_l$
	1,65	0,25	0,2	1,59	0,46	0,2	0,14
Constantes de Tempo [s]	$T_{do'}$	$T_{do''}$	$T_{qo'}$	$T_{qo''}$			
	4,5	0,04	0,67	0,09			
<b>Turbina a Gás - Sistema de Combustível</b>							
Sistema de Combustível							
Parâmetro	a	B[s]	c	$t_f$ [s]	$k_f$		
Gasoso	1	0,05	1	0,4	0,1		
Líquido	1	0,20	1	0,1	0		
No Fuel Consumption (Wmin)	0,1						
Limite Máximo [P.U.]	1,5						
Limite Mínimo [P.U.]	-0,13						
<b>Malha de Temperatura</b>							
Protetor contra radiação [s]	$\tau_1$	12					
	$\tau_2$	15					
Termopar [s]	$\tau_3$	2,5					
Controle de Temperatura	$K_T$	3,3					
	$\tau_3$ [s]	250					
<b>Outros Elementos</b>							
Combustor [s]	$\varepsilon_{CR}$	Gasoso	0				
		Líquido	0,01				
Sistema de Exaustão [s]	$\varepsilon_{TD}$	Gasoso	0				
		Líquido	0,04				
Descarga do Compressor [s]	$\tau_{CD}$	Gasoso	0				
		Líquido	0,02				
Rotor	$\tau_t$	15,64					
<b>Regulador de Tensão (AVR)</b>							
Filtro Passa Baixa [s]	$T_r$	0,02					
Ganho Regulador	$K_a$	50					
	$T_e$ [s]	0,001					
Limites Regulação Tensão de Campo [P.U.]	$E_{fmin}$	$E_{fmax}$					
	0	4					

Fonte: Tabela do autor.

Tabela 5.3.2 - Parâmetro reguladores de velocidade

Regulador de Velocidade			
Parâmetro	<i>Lead-Lag</i> original sintonizados a partir de alocação de Polos	<i>Lead-Lag</i> original sintonizados pelo método fracionário	Lead-Lag fracionário FO SSP
Speed Governor Gain (W=1/droop, pu MW/pu speed)	20	20	20
Speed Governor Lead Constant (X,s)	0,6	1.8590	$2.962 \cdot 10^{-6}$
Speed Governos Lag Constant (Y,s)	1	1.4035	$2.248 \cdot 10^{-6}$
Speed Governor Mode (1=droop, 0=isochronous)	1/0	1/0	1/0

Fonte: Tabela do autor.

## 5.4 Sintonia dos Controladores Clássico e Fracionário

Neste estudo efetua-se comparações dos resultados considerando três tipos de os ganhos originais do projeto. Sobre este modelo aplica-se a sintonia de alocação de polos de ordem inteira e fracionaria.

Para a sintonia dos controladores, utiliza-se o esquemático de sistema em malha fechada da planta, referenciado na figura (Figura 3.2.46).

Figura 5.4.1- Diagrama de blocos turbina a gás

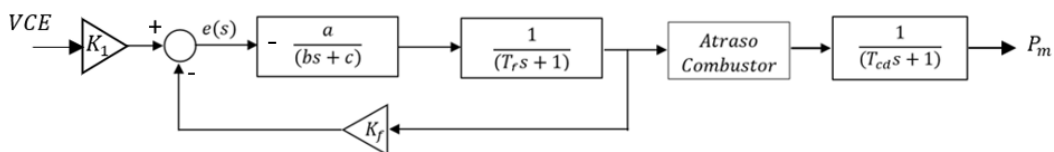
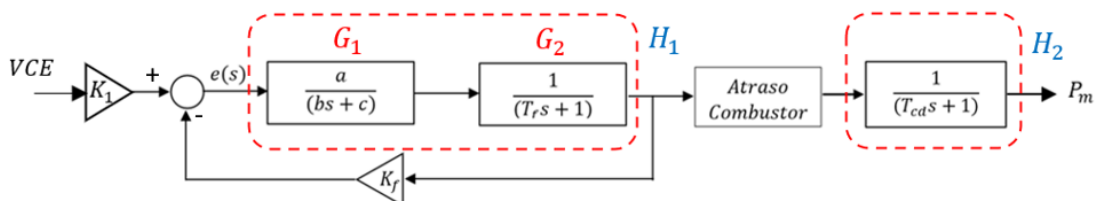


Figura 5.4.2 - Simplificação diagrama de blocos representativo da turbina a gás



Fonte: Figura do Autor

Do diagrama de blocos da figura (Figura 5.4.2) podemos representar:



$$H_1 = \frac{G_1 \cdot G_2}{1 + K_f \cdot G_1 \cdot G_2} \quad (5.1)$$

Considerando na simplificação o atraso do combustor e a dinâmica de descarga do combustor tem-se a função de transferência da turbina a gás:

$$G = K_1 H_1 H_2 \tau^{-T_{ds}} \quad (5.2)$$

Desta maneira podemos ainda representar:

$$\omega_c = \frac{1}{\sqrt{T_1 \cdot T_2}} \quad (5.3)$$

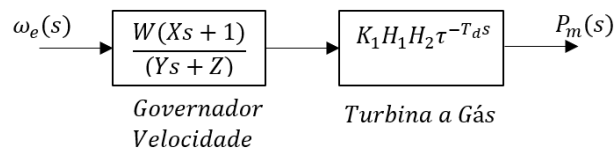
$$\omega_c^2 = \frac{1}{T_1 \cdot T_2} \quad (5.4)$$

Isolando-se  $T_2$

$$T_2 = \frac{1}{\omega_c \cdot \sqrt{T_1}} \quad (5.5)$$

Deste modo podemos representar o conjunto governador de velocidade e a turbina gás de forma simplificada e desconsiderando-se seus limitadores:

Figura 5.4.3 - Representação diagrama de blocos governador e turbina a gás

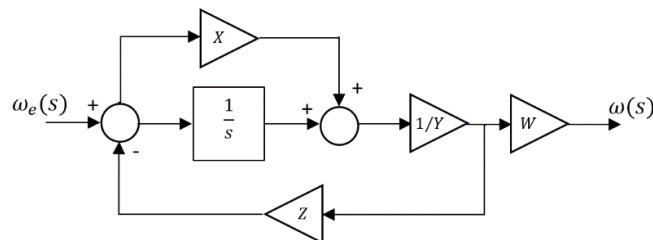


Fonte: Figura do Autor

## 5.4.1 Sintonia do controlador clássico.

O governador de velocidade é representado pela função de transferência:

Figura 5.4.4 - Representação diagrama de blocos governador de velocidade clássico



Fonte: Figura do Autor

O controlador *lead-lag* já representado em diagrama de blocos (Figura 5.4.4) denota em sua forma de representação canônica (5.6) os valores de  $\tau_1$  e  $\tau_2$ . O valor de  $\tau_1$  conforme Sauer-Pai (SAUER, 2018) é escolhido como um valor entre 0,1 a 1,5 enquanto o valor de  $\tau_2$  pode ser calculado a partir da equação (5.7)

$$C(s) = k \cdot \frac{\tau_1 s + 1}{\tau_2 s + 1} \quad (5.6)$$

$$\tau_2 = \frac{1}{\tau_1 \cdot W_{cg}^2} \quad (5.7)$$

Desta forma os valores dos parâmetros utilizados para a sintonia do controlador clássico são descritos na tabela (Tabela 5.4.).

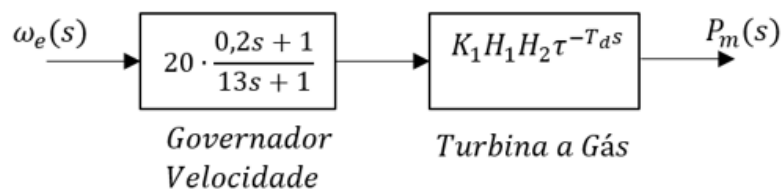
Tabela 5.4.1 - Parâmetros regulador de velocidade a partir de alocação de polos clássico *Lead Lag*.

<b>Regulador de Velocidade Fracionário (Isocrono)</b>		
Speed Governor Gain	(W=1/droop, P.U. MW/P.U. velocidade)	20
Constante <i>Lead</i>	X	0,6
Constante <i>Lag</i>	Y	1
Frequência natural [rad/s]	$W_{cg}$	0,6
Tau 1	$\tau_1$	0,2
Tau 2	$\tau_2$	13,88
Z	Isócrono / Droop	0 / 1

Fonte: Tabela do autor.

Obtém-se portanto a representação deste controlador clássico lead-lag por meio de diagrama de blocos da figura (Figura 5.4.5)

Figura 5.4.5 - Diagrama de blocos controle de velocidade clássico

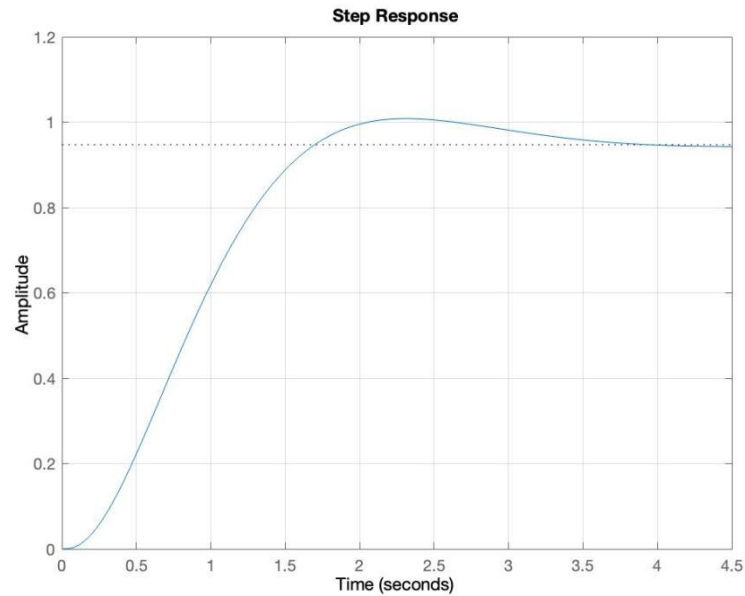


Fonte: Figura do autor

Aplicando-se um sinal degrau unitário neste sistema obtemos a seguinte resposta (

Figura 5.4.6) onde observa-se uma acomodação de 4 s com características de sub-amortecimento e acomodação abaixo do valor original e set-point.

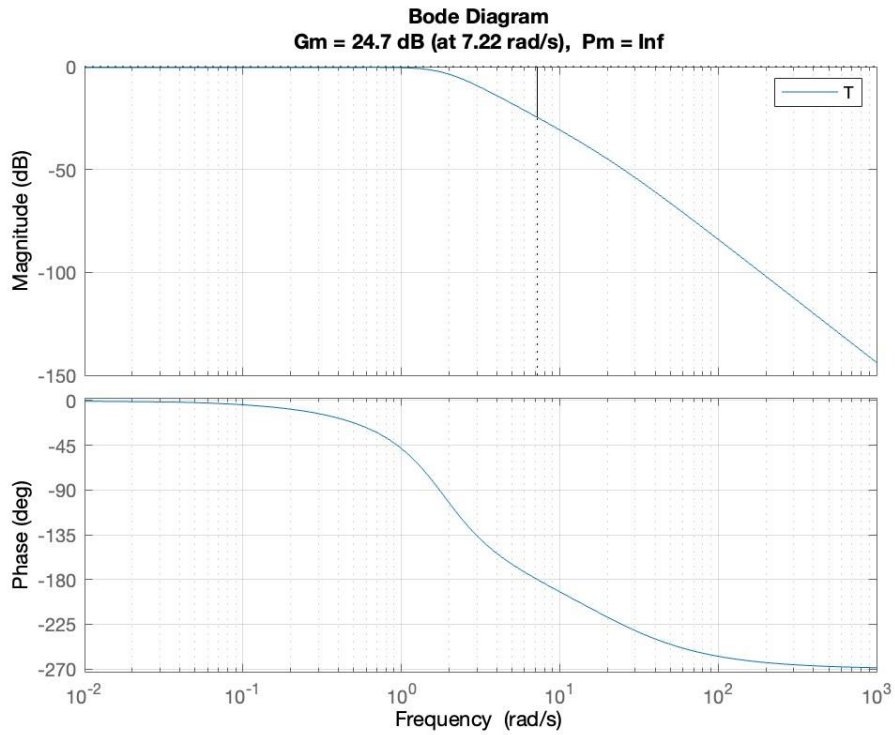
Figura 5.4.6 - Resposta ao sinal degrau unitário controlador clássico



Fonte: Figura do autor

Com relação a margem de ganho e margem de fase ( $\phi$ ), o sistema apresentou  $G_m = 24,7 \text{ dB}$  e  $P_m = \text{inf}^\circ$ .

