

Universidade Federal de Juiz de Fora
Faculdade de Engenharia
Departamento de Energia Elétrica

Richard Anderson Dias Neves

**Utilização de controle PI na regulação secundária de turbinas hidráulicas para análise
de comportamento carga frequência**

Juiz de Fora

2022

Richard Anderson Dias Neves

Utilização de controle PI na regulação secundária de turbinas hidráulicas para análise de comportamento carga frequência

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Energia Elétrica da Universidade Federal de Juiz de Fora , como requisito parcial para a conclusão do curso de graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Juiz de Fora.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Haruiti Anzai

Juiz de Fora

2022

Ficha catalográfica elaborada através do Modelo Latex do CDC da UFJF
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Neves, Richard A. D. .

Utilização de controle PI na regulação secundária de turbinas hidráulicas
para análise de comportamento carga frequência / Richard Anderson Dias
Neves. – 2022.

73 f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Haruiti Anzai

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal de Juiz de Fora,
Faculdade de Engenharia. Departamento de Energia Elétrica, 2022.

1. Regulação secundária. 2. Controle PI. 3. Turbina hidráulica. 4.
Carga frequência. 5. Operação de redes elétricas. I. Anzai, Alexandre H.,
orient.

Richard Anderson Dias Neves

Utilização de controle PI na regulação secundária de turbinas hidráulicas para análise de comportamento carga frequência

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Energia Elétrica da Universidade Federal de Juiz de Fora , como requisito parcial para a conclusão do curso de graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Juiz de Fora.

Aprovada em 02-03-2022:

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Alexandre Haruiti Anzai, D.Sc. - Orientador
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. João Alberto Passos Filho, D.Sc
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Daniel de Almeida Fernandes, D.Sc
Universidade Federal de Juiz de Fora

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Anderson e Aparecida, que me apoiaram nessa jornada e me deram o devido suporte quando precisei. Aos meus familiares e amigos que me apoiaram e que tornaram esse momento da minha vida mais leve.

Agradeço a Universidade Federal de Juiz de Fora e aos professores pela oportunidade de aprendizado.

“Quem quiser remar contra a maré, tem que remar muito mais forte”
(Humberto Gessinger)

RESUMO

A demanda de energia elétrica cada vez maior exige uma maior atenção para com a estabilidade de frequência do Sistema Elétrico de Potência, devido a este fato, exige-se uma maior atenção ao comportamento ou a algum sistema de manutenção da estabilidade de frequência no comportamento do sistema devido a solicitação de demanda. No que tange o controle das máquinas síncronas que fornecem energia ao sistema, este presente trabalho irá focar no sistema de controle de carga e frequência nas turbinas hidráulicas, devido a grande importância de usinas hidroelétricas inseridas no sistema, visto que esse tipo de usina é bastante comum no SIN (Sistema Interligado Nacional) onde garante maior robustez na operação do sistema.

Palavras-chave: Carga frequência. Controle PI. Operação de redes elétricas. Regulação secundária. Turbina hidráulica.

ABSTRACT

The increasing demand for electrical energy requires greater attention to the frequency stability of the Electric Power System, due to this fact, greater attention is required to the behavior or to some system that maintains the stability of frequency in the behavior of the system due to request of demand. Regarding the control of the synchronous machines that supply energy to the system, this present work will focus on the load and frequency control system in the hydraulic turbines, due to the great importance of hydroelectric plants inserted in the system, since this type of plant is quite common in the NIS (National Interconnected System) where it guarantees greater robustness in the operation of the system.

Key-words: Frequency load. PI control. Operation of electrical networks. Secondary regulation. Hydraulic turbine.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Porcentagem dos valores acumulados de geração no SIN (12/01/2022 às 23:30)	15
Figura 2 – Curva de carga (MW) em um dia útil (12/01/2022 às 23:30)	15
Figura 3 – Curva de geração hidráulica (MW) em um dia útil (12/01/2022 às 23:30)	16
Figura 4 – Curva de geração térmica (MW) em um dia útil (12/01/2022 às 23:30)	16
Figura 5 – Auto-regulação e coeficiente de amortecimento D	20
Figura 6 – Diagrama de bloco do modelo de pequenas perturbações	28
Figura 7 – Resposta ao degrau da variação da frequência no tempo	29
Figura 8 – Resposta ao degrau da variação da carga no tempo	30
Figura 9 – Esquemático de uma planta hidroelétrica	33
Figura 10 – Resposta ao degrau unitário de abertura da válvula	37
Figura 11 – Esquemático do regulador centrífugo de James Watt	38
Figura 12 – Diagrama de blocos do regulador isócrono	40
Figura 13 – Resposta a um degrau de carga do regulador isócrono	40
Figura 14 – Diagrama de blocos do regulador com queda de velocidade	41
Figura 15 – Diagrama de blocos do regulador com queda de velocidade simplificado	42
Figura 16 – Erro de frequência para degrau de carga com o regulador isócrono . . .	42
Figura 17 – Característica estática do regulador Speed Droop	43
Figura 18 – Sistema em malha fechada	48
Figura 19 – Controlador PI paralelo	50
Figura 20 – Sistema 1 em malha fechada com ganho crítico	52
Figura 21 – Oscilações sustentadas	53
Figura 22 – Sistema 2 em malha fechada com ganho crítico	55
Figura 23 – Oscilações sustentadas do sistema 2	56
Figura 24 – Degrau de carga do sistema 1	60
Figura 25 – Inserção dos ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 1 . .	60
Figura 26 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 1 - Δf	61
Figura 27 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 1 - ΔP_m	61
Figura 28 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 1 - ΔA	62
Figura 29 – Lugar das Raízes com ganhos inseridos - sistema 1	63
Figura 30 – Degrau de carga do sistema 2	64
Figura 31 – Inserção dos ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 2 . .	64
Figura 32 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 2 - Δf	65

Figura 33 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 2 - ΔP_m	65
Figura 34 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 2 - ΔA	66
Figura 35 – Inserção dos ganhos ajustados do sistema 2	67
Figura 36 – Resposta ao degrau de carga para ganhos ajustados do sistema 2 - Δf	67
Figura 37 – Resposta ao degrau de carga para ganhos ajustados do sistema 2 - ΔP_m	68
Figura 38 – Resposta ao degrau de carga para ganhos ajustados do sistema 2 - ΔA	68
Figura 39 – Lugar das Raízes com ganhos inseridos - sistema 2	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tipos de turbinas hidráulicas:	31
Tabela 2 – Regra de sintonia de Ziegler-Nichols (segundo método):	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ONS	Operador Nacional do Sistema
SEP	Sistema Elétrico de Potência
SIN	Sistema Interligado Nacional

LISTA DE SÍMBOLOS

P_{nom}	Potência nominal;
P_{base}	Potência base;
P_m	Potência mecânica;
f_0	Frequência de referência.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	MOTIVAÇÕES	14
1.2	OBJETIVOS	17
1.3	ESTRUTURAÇÃO	17
2	CONCEITOS PRINCIPAIS	18
2.1	FUNDAMENTOS DA TEORIA DE CONTROLE	18
2.1.1	Função de transferência	18
2.1.2	Diagrama de blocos	18
2.1.3	Método do Lugar das raízes	18
2.1.4	Especificações de desempenho	19
2.1.4.1	Compensação do sistema	19
2.2	BLOCOS DO SISTEMA DE POTÊNCIA	19
2.2.1	Inércia do rotor e carga	19
2.2.1.1	Auto-regulação	20
2.2.2	Equação de Balanço	21
2.2.2.1	Modelo de pequenas perturbações da equação de balanço	24
2.2.3	Turbinas hidráulicas	31
2.2.3.1	Tipos de turbinas hidráulicas	31
2.2.3.2	Princípio de Bernoulli	31
2.2.3.3	Modelagem da turbina hidráulica	32
2.2.4	Regulador de velocidade	37
2.2.4.1	Regulador isócrono	37
2.2.4.2	Regulador com queda de velocidade (Speed Droop)	40
2.2.5	Característica estática dos reguladores	42
2.2.6	Estatismo	44
2.2.6.1	Relação entre o ajuste do regulador Speed Droop e o estatismo	44
2.2.7	Regulação primária	45
2.2.8	Regulação secundária	45
2.3	ESTABILIDADE	45
2.3.1	Estabilidade de frequência	46
2.3.2	Estabilidade angular	46
2.3.3	Estabilidade de tensão	46
3	METODOLOGIA PROPOSTA	48
3.1	DEFINIÇÃO	48

3.1.1	Critérios de desempenho	49
3.1.1.1	Tempo de acomodação	49
3.1.1.2	Máximo sobressinal	49
3.1.2	Controlador PI	50
3.2	RESOLUÇÃO ATRAVÉS DO MÉTODO	51
3.2.1	Sistema 1	51
3.2.2	Sistema 2	54
3.3	PASSOS DA METODOLOGIA	57
3.3.1	1° Passo:	57
3.3.2	2° Passo:	57
3.3.3	3° Passo:	57
3.3.4	4° Passo:	58
3.3.5	5° Passo:	58
3.3.6	6° Passo:	58
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	59
4.1	RESULTADOS SISTEMA 1	59
4.1.1	1° Passo:	59
4.1.2	2° Passo:	59
4.1.3	3° Passo:	59
4.1.4	4° Passo:	59
4.1.5	5° Passo:	62
4.1.6	6° Passo:	62
4.2	RESULTADOS SISTEMA 2	62
4.2.1	1° Passo:	62
4.2.2	2° Passo:	63
4.2.3	3° Passo:	63
4.2.4	4° Passo:	63
4.2.5	5° Passo:	63
4.2.6	3° Passo:	66
4.2.7	4° Passo:	67
4.2.8	5° Passo:	69
4.2.9	6° Passo:	69
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	70
5.1	CONCLUSÕES	70
5.2	TRABALHOS FUTUROS	70
	REFERÊNCIAS	72

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÕES

A Operação de um Sistema Elétrico de Potência (SEP) envolve estudos complexos para garantir operação e planejamento adequados. A matriz elétrica brasileira é composta predominantemente por usinas hidroelétricas, complementadas pela geração termoelétrica, o que permite a centralização da operação do sistema e simplifica o planejamento da operação, visto que ambas têm uma tendência de gerar energia firme, utilizarem geradores síncronos, além de serem bastante conhecidas e estudadas (ONS, 2021d) (EPE, 2021b).

Neste presente trabalho, o foco do estudo está direcionado na Operação do Sistema Elétrico de Potência, mais especificamente em análise do comportamento do sistema de controle de frequência quando cargas são introduzidas no sistema. Atualmente, o maior montante de energia elétrica gerada em solo brasileiro ainda é originário das hidroelétricas e termoelétricas (EPE, 2021a). Dado o contexto apresentado, o enfoque será dado na Operação de turbinas utilizadas em usinas hidroelétricas, onde a atuação na admissão de água destas turbinas nos permite controlar a frequência do sistema de forma que a mesma permaneça em um valor constante, frente a perturbações na carga.

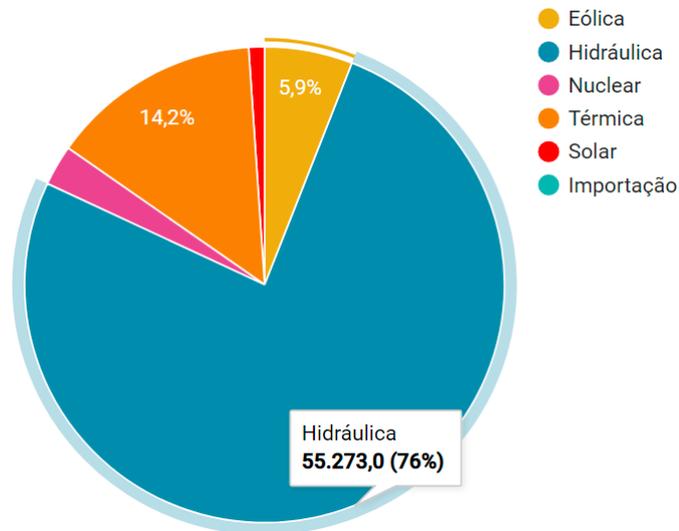
A Operação pode ser estudada através de modelos dinâmicos estruturados em diagrama de blocos das funções de transferência dos dispositivos. Neste trabalho, o enfoque do estudo está direcionado para a análise da regulação secundária das turbinas hidráulicas, onde a estrutura do controlador adotado será o controlador PI (Proporcional Integral), o qual nos permitirá avaliar a estabilidade de frequência através da resposta no tempo do sistema em malha fechada devido a perturbações na forma de degraus de carga. Os efeitos da instabilidade de frequência podem afetar negativamente a qualidade da energia no sistema elétrico. Uma análise da margem de acomodação da frequência, considerando os efeitos das solicitações de carga, é realizada em (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1994), atestando a relevância do tema abordado.

Cronologicamente o problema de estabilidade de frequência, foi o primeiro a ser estudado e explorado. A análise do controle de frequência do sistema não tem recebido muita atenção pois a maior parte dos problemas identificados já foi resolvida e como foram feitas muitas análises sobre o tema pouco sobrou para ser explorado em termos de tema de pesquisa (BAUMAN; HAHN; METCALF, 1954) (CONCORDIA; KIRCHMAYER, 1954) (WILLEMS, 1974). Porém, com a crescente inserção das fontes intermitentes na matriz elétrica, como geração eólica e geração fotovoltaica, este tema tem sido novamente visado, afim de possibilitar estudos envolvendo tais fontes.

A matriz elétrica brasileira é suprida majoritariamente por hidroelétricas e termoelétricas, com uma participação relativamente menor, porém crescente, de outras fontes de

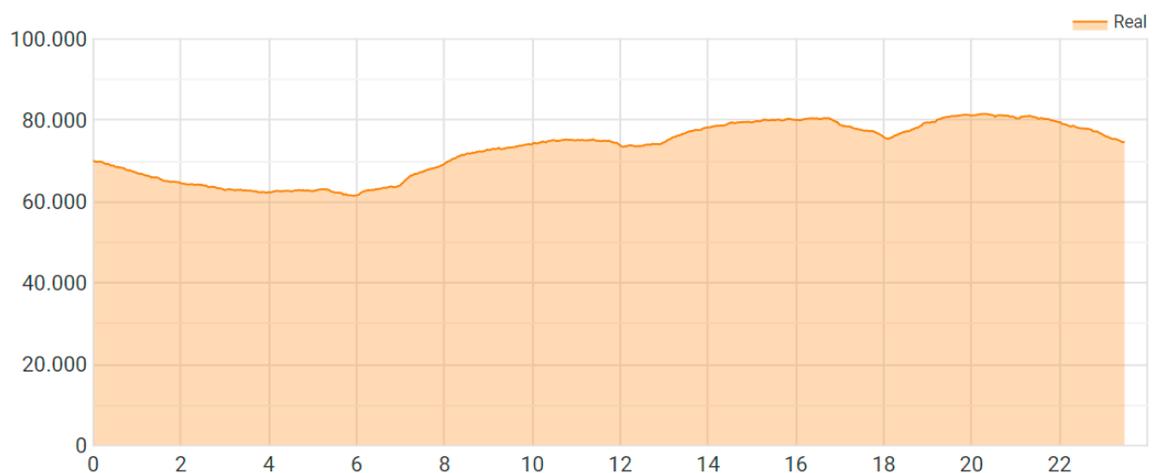
energia como a eólica e a solar (NOGUEIRA, 2021). No gráfico da Figura 1 (ONS, 2021a) observa-se a percentagem acumulada de participação das fontes de geração em um dia útil no Sistema Interligado Nacional (SIN) (ONS, 2021c).

Figura 1 – Percentagem dos valores acumulados de geração no SIN (12/01/2022 às 23:30), (ONS, 2021a)



Ao longo de um dia são utilizadas diversos tipos de fontes de energia elétrica para suprimento da demanda. A Figura 2 elucida a curva de carga durante um dia útil, para que seja observado a forma da distribuição ao longo das horas do dia.

Figura 2 – Curva de carga (MW) em um dia útil (12/01/2022 às 23:30), (ONS, 2021a)



As contribuições ao longo do dia de geração hidroelétrica e termoelétrica podem ser visualizadas, respectivamente, nas Figuras 3 e 4 (ONS, 2021a). Ao analisar a Figura 3, é notável que a geração proveniente de centrais hidroelétricas apresenta uma variação suave ao decorrer do dia. Este comportamento é consequência da maneira como um sistema de geração hidráulica opera, regulando o montante de água vertida e usada pelas turbinas hidráulicas de acordo com o montante de demanda exigida pelos consumidores.

Comparando-se as Figuras 2 e 3, torna-se visível que as curvas apresentam formatos similares, atestando a dependência do sistema brasileiro da geração hidroelétrica.

Figura 3 – Curva de geração hidráulica (MW) em um dia útil (12/01/2022 às 23:30), (ONS, 2021a)

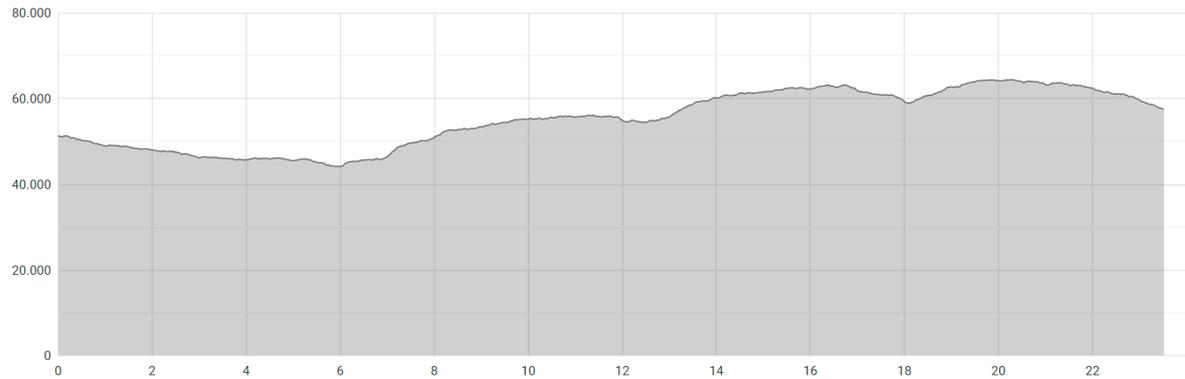
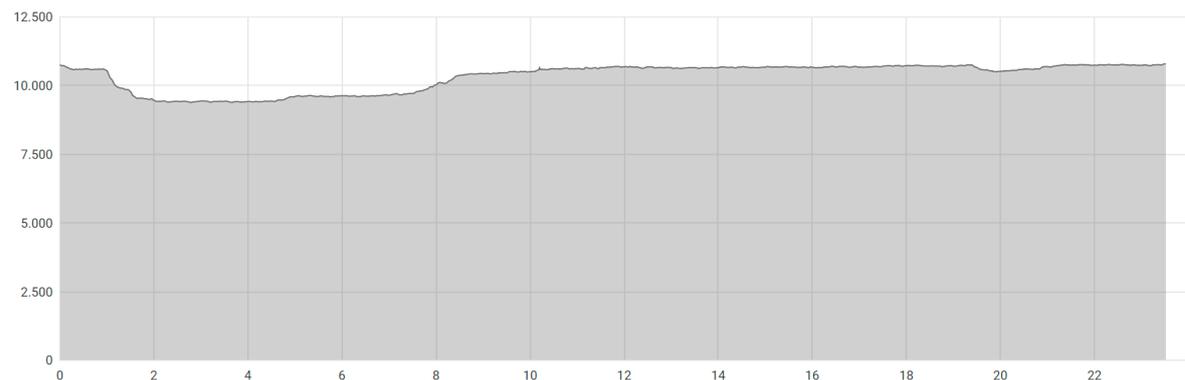


Figura 4 – Curva de geração térmica (MW) em um dia útil (12/01/2022 às 23:30), (ONS, 2021a)



Na Figura 4 está representada a curva diária de geração das fontes termoeletricas, na qual é possível observar que a curva apresenta um formato relativamente regular, sem grandes variações no decorrer do dia. Esse comportamento é resultado da maneira como um sistema de geração térmica opera, no qual o montante gerado é regulado através da quantidade de óleo diesel ou gás natural queimado nas caldeiras, ao passo que é um sistema que tem planejamento bem definido de geração. As fontes de energia térmica apresentam uma função complementar no abastecimento do sistema elétrico, as quais são responsáveis por suprir parte das demandas visto que a geração hidroelétrica não é capaz de suprir toda a demanda nacional. A geração termoeletrica também é uma fonte de geração estratégica para o operador, podendo entrar em operação em um curto período de tempo para suprir as demandas em casos de distúrbios no sistema que prejudiquem a operação do mesmo ou dos geradores hidrelétricos (NOGUEIRA, 2021).

Fundamentado no que foi explicado, principalmente ao observar a Figura 3, fica comprovada a importância de se estudar os efeitos da regulação de usinas hidroelétricas.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é avaliar o comportamento dinâmico de uma usina hidroelétrica perante a degraus de carga, onde a regulação secundária será feita através de controlador Proporcional Integral (PI). O estudo foi desenvolvido através de simulação via *software* MATLAB.

Os objetivos específicos estão listados a seguir:

- Avaliar o comportamento da frequência do sistema devido solicitação de demanda;
- Implementação de controladores PI (Proporcional Integral) para controle de frequência do sistema;
- Análise utilizando critérios de desempenho para encontrar os melhores valores dos parâmetros para o controlador.

1.3 ESTRUTURAÇÃO

Este trabalho é composto por 5 capítulos, os quais estão descritos na sequência. O capítulo 1 possui caráter introdutório, onde são descritas a enunciação e os objetivos do estudo desenvolvido neste documento.

No capítulo 2 são apresentadas as bases teóricas do assunto principal a ser tratado, onde é realizada uma revisão sobre teoria de controle, diagrama de blocos, modelagem da composição do sistema elétrico de potência, estabilidade de frequência e seus conceitos essenciais que a fundamentam.

No capítulo 3 é descrito o método proposto, que fundamenta como transcorreu o desenvolvimento e implementação deste trabalho. Neste capítulo está detalhado a aplicação do método de Ziegler-Nichols para projeto do controlador PI, bem como os critérios de desempenho à serem atendidos.

No capítulo 4 estão apresentados os resultados da simulação realizada, onde estes são avaliados perante aos critérios de desempenho estabelecidos.

Finalmente, no capítulo 5, mostra-se as conclusões obtidas com este documento, além de apresentar possíveis sugestões para trabalhos futuros.

2 CONCEITOS PRINCIPAIS

2.1 FUNDAMENTOS DA TEORIA DE CONTROLE

A teoria de controle nos permite avaliar o comportamento de sistemas físicos reais através da modelagem dos mesmos a partir de equações diferenciais que os descrevem. Usa-se alguns recursos para este fim, como a transformada de *Laplace* a fim de facilitar a análise da resposta no tempo através da resposta em frequência, bem como facilitar operações algébricas.

O primeiro passo no projeto de um sistema de controle é a obtenção de um modelo matemático da planta ou do dispositivo à ser controlado, onde o modelo do sistema dinâmico tem a capacidade de representar o comportamento de interesse do estudo a ser realizado, considerando que os limites do modelo podem necessitar de ajustes para que o mesmo possa representar com uma precisão adequada algum outro fenômeno à ser pesquisado.

2.1.1 Função de transferência

A definição de função de transferência é a representação matemática de um sistema físico, a qual consiste na razão entre a transformada de *Laplace* do sinal de saída e a transformada de *Laplace* do sinal de entrada.

2.1.2 Diagrama de blocos

Segundo (OGATA, 2010), um diagrama de blocos funcional pode ser traçado com a utilização de blocos para representar as atividades funcionais, interligados por linhas de comunicação para representar a saída da informação ou do produto resultante da operação do sistema.

2.1.3 Método do Lugar das raízes

A característica básica da resposta transitória de um sistema de malha fechada está intimamente relacionada à localização dos polos da função de transferência de malha fechada, os quais são as raízes da equação característica.

O método do Lugar das raízes permite estimar a trajetória no plano complexo em que as raízes da equação característica da função de transferência em malha fechada percorrerão quando um determinado parâmetro de controle do sistema variar. As raízes correspondentes a um valor específico desse parâmetro podem, então, ser localizadas no gráfico resultante.

Utilizando o método do Lugar das raízes é possível prever quais os efeitos da variação do valor do ganho ou da adição de *polos* de malha aberta e/ou *zeros* de malha aberta sobre a localização dos polos de malha fechada.

2.1.4 Especificações de desempenho

Sistemas de controle são projetados para realizar tarefas específicas. Os requisitos impostos no sistema de controle são geralmente explicitados como especificações de desempenho. Tais especificações podem ser dadas em termos de requisitos de resposta transitória e de requisitos em regime permanente, ou podem ser dados em termos de resposta em frequência.

2.1.4.1 Compensação do sistema

Ajustar o ganho proporcional é a primeira etapa no ajuste do sistema em busca de um desempenho satisfatório, onde poderá ser observado o que ocorre com o sistema num primeiro momento. No entanto, em muitos casos práticos, o ajuste deste ganho pode não proporcionar uma alteração no comportamento do sistema que atenda as especificações desejadas. O aumento no valor do ganho proporcional melhora o comportamento em regime permanente, mas resulta em estabilidade deficiente e até em instabilidade. Um dispositivo inserido no sistema com propósito de satisfazer às especificações é denominado *compensador*. Onde este irá compensar o desempenho deficiente do sistema original, podendo ser inserido ganho de controle integral e/ou ganho de controle derivativo, de acordo com os critérios de desempenho estabelecidos.

2.2 BLOCOS DO SISTEMA DE POTÊNCIA

O Sistema Elétrico de Potência pode ser representado através de um diagrama de blocos, onde cada um destes blocos representará um componente do sistema. Esta representação será de grande valia para que seja possível avaliar o comportamento da frequência do mesmo.