Figura 5.4.7 - Ganho de margem e ganho de fase controlador clássico

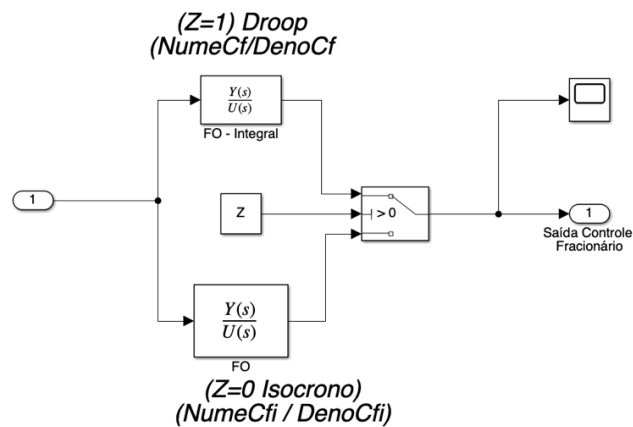


Fonte: Figura do autor

## 5.4.2 Sintonia controlador fracionário

Para o governador de velocidade de ordem fracionaria proposta a estrutura do controlador pode ser representado pelo diagrama de blocos:

Tabela 5.4.1 - Representação diagrama de blocos governador de velocidade fracionário



Fonte: Figura do Autor

Objetivando-se a obtenção de uma melhor estabilidade na alocação dos polos fracionários, observou-se no decorrer desta pesquisa que o mesmo distanciamento aplicado na alocação de polos não atende de forma satisfatória ambas as formas de controle (isócrono e *droop*). Projetou-se para tanto dois controladores fracionários dedicados para cada modo de operação onde para o modo isócrono aplicou-se integrador fracionário. O chaveamento da forma de controle depende do valor de Z, sendo isócrono o mesmo assume um valor nulo, sendo *droop*, o mesmo assume um valor unitário.

Aplicando-se os valores demonstrados na tabela (**Erro! Fonte de referência não encontrada.**) e aplicando método de sintonia de controladores de ordem fracionário (FOPP, do inglês *Fractional Order Pole Placement*) de Ayres Junior (AYRES JUNIOR et al., 2020) para buscar maior estabilidade, adquire-se a função de transferência para a turbina a gás conforme equação (5.12). Considerando-se:

$$G(s) = \frac{b_0}{s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0} \quad (5.8)$$

A alocação de polos fracionários em um controle *lead-lag* e sua aproximação em ordem inteira pode ser descrito na forma:

$$G(s) = \frac{c_{2,5}s^{2,5} + C_2s^2 + C_{1,5}s^{1,5} + C_1s^1 + C_{0,5}s^{0,5} + C_0}{s^3 + d_{2,5}s^{2,5} + d_2s^2 + d_{1,5}s^{1,5} + d_1s + d_{0,5}s^{0,5} + d_0} \quad (5.9)$$

Rearranjo da equação:

$$\begin{aligned} s^6 &\rightarrow 1 = 1 \\ s^{5,5} &\rightarrow d_{2,5} = p_{2,5} \\ s^5 &\rightarrow d_2 = p_5 - a_2 \\ s^{4,5} &\rightarrow a_2d_{2,5} + d_{1,5} = p_{4,5} \\ s^4 &\rightarrow a_2d_2 + d_1 = p_4 - a_1 \\ s^{3,5} &\rightarrow a_1d_{2,5} + a_2d_{1,5} + d_{0,5} = p_{3,5} \\ s^3 &\rightarrow a_1d_2 + a_2d_1 + d_0 = p_3 - a_0 \\ s^{2,5} &\rightarrow a_0d_{2,5} + a_1d_{1,5} + a_2d_{0,5} + b_0c_{2,5} = p_{2,5} \\ s^2 &\rightarrow a_0d_2 + a_1d_1 + a_2d_0 + b_0c_2 = p_2 \\ s^{1,5} &\rightarrow a_0d_{1,5} + a_1d_{0,5} + b_0c_{1,5} = p_{1,5} \\ s^1 &\rightarrow a_0d_1 + a_1d_0 + b_1c_1 = p_1 \\ s^{0,5} &\rightarrow a_0d_{0,5} + b_0c_{0,5} = p_{0,5} \\ s^0 &\rightarrow a_0d_0 + b_0c_0 = p_0 \end{aligned} \quad (5.10)$$

### Representando de forma matricial

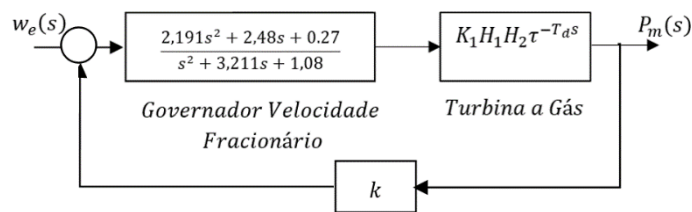
$$\begin{array}{cccccccccccc|cccc|}
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{2,5} & & p_{5,5} \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_2 & & p_{5,5} - a_2 \\
 a_2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{1,5} & & p_{4,5} \\
 0 & a_2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_1 & & p_{4,5} - a_1 \\
 a_1 & 0 & a_2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{0,5} & & p_{3,5} \\
 0 & a_1 & 0 & a_2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_0 & = & p_{3,5} - a_0 \\
 a_0 & 0 & a_1 & 0 & a_2 & 0 & b_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{2,5} & & p_{2,5} \\
 0 & a_0 & 0 & a_1 & 0 & a_2 & 0 & b_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_2 & & p_{2,0} \\
 0 & 0 & a_0 & 0 & a_1 & 0 & 0 & 0 & b_0 & 0 & 0 & 0 & c_{1,5} & & p_{1,5} \\
 & & & & & & & & & & & & c_1 & & p_{1,0} \\
 0 & 0 & 0 & a_0 & 0 & a_1 & 0 & 0 & 0 & b_0 & 0 & 0 & c_{0,5} & & p_{0,5} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & a_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_0 & 0 & c_0 & & p_{0,0} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_0 & & & p_0
 \end{array} \tag{5.11}$$

Efetuada-se a igualdade do coeficiente do polinômio característicos do sistema de malha fechada podemos representar conforme equação (5.10), aplicando-se aproximação de Oustalup anteriormente descrito no capítulo 4, obtendo-se a função de transferência do regulador de velocidade (5.12).

$$G_{oustl}(s) = \frac{2,191s^2 + 2,48s + 0,27}{s^2 + 3,211s + 1,08} \tag{5.12}$$

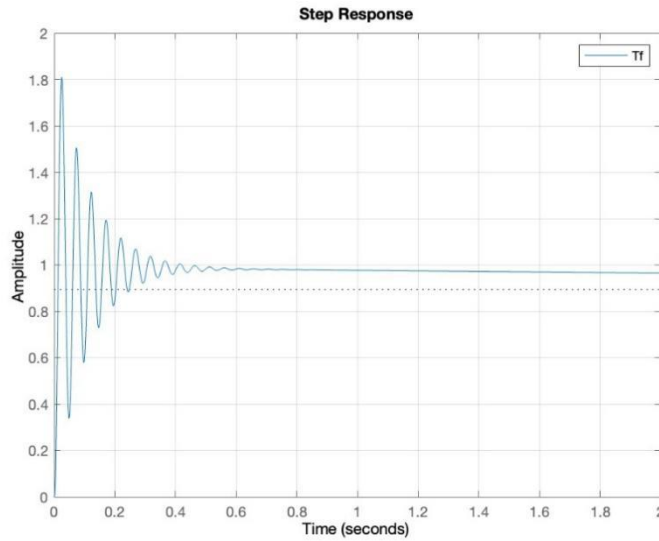
Representando-se o governador fracionário calculado para o controle da planta (Figura 5.4.8) e aplicando um degrau unitário ao sistema representado em malha fechada (Figura 5.4.9) observa-se um sobressinal de 1.8 P.U. em 0,005 s, tempo de acomodação de 0.4 s.

Figura 5.4.8 - Diagrama de blocos controle de velocidade fracionário



Fonte: Figura do autor.

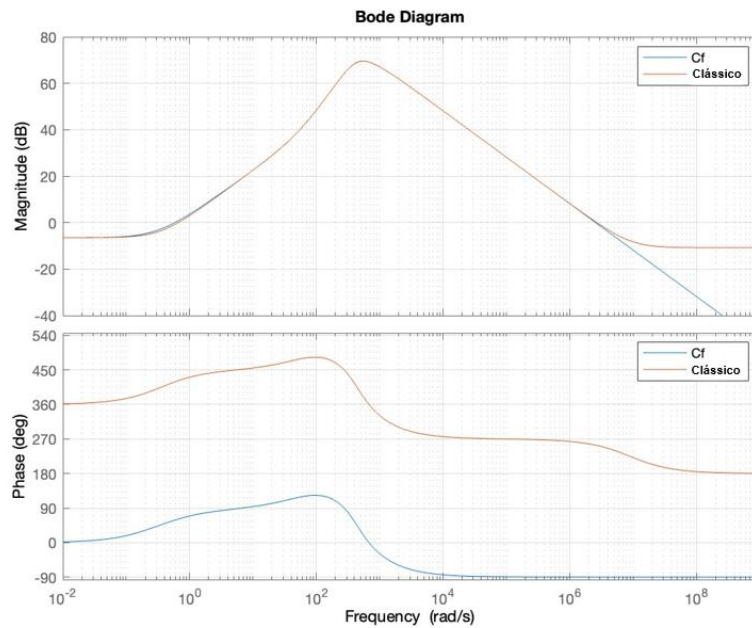
Figura 5.4.9 - Resposta controlador fracionário a degrau unitário



Fonte: Figura do autor.

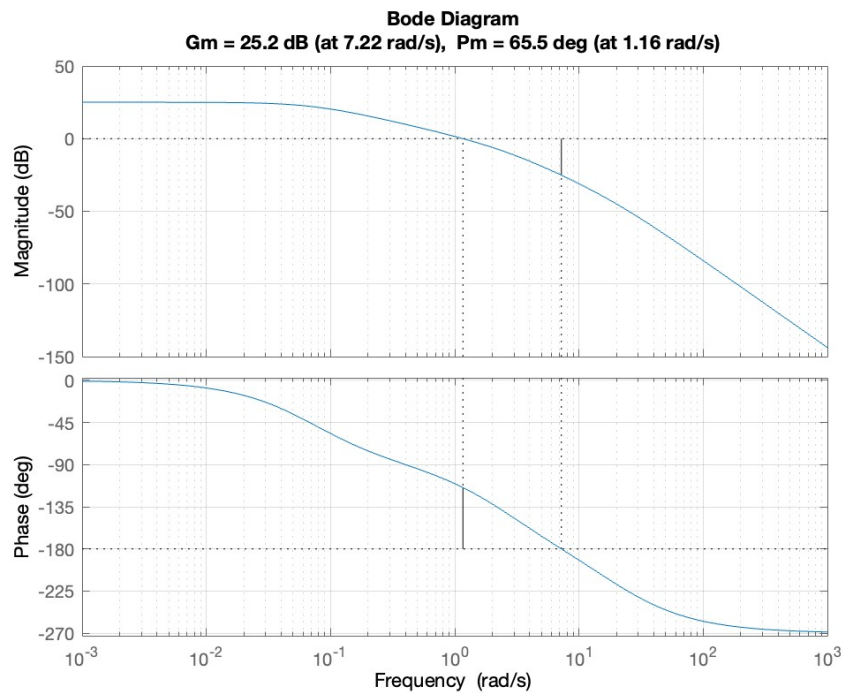
Com relação a margem de ganho e margem de fase (Figura 5.4.11), o sistema apresentou  $G_m = 25,2 \text{ dB}$  e  $P_m = 65,5^\circ$ . Efetuando-se um comparativo frente a aproximação deste controlador fracionário (Cf) com o *lead-lag* clássico, observa-se um resultado satisfatório conforme demonstrado (Figura 5.4.10).