2.2.1 Inércia do rotor e carga

Quando a energia demandada pelas cargas aumenta, num primeiro momento, esta energia é instantaneamente retirada da energia cinética da massa girante das máquinas rotativas. O sistema pode tentar encontrar um novo ponto de equilíbrio em que a velocidade do eixo das máquinas é menor, e, conseqüentemente a frequência do sistema é menor. Por outro lado, a potência demandada pelas cargas varia proporcionalmente com a frequência, de forma que uma redução da frequência ocasiona uma redução na potência da carga. Este fenômeno permite concluir que o sistema tem uma capacidade inerente de alcançar um novo ponto de equilíbrio ou de auto regular-se (ANZAI, 2019).

2.2.1.1 Auto-regulação

Para a análise de estabilidade considerando pequenas perturbações, trabalha-se com o sistema linearizado em torno de um ponto de equilíbrio, de forma que o sistema modelado representa o comportamento da variação de um regime permanente de operação para outro ao se alterar o ponto de equilíbrio. Para representar a característica de auto-regulação do sistema utiliza-se um parâmetro chamado de coeficiente de amortecimento D (ANZAI, 2019). Este coeficiente de amortecimento é definido como a razão entre a variação da carga em pu e a variação da frequência.

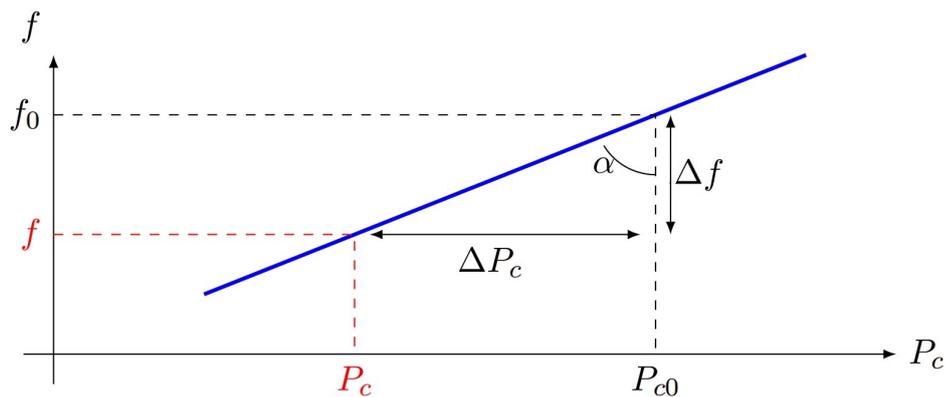
$$D = \frac{\Delta P_c}{\Delta f} \quad (2.1)$$

Considerando um ponto de equilíbrio inicial correspondendo à valores determinados de frequência e potência (f_0, P_{c0}) , para uma dada perturbação ΔP_c , se o sistema conseguir se auto-regular para um novo ponto de equilíbrio definido por (f, P_c) , então pode-se determinar o coeficiente D , que representa a característica de auto-regulação do sistema considerando $\Delta P_c = P_c - P_{c0}$ e $\Delta f = f - f_0$.

Logo, têm-se que:

$$D = \frac{\Delta P_c}{\Delta f} = \frac{P_c - P_{c0}}{f - f_0} = \tan(\alpha) \quad (2.2)$$

Figura 5 – Auto-regulação e coeficiente de amortecimento D , (ANZAI, 2019)



Desta forma, com o coeficiente D , é possível determinar, o desvio no valor da frequência para uma determinada variação na potência da carga e vice-versa. Observando o coeficiente, pode-se perceber que valores inadmissíveis de frequência poderiam ser atingidos, ressaltando claramente a necessidade de controladores adequados para prevenir esta ocorrência e balancear o equilíbrio entre geração e carga.

A característica da carga que está sendo representada pelo coeficiente D , pode ser válida para um dado período do dia (carga pesada, por exemplo) e ser bem diferente em

um outro período do mesmo dia (carga leve). Isto acontece pois o comportamento das cargas com a frequência podem variar ao longo do tempo e em função de outras grandezas. Além disso, a quantidade e composição das cargas varia aleatoriamente ao longo do dia, entretanto é possível fazer um estudo de previsão de carga e ter uma estimativa da carga de uma dada região em um dado período de tempo, e, com a previsão, gerar uma curva de carga que mostra a estimativa de carga ao longo do dia, por exemplo.

2.2.2 Equação de Balanço

A equação fundamental que descreve o comportamento dinâmico do sistema máquina primária e gerador é chamada de Equação de balanço, a qual é obtida pela aplicação da 2ª lei de Newton para o movimento das massas girantes conectadas ao eixo que conecta o gerador à máquina primária rotativa. A 2ª lei de Newton aplicada ao movimento linear estabelece que a Força resultante no corpo é igual a variação no tempo do momento linear, como é mostrada na equação (2.3):

$$\vec{F}_{res} = \frac{d}{dt} \cdot (m \cdot \vec{v}) = \frac{dm}{dt} \cdot \vec{v} + m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} \quad (2.3)$$

Para sistemas cuja massa não varia no tempo, têm-se a seguinte equação:

$$\vec{F}_{res} = m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} = m \cdot \frac{d^2\vec{s}}{dt^2} = m \cdot \vec{a} \quad (2.4)$$

Para sistemas rotativos, têm-se que o torque líquido do sistema é igual a variação no tempo do momento angular. O momento angular é definido como $\vec{L} = J \cdot \vec{\omega}_m$, onde $J = \iiint \rho(x,y,z) \|\vec{r}\|^2 dV [Kg \cdot m^2]$ é o momento de inércia do conjunto de massas girantes e $\vec{\omega}_m$ é a velocidade angular mecânica do sistema [rad/s]. Desta forma, têm-se que:

$$\vec{\tau}_{res} = J \cdot \frac{d\vec{L}}{dt} = \frac{d(J \cdot \vec{\omega}_m)}{dt} = \frac{dJ}{dt} \cdot \vec{\omega}_m + J \cdot \frac{d\vec{\omega}_m}{dt} \quad (2.5)$$

Para sistemas com momento de inércia constante no tempo, têm-se que:

$$\vec{\tau}_{res} = J \cdot \frac{d\vec{\omega}_m}{dt} = J \cdot \frac{d^2\vec{\delta}_m}{dt^2} \quad (2.6)$$

No eixo da máquina operando como gerador, o torque resultante ou líquido é dado pela diferença entre o torque acelerante da máquina primária $\vec{\tau}_m$ e do torque frenante do fluxo eletromagnético nos enrolamentos do rotor produzido pelas correntes da carga circulando pelos enrolamentos do estator $\vec{\tau}_e$. Assim, têm-se:

$$\vec{\tau}_{res} = \vec{\tau}_m - \vec{\tau}_e = J \cdot \frac{d\vec{\omega}_m}{dt} = J \cdot \frac{d^2\vec{\delta}_m}{dt^2} \quad (2.7)$$

Na equação (2.7), $\vec{\delta}_m$ é a posição angular do rotor medida em relação a uma referência fixa. Supondo que a máquina está operando na velocidade mecânica síncrona, têm-se que: $\omega_m = \omega_{ms}$, então, têm-se que $\delta_m = \delta_0 + \omega_{ms} \cdot t$.

De forma conveniente, é possível medir a posição angular em radianos elétricos, afim de auxiliar a análise. Note que $\delta = \frac{p}{2} \cdot \delta_m$, e, conseqüentemente, $\omega_s = \frac{p}{2} \cdot \omega_{ms} = 2 \cdot \pi \cdot f_0$ [rad el/s], em que p é o número de polos do gerador e f_0 é a frequência nominal síncrona. Desta forma, pode-se reescrever a equação (2.7), como mostrado a seguir:

$$\tau_{res} = \tau_m - \tau_e = \frac{J}{\frac{p}{2}} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{J}{\frac{p}{2}} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.8)$$

Afim de trabalhar com a equação de balanço em termos de potência para facilitar a interação com a potência das cargas do sistema, serão feitas algumas manipulações.

Multiplicando a equação (2.8) por ω_{ms} , têm-se:

$$\tau_m \cdot \omega_{ms} - \tau_e \cdot \omega_{ms} = \frac{J \cdot \omega_{ms}}{\frac{p}{2}} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{J \cdot \omega_{ms}}{\frac{p}{2}} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.9)$$

Note que a multiplicação entre torque e velocidade de rotação resulta em potência, desta forma obtêm-se:

$$P_m - P_e = \frac{J \cdot \omega_{ms}}{\frac{p}{2}} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{J \cdot \omega_{ms}}{\frac{p}{2}} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.10)$$

Multiplicando e dividindo o segundo membro por ω_{ms} , têm-se:

$$P_m - P_e = \frac{J \cdot \omega_{ms}^2}{\frac{p}{2 \cdot \omega_{ms}}} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{J \cdot \omega_{ms}^2}{\frac{p}{2 \cdot \omega_{ms}}} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.11)$$

Recordando que $\omega_s = \frac{p}{2} \cdot \omega_{ms} = 2 \cdot \pi \cdot f_0$, pode-se agora substituir esta informação na equação (2.11), obtendo a equação (2.12), como se segue:

$$P_m - P_e = \left(\frac{J \cdot \omega_{ms}^2}{2} \right) \cdot \frac{1}{\pi \cdot f_0} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \left(\frac{J \cdot \omega_{ms}^2}{2} \right) \cdot \frac{1}{\pi \cdot f_0} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.12)$$

Note que a energia cinética armazenada no rotor na frequência nominal pode ser escrita conforme mostrado na equação (2.13):

$$E_c = \left(\frac{J \cdot \omega_{ms}^2}{2} \right) \quad (2.13)$$

Substituindo a equação (2.13) na equação (2.12) têm-se:

$$P_m - P_e = \frac{E_c}{\pi \cdot f_0} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{E_c}{\pi \cdot f_0} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.14)$$

Dividindo a equação (2.14) pela potência trifásica base, denominada $S_{3\phi_{base}}$, é possível trabalhar com a mesma em pu . Desta forma, têm-se:

$$P_{m_{pu}} - P_{e_{pu}} = \frac{E_c}{S_{3\phi_{base}} \cdot \pi \cdot f_0} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{E_c}{S_{3\phi_{base}} \cdot \pi \cdot f_0} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.15)$$

Com o objetivo de facilitar a análise da equação de balanço, pode-se definir a constante de inércia do gerador, H , onde seu valor representa o tempo em segundos durante o qual a energia cinética armazenada na massa girante poderia ser convertida em potência nominal da máquina sem a alimentação da turbina.

$$H = \frac{E_c}{S_{3\phi_{base}}} \quad (2.16)$$

Substituindo a equação (2.16) na equação (2.15), obtêm-se:

$$P_{m_{pu}} - P_{e_{pu}} = \frac{H}{\pi \cdot f_0} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{H}{\pi \cdot f_0} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.17)$$

É possível escrever outra notação para a equação de balanço, como é mostrado a seguir:

$$P_{m_{pu}} - P_{e_{pu}} = \frac{2 \cdot H}{\omega_s} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{2 \cdot H}{\omega_s} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.18)$$

Generalizando o resultado, supõe-se que a referência para a medição angular não está mais fixa, mas sim girando em uma velocidade síncrona.

A relação entre as grandezas de interesse mecânicas e elétricas ficam:

- $\omega = \frac{p}{2} \cdot \omega_m$
- $\delta = \frac{p}{2} \cdot \delta_m$
- $\delta_0 = \frac{p}{2} \cdot \omega_{m0}$
- $\omega_s = \frac{p}{2} \cdot \omega_{ms}$

Têm-se, então, que:

$$\begin{aligned}\delta_m &= \delta_{m0} + (\omega_m - \omega_{ms}) \cdot t \\ \frac{p}{2} \cdot \delta_m &= \frac{p}{2} \cdot \delta_{m0} + \frac{p}{2} \cdot (\omega_m - \omega_{ms}) \cdot t \\ \delta &= \delta_0 + (\omega - \omega_s) \cdot t\end{aligned}\tag{2.19}$$

Derivando a equação (2.19) em relação ao tempo, têm-se:

$$\frac{d\delta}{dt} = \omega - \omega_s\tag{2.20}$$

A partir da equação (2.20) é possível analisar os seguintes resultados:

- Em regime permanente: $\frac{d\delta}{dt} = 0 \Rightarrow \omega = \omega_s \Rightarrow \delta = \delta_0$;
- Em regime transitório: $\frac{d\delta}{dt} \neq 0 \Rightarrow \omega \neq \omega_s \Rightarrow \delta \neq \delta_0$.

2.2.2.1 Modelo de pequenas perturbações da equação de balanço

Nos estudos de regulação e controle da geração, utiliza-se um modelo linearizado do modelo que representa a dinâmica do ângulo do rotor considerando apenas pequenas perturbações. Para se obter este modelo, uma das maneiras é definir um ponto de equilíbrio e linearizar o modelo em torno deste ponto de equilíbrio. Uma outra maneira é fazer uma análise de sensibilidade do problema e equacionar com as quantidades físicas conhecidas do problema considerando pequenas perturbações.

O ponto de equilíbrio utilizado será aquele em que a condição $P_m = P_e$ é satisfeita e conseqüentemente $\frac{d\omega}{dt} = 0$. Deste modo, o valor de δ pode sofrer pequenas mudanças em seu valor.

$$(\delta_0, P_0) \text{ quando: } \begin{cases} P_m < P_e \Rightarrow \frac{d\omega}{dt} < 0 \\ P_m > P_e \Rightarrow \frac{d\omega}{dt} > 0 \end{cases}$$

Em ambos os casos, a perturbação de pequena magnitude vai fazer com que a velocidade e o ângulo do rotor variem, mas com uma tendência a voltar ao ponto de equilíbrio. Vale ressaltar que o sistema não é capaz de voltar ao ponto de equilíbrio de partida, devido a inércia das massa girantes e o fato de não estarmos regulando a velocidade até o momento. Nestes casos, o sistema vai estabilizar em um novo ponto de equilíbrio, com um valor de δ que será maior quando $P_m > P_e$ e menor quando $P_m < P_e$.

Considerando a potência, torque e a velocidade angular em torno de um ponto de equilíbrio (P_0, T_0, ω_0) : $P = P_0 + \Delta P$, $T = T_0 + \Delta T$ e $\omega = \omega_0 + \Delta\omega$. têm-se que:

$$P = P_0 + \Delta P = (\omega_0 + \Delta\omega) \cdot (T_0 + \Delta T) = \omega_0 \cdot T_0 + \omega_0 \cdot \Delta T + \Delta\omega \cdot T_0 + \Delta\omega \cdot \Delta T \quad (2.21)$$

No modelo de pequenas perturbações desconsidera-se as dinâmicas de ordem mais elevadas, de tal forma que $(\Delta\omega \cdot \Delta T \rightarrow 0)$, logo $\Delta P = \omega_0 \cdot \Delta T + \Delta\omega T_0$. Analogamente, têm-se que $\Delta P_m - \Delta P_e = \omega_0 \cdot \Delta T_m + \Delta\omega \cdot T_{m0} - (\omega_0 \cdot \Delta T_e + \Delta\omega \cdot T_{e0})$. Lembrando que no ponto de equilíbrio considerado, têm-se que $T_{m0} = T_{e0}$. A partir disso, têm-se:

$$\Delta P_m - \Delta P_e = \omega_0 \cdot (\Delta T_m - \Delta T_e) \quad (2.22)$$

Considerando $\omega_{0pu} = 1 pu$, é possível reescrever a equação (2.22) como mostrado a seguir:

$$\Delta P_m - \Delta P_e = \Delta T_m - \Delta T_e \quad (2.23)$$

Para a obtenção do restante do modelo, considera-se que a potência da máquina primária é função essencialmente da abertura da válvula de admissão de combustível ou água e não depende da frequência. As únicas respostas em potência às variações de frequência serão as das cargas representadas por:

$$\Delta P_e = \Delta P_c + D \cdot \Delta\omega \quad (2.24)$$

Do ponto de vista da barra terminal do gerador, os rotores ficam sujeitos a uma potência acelerante ou desacelerante que pode ser expressa como sendo a diferença das variações nas potências geradas ΔP_m e consumidas ΔP_e .

Este desequilíbrio é absorvido pelo sistema de três maneiras:

- Variação no tempo da energia cinética das massas girantes $\frac{dE_c}{dt}$;
- Variação das cargas com a frequência, ou seja, regulação própria do sistema, expressa pelo coeficiente de amortecimento (D);
- Variação das potências ativas de intercâmbio entre sistemas interligados ΔT .

A partir disso, é possível escrever a equação (2.25):

$$\Delta P_m - \Delta P_e = \frac{dE_c}{dt} + \Delta T \quad (2.25)$$

Substituindo a equação (2.24) na equação (2.25), têm-se:

$$\Delta P_m - \Delta P_c - D \cdot \Delta \omega = \frac{dE_c}{dt} + \Delta T \quad (2.26)$$

A energia cinética do sistema no ponto de equilíbrio pode ser obtida por:

$$E_{c0} = \frac{\omega_{ms}^2 \cdot J}{2} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot f_0)^2 \cdot J}{2} \quad (2.27)$$

A energia cinética do sistema em um ponto diferente do equilíbrio pode ser obtida por:

$$E_c = \frac{(2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot J}{2} \quad (2.28)$$

Dividindo a equação (2.28) pela equação (2.27), têm-se a razão entre a energia cinética em um ponto diferente do equilíbrio e da energia cinética no ponto de equilíbrio, afim de obter a relação entre ambos.

$$\frac{E_c}{E_{c0}} = \frac{\frac{(2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot J}{2}}{\frac{(2 \cdot \pi \cdot f_0)^2 \cdot J}{2}} = \frac{f^2}{f_0^2} \quad (2.29)$$

A partir da equação (2.29) é possível notar que a energia cinética após uma variação pequena na frequência é proporcional a energia cinética do ponto de equilíbrio.

Note que $f = f_0 + \Delta f$, para que possa ser expandida a equação (2.29), como mostrado a seguir:

$$\frac{E_c}{E_{c0}} = \frac{(f_0 + \Delta f)^2}{f_0^2} = \frac{f_0^2 + 2 \cdot f_0 \cdot \Delta f + \Delta f^2}{f_0^2} \quad (2.30)$$

Considerando pequenas perturbações, é possível simplificar os termos de graus mais elevados ($\Delta f^2 \rightarrow 0$), desta forma, têm-se uma aproximação para a equação (2.30), como mostrado a seguir:

$$\frac{E_c}{E_{c0}} = \frac{f_0^2 + 2 \cdot f_0 \cdot \Delta f}{f_0^2} \quad (2.31)$$

Permitindo, assim, obter a equação (2.32).

$$\frac{dE_c}{dt} = \frac{2 \cdot E_{c0}}{f_0} \cdot \frac{d}{dt} \Delta f \quad (2.32)$$

Retornando à equação de variação na barra terminal do gerador (2.25), têm-se:

$$\Delta P_m - \Delta P_e = \frac{2 \cdot E_{c0}}{f_0} \cdot \frac{d}{dt} \Delta f + \Delta T \quad (2.33)$$

Dividindo a equação (2.33) pela base de potência trifásica $S_{3\phi_{base}}$ para trabalhar com as potências em pu , têm-se:

$$\Delta P_{mpu} - \Delta P_{epu} = \frac{2 \cdot E_{c0}}{f_0 \cdot S_{3\phi_{base}}} \cdot \frac{d}{dt} \Delta f + \Delta T_{pu} \quad (2.34)$$

Novamente definindo a constante de inércia $H = \frac{E_{c0}}{S_{3\phi_{base}}}$, obtêm-se a equação de balanço linearizada para análise de pequenos sinais:

$$\Delta P_{mpu} - \Delta P_{epu} = \frac{2 \cdot H}{f_0} \cdot \frac{d}{dt} \Delta f + \Delta T_{pu} \quad (2.35)$$

Aplicando a transformada de *Laplace* na equação (2.35), considerando $\Delta f(0) = 0$, têm-se:

$$\Delta P_{mpu}(s) - \Delta P_{epu}(s) = \frac{2 \cdot H}{f_0} \cdot s \cdot \Delta f(s) + \Delta T_{pu}(s) \quad (2.36)$$

Em um primeiro momento, será desconsiderada a potência de intercâmbio, fazendo com que $\Delta T_{pu}(s) = 0$, obtendo, assim, a equação (2.37), mostrada a seguir:

$$\Delta P_{mpu}(s) - \Delta P_{epu}(s) = \frac{2 \cdot H}{f_0} \cdot s \cdot \Delta f(s) \quad (2.37)$$

Considerando a resposta das cargas devido á variação de frequência representada pelo coeficiente de amortecimento D , têm-se:

$$\Delta P_{mpu}(s) - \Delta P_{cpu}(s) - D \cdot \Delta f(s) = \frac{2 \cdot H}{f_0} \cdot s \cdot \Delta f(s) \quad (2.38)$$

Rearranjando a equação (2.38), têm-se:

$$\Delta P_{mpu}(s) - \Delta P_{cpu}(s) = \left(\frac{2 \cdot H}{f_0} \cdot s + D \right) \cdot \Delta f(s) \quad (2.39)$$

Para análises e simulações de pequenas perturbações do sistema, é comum a utilização de funções de transferência, e para isso define-se como entrada o desequilíbrio entre a potência da máquina primária e a referente a potência do gerador denominada

$\Delta P_{liq}(s)$, e como saída a variação de frequência, obtendo, a partir da equação (2.39), tal expressão. Para reduzir a notação, tome $M = \frac{2 \cdot H}{f_0}$.

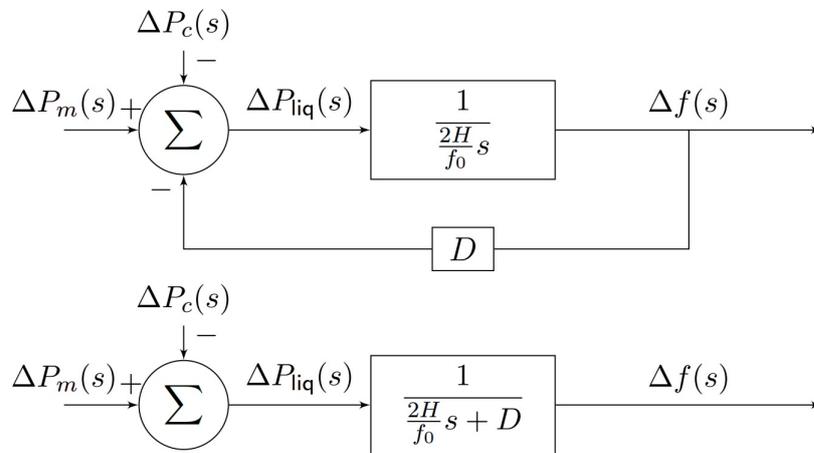
$$\frac{\Delta f(s)}{\Delta P_{liq_{pu}}(s)} = \frac{1}{\frac{2 \cdot H}{f_0} \cdot s + D} = \frac{1}{M \cdot s + D} \quad (2.40)$$

Definindo a constante $T = \frac{2 \cdot H}{D \cdot f_0}$, é possível reescrever a equação (2.40) como é mostrado a seguir:

$$\frac{\Delta f(s)}{\Delta P_{liq_{pu}}(s)} = \frac{\frac{1}{D}}{T \cdot s + 1} = \frac{K}{T \cdot s + 1} \quad (2.41)$$

A partir destas definições, é possível obter o diagrama de blocos que representa esta estrutura do sistema de potência, onde este pode ser visualizado na Figura 6. No diagrama de blocos que se segue, o índice *pu* nas quantidades utilizadas no modelo será suprimido por uma questão de praticidade, entretanto todas as variáveis são tratadas em *pu*.

Figura 6 – Diagrama de bloco do modelo de pequenas perturbações, (ANZAI, 2019)



Com o modelo de pequenas perturbações do sistema, apesar de não estar representado o regulador de velocidade, é possível fazer algumas análises simples. Por exemplo, a resposta a um degrau considerando que a potência da máquina primária permaneceu fixa ($\Delta P_m = 0$),

têm-se:

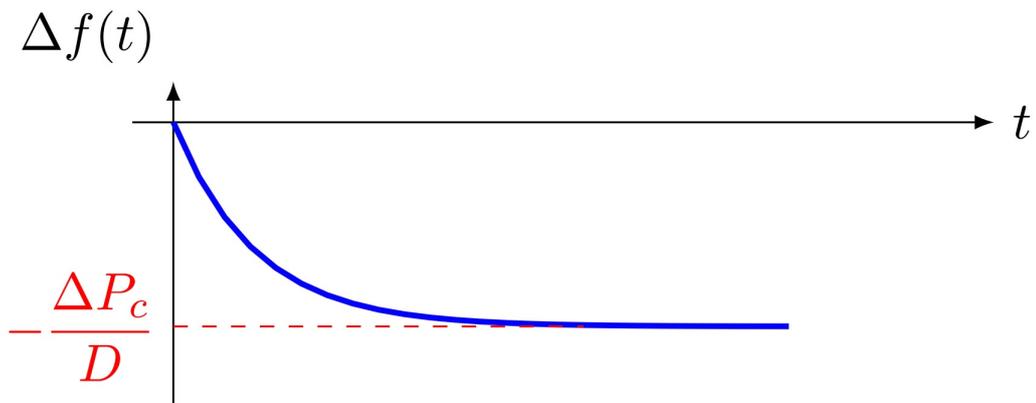
$$\begin{aligned}
 \Delta f(s) &= \frac{1}{M \cdot s} \cdot (\Delta P_m(s) - \Delta P_c(s) - D \cdot \Delta f(s)) \\
 \Delta f(s) &= \frac{1}{M \cdot s} \cdot \left(\overset{0}{\cancel{\Delta P_m(s)}} - \frac{\Delta P_c}{s} - D \cdot \Delta f(s) \right) \\
 \Delta f(s) &= \frac{1}{M \cdot s + D} \cdot \left(-\frac{\Delta P_c}{s} \right) \\
 \Delta f(s) &= \frac{-\Delta P_c}{s \cdot (M \cdot s + D)} \\
 \Delta f(s) &= \frac{-\Delta P_c}{D} \cdot \frac{1}{s \cdot \left(\frac{M}{D} \cdot s + 1 \right)} \\
 \Delta f(s) &= \frac{-\Delta P_c}{D} \left(\frac{1}{s} - \frac{1}{\left(s + \frac{D}{M} \right)} \right)
 \end{aligned} \tag{2.42}$$

Aplicando a anti-transformada de *Laplace* na equação (2.42) obtêm-se a equação no tempo.

$$\mathcal{L}^{-1}[\Delta f(s)] \Rightarrow \Delta f(t) = \frac{-\Delta P_c}{D} \cdot \left(1 - e^{-\frac{D}{M}t} \right) \tag{2.43}$$

A resposta no tempo da equação (2.43) é mostrada na Figura 7.