Figura 5.4.10 - Comparação de aproximação do controle fracionário e *lead-lag* clássico.



Fonte: Figura do autor.

Figura 5.4.11 - Ganho de margem e ganho de fase controlador fracionário



Fonte: Figura do autor.

Os parâmetros do regulador de velocidade fracionário em dinâmica de controle *droop* (Tabela ) são portanto:

Tabela 5.4.3 - Parâmetros regulador fracionário de velocidade em dinâmica em *droop*

<b>Regulador de Velocidade Fracionário (<i>droop</i>)</b>		
Speed Governor Gain	( $W=1/\text{droop}$ , P.U. MW/P.U. velocidade)	20,08
Constante <i>Lead</i>	$X_1$	$6,199 \cdot 10^{-6}$
Constante <i>Lag</i>	$Y_1$	$2,94 \cdot 10^{-6}$
Frequência natural [rad/s]	$W_{nd}$	0,60
Coefficiente de amortecimento	$E_d$	0,1
Distância entre polos	$k_a$	387,6

Fonte: Figura do autor.

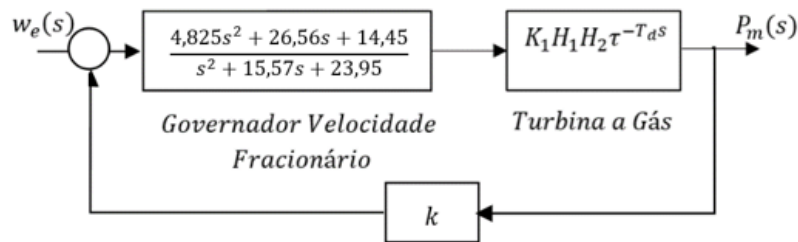
Deduzindo o controle fracionário para modo isócrono, aplicou-se um controlador fracionário integral. Considerando o diagrama de blocos do governador da figura (Figura 5.4.4), para um controle em modo isócrono, o valor da retroalimentação deste controle é nulo, descrevendo-se portanto um controlador puramente integrativo.

Adotando-se os mesmos procedimentos de FOPP e aproximação de Oustaloup, obtém-se a função de transferência para controle fracionário integrativo (5.13) e representação do diagrama de blocos do controlador fracionário integrativo (Figura 5.4.12):



$$G_{oustitl}(s) = \frac{4,825s^2 + 26,56s + 14,45}{s^2 + 15,57s + 23,95} \quad (5.13)$$

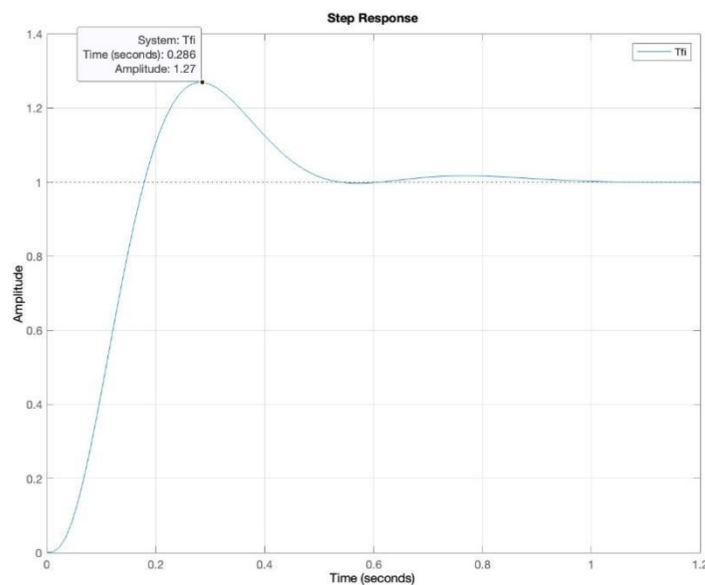
Figura 5.4.12- Diagrama de blocos controle de velocidade fracionário integrativo



Fonte: Figura do autor.

Observa-se a resposta a um degrau unitário (Figura 5.4.13) do sistema fracionário integrativo (Figura 5.4.12) o qual alcançou um sobressinal de 1,27 P.U. em 0,2 s e tendo seu tempo de acomodação em 0.5 s.

Figura 5.4.13 - Resposta sistema fracionário integrativo ao degrau unitário



Fonte: Figura do autor.

Tabela 5.4.2- - Parâmetros regulador fracionário de velocidade em dinâmica em isócrono

<b>Regulador de Velocidade Fracionário (Isócrono)</b>		
Speed Governor Gain	( $W=1/\text{droop}$ , P.U. MW/P.U. velocidade)	21,08
Constante <i>Lead</i>	$X_{1i}$	$58,90 \cdot 10^{-3}$
Constante <i>Lag</i>	$Y_{1i}$	$23,34 \cdot 10^{-3}$
Frequência natural [rad/s]	$W_{nd}$	2,91
Coefficiente de amortecimento	$E_d$	0,01
Distância entre polos	$k_a$	10

Fonte: Tabela do autor.

### 5.4.3 Sintonia do controlador clássico utilizando método fracionário para alocação de polos e aproximação de Charef.

Fazendo-se uso da estrutura do controlador lead-lag clássico anteriormente descrito (Figura 5.4.4) aplicando-se o método de FOPP de Ayres Jr (AYRES JUNIOR et al., 2020) e aproximação de Charef (CHAREF, 1992), obteve-se ganhos fracionários o qual foram implementados em um terceiro controlador e comparado a outros controladores clássico e fracionário anteriormente descritos. Aplicando-se a forma canônica do *lead-lag* conforme equação (5.6) porém com notação fracionaria temos a equação (4.32). Considerando-se a frequência natural dos sistema  $W_{cg} = 0,637$  e assumindo valor de  $\tau_2 = 1$ , podemos determinar  $\tau_1$  como explicitado na equação (4.31). Desta forma tem-se:

$$\tau_1 = \frac{1}{\tau_2 \omega_{cg}^2} \quad (5.31)$$

$$\tau_1 = 2,46 \quad ()$$

Considerando  $C(s)$  e  $L(s)$  conforme equações (4.32) e (4.33) respectivamente temos:

$$C(s) = 20 \left( \frac{2,46s+1}{1s+1} \right)^\alpha \quad (5.32)$$

$$L(s) = C(s) \cdot G(s) \quad (5.33)$$

Sendo  $\alpha$  determinado por:

$$\alpha = \frac{1}{\theta_{mf}} [\tan^{-1}(\omega_{cg}\tau_1) - \tan^{-1}(\omega_{cg}\tau_2)] \quad (5.34)$$

O valor calculado do coeficiente fracionário é  $\alpha = 0.321$ , tendo as condições de projeto e variáveis de entrada e saída:

Tabela 5.4.3 - Condições de projeto

Parâmetro	Valor
K (ganho <i>Droop</i> )	20
$\tau_1$	2.46
$\tau_2$	1
Margem de fase $\theta_{mf}$	4,59 rad/s
Magnitude	17,13 dB
Erro de aproximação aceitável y	0.1 dB
Largura de banda desejada para aproximação Wb	100
Ganhos Calculados Wchrf1	19.99
Ganhos Calculados Ychrf1	1.38
Ganhos Calculados Xchrf1	1.84

Fonte: Tabela autor

A função de transferência para FOPP de Ayres Jr com redução de Charef é portanto:

$$G_{Charef}(s) = \frac{1.109^4s+4500}{s^4+28.5s^3+190.5s^2+11510s+4752} \quad (5.35)$$

## 5.5 Resultados simulados

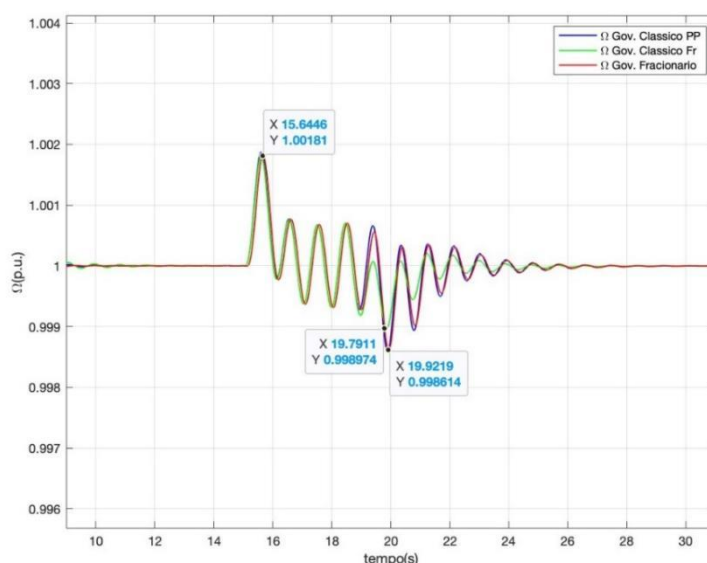
Apresenta-se nesta sessão os resultados dos testes executados na plataforma Matlab e Simulink, com intuito de efetuar a comparação entre os controladores sintonizados pelos métodos apresentados. O teste consiste em aplicar um degrau unitario (1 P.U) na entrada do sistema emulado na figura (Figura 3.2.46) (planta emulada do Simulink) após o tempo de estabilização do sistema, aplica-se uma variação do sinal de entrada em  $t = 15 s$ .

## 5.5.1 Variação de referência de velocidade em modo isócrono.

O teste com o sistema em modo isócrono, trata-se da variação do degrau na referência de velocidade, efetuando-se a inserção de velocidade de + 0,1 p.u. em  $t = 15$ s (segundos). Analisando o gráfico abaixo (Figura 5.5.1) observa-se que o controlador via alocação de polos clássico apresenta sobressinal (*overshoot*) acentuado no instante que ocorre a variação da referência de velocidade (em  $t = 15$ s) de 1,001, bem como a resposta do controlador FOPID (lead-lag fracionário) e o controlador calculado com aproximação de Charef. Nota-se que o controlador *lead-lag* de ordem fracionaria possui uma resposta com distorções em fase com o sinal do controlador clássico, com tendencia de resposta a acomodação similares em 8s.

No controlador via alocação de polos fracionário por aproximação de Charef, mesmo apresentou o mesmo valor de sobressinal em comparação ao controlador clássico e fracionário, possui distorções um pouco menores em amplitude do que outros dois controladores explicitados, e mesmo com uma tendencia de tempo menor para acomodação.

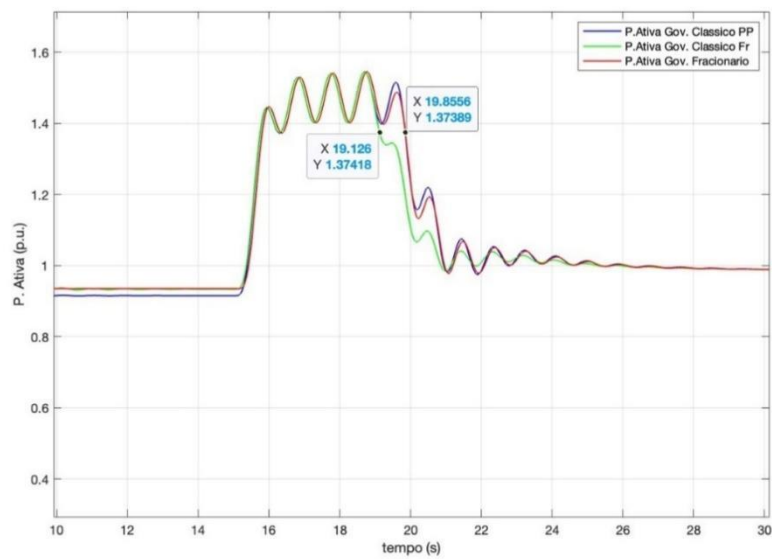
Figura 5.5.1 - Resposta da variável velocidade em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo isócrono.



Fonte: Figura do autor.

Com referência ao comportamento do sinal de potência ativa à variação à referência de velocidade, observa-se na no gráfico (Figura 5.5.2) que a resposta dos três controladores analisados possui o mesmo perfil de comportamento inicial com sobressinal similar. Contudo, o controlador de polo fracionário por aproximação de Charef apresentou uma rápida tendencia de acomodação em relação aos outros controladores. O sinal de potência oriundo da resposta do controlador fracionário apresentou uma ligeira diminuição amplitude e apresentando uma tênue defasagem em relação ao controlador clássico.

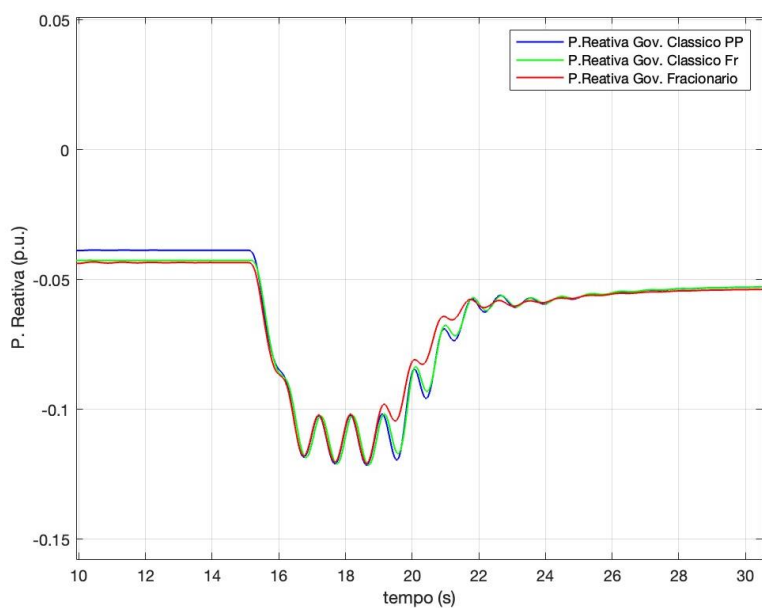
Figura 5.5.2 – Resposta da variável potência ativa em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo isócrona.



Fonte: Figura do autor

Em análise do comportamento da potência reativa (Figura 5.5.3) frente a variação de velocidade, o mesmo apresentou um sub sinal onde os controladores fracionários sejam eles por alocação de polos por FOPP ou aproximação de Charef, obtiveram uma melhor performance quando a rapidez de resposta ou rápida tendencia de acomodação em relação ao controlador clássico. O controle de tensão aplicado neste ensaio não possui controle fracionário associado, tendo a resposta de potência reativa sendo uma reação a variação da potência ativa.

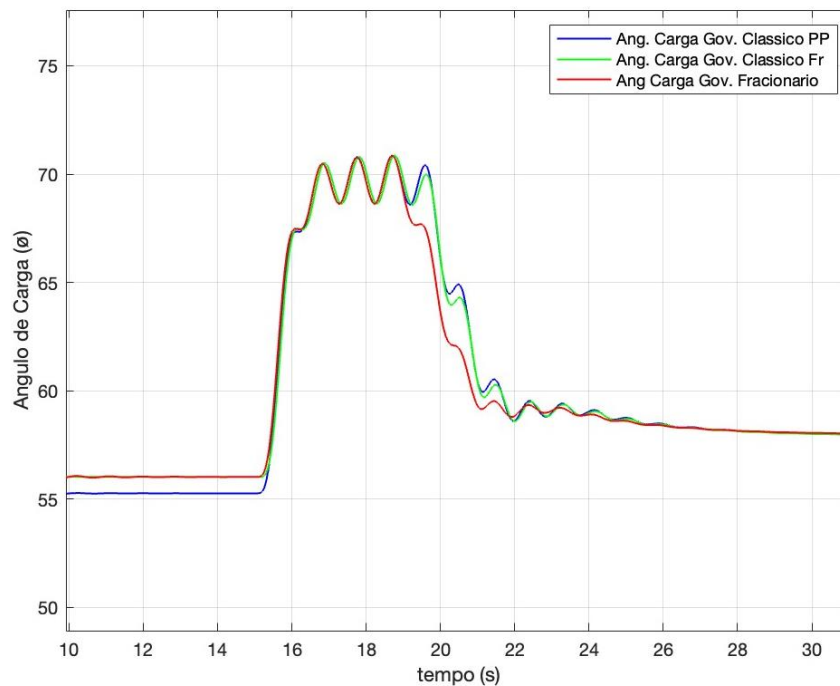
Figura 5.5.3 - Resposta da variável potência reativa em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo isócrona.



Fonte: Figura do autor.

Conjugando a análise das potências ativa e reativa, observa-se no gráfico (Figura 5.5.4) o comportamento do ângulo de carga frente a variação da referência de velocidade. O comportamento dos dois controladores fracionários apresentou uma resposta mais rápida em relação ao controlador clássico. No entanto o controlador fracionário sintonizado por FOPP apresentou um comportamento de atenuação mais rápida e com menor atenuação.

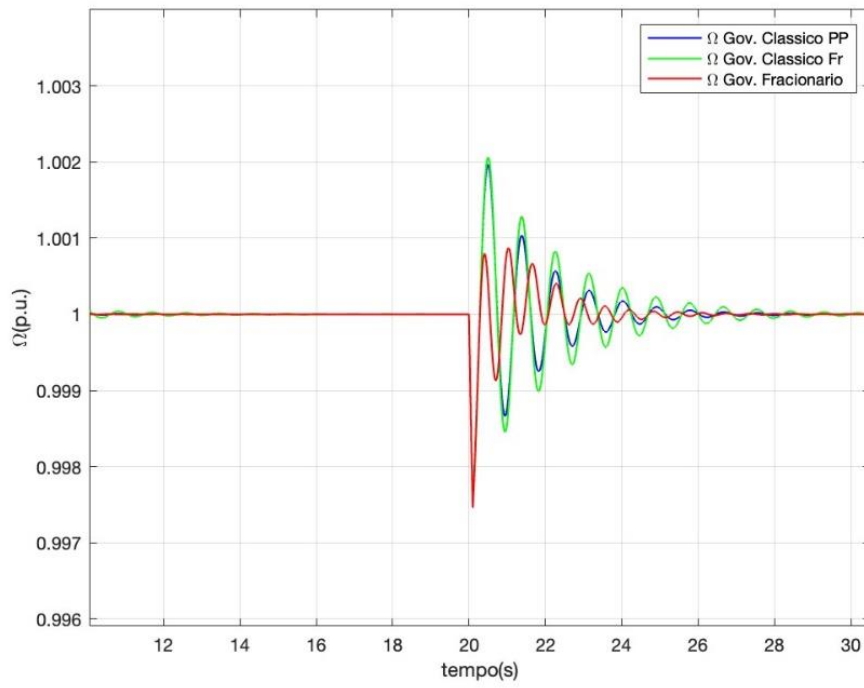
Figura 5.5.4 - Resposta da variável ângulo de carga em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo isócrona.



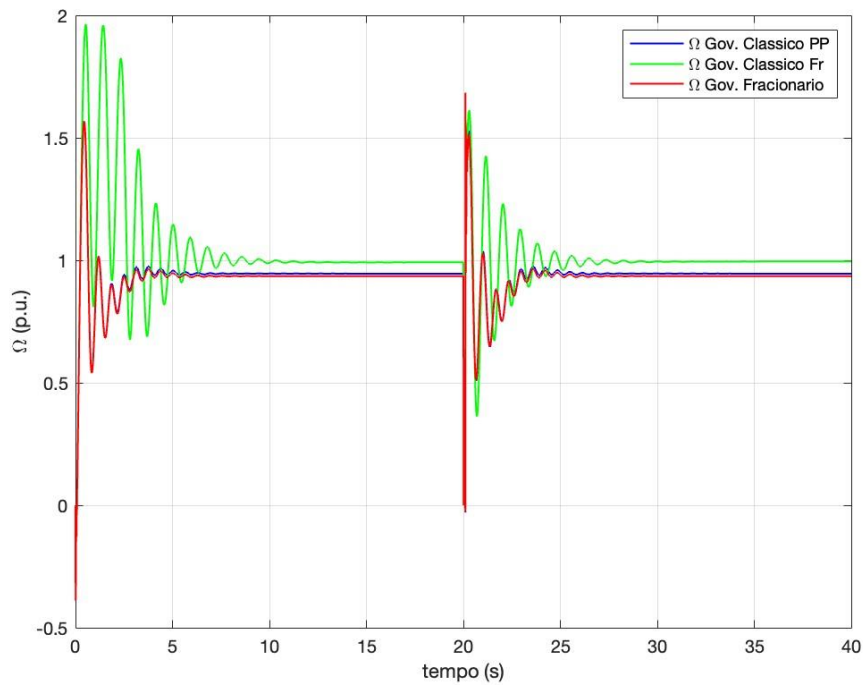
Fonte: Figura do autor

Visando a testar a robustez e resposta do controlador, simulando e inserindo condições reais de operação, aplicou-se neste modelo uma falta elétrica, caracterizada por um curto-circuito Fase-Terra (monofásica) e falta trifásica na saída do gerador síncrono. A falta é aplicada após estabilização do sistema no  $t = 20s$  com duração de  $0,1 s$  em ambos casos. Na condição de falta monofásica, observa-se nas três formas de controle, o governador clássico, fracionário e clássico com alocação de polos com aproximação de Charef apresentam um sub-sinal (*undershooting*) de  $0,997 p.u.$ , contudo o regulador fracionário apresentou uma resposta melhor em comparação aos outros controladores com um tempo de acomodação menor e um sobressinal atenuado conforme (Figura 5.5.5 a). O controlador clássico e o controlador clássico com polos fracionários e aproximação de Charef apresentaram a mesma resposta em fase e frequência, contudo observa-se um sobressinal menor no controlador clássico. Na condição de falta trifásica, observa-se um valor de sub-sinal com valor mais acentuado do que em relação à falta monofásica ( $0 p.u.$ ), o tempo de acomodação é similar ao da falta monofásica ( $5 s$ ) contudo observa-se ainda uma resposta oscilatória menor quando aplicado o controlador lead-lag fracionário com redução de Chareff (Figura 5.5.5 b).

Figura 5.5.5 - Comportamento da velocidade em falta monofásica (a) e trifásica (b) modo isócrona



(a)

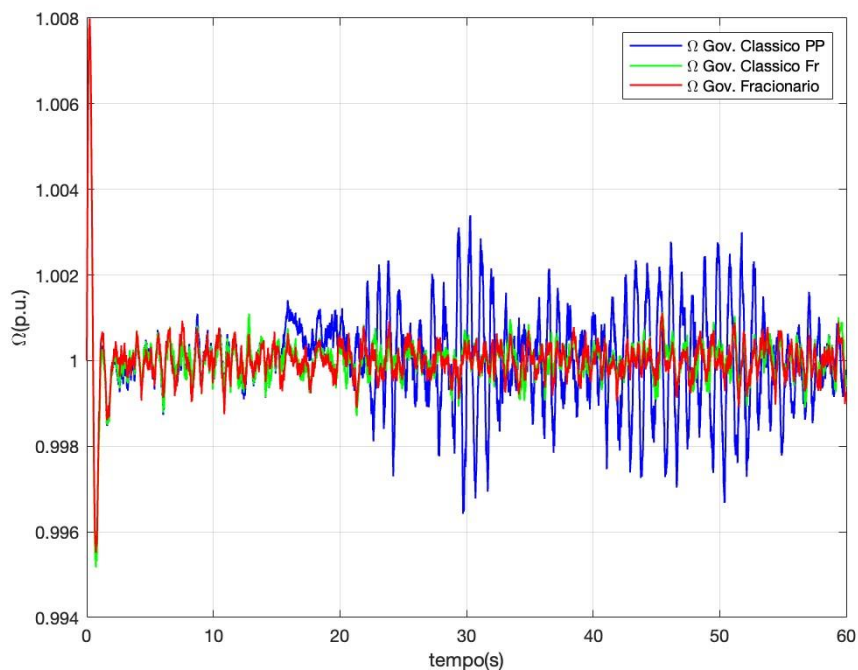


(b)

Fonte: Figura do autor.