Figura 7 – Resposta ao degrau da variação da frequência no tempo, (ANZAI, 2019)



A presença da carga variável com a frequência, evita que a velocidade angular do sistema diminua indefinidamente, o que faz com que o sistema se estabilize no valor $f(t \rightarrow \infty) = f(0) - \frac{\Delta P_c}{D}$. Note que quanto maior for o valor de D , menor será o desvio de frequência, ou seja, a carga vai se reduzindo até que o balanço de potência seja satisfeito.

A carga conectada ao sistema de potência irá sofrer variações à medida que a frequência variar, a equação (2.44) evidencia este comportamento.

$$\Delta P_c(t) = \Delta P_c + D \cdot \Delta f(t) \quad (2.44)$$

Substituindo a equação (2.43) na equação (2.44), poderá ser obtida a resposta do modelo de pequenas perturbações, como mostrado a seguir:

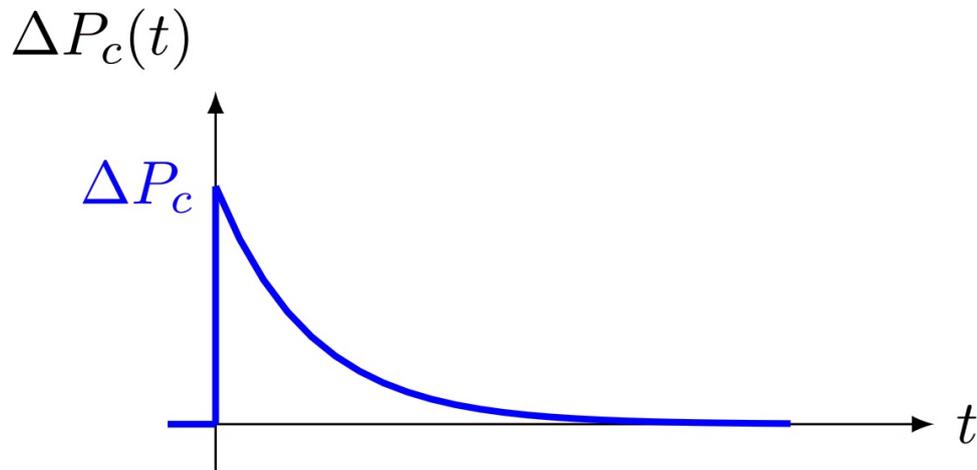
$$\Delta P_c(t) = \Delta P_c \cdot e^{-\frac{D}{M}t} \quad (2.45)$$

Desta forma, os valores em regime podem ser obtidos fazendo $t \rightarrow \infty$.

$$\begin{cases} \Delta f(t \rightarrow \infty) = \frac{-\Delta P_c}{D} \\ \Delta P_c(t \rightarrow \infty) = 0 \end{cases}$$

A Figura 8 mostra a resposta no tempo da variação da carga a partir da equação (2.45).

Figura 8 – Resposta ao degrau da variação da carga no tempo, (ANZAI, 2019)



Note que na condição de equilíbrio inicial, têm-se $P_m(t = 0) = P_e(t = 0) = P_c$, e, também, $\omega(t = 0) = \omega_0$.

Em regime, quando $(t \rightarrow \infty)$, têm-se:

$$P_m(t \rightarrow \infty) = P_c + \Delta P_e(t \rightarrow \infty) = P_c + \Delta P_c + D \cdot \Delta f(t \rightarrow \infty) = P_c + \Delta P_c + D \cdot \left(\frac{\Delta P_c}{D} \right) = P_c$$

A partir disto, pode-se notar que a existência do desvio de frequência $\frac{\Delta P_c}{D}$ implica no atendimento da carga através de uma alteração compulsória da carga consequente da variação de frequência e não através da alteração da potência da máquina primária.

Além da regulação própria do sistema, de acordo com a característica de variação da carga com a frequência, necessita-se de uma outra regulação para fazer com que o sistema atinja um estado de equilíbrio mais adequado, quando da ocorrência de um desequilíbrio entre carga e geração.

Com a equação de balanço e o coeficiente de amortecimento D , é possível representar o comportamento dinâmico da variação do ângulo do rotor da máquina, para pequenas perturbações na potência da carga. Pela análise do comportamento do sistema, é possível perceber a forte relação entre potência ativa e frequência. Assim, quando há variação de frequência do sistema devido a variação da potência da carga, reguladores de velocidade atuam no sentido de variar a potência da máquina primária de forma a manter, por exemplo, a frequência constante, dentro de limites estabelecidos.

2.2.3 Turbinas hidráulicas

Turbinas hidráulicas convertem a energia cinética ou potencial em energia elétrica utilizando a água como fluido de condução de energia. Na maioria dos casos as turbinas hidráulicas operam apenas como fontes de potência mecânica.

Em termos de tipos de turbinas hidráulicas, existem basicamente dois tipos, que são turbinas de impulso, indicadas para alturas de coluna d'água maiores que 300 metros, e, turbinas de reação, indicadas para alturas de coluna d'água menores ou iguais a 300 metros.

2.2.3.1 Tipos de turbinas hidráulicas

É comum encontrar uma classificação mais detalhada que leva em consideração a direção principal das partículas de água na câmara do rotor e/ou o nome de seu inventor. A Tabela 1 mostra os tipos de turbinas hidráulicas mais conhecidas.

Tabela 1 – Tipos de turbinas hidráulicas:

Montagem da turbina	Tipo	Altura da coluna d'água	Inventor	Direção da água
Tangencial	Impulso	> 300 m	Pelton	Projetado para ser no plano transversal
Radial-Axial	Reação	< 50 m	Francis	Curva na direção do plano axial
Axial	Reação	< 50 m	Kaplan, Straflo, Bulbo	Curva na direção do plano axial

2.2.3.2 Princípio de Bernoulli

Segundo (GRIBBIN, 2014), a utilização das turbinas hidráulicas são baseadas no princípio de Bernoulli, proposto em 1738, para um fluido incompressível, escoando sem atrito, onde a energia total permanece constante ao longo do escoamento. Desta forma, permite equacionar a energia total em um ponto ao longo do sistema hidráulico com um

outro ponto, afim de extrair energia potencial para que posteriormente possa ser convertida em energia cinética.

Após tais simplificações, têm-se como parâmetros a altura de carga devido à pressão dinâmica local (energia cinética por unidade de peso do fluido em escoamento), a Pressão efetiva (valor da pressão descontando-se a pressão atmosférica. Quando se considera a pressão atmosférica, refere-se à pressão absoluta), a altura de carga devido à pressão estática local (energia de pressão por unidade de peso do fluido em escoamento), e, a altura de carga de elevação (energia potencial por unidade de peso do fluido em escoamento).

2.2.3.3 Modelagem da turbina hidráulica

Para se obter o modelo mais detalhado da turbina hidráulica é preciso considerar diversos fatores, pois os condutos forçados se comportam de maneira semelhante a linhas de transmissão longas, onde é necessário considerar a propagação de ondas de pressão e vazão ao longo da tubulação, e, reflexão de ondas nas paredes elásticas da tubulação transportando fluido compressível. Cabe destacar que ondas viajam pelo conduto com velocidade finita, a cerca de 1200 m/s . Desta forma, um modelo completo mais “rigoroso”, usa propagação de ondas em um sistema com parâmetros distribuídos.

Da mesma forma que é feita em linhas de transmissão “curtas”, utiliza-se com parâmetros concentrados, considerando hipóteses simplificadoras que permitem obter um modelo simples que represente a essência da dinâmica da turbina.

Como hipóteses de um modelo simplificado para a turbina hidráulica, têm-se que:

- A resistência hidráulica é desprezível (modelo sem perdas);
- O duto forçado é inelástico (rígido) e a água é incompressível;
- A velocidade da água varia proporcionalmente com a abertura da válvula e com a raiz quadrada da altura líquida da coluna d’água;
- A potência fornecida pela turbina é proporcional ao produto da altura líquida da coluna pela vazão d’água.

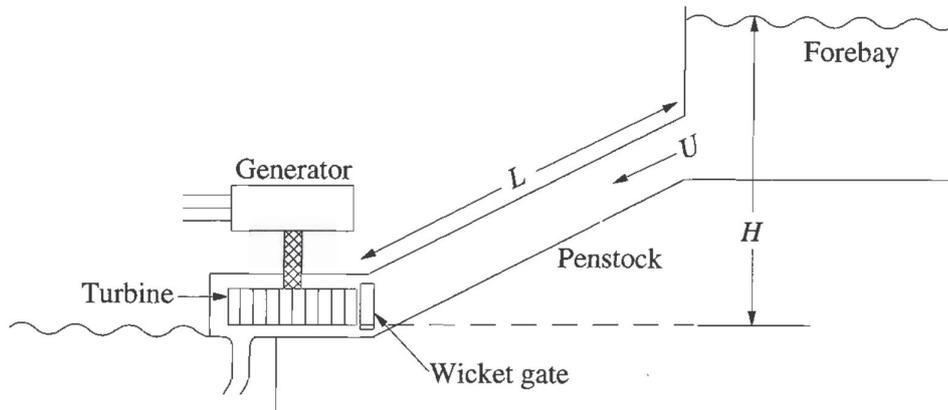
Os elementos essenciais de uma planta hidráulica são apresentadas na Figura 9 (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1994):

As características da turbina e do duto forçado são determinadas por três equações que relacionam:

- A velocidade da água no duto: $|\vec{u}|$;

$$- u = |\vec{u}| = K_u \cdot A \cdot \sqrt{h}$$

Figura 9 – Esquemático de uma planta hidroelétrica, (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1994)



Onde:

- K_u : Constante de proporcionalidade;
- A : Posição da abertura da válvula de admissão;
- h : Altura líquida da coluna d'água.

- A Potência mecânica da turbina: P_m ;

$$- P_m = K_p \cdot h \cdot u$$

Onde:

- K_p : Constante de proporcionalidade;

A seguir é apresentado o modelo linearizado para pequenas perturbações em torno de um ponto de equilíbrio (u_0, A_0, h_0) :

$$\Delta u = \left. \frac{\partial u}{\partial h} \right|_{(u_0, A_0, h_0)} \cdot \Delta h + \left. \frac{\partial u}{\partial A} \right|_{(u_0, A_0, h_0)} \cdot \Delta A \quad (2.46)$$

Ao calcular as derivadas e substituir na equação, obtêm-se:

$$\Delta u = \left(\frac{K_u \cdot A_0}{2 \cdot \sqrt{h_0}} \right) \cdot \Delta h + \left(K_u \cdot \sqrt{h_0} \right) \cdot \Delta A \quad (2.47)$$

Dividindo a equação por $u_0 = K_u \cdot A_0 \cdot \sqrt{h_0}$, obtêm-se:

$$\frac{\Delta u}{u_0} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta h}{h_0} + \frac{\Delta A}{A_0} \quad (2.48)$$

Pode-se agora normalizar as variações através dos valores de regime pré-perturbação no ponto de equilíbrio, desta forma, têm-se:

$$\Delta \bar{u} = \frac{1}{2} \cdot \Delta \bar{h} + \Delta \bar{A} \quad (2.49)$$

Analogamente, para a equação de potência mecânica da turbina, é possível obter o modelo linearizado para pequenas perturbações em torno de um ponto de equilíbrio (u_0, A_0, h_0) :

$$\Delta P_m = \left. \frac{\partial P_m}{\partial h} \right|_{(u_0, A_0, h_0)} \cdot \Delta h + \left. \frac{\partial P_m}{\partial u} \right|_{(u_0, A_0, h_0)} \cdot \Delta u \quad (2.50)$$

Ao calcular as derivadas e substituir na equação, obtêm-se:

$$\Delta P_m = (K_p \cdot u_0) \cdot \Delta h + (K_p \cdot h_0 \cdot u_0) \cdot \Delta u \quad (2.51)$$

Dividindo a equação (2.51) por $P_{m_0} = K_p \cdot h_0 \cdot u_0$, obtêm-se:

$$\frac{\Delta P_m}{P_{m_0}} = \frac{\Delta h}{h_0} + \frac{\Delta u}{u_0} \quad (2.52)$$

Pode-se agora normalizar as variações através dos valores de regime pré-perturbação no ponto de equilíbrio, desta forma, têm-se:

$$\Delta \bar{P}_m = \Delta \bar{h} + \Delta \bar{u} \quad (2.53)$$

Substituindo a equação $\Delta \bar{h} = 2 \cdot \Delta \bar{u} - 2 \cdot \Delta \bar{A}$, rearranjada através da equação (2.49), na equação (2.53), têm-se:

$$\Delta \bar{P}_m = 3 \cdot \Delta \bar{u} - 2 \cdot \Delta \bar{A} \quad (2.54)$$

A aceleração da coluna d'água devido a uma mudança na altura líquida é dada pela segunda lei de Newton, como apresentada a seguir:

$$(\rho \cdot L \cdot S) \cdot \frac{d\Delta u}{dt} = -(S \cdot \rho \cdot g) \cdot \Delta h \quad (2.55)$$

Onde:

- ρ : Densidade (massa específica) da água;
- L : Comprimento do duto forçado;
- S : Área da seção transversal do duto;
- g : Aceleração da gravidade;
- $\rho \cdot L \cdot S$: Massa de água no duto.

Dividindo a equação (2.55) por " $S \cdot \rho \cdot g \cdot h_0 \cdot u_0$ ", obtêm-se:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\rho \cdot L \cdot S}{S \cdot \rho \cdot g \cdot h_0 \cdot u_0} \right) \cdot \frac{d\Delta u}{dt} &= - \left(\frac{S \cdot \rho \cdot g}{S \cdot \rho \cdot g \cdot h_0 \cdot u_0} \right) \cdot \Delta h \\ \left(\frac{L \cdot u_0}{g \cdot h_0} \right) \cdot \frac{d\Delta \bar{u}}{dt} &= -\Delta \bar{h} \\ T_w &= \left(\frac{L \cdot u_0}{g \cdot h_0} \right) \\ T_w \cdot \frac{d\Delta \bar{u}}{dt} &= -\Delta \bar{h} \end{aligned} \quad (2.56)$$

Onde:

- T_w : Constante de tempo da água.

Pode ser interpretado como o tempo de aceleração da coluna d'água, ou seja, o tempo necessário para acelerar a água em um duto forçado, de altura líquida h_0 , desde o repouso (velocidade nula) até a velocidade u_0 .

Aplicando a transformada de *Laplace* na equação (2.56), obtêm-se:

$$s \cdot T_w \cdot \Delta \bar{u}(s) = -\Delta \bar{h}(s) \quad (2.57)$$

Em termos de função de transferência, têm-se:

$$\frac{\Delta \bar{u}(s)}{\Delta \bar{h}(s)} = -\frac{1}{T_w \cdot s} \quad (2.58)$$

Rearranjando a equação (2.49) com o objetivo de isolar $\Delta \bar{h}$, têm-se:

$$\Delta \bar{h} = 2 \cdot (\Delta \bar{u} - \Delta \bar{A}) \quad (2.59)$$

Aplicando transformada de *Laplace* na equação (2.59) e substituindo $\Delta \bar{h}(s)$ na equação (2.58), obtêm-se:

$$\frac{\Delta \bar{u}(s)}{\Delta \bar{A}(s)} = \frac{2}{2 + T_w \cdot s} \quad (2.60)$$

Substituindo a equação (2.60) na equação (2.54) após aplicar a transformada de *Laplace*, obtêm-se:

$$\Delta \bar{P}_m(s) = 3 \cdot \frac{2}{2 + T_w \cdot s} \Delta \bar{A}(s) - 2 \cdot \Delta \bar{A}(s) \quad (2.61)$$

Desta forma, é possível obter a função de transferência mostrada a seguir:

$$\frac{\Delta \bar{P}_m(s)}{\Delta \bar{A}(s)} = \frac{1 - s \cdot T_w}{\frac{T_w}{2} \cdot s + 1} \quad (2.62)$$

Rearranjando a equação (2.62), têm-se:

$$\Delta \bar{P}_m(s) = \frac{1 - s \cdot T_w}{\frac{T_w}{2} \cdot s + 1} \cdot \Delta \bar{A}(s) \quad (2.63)$$

A anti-transformada de *Laplace* da equação (2.63) é dada por:

$$\Delta \bar{P}_m(t) = \left(1 - 3 \cdot e^{-\left(\frac{2}{T_w}\right)t} \right) \cdot \Delta \bar{A}(t) \quad (2.64)$$

Segundo (OGATA, 2010), pode-se utilizar o teorema do valor final para obter a resposta no tempo de regime permanente da função de transferência.

Aplicando o teorema do valor final na equação (2.64), pode-se observar a resposta ao degrau unitário de abertura/fechamento da válvula. A seguir é mostrado o resultado:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} P_m(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \Delta \bar{P}_m(s) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{\Delta \bar{P}_m(s)}{\Delta \bar{A}(s)} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1 - s \cdot T_w}{\frac{T_w}{2} \cdot s + 1} = 1 \quad (2.65)$$

Pode-se utilizar o teorema do valor inicial para obter a resposta no tempo no instante inicial da função de transferência.

Aplicando o teorema do valor inicial na equação (2.64), pode-se observar o valor da potência no instante inicial em resposta a um degrau unitário de abertura/fechamento da válvula:

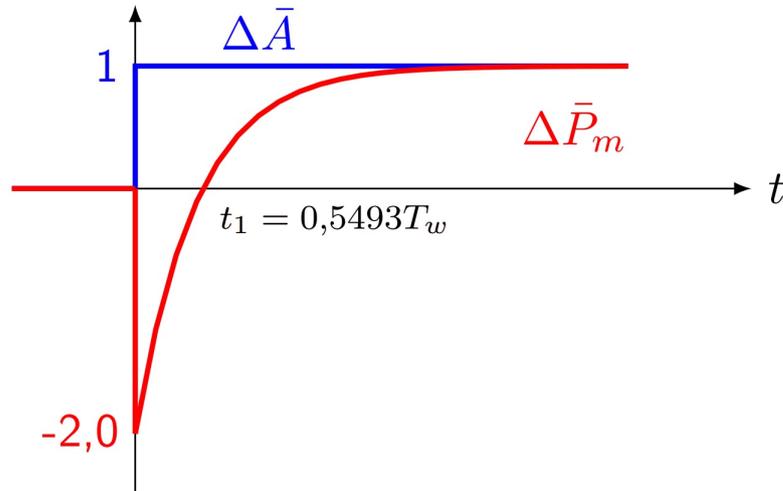
$$\lim_{t \rightarrow 0} P_m(t) = \lim_{s \rightarrow \infty} s \cdot \Delta \bar{P}_m(s) = \lim_{s \rightarrow \infty} \frac{\Delta \bar{P}_m(s)}{\Delta \bar{A}(s)} = \lim_{s \rightarrow \infty} \frac{1 - s \cdot T_w}{\frac{T_w}{2} \cdot s + 1} = \lim_{s \rightarrow \infty} \frac{\frac{1}{s} - T_w}{\frac{T_w}{2} + \frac{1}{s}} = -2 \quad (2.66)$$

Apesar do degrau na válvula de admissão, a resposta inicial da potência da turbina se opõe ao sinal de controle. Isto ocorre devido a alta inércia da massa d'água, que não mostra aumento de velocidade instantâneo com a abertura da válvula.

O modelo dinâmico do sistema coluna d'água/turbina é de fase não-mínima, onde os *zeros* da função de transferência são localizados no semi-plano direito. Devido a esta

condição, a resposta inicial ocorre na direção contrária à entrada, e, a resposta dinâmica é mais lenta que em um sistema de fase mínima que possui a mesma constante de tempo. A Figura 10, obtida de (ANZAI, 2019), evidencia o comportamento descrito.

Figura 10 – Resposta ao degrau unitário de abertura da válvula, (ANZAI, 2019)



2.2.4 Regulador de velocidade

A regulação própria do sistema não tem a capacidade de permitir a operação do mesmo de forma adequada. Por esta razão, as unidades geradoras dotadas de mecanismos de regulação automática da velocidade atuam para variar a potência da máquina primária de forma a minimizar o desvio de frequência sofrido pelo sistema.

Os mecanismos que realizam a regulação de velocidade são conhecidos como “reguladores de velocidade” e em termos gerais operam monitorando a velocidade de rotação do eixo da conjunto turbina e gerador, processando a leitura da velocidade que é proporcional a frequência do sistema e atuam na *malha Pf*, produzindo um sinal de controle para a máquina primária.

O sinal de controle produzido pelo regulador de velocidade pode atuar tanto no dispositivo que controla a abertura da válvula de água que alimenta a turbina hidráulica como no dispositivo que controla a admissão de combustível para a caldeira que irá gerar calor para produzir vapor, ou mesmo na válvula que regula a quantidade de vapor para a turbina a vapor. Desta forma, indiretamente controla-se a potência fornecida pela máquina primária ΔP_m , atendendo a variações na demanda da carga conectada ao gerador.

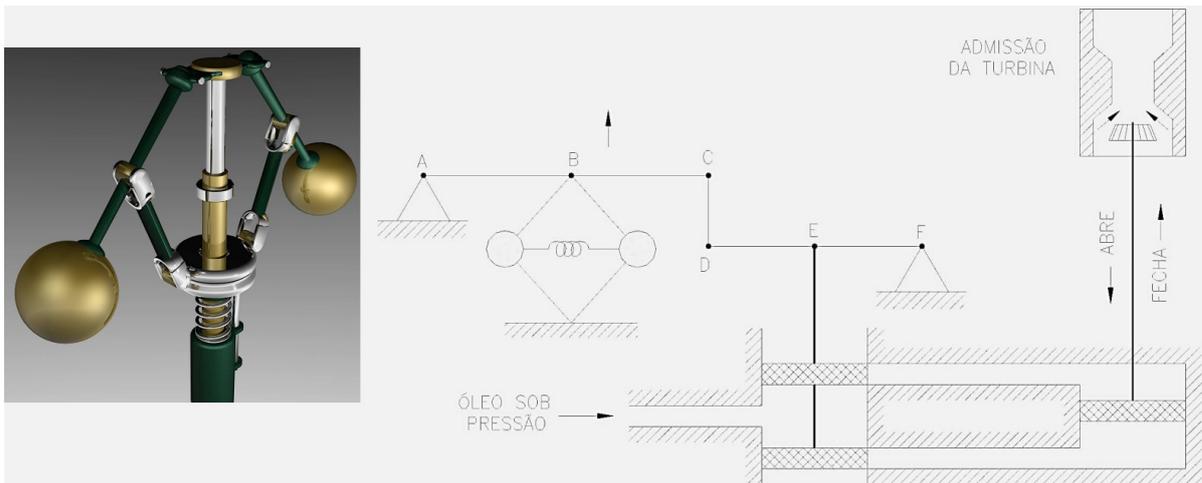
2.2.4.1 Regulador isócrono

O nome isócrono deste tipo de regulador significa velocidade constante, que foi atribuído para este tipo de regulador pois em sua operação esta é sua principal função. Este tipo de regulador não é utilizado em sistemas com mais de uma unidade geradora

operando em paralelo, entretanto, o seu mecanismo de regulação serve de subsídio para os reguladores comumente utilizados.

O princípio de funcionamento deste dispositivo pode ser descrito resumidamente da seguinte maneira: Quando há uma variação da potência demandada pela carga, inicialmente parte da energia cinética da massa girante do conjunto máquina primária e gerador sofre uma variação para suprir o desequilíbrio. Conseqüentemente a velocidade angular irá diminuir. Desta forma, para um aumento da potência da carga tem-se uma diminuição proporcional da velocidade, e por fim, aumento da admissão da turbina. Analogamente, para um decréscimo da potência da carga tem-se um aumento proporcional da velocidade, e por fim, reduzindo a admissão da turbina. A Figura 11 representa o dispositivo em questão, um regulador centrífugo inventado por Christiaan Huygens no século XVII, e depois aplicado por James Watt no século XVIII, no controle da máquina à vapor.