Ainda visando a atestar os limites de estabilidade dos controladores, adicionou-se um ruído branco inicial de 0,0005 de *noise power* e implementou-se este sinal aplicando-se para as mesmas condições de ensaio em isócrono. O comportamento do sinal de velocidade face a inserção do ruído branco para o controle fracionário apresenta um valor de variação de amplitude menor em comparação a outros controladores clássicos e clássico com polos fracionários com redução de Charef. Este último com comportamento muito similar ao controlador fracionário (Figura 5.5.6). O controlador clássico no entanto apresentou grandes variações de amplitude. Dos valores de ruído aplicados de modo a determinar o valor mínimo para que o sistema ainda reagisse a um degrau unitário de excitação na entrada do sistema, observou-se que para o controle clássico e o de polos fracionários com aproximação de Charef é 0,0005. No entanto para o controle fracionário o valor é bem menor, o que o torna menos tolerável ao ruído, sendo este  $1 \cdot 10^{-9}$  de *noise power*.

Figura 5.5.6 - Comportamento velocidade com ruído branco modo isócrono

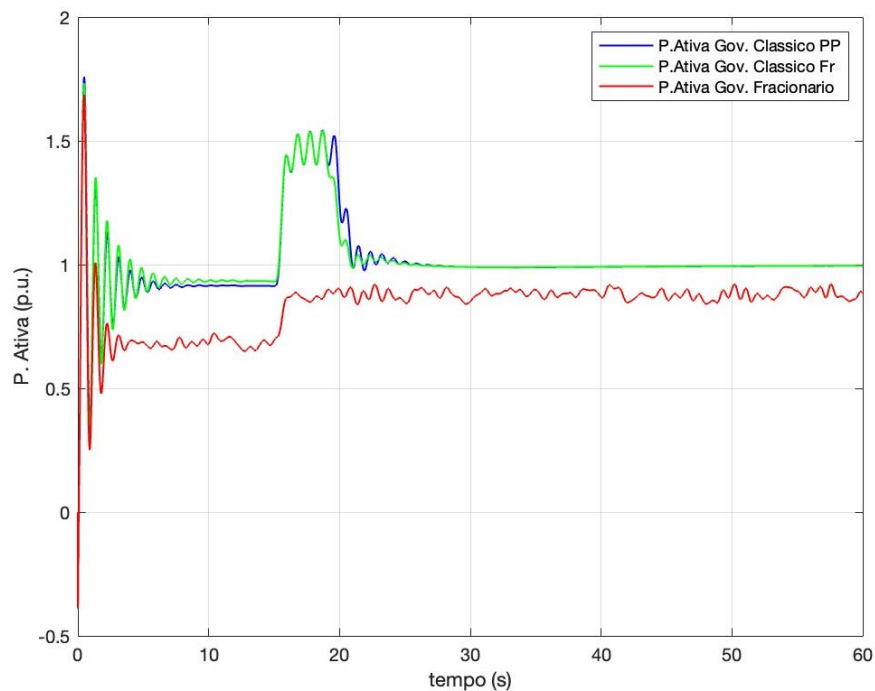


Fonte: Figura do autor

Aplicando-se um degrau de referência e velocidade de 1.1P.U. observamos que com a adição do sinal de ruído o controle fracionário possui uma resposta mais suave e com um sobresinal menor em comparação com outros dois controles (Figura 5.5.7).



Figura 5.5.7 - Comportamento potência ativa com ruído branco modo isócrono



Fonte: Figura do autor

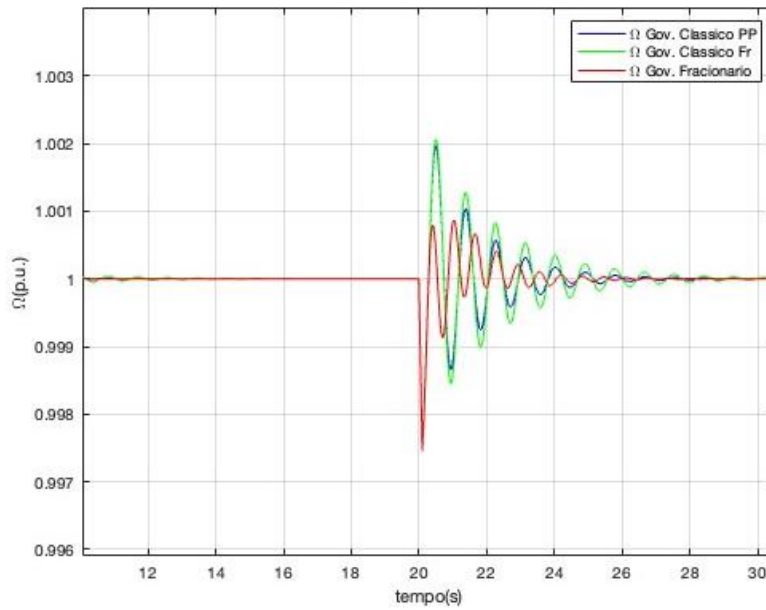
## 5.5.2 Variação de referência de velocidade em modo droop.

O teste com o sistema em modo *droop*, trata-se da variação do degrau na referência de velocidade, efetuando-se a inserção de velocidade de + 0,1 p.u. em  $t = 15$ s (segundos), conforme mostrado na figura (

Figura 5.5.8).

Na configuração *droop*, observa-se que o controlador fracionário FOFP apresenta um subsinal mais acentuado em relação aos outros controladores, porém um sobre sinal mais atenuado e rápida acomodação. O controlador clássico com polos fracionários e aproximação de Charef apresentou uma amplitude superior a todos outros controladores, estando em fase com o controle clássico.

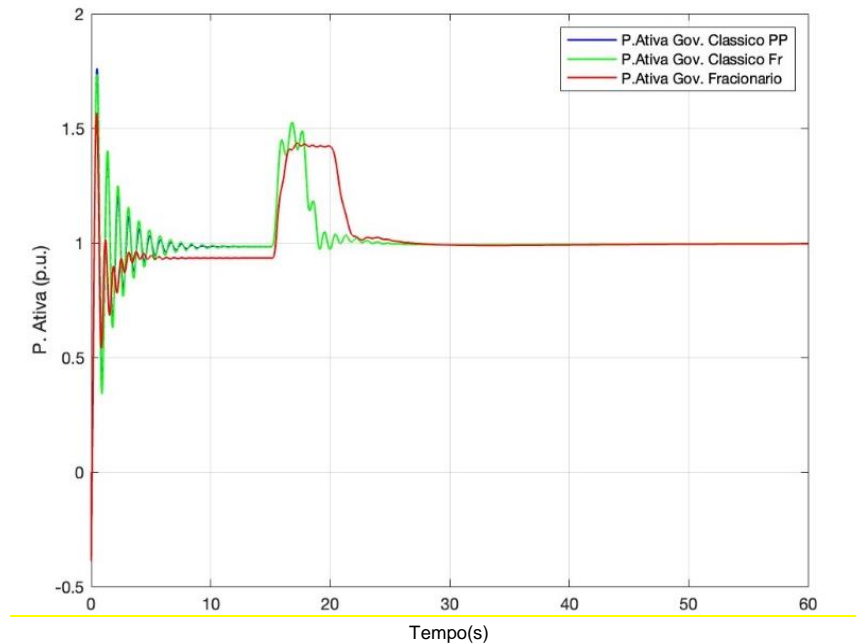
Figura 5.5.8 - Resposta da variável velocidade em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo droop.



Fonte: Figura do autor

Com referência ao comportamento do sinal de potência ativa à variação à referência de velocidade, observa-se na no gráfico (Figura 5.5.9) que o controlador fracionário desenvolve um sobre sinal menor em comparação aos controladores clássicos e o com alocação de polos com aproximação de Charef. Nota-se ainda que a resposta em potência ativa apresenta ser mais estável em comparação aos controladores clássicos e o com alocação de polos fracionários com aproximação de Charef.

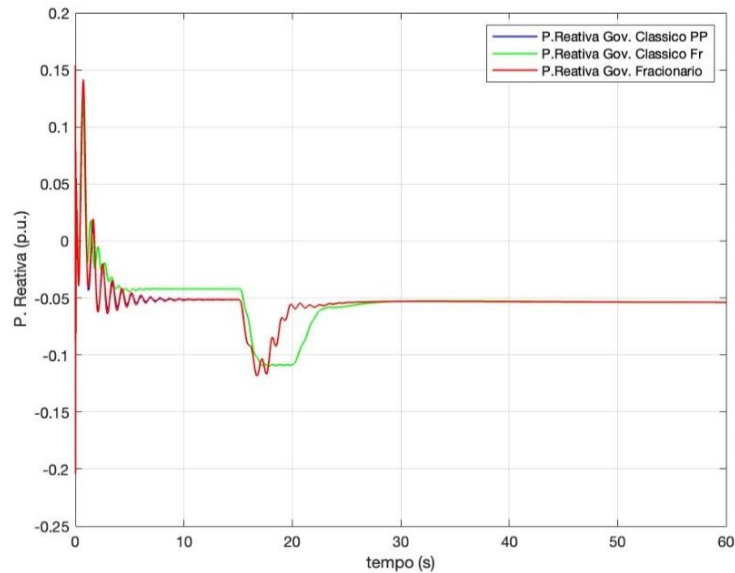
Figura 5.5.9 - Resposta da variável potência ativa em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo *droop*.



Fonte: Figura do autor

Em análise do comportamento da potência reativa (Figura 5.5.10), frente a variação de velocidade, o sinal associado ao controlador fracionário FOPP apresentou uma variação e sobre sinal mais acentuado em relação ao controlador clássico e o de polos fracionários com aproximação de Charef. Contudo o tempo de estabilização do controlador fracionário FOPP foi muito menor em comparação aos outros dois controladores.

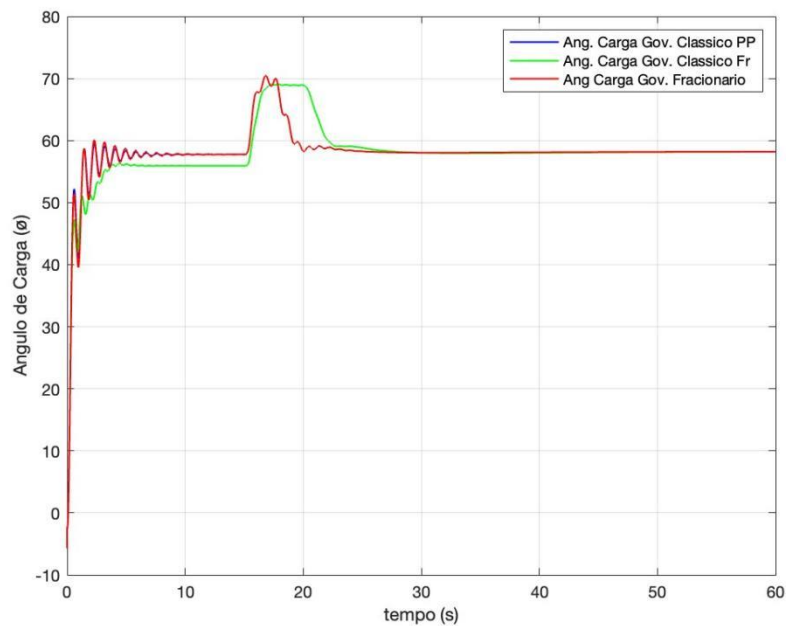
Figura 5.5.10 - Resposta da variável potência reativa em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo droop.



Fonte: Figura do autor

Conjugando a análise das potências ativa e reativa, observa-se no gráfico (Figura 5.5.11) o comportamento do ângulo de carga frente a variação da referência de velocidade. Nota-se ainda que a resposta da variação do ângulo de carga é mais rápida e o seu tempo de atenuação e estabilização é menor para a resposta da variável em fracionário FOPP. A variação do ângulo de carga em controle clássico e controle de alocação de polos fracionários com aproximação de Charef é igual estando ambos em fase, onde para este último, os polos fracionários com aproximação de Charef apresenta um menor distúrbio.