Figura 11 – Esquemático do regulador centrífugo de James Watt, (ANZAI, 2019)



Para uma análise do comportamento dinâmico deste regulador para pequenas perturbações, é interessante obter o diagrama de blocos que representa o regulador. A partir da análise de comportamento do dispositivo, é possível obter as equações que o definem.

$$\text{Tome } \Delta V(t) = V(t) - V_0.$$

Onde:

- $V(t)$: Volume de óleo do pistão.

$$\frac{d\Delta V(t)}{dt} = -k_1 \cdot \Delta f(t) \quad (2.67)$$

Fazendo com que $k_1 = k_2 \cdot \frac{V_0}{f_0}$, têm-se:

$$\frac{d\Delta V(t)}{dt} = -k_2 \cdot \frac{V_0}{f_0} \cdot \Delta f(t) \quad (2.68)$$

Separando as variáveis de forma a obter valores em pu , têm-se:

$$\frac{1}{V_0} \cdot \frac{d\Delta V(t)}{dt} = -k_2 \cdot \frac{1}{f_0} \cdot \Delta f(t) \quad (2.69)$$

Considerando os valores de $\Delta V(t)$ e $\Delta f(t)$ em pu nas bases V_0 e f_0 , respectivamente, têm-se:

$$\frac{d\Delta V(t)}{dt} = -k_2 \cdot \Delta f(t) \quad (2.70)$$

Aplicando a transformada de *Laplace* na equação (2.70), obtêm-se:

$$\Delta V(s) = -\frac{k_2}{s} \cdot \Delta f(s) \quad (2.71)$$

Considerando que a abertura da válvula de admissão da turbina, $\Delta A(s)$, é aproximadamente proporcional a variação do volume de óleo do regulador, têm-se a seguinte relação:

$$\Delta A(s) = -\frac{k_2}{s} \cdot \Delta f(s) \quad (2.72)$$

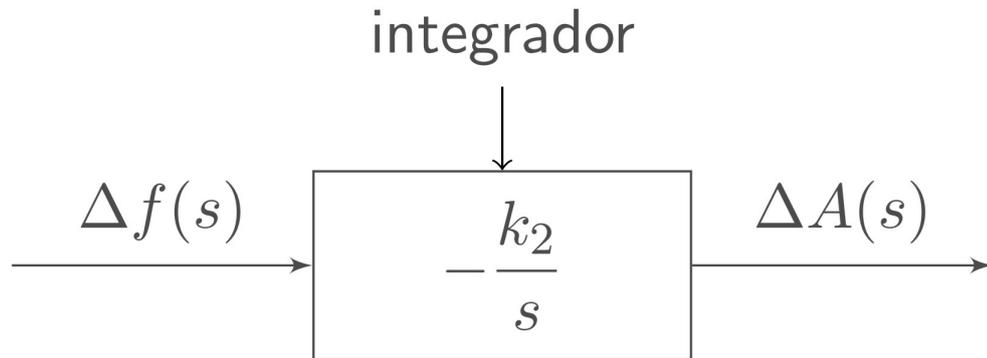
Pode-se definir como entrada para a função de transferência do regulador isócrono a variação de frequência, $\Delta f(s)$, e como saída, a abertura da válvula de admissão, $\Delta A(s)$.

$$\frac{\Delta A(s)}{\Delta f(s)} = -\frac{k_2}{s} \quad (2.73)$$

Na Figura 12 pode-se observar o diagrama de blocos referente a este tipo de regulador.

Portanto o regulador isócrono tem a característica de um integrador, ou de um controlador I , desta forma, a variação da válvula de admissão da turbina, $\Delta A(s)$, só será nula quando a variação de frequência, $\Delta f(s)$, for nula. Este regulador só poderia ser utilizado no caso de existir apenas uma unidade geradora alimentando uma única carga. Isto se deve pois um acréscimo de carga, ΔP_c , provocaria uma variação de frequência, Δf , e com o regulador isócrono todo o acréscimo de carga teria que ser absorvido única e exclusivamente pela unidade geradora existente. Logo, ΔA resultante só poderia assumir um único valor, correspondente exatamente àquele que produzisse ΔP_m na máquina.

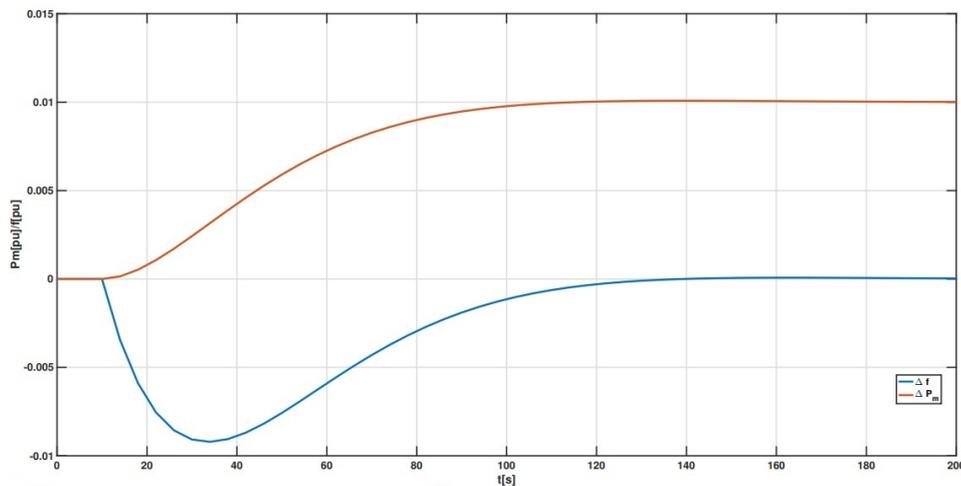
Figura 12 – Diagrama de blocos do regulador isócrono, (ANZAI, 2019)



Se fosse instalada uma unidade adicional com o mesmo regulador, seria possível atingir o equilíbrio com diversos valores de variação ΔA_i , e, portanto, a repartição da carga ficaria indeterminada. As máquinas acabariam competindo para ditar a carga assumida de forma a zerar o erro de frequência individual e nunca haveria convergência de valores.

A resposta do regulador isócrono para um degrau de carga, desconsiderando a dinâmica da turbina, de acordo com (ANZAI, 2019), pode ser vista na Figura 13:

Figura 13 – Resposta a um degrau de carga do regulador isócrono, (ANZAI, 2019)



2.2.4.2 Regulador com queda de velocidade (Speed Droop)

Este tipo de regulador é baseado no regulador isócrono e procura sanar o problema de repartição de carga num sistema com mais de uma unidade geradora. Este é o chamado “regulador de velocidade por queda de velocidade” ou (Speed Droop).

A configuração deste regulador é obtida realizando uma realimentação no processo de regulação da própria abertura da válvula de admissão, ΔA , adicionando esta realimentação ao erro de frequência que será utilizado como entrada do integrador.

Neste tipo de regulador, quando há um aumento de carga e conseqüente redução

da frequência, implicará em aumento na admissão da turbina. Quando a válvula de admissão se deslocar para aumentar a admissão, fará com que o sistema atinja um estado de equilíbrio em um valor de Δf menor que o inicial.

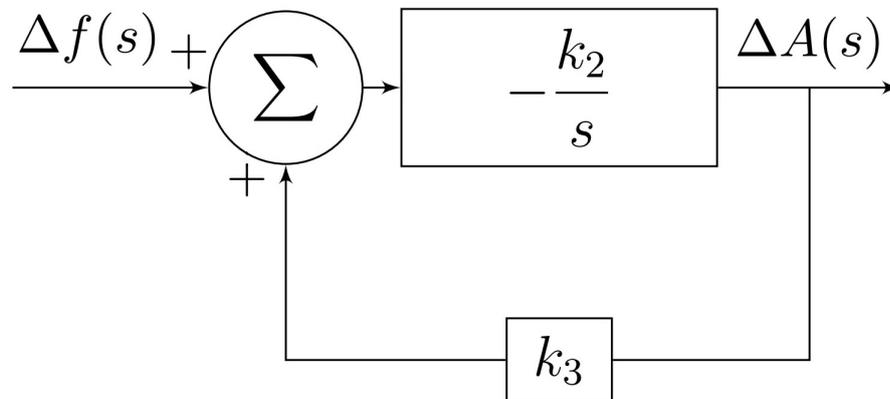
O regulador com queda de velocidade pode atingir o equilíbrio, mais rapidamente, entretanto em um valor de frequência diferente da frequência nominal. Apesar de o regulador não conseguir mais trazer a velocidade para seu valor nominal, esta modificação traz uma importante melhoria do sistema de controle, em termos de estabilidade, o que possibilita a distribuição de cargas entre as unidades geradoras.

Para a obtenção do modelo dinâmico, basta introduzirmos uma realimentação proporcional da abertura da válvula de admissão, ΔA , e somá-la com o erro de frequência na entrada do integrador. A constante $G_1 = \frac{1}{k_3}$, é geralmente representada como $\frac{1}{R}$ e $T_1 = \frac{1}{k_2 \cdot k_3}$ é a constante de tempo do regulador.

$$\Delta A(s) = \frac{-G_1}{1 + s \cdot T_1} \cdot \Delta f(s) \quad (2.74)$$

Na Figura 14 pode-se observar o diagrama de blocos referente a este tipo de regulador.

Figura 14 – Diagrama de blocos do regulador com queda de velocidade, (ANZAI, 2019)

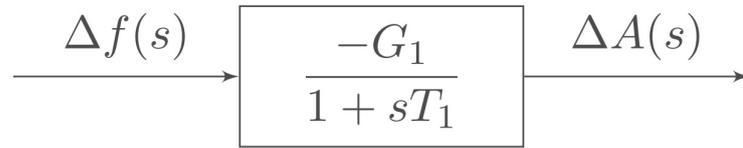


Definindo como entrada o erro de frequência, $\Delta f(s)$, e como saída a variação da válvula de admissão da turbina, $\Delta A(s)$, pode-se definir a função de transferência do regulador por queda de velocidade.

$$\frac{\Delta A(s)}{\Delta f(s)} = \frac{-G_1}{1 + s \cdot T_1} \quad (2.75)$$

Realizando álgebra de blocos, é possível representar de forma mais enxuta o diagrama de blocos do regulador por queda de velocidade, como é mostrado na Figura 15.

Figura 15 – Diagrama de blocos do regulador com queda de velocidade simplificado, (ANZAI, 2019)



2.2.5 Característica estática dos reguladores

A característica estática de um regulador é a representação do lugar geométrico dos valores da variável controlada quando o sistema varia nos pontos de equilíbrio em função da variação de um parâmetro de entrada. Esta característica pode ser obtida aplicando degraus sucessivos na entrada da função de transferência e plotando em um gráfico os valores atingidos pela saída em regime em função de cada incremento realizado na entrada. No caso de reguladores, faz-se incrementos no erro de frequência $\Delta f(s)$ e obtêm-se os valores de $\Delta P_m(t \rightarrow \infty)$ em regime para cada incremento de carga.

Uma vez obtida a função de transferência dos reguladores apresentados, é possível utilizar o teorema do valor final para a obtenção de $\Delta P_m(t \rightarrow \infty)$, assumindo que $\Delta P_m(s)$ é proporcional a $\Delta A(s)$, e, em valores *pu*, $\Delta P_m(s) = \Delta A(s)$.

No caso do regulador isócrono, a característica estática pode ser obtida pela equação (2.72), que define a resposta de erro de frequência para um degrau de carga. Rearranjando esta, obtêm-se a seguinte relação:

$$\Delta f(s) = -\frac{s}{k_2} \cdot \Delta A(s) = -\frac{s}{k_2} \cdot \frac{\Delta P_c}{s} = -\frac{\Delta P_c}{k_2} \quad (2.76)$$

Logo, aplicando o teorema do valor final, evidenciado na equação (2.77), verifica-se que o erro de frequência em regime para entradas de degrau de carga com o regulador isócrono será nulo. A Figura 16, de (ANZAI, 2019), ilustra este resultado.

$$\lim_{s \rightarrow 0} (s \cdot \Delta f(s)) = \lim_{s \rightarrow 0} \left(s \cdot \frac{-\Delta P_c}{k_2} \right) = 0 \quad (2.77)$$

Figura 16 – Erro de frequência para degrau de carga com o regulador isócrono, (ANZAI, 2019)



A característica estática do regulador com queda de velocidade pode ser obtida de maneira semelhante ao realizado com o regulador isócrono.

Considerando a função de transferência do regulador com queda de velocidade (2.75), e assumindo que a potência da turbina é proporcional à abertura da válvula de admissão da turbina, e, em *pu*, $\Delta P_m = \Delta A$, é possível aplicar o teorema de valor final em $\Delta A(s)$ considerando uma entrada em degrau no desvio de frequência $\Delta f(s) = \frac{\Delta f}{s}$, desta forma, obtêm-se:

$$\lim_{s \rightarrow 0} (s \cdot \Delta A(s)) = \lim_{s \rightarrow 0} \left(s \cdot \frac{-G_1}{1 + s \cdot T_1} \cdot \frac{\Delta f}{s} \right) = -G_1 = -\frac{1}{R} \quad (2.78)$$

Logo, pode-se concluir que $\Delta P_m(t \rightarrow \infty) \approx \Delta A(t \rightarrow \infty) = -\frac{1}{R}$, para um degrau de desvio de frequência.