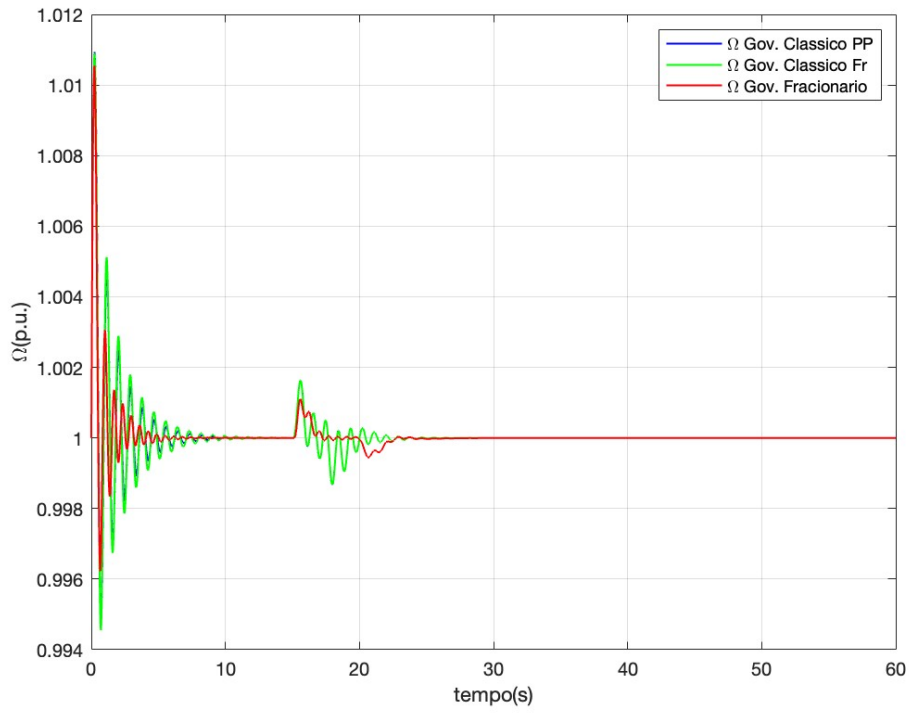
Figura 5.5.11 - Resposta da variável ângulo de carga em relação à variação do sinal de referência de velocidade em modo *droop*.



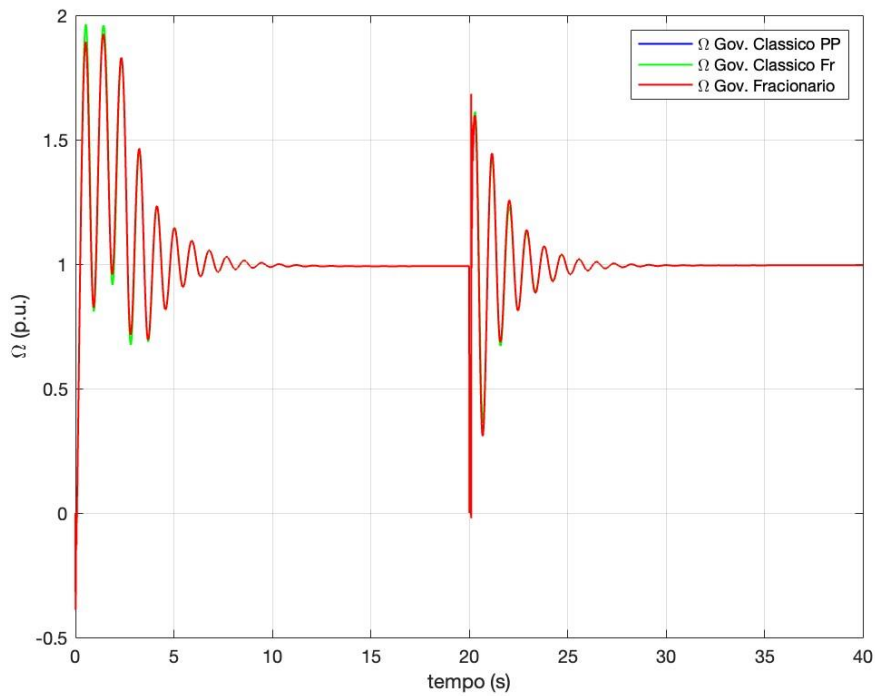
Fonte: Figura do autor

Visando a testar a robustez frente a condições reais de operação em modo *droop*, aplicou-se neste modelo uma falta elétrica, caracterizada por um curto-circuito monofásica (fase-terra) e trifásica na saída do gerador síncrono. Nos dois ensaios, é aplicada após estabilização do sistema no  $t = 20s$  com duração de  $0,1 s$ . A resposta dos controladores na falta monofásica o controlador fracionário resulta em um sub-sinal seguido de um curto tempo de acomodação (Figura 5.5.12 a). Os controladores clássico e clássico com polos fracionários possuem um acentuado transiente com sobressinal da ordem de  $1.001 p.u$  e resposta em fase, contudo observa-se no controlador clássico um sobressinal menor que o clássico com polos fracionários. Pra o ensaio em falta trifásica, observa-se comportamentos similares tanto no transiente, com acentuado sub-sinal ( $0 p.u$ ) e sobre-sinal com magnitude de  $1.7 p.u$ , bem como em fase.

Figura 5.5.12 - Comportamento da velocidade em falta monofásica (a) e falta trifásica (b) em modo droop



(a)

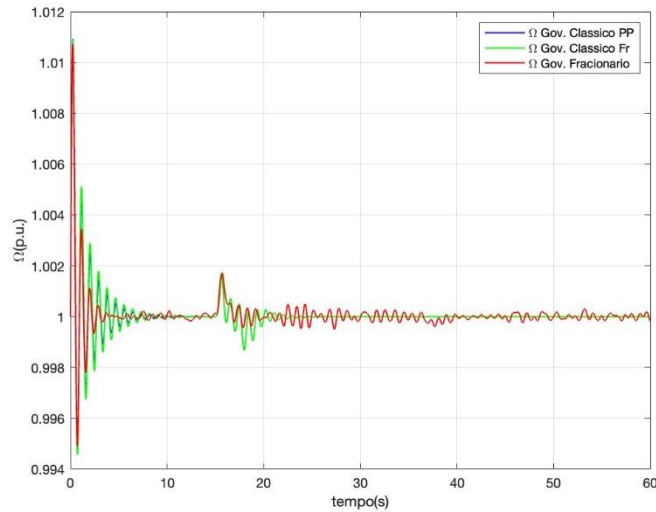


(b)

Fonte: Figura do autor

Ainda visando a testar os limites de estabilidade dos controladores, adicionou-se um ruído branco inicial de 0,0005 *de power noise* e implementou-se este sinal aplicando-se para as mesmas condições de ensaio em isócrono. O comportamento do sinal de velocidade face a inserção do ruído branco para o controle fracionário tendo a planta em modo *droop* apresenta um valor de variação de amplitude menor em comparação a outros controladores clássicos e clássico com polos fracionários com redução de Charef. Este último com comportamento muito similar ao controlador fracionário (Figura 5.5.13). Ainda em comparação ao modo isócrono, a amplitude e variação do sinal no modo *droop* é mais branda.

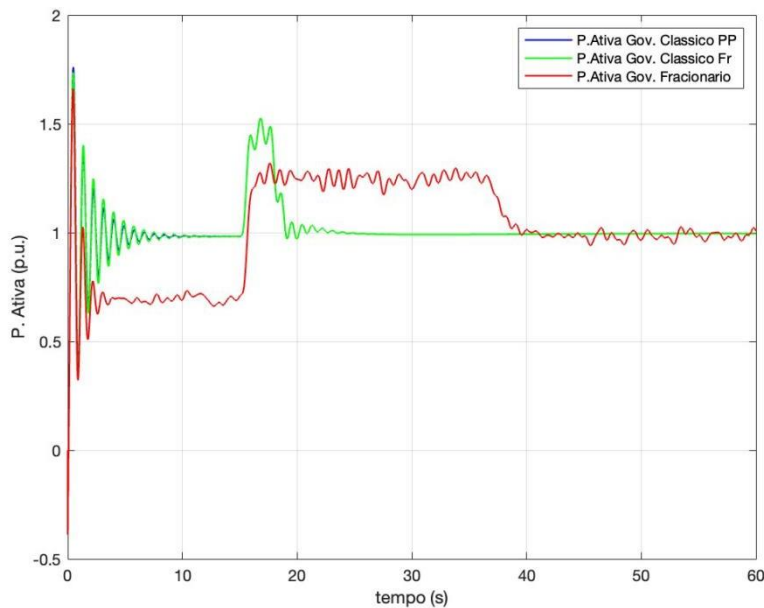
Figura 5.5.13 - Comportamento velocidade com ruído branco modo droop



Fonte: Figura do autor

Aplicando-se um degrau de referência e velocidade de 1.1P.U. observamos que com a adição do sinal de ruído o controle fracionário possui uma resposta mais suave e com um sobressinal menor em comparação com outros dois controles (Figura 5.5.14).

Figura 5.5.14 - Comportamento potência ativa com ruído branco modo droop



Fonte: Figura do autor

## 5.6 Índice de Desempenho

Para uma melhor análise das simulações realizadas, aplicou-se o cálculo dos índices de desempenho dos controladores analisados referenciando a análise sobre o erro e ao sinal de controle sendo representada conforme equações (4.36) a (4.39). A condição estudada é sobre resposta do sistema a um degrau de +0.1 p.u. sobre condição de velocidade ruidosa e sem ruído. Análise também aplicado na condição de falta trifásica, condição o qual gera acentuado distúrbio no sistema. Os valores declarados nas primeiras linhas representam o desempenho dos controladores com ausência de ruído, os segundos com presença de ruído, os terceiros com falta trifásica no sistema. Inicialmente, nota-se que o sistema com o compensador FOPSS fracionário de Ayres Junior com redução de Oustaloup e FOPSS Ayres Junior com redução de Chareff apresentam resultados muito próximos. Em todos os testes, com a inserção de degrau e aplicação de falta trifásica, o sistema com o FOPSS via alocação de polos de ordem fracionária via alocação de polos apresentou os melhores índice de desempenho, um menor erro e um menor esforço de controle.

Tabela 5.6.1 - Índice de Desempenho dos Controladores

ITAC							
		Droop			Isócrono		
		FOPSS Ayres Jr	FOPSS Chareff	Clássico PP	FOPSS Ayres Jr	FOPSS Chareff	Clássico PP
$\Delta P$ 0.1 PU	-	3.028	3.065	22.91	1.996	2.023	22.02
	Ruidoso	2.94	3.09	22.94	2.022	2	22
Falta Trifásica		2.994	3.065	22.94	2.022	2.022	22
ISC							
		Droop			Isócrono		
		FOPSS Ayres Jr	FOPSS Chareff	Clássico PP	FOPSS Ayres Jr	FOPSS Chareff	Clássico PP
$\Delta P$ 0.1 PU	-	0.45	0.469	26.24	0.1992	0.2045	24.25
	Ruidoso	0.44	0.48	26.31	0.204	0.2	24.2
Falta Trifásica		0.4483	0.4698	26.31	0.2045	0.2045	24.2
ISE							
		Droop			Isócrono		
		FOPSS Ayres Jr	FOPSS Chareff	Clássico PP	FOPSS Ayres Jr	FOPSS Chareff	Clássico PP
$\Delta P$ 0.1 PU	-	0.45	0.469	26.24	0.1992	2.023	24.25
	Ruidoso	0.44	0.48	26.31	0.204	2	24,2
Falta Trifásica		0.4483	0.4698	26.31	0.2045	0.2045	24,2
ITAE							
		Droop			Isócrono		
		FOPSS Ayres Jr	FOPSS Chareff	FOPSS Ayres	FOPSS Ayres Jr	FOPSS Chareff	Clássico PP
$\Delta P$ 0.1 PU	-	90.84	91.96	687.3	59.91	60.67	660.7
	Ruidoso	89.83	92.97	688.20	60.66	60	660
Falta Trifásica		89.83	91.96	688.20	60.66	60.66	660

Fonte: Tabela do autor

## 5.7 Comparativo econômico

Considerando-se os dados de projeto da turbina a gás em estudo, quando operando em potência nominal, o consumo de gás natural é de  $15.812 \text{ m}^3/\text{h}$ . Considerando-se os valores médio do valor de gás do campo de Urucu cerca de R\$  $0.33/\text{m}^3$  (CIGAS, 2024) tem-se um valor monetário horário de gás consumido de R\$ 86,97. Considerando-se uma jornada de operação de 50 mil horas, sendo o tempo estipulado pelo fabricante da turbina a gás como sendo um tempo médio para a troca dos combustores e demais peças conforme o perfil de operação desta termoeletrica, observa-se um custo acumulado de consumo de gás R\$4.348.300,00 neste período, valores estes não considerando impostos.

Com a análise do desempenho do controle fracionário em comparação ao controle clássico apresentado, observa-se uma redução média de 2 segundos na estabilização o que perfaz uma otimização do valor do custo do consumo de gás para o mesmo período operativo de R\$ 4.203.356,67. Isso resulta em uma redução de despesa de R\$144.943,33., conforme (Para critérios comparativos, em uma manutenção para troca dos combustores, considerando os recursos mobilizados além do próprio material, este valor perfaz cerca de 12% do valor desta manutenção

Tabela 5.7.1 - Análise impacto econômico da aplicação de controle fracionário.

Vazão em $[\text{m}^3/\text{h}]$	15.812
Potência [MW]	66
Valor do $\text{m}^3/\text{h}$ [R\$]	0,33
Valor diario consumo gas [R\$]	5.217,96
Valor horário de gas [R\$]	86,97
Custo acumulado após 50.000 h com controle clássico [R\$]	4.348.300,00
Redução média de equalização com controle fracionário [s]	2
Custo acumulado após 50.000 h com controle fracionário [R\$]	4.203.356,67
Redução [R\$]	144.943,33

Fonte: Tabela do autor



## 5.8 Conclusão

Neste capítulo descreve-se a metodologia de ensaios, demonstra-se os parâmetros operacionais utilizados e o ambiente de simulação e aplicou-se os distúrbios de referência de carga, observando a resposta dinâmica do sistema nos três tipos de controle: clássico, clássico com alocação de polos fracionários com aproximação de Charef e Fracionário com aproximação de Oustaloup. Referente à sintonia, aplicou-se sobre o controlador clássico *lead-lag* e de ordem fracionária FOPP a metodologia de Ayres Junior (AYRES JUNIOR et al., 2020) para buscar maior estabilidade ao controle. Utilizou-se também o modelo clássico de controle aplicado originalmente na planta utilizando aplicação de polos fracionaria com aproximação de Charef (CHAREF, 1992) e Ayres junior (AYRES JUNIOR et al., 2020). No ambiente de simulação aplica-se os ensaios em ambas as formas de controles (clássico e fracionário) por meio de um chaveamento, sendo possível observar seu comportamento dinâmico da velocidade, potência ativa, potência reativa e ângulo de carga o qual aplica-se os sinais de distúrbios (degrau de carga) e comparamos seu comportamento dinâmico em cada configuração de carga/frequência. Em todas as simulações aplicadas observou-se que o controlador fracionário oferta uma resposta mais rápida e é mais flexível em detrimento aos outros controladores comparados quer seja sobressinal ou tempo de estabilização. Ainda considerando as condições operacionais onde a planta se submete, simulou-se uma falta elétrica fase-terra por ser a de maior incidência em ambiente industrial (MARDEGAN, 2016) e inseriu-se um ruído branco de modo a buscar uma aproximação do perfil de sinal real de velocidade medida.

# Capítulo 6

## Conclusão

Efetuiu-se sintonia do *lead-lag* clássico e fracionário, aplicando para este último o método de Ayres Junior (AYRES JUNIOR et al., 2020) e redução de ordem. O estudo desta dissertação buscou efetuar um estudo comparativo entre o controlador clássico de avanço e atraso de fase (*lead-lag*) comumente utilizado na indústria, o controlador clássico com alocação de polos fracionários e controlador fracionário puro, sendo estes a proposição nova de controle.

Objetivou-se buscar melhoria na forma de controle da frequência/potência não somente buscando a estabilidade de geração, mas sobretudo, visando diminuir o tempo e quantidade de eventos em que a máquina se submete a condições de estresse térmico e consumo excessivo de gás quando nos regimes transitórios o que traz a médio e logo prazo uma economia quanto a dilatação do tempo entre manutenções e economia de consumo de gás.

Para este fim desenvolveu-se um compensador *lead-lag* de ordem fracionária aplicando-se um método analítico de sintonia, baseando-se nos valores de margem de fase margem de ganho em sistema de malha fechada e alocação de polos (*pole placement*). O controlador foi aplicado no lugar do governador de velocidade da planta de modo a buscar amortecer e estas oscilações e diminuir o tempo de estabilização do transitório.

Nas simulações efetuadas observou-se que o controlador fracionário utilizando o FOPSS desenvolvido pelo método de Ayres Junior (AYRES JUNIOR, 2014), denota uma resposta melhor ao distúrbio resultando em um baixo sobressinal e pouco tempo de acomodação em comparação com o controlador clássico e clássico com alocação de polos fracionários com aproximação de Charef. Para estes últimos, as respostas obtidas são muito próximas.

No desenvolvimento do estudo observou-se que para se alcançar uma maior aproximação do modelo real faz-se necessário buscar uma acuracidade no modelo da planta sobretudo nas variáveis físicas do conjunto real como tempos de transporte, momento de inercia e modelo do tempo de resposta de válvulas. A metodologia de Tavakoli (TAVAKOLI, 2009), auxilia a se obter uma boa aproximação utilizando apenas os valores operacionais reais, quando não se possui acessos aos valores de projeto ou originais de engenharia.

Analisando-se as simulações os quais se submeteu a entrada do sistema a um sinal ruidoso, observa-se que o controlador fracionário FOPPS via alocação de polos (FOPP) foi o que apresentou um desempenho superior aos outros controles (clássico e clássico com alocação de polos fracionários), contudo observou-se também que em determinadas amplitudes de sinal de ruído os controladores apresentam pequenas variações de amplitude.

Para as simulações de faltas elétricas fase-terra aplicados entre a saída da unidade geradora e a unidade consumidora, observou-se que o comportamento de recuperação do sinal de velocidade possui um melhor desempenho quando aplicado o controlador fracionário FOPPS via FOPP.

Correlacionando-se o comportamento dinâmico de melhor performance obtido nos ensaios com o controlador FOPPS via FOPP aplicado o método de Ayres Junior (AYRES JUNIOR, 2014), à variante estresse térmico e consumo de combustível,

podemos associar esta rápida resposta do controle, com curto período transitório e rápida estabilização que o com um cenário muito positivo que visa a evitar com que o sistema mecânico se submeta as condições de duradouras de tempo sobre alta temperatura, oriunda pelo sobressinal da válvula de combustível. Com isso faz-se possível otimizar o consumo de combustível.

Manutenções de turbinas a gás denotam em suas inspeções a análise da pertinência da troca de equipamentos internos da turbina. Havendo esta necessidade dilata-se o tempo de manutenção, o que caracteriza o aumento do tempo de indisponibilidade de planta frente a ONS e falta de faturamento durante o período de manutenção. Além deste fator o valor da manutenção frente a alocação de recursos técnicos e humanos (técnicos e engenheiros) bem como os recursos de montagem de desmontagem como guindaste, alocação de ferramentas e geradores a diesel fazem com que a parada para manutenção seja muito custosa, além do preço da própria peça a ser trocada.

Deste modo os custos de uma parada de manutenção podem ao longo de sua vida operacional facilmente chegar ao montante de algumas centenas de milhões de Reais. Obter uma sintonia de controle fracionário que oferte uma rápida resposta ao distúrbio, baixo sobressinal e curto tempo de acomodação e que ainda opere abaixo dos limites de proteção do controle, de fato pode se mostrar muito eficaz na dilatação de tempo de intervenção, tempo da execução da parada de manutenção e postergação segura das trocas de componentes. Aplicando-se a mesma linha de estudo e análise, o consumo de combustível e uma variável que esta associado diretamente ao estresse térmico.

Um controle o qual apresenta um elevado sobressinal e um longo período transitório (sinal este o qual equivale a demanda de abertura da valvula) fara termos um consumo maior de combustível. Ao sintonizarmos um controle que denote a correção destas características, sobretudo abaixo dos limitadores da malha de controle, promoverá a longo prazo uma substancial economia de consumo de gas.

## 6.1 Trabalhos Futuros

Para os trabalhos futuros sugere-se a aplicação deste modelo para mais de uma máquina em paralelo, implementado um sistema de *load sharing control* (controle e gerenciamento de geração e carga). Por se tratar de um modelo real baseado em uma metodologia de aquisição das variáveis deste modelo matemático (TAVAKOLI, 2009), apresenta-se muito interessante implementar em uma planta real, para obtenção de mais dados concretos para efeito de comparação.

Plantas didáticas em universidades como os que apresentam como turbina a gas e ou vapor (com o devido modelo matemático) podem ser um interessante e rica forma de controle de modo a possibilitar explorar tanto o estudo de controle quanto o comportamento dinâmico de uma máquina térmica em si.

# Referências

1. ANDRADE, Alan Sulato. **Máquinas Térmicas AT-101 – Notas de Aula**. Universidade Federal do Paraná, 2019.  
Disponível em: <http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/>. Acesso em 01/10/2022.
2. ANEEL. Agência Nacional de Energia Elétrica (2024). Disponível em [https://www.gov.br/aneel/pt-br/assuntos/noticias/2024/matriz-eletrica-brasileira-alcanca-200-gw#:~:text=Atualmente%20as%20tr%C3%AAs%20maiores%20fontes,Mineral%20\(1%2C75%25\)..](https://www.gov.br/aneel/pt-br/assuntos/noticias/2024/matriz-eletrica-brasileira-alcanca-200-gw#:~:text=Atualmente%20as%20tr%C3%AAs%20maiores%20fontes,Mineral%20(1%2C75%25)..) Acesso em: 08/03/2024.
3. AYRES JUNIOR, F.A.C., COSTA JUNIOR, C.T., MEDEIROS, R.L.P., BARRA JUNIOR, W., NEVES, C.C., LENZI, M.K., VERONEZE, G.D.M. **A Fractional Order Power System Stabilizer Applied on a Small-Scale Generation System**. In: Energies, vol. 11, 2052, August 2018. Doi: 10.3390/en11082052.
4. AYRES JUNIOR, F. A. de C.; BESSA, I. V.; PEREIRA, V. M. B.; SILVA FARIAS, N. J.; MENEZES, A. R.; MEDEIROS, R. L. P.; COSTA, C. T. (2020). **Fractional Order Pole Placement for a buck converter based on commensurable transfer function**. ISA Transactions. doi:10.1016/j.isatra.2020.07.034
5. AYRES JUNIOR, Florindo A. C. **Estratégias De Controle De Ordem Fracionária Aplicadas Ao Amortecimento De Oscilações Eletromecânicas Em Sistemas Elétricos De Potência**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal do Pará, [S.1.],2014.
6. BOICE, M. P., **Gas Turbine Engineering Handbook** – GPP Press& Elsevier, Butterworth-Heineman, 2002
7. BOICE, M. P., 2002. **Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants**. Asme Press, New York.
8. BONA, Samuel Felipe; RUPERT, Ernesto. **As Microturbinas e a Geração Distribuída** – Artigo An. 5. Enc.Energ.Meio Rural 2004 – UNICAMP, Campinas-SP, 2004

9. CALSAN, Marcelo. **Análise de Desempenho Dinâmico de Sistemas de Excitação para Geradores Síncronos em Plantas de Geração Distribuídas**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – UNICAMP, Campinas – SP, 2011.
10. CAMARGO, R. Figueiredo. OLIVEIRA, E. Capelas. **Cálculo Fracionário**. – Editora Livraria da Física, São Paulo. ISBN 978-85-7861-329-7 (2015).
11. CAMPOREALE, S. M; FORTUNATO, B; DUMAS, A. “**Non linear Simulation Model and Multivariable Control of a Regenerative Single Shaft Gas Turbine**”. Proceedings of the International Conference on Control Applications Hartford, CT, p.p 721-723 (1997).
12. CARVALHO, M. Dias de; OTTONI, José Eloy. **Introdução ao Cálculo Fracionário -com Aplicações**. Revista de Matemática de Ouro Preto. Periódicos UFOP. V.1 pp: 50-77 (2018) : 2237-8103.
13. CENAQUI, Thiago Carminatti. **Modelagem de Turbinas e Reguladores de Velocidade e Seus impactos na Simulação de Regulação Primária de Frequência**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro – COPPE Rio de Janeiro/RJ – 2018.
14. CHAREF, A; Charef, A., Sun, H.H., Tsao, Y.Y., and Onaral, B.. **Fractal System as Represented by Singularity Function**, IEEE Trans. on Automatic Control, Vol.37, No.9, pp.1465-1470, 1992.
15. CIGAS. **Tabela Tarifaria**. Disponível em <https://www.cigas-am.com.br/tabela-tarifaria-2023/2024> . Acesso em: 28/03/2024.
16. DE MELO, F. P. **Dynamic Models for Combined Cycle Plants in Power Systems Studies**. IEEE Transactions on Power Systems, Vol 9 N°3 (August), 1698-1708.(1994).
17. DOTA, Daniel. **Oscilação eletromecânicas de baixa frequência em SEE – (IT003). Notas de Aula**. (2016). Disponível em <https://www.dsee.fee.unicamp.br/~dotta/> .. Acesso em: 01, Agosto de 2022. Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Campinas/SP – (2016)
18. DUTRA, Alessandro F Araujo. **Padronização de modelos matemáticos de turbinas térmicas em ciclo combinado para estudos de transitórios eletromecânicos**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - UNIFEI, Itajubá-MG, 2006

19. EPE. Empresa Brasileira de Pesquisa Energética (2022). Disponível em <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em: 28, julho de 2022., 2015
20. FERREIRA, Bruno Manhães. **Modelagem de plantas de ciclo combinado para simulação integrada de transitórios eletromecânicos e termodinâmicos**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - UFRJ/ COPPE, Rio de Janeiro-RJ, 2015.
21. FRANKLIN, Erik de Moraes. **Notas de Aula: ES672 Sistemas fluido térmicos**. Depto UNICAMP. Campinas/SP 2014.
22. GALEGO, Antonio Garrido; MARTINS, Gilberto; GALLO, Waldir L.R.. Emissões de Nox em Turbinas a Gás: Mecanismos de Formação e Algumas Tecnologias de Redução. – Universidade Metodista de Piracicaba (2000). Revista de Ciencia & Tecnologia 15 – Junho 2000 pp 13 a 22.
23. HANNET, L N.; GEE, G.; FARDANESH, B. “A Governor Turbine Model for a Twin-Shaft Combustion Turbine. IEEE Transaction on Power Systems, Vol. 10, n°01 (February) (1995).
24. HASHMI, Mohamed Baqir; LEMMA, Tamiru Alemu; KARIM, Z.A. Abdul. **Investigation of the Combined Effect of Variable Inlet Guide Vane Drift, Fouling, and Inlet Air Cooling on Gas Turbine Performance**. Artigo Pesquisa. MPDI , Basel, Switzerland. MDPI Journal - Entropy Section 2019 – 21, 1186; doi: 10.3390/e21121186.
25. HASKELL, R.W. **GE Turbine Compressor Operating Environment and Material Evaluation – GE Power Generation Reference Library**. 1989.
26. HORLOCK, J. H., **Advanced Gas Turbine Cycles**. Elsevier. Cambridge, U.K. ISBN: 0-08-044273-0, 2003
27. HUNG, W.W., **Dynamic Simulation of Gas turbine Generating Unit**. IEEE Proceedings-C, Vol 138 N°4 (1991), p.p 342-350.
28. JORGE, Luiz Mario de M.; DE OLIVEIRA, Gustavo Piras; JORGE, Regina Maria Matos; GIUDICE Reinaldo. **Determinação e análise das constantes de tempo de um sensor anelar de temperatura em leito fixo**. Acta Scientiarum Technology – v.25, n° 1, pp 9-15, 2003. Maringá/PR. Universidade Estadual de Maringá (UEM)

- (2003). Universidade de São Paulo (USP) (2003). Universidade Federal do Paraná (UFPR) (2003).
29. KUNDUR, P., **Power system stability and control**. New York: McGraw-Hill Professional, 1994.
30. LANDAU, Ioan D.; ZITO, Gianluca. **Digital Control Systems: Design, Identification and Implementation**. [S.l]: Springer, 2006.
31. LIPTAK Bela G. **Instrument engineer's handbook. Process measurement and analysis**. Volume I. Boca Raton: ISA Press and CRC Press (1985) - ISBN 0-8493-1083-0.
32. LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R., **Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**, 1 ed. Editora Interciência, 2004.
33. MARDEGAN, Claudio Sergio. Revista Eletrônica O setor Eletrico, Facilulo 131, Capítulo XII, Dezembro de 2016, disponível em [https://www.osetoelettrico.com.br/wp-content/uploads/documentos/fasciculos/Ed-131\\_Fasc%C3%ADculo\\_Cap%C3%ADtulo-XII-Curto-circuito-para-a-seletividade.pdf](https://www.osetoelettrico.com.br/wp-content/uploads/documentos/fasciculos/Ed-131_Fasc%C3%ADculo_Cap%C3%ADtulo-XII-Curto-circuito-para-a-seletividade.pdf)  
Acesso em 01/02/2023.
34. MATRIZ ENERGÉTICA E ELÉTRICA. **Empresa de Pesquisa Energética**, 2022. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em: 06, Outubro de 2022.
35. MENDES, P. P. C. HADDAD, J. **Dinâmica dos Sistemas Elétricos – Controle Automático de Geração**. Apostila – Escola Federal de Engenharia de Itajubá EFEL. Itajubá/MG. (1999).
36. MONJE, Concepción A.; CHEN, YangQuan; VINAGRE, Blas M.; XUE, Dingyu; FELIU-BATLLE, Vicente. **Fractional-order Systems and Controls, Fundamentals and Applications**. [S.l.]: Spring-Verlag London, 2010. ISBN 978-1-84996-334.
37. MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.: **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 8º Edição. LTC. 2018.
38. NISE, Norman S. **Engenharia de Sistemas de Controle**. 6. ed. [S. l.]: LTC,

2012. ISBN 9788521621355.
39. NOGUEIRA, F.G., BARRA, W., COSTA, C.T., MORAES, A.R.B., GOMES, M. C. M., LANA, J.J. **Design and experimental evaluation tests of a Takagi–Sugeno power system stabilizer**. in IET Generation, Transmission & Distribution, vol. 8, no. 3, pp. 451-462, Março 2014. Doi: 10.1049/iet-gtd.2013.0099.
40. NOGUEIRA, F.G., BARRA JUNIOR, W., COSTA JUNIOR, C.T., LANA, J.J., **LPV-based power system stabilizer: Identification, control and field tests**. Control Engineering Practice, vol. 72, pp. 53-67, Março 2018. Doi: 10.1016/j.conengprac.2017.11.004.
41. ONS. Procedimento de Rede – Submódulo 3.6 – **Requisitos Técnicos Mínimos para a Conexão às Instalações de Transmissão. Operador Nacional do Sistema (ONS)**, Rev. 2019.08 (2019).
42. ONS. Procedimento de Rede – Submódulo 10.6 – **Controle de Geração. Operador Nacional do Sistema (ONS)**, Rev. 2016.12.
43. ONS. Plano da Operação Energética PEN 2022 – 2026, 2022. Disponível em : [http://www.ons.org.br/AcervoDigitalDocumentosEPublicacoes/ONS\\_PEN\\_2022\\_Revisao\\_05092022.pdf#search=PEN2022](http://www.ons.org.br/AcervoDigitalDocumentosEPublicacoes/ONS_PEN_2022_Revisao_05092022.pdf#search=PEN2022). Acesso em: 06, setembro de 2022
44. PASSARO, Mauricio. **Modelagem de Turbinas a Gás e sua Aplicação em Programas de Simulação de Transitórios Eletromecânicos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá EFEI – Itajubá/MG (2002).
45. POWELL, J. David Powell; FRANKLIN, Gene F.; EMANI-NAEINI, Abbas. **Sistemas de Controle para Engenharia**. 6. Ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. ISBN 9788582600672.
46. RAMOS, Ricardo Alan Verdú. SILVA, João Batista Campos. **Máquinas Hidráulicas e Térmicas**. Apostila Disciplina de Máquinas Térmicas. UNESP – Ilha Solteira/SP, agosto de 2009
47. ROLLS-ROYCE. **The Jet Engine (1996)**. Derby, UK: Rolls-Royce Limited - ISBN 0 902121 2 35
48. ROWEN, W. I. **Simplified Mathematical Representations of Single Shaft Gas**



- Turbines in Mechanical Drive Service.** Turbomachinery International, (July/August), p.p 26-32 (1992).
49. ROWEN, W. I. **Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines.** Transactions of the ASME, Vol 105 (October), p.p 868-869.(1983)
50. SANTOS, N. O.; **Termodinâmica Aplicada as Termoelétricas: Teoria e Prática.** Interciência. 2000
51. SILVA, Claudia Sabrina Monteiro da. **Implementação de estratégia de controle de ordem fracionária aplicadas ao amortecimento de oscilações eletromecânicas em um sistema de geração em escala reduzida.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Amazonas UFAM- Manaus/AM. (2022).
52. SAUER, Peter W.; PAI, M. A. **Power System Dynamics and Stability: With Synchrophasor Measurement and Power System Toolbox.** 2. ed. [S. l.]: Wiley-IEEE Press, 2018.
53. SCHOBEIRI, M. T.; **Digital Computer Simulation of the dynamic Operating Behaviour of Gas Turbine.** BBC – Brown Boverly Company Review, (March), p.p. 161-174 (1987)
54. SCHOBEIRI, M.T.; **Generic, Modularly Sctructured Computer Code for Simulation of Dynamic Behavior of Aero and Power Generator Gas Tuirbine Engines.** Transactions of the ASME, Vol 116 (July), p.p 483-494.(1994)
55. SNGH, Prabhat.; KAURASE, Kalpit P. **Study of Vigv in Axial-Flow Compressor with Special Emphasis on Climate Change.** MATS UNIVERSITY, CG, India. 2016 Artigo de Pesquisa in.: Volume 6, Issue 6, IJESC -International Journal of Engineering Science and Computing DOI 10.4010/2016.1780 ISSN 2321 3361-
56. SOARES, Claire. **Gas Turbine: A Handbook of Land, Sea and Air Aplication.** Condensed Extract. Butterworth Heinemann Press and McGraw Hill. Chapter 1.1, 1989
57. TAVAKOLI, Reza B. M.; VAHIDI, B.; GAWLIK, W. **An Educational Guide to Extract the Parameters of Heavy-Duty Gas Turbines Model in Dynamic Studies Based on Operational Data.** IEEE Transactions on Power Systems, Vol 24 Number 3 August 2009.p.p 1366-1374 - (2009).
58. VALÉRIO, Duarte; COSTA, José Sá. **An Introduction to Fractional Control.**

- London, UK: The Institution of Engineering and Technology – IET, 2013. ISBN 978-1-84919-545-4.**
59. VIEIRA, X. F., **Operação de Sistemas de Potência com Controle Automática de Geração.** Rio de Janeiro, Editora Campus Eletrobrás, 1984.
60. YANG, Won Young; CHANG, Tae G.; SONG, Ik H.; HEO, J.; JEON, Won G.; LEE, Jeong W.; KIM, Jae K. **Signals and Systems with MATLAB.** [S.l.], 2009
61. WIKA, Instrumentos de medição. Catálogo eletrônico de produtos disponível em [https://www.wika.com.br/products\\_pt\\_br.WIKA?subnav=2](https://www.wika.com.br/products_pt_br.WIKA?subnav=2)  
Acesso em 06/11/2022.
62. WOODWARD, Governor Company, **Governing Fundamentals and Power Management.** Manual 26260. (2004) – Fort Collins/CO – USA