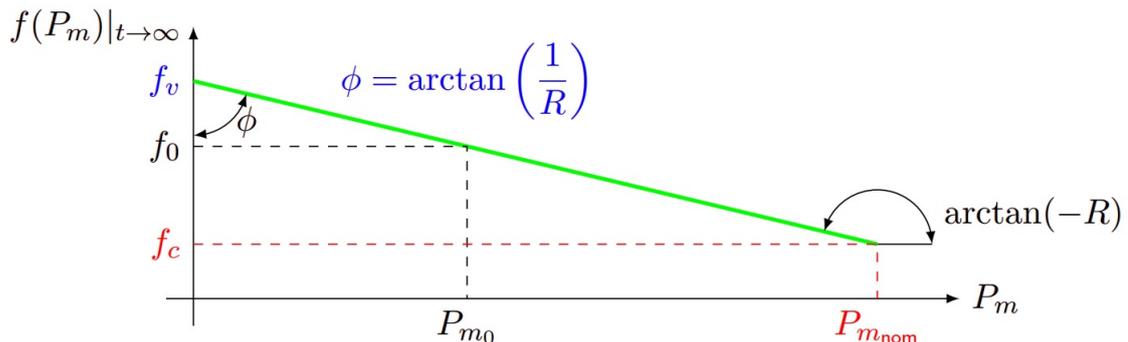
Com a característica estática do regulador *Speed Droop*, é possível escrever:

$$f - f_0 = -R \cdot (P_m - P_{m0}) \quad (2.79)$$

A equação (2.79) representa uma reta no plano (P_m, f) que passa pelos pontos:

- $(0, f_v)$: ponto de vazio, onde $P_m = 0$ e frequência a vazio é f_v
- $(P_{m_{nom}}, f_c)$: ponto de plena carga da máquina primária e frequência a plena carga f_c

Figura 17 – Característica estática do regulador Speed Droop, (ANZAI, 2019)



Pode-se observar que o parâmetro R determina a característica em regime permanente do comportamento da unidade geradora, mapeando a evolução dos valores de regime de frequência em função da variação gradativa de potência. Desta forma, é possível determinar em regime permanente qual será a mudança na abertura da válvula da turbina, ΔA , e conseqüentemente, ΔP_m , para uma dada variação na frequência e vice versa (ANZAI, 2019).

A unidade utilizada para R é Hz/MW . A unidade de $\frac{1}{R}$ é MW/Hz , e esta é conhecida como a energia de regulação do regulador ou máquina, que representa a capacidade de variação de geração em MW devido a variação de frequência em Hz .

O valor final de regime do desvio de frequência quando se considera a dinâmica do rotor e da carga, equação (2.40), também depende do valor de D .

2.2.6 Estatismo

O Estatismo permanente, E , é um parâmetro importante do sistema de controle da geração que possibilita a operação de máquinas em paralelo com estabilidade. De acordo com (ONS, 2021b) O estatismo é definido como sendo a inclinação da curva característica de “carga-frequência” dos reguladores de velocidade. Corresponde a um valor de ajuste do regulador de velocidade de uma unidade geradora, equivalente a queda da frequência nominal, ao se elevar a geração da unidade, de zero à potência nominal. É normalmente expresso em percentual da frequência, como a seguir:

$$E(\%) = \frac{(f_{vazio} - f_{plena\ carga})}{f_{nominal}} \cdot 100 \quad (2.80)$$

Se $E = 0,05$, ou seja, (5%), isto significa que se a um gerador operando em vazio à frequência nominal for aplicada uma carga igual à sua potência nominal, haverá uma queda de frequência, porém, pela ação de seus reguladores de velocidade, a frequência será restabelecida a 95% de seu valor nominal.

2.2.6.1 Relação entre o ajuste do regulador Speed Droop e o estatismo

Analisando a equação da característica do regulador *Speed Droop* (2.79), tem-se que para $P_m = 0 \Rightarrow f = f_v$, logo

$$f_v - f_0 = -R \cdot (0 - P_{m0}) \quad (2.81)$$

Para $P_m = P_{nom} \Rightarrow f = f_c$, logo

$$f_c - f_0 = -R \cdot (P_{nom} - P_{m0}) \quad (2.82)$$

Subtraindo (2.81) de (2.82), obtêm-se:

$$\begin{aligned} f_v - f_c &= R \cdot (P_{nom}) \\ P_{nom} &= \frac{f_v - f_c}{R} \end{aligned} \quad (2.83)$$

Substituindo a equação (2.80) na equação (2.83), e convertendo para pu , têm-se:

$$\begin{aligned} P_{nom} &= \frac{E}{R} \cdot f_{nom} \\ \frac{P_{nom}}{P_{base}} &= \frac{E}{R} \cdot \frac{f_{nom}}{f_{base}} \\ R &= E \end{aligned} \quad (2.84)$$

Portanto, é possível identificar, que em pu , a característica em regime permanente do comportamento da unidade geradora, R , é igual ao estatismo permanente, E .

Verificou-se que ao utilizar um regulador de velocidade do tipo queda de velocidade com estatismo permanente, foi possível estabilizar o sistema após uma variação de carga em um valor de frequência diferente da nominal, mas que permite a operação em paralelo de várias unidades geradoras e a repartição de carga.

2.2.7 Regulação primária

Regulação Primária é a ação automática dos reguladores de velocidade das unidades geradoras, em resposta às variações ocorridas na frequência, restabelecendo o equilíbrio entre a geração e a carga sem, entretanto, restabelecer a frequência no valor original, isto devido ao chamado estatismo, necessário para a repartição de carga entre as unidades (ONS, 2021b).

O regulador utilizado na regulação primária é geralmente o regulador com queda de velocidade (Speed Droop).

2.2.8 Regulação secundária

Regulação Secundária ou Suplementar é a ação manual ou automática, sobre os reguladores de velocidade das unidades geradoras, no sentido de restabelecer a frequência programada do sistema. Esta ação, quando automática, é executada pelo Controle Automático de Geração (CAG). A regulação secundária ocorre em complementação à ação da regulação primária (ONS, 2021b).

O regulador utilizado na regulação secundária é tal que haja um integrador em sua função de transferência, para que o erro de regime permanente seja nulo.

2.3 ESTABILIDADE

Estabilidade é a capacidade de um sistema dinâmico, especificada uma condição operativa inicial, de regressar a um novo estado operativo de equilíbrio, quando o mesmo for exposto a algum distúrbio. Para que um sistema seja considerado seguro e confiável, é

necessário primeiramente que este seja um sistema estável, ao passo de que existem três tipos de estabilidade para sistemas elétricos de potência, classificadas em: estabilidade de tensão, estabilidade angular e estabilidade de frequência (KUNDUR; PASERBA et al., 2004).

Alguns conceitos importantes para este tema serão descritos na sequência, assim como os três tipos de estabilidades, com enfoque na estabilidade de frequência.

2.3.1 Estabilidade de frequência

A estabilidade de frequência é a habilidade de um sistema manter a frequência constante após a ocorrência de uma contingência que provoque um desequilíbrio significativo entre a geração e a carga durante sua operação. O tempo de resposta dos equipamentos à essas perturbações podem variar de frações de segundos a dezenas de minutos. A instabilidade é caracterizada por oscilações sustentadas de frequência que podem provocar desligamento de geradores e corte de cargas, ao passo que em sistemas de grande porte, pode resultar na separação do sistema em ilhas elétricas, segundo (KUNDUR; PASERBA et al., 2004).

2.3.2 Estabilidade angular

A estabilidade angular está associada à capacidade das máquinas síncronas interligadas a um sistema de manter o sincronismo após uma contingência. A instabilidade pode acontecer quando há perda do sincronismo entre as máquinas do sistema, quando os geradores não são capazes de alcançar o equilíbrio entre os conjugados mecânicos. A outra forma de instabilidade ocorre quando a máquina síncrona não é capaz de manter um equilíbrio com o conjugado eletromagnético, imposto pelo sistema elétrico. Na estabilidade angular, também conhecida como estabilidade transitória, as análises são realizadas em intervalos de tempo na ordem de milissegundos à unidades de segundo (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1994), sendo necessárias avaliações no domínio do tempo.

2.3.3 Estabilidade de tensão

A estabilidade de tensão corresponde à capacidade de um sistema de manter as tensões estáveis em todas as suas barras, após a ocorrência de uma perturbação de uma condição operativa inicial. A instabilidade pode ser verificada por uma diminuição ou crescimento gradativo da tensão nas barras dos sistema, sendo que esta instabilidade normalmente é provocada quando há um desequilíbrio entre a demanda e a geração do sistema (KUNDUR; PASERBA et al., 2004) ou um crescimento abrupto da carga consumida da rede.

A instabilidade de tensão está interligada ao comportamento das cargas do sistema, como por exemplo na ocorrência de um distúrbio e/ou contingência, que tende a diminuir a

tensão do sistema. A instabilidade também pode ser observada após o distúrbio na tentativa de recuperar a condição operativa normalizada, pois o esforço de recuperar o montante de potência ativa consumida antes da perturbação provoca um aumento de potência reativa no sistema, levando a uma redução ainda maior dos valores de tensão. Quando equipamentos utilizados para a compensação de potência reativa, como compensadores síncronos e geradores, operam próximo dos seus limites, costuma haver uma acentuação dos efeitos da instabilidade de tensão no sistema (KUNDUR; PASERBA et al., 2004) uma vez que estes dispositivos perdem a capacidade de efetuar o controle de tensão para o qual foram projetados.

3 METODOLOGIA PROPOSTA

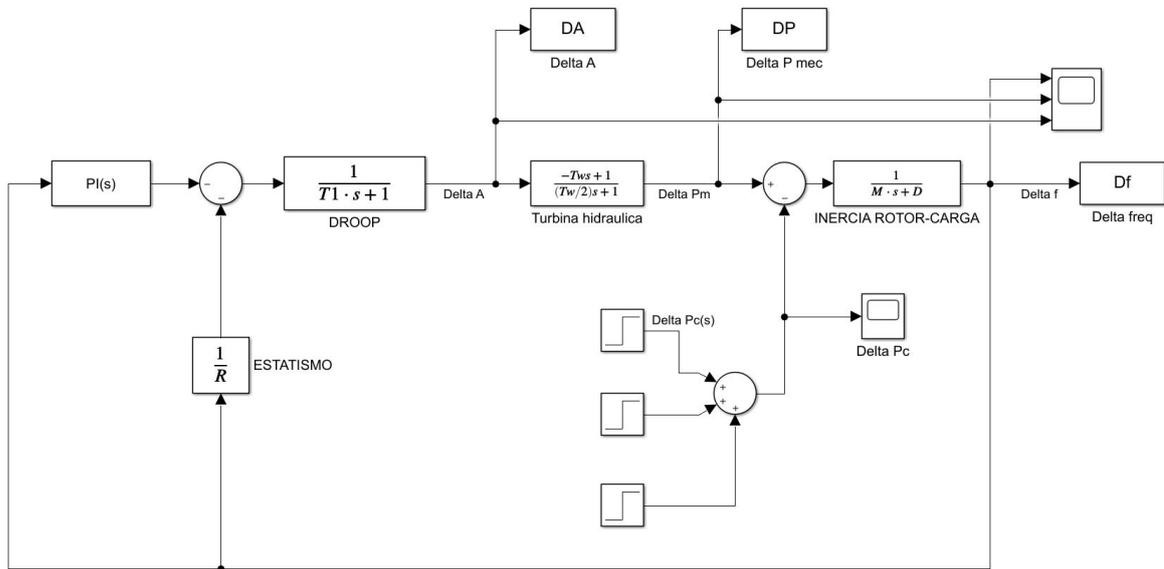
A metodologia proposta neste trabalho se baseia na implementação da regulação secundária através de controlador Proporcional Integral (*PI*) paralelo, onde os ganhos do controlador serão ajustados de acordo com a sintonia de Ziegler-Nichols, afim de obter uma resposta estável para operação do sistema. A análise do comportamento do sistema será realizada através da ferramenta *Simulink* do MATLAB.

As subseções a seguir apresentam de forma mais detalhada as etapas da resolução da função de transferência de todo o sistema em malha fechada, descrevendo as modificações realizadas para a metodologia proposta neste trabalho.

3.1 DEFINIÇÃO

A ferramenta *Simulink* facilita a visualização do sistema em malha fechada, isto nos permite enxergar cada bloco que compõe o sistema de forma mais clara. Após preparado o ambiente de simulação, é possível observar a resposta do sistema perante a uma variação na carga, seja de acréscimo ou decréscimo, inserida através de degrau unitário pela variável $\Delta P_c(s)$. A Figura 18 ilustra os blocos do sistema.

Figura 18 – Sistema em malha fechada



A função de transferência de malha fechada, relativa ao diagrama de blocos da Figura 18, que relaciona a variação de frequência com a variação da carga, é dada pela equação (3.1).

$$\frac{\Delta f(s)}{\Delta P_c(s)} = \frac{-[(T_1 \cdot \frac{T_w}{2} \cdot R) \cdot s^3 + (T_1 \cdot R + \frac{T_w}{2} \cdot R) \cdot s^2 + R \cdot s]}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0 \cdot K_i \cdot R} \quad (3.1)$$

Onde:

- $a_4 = M \cdot T_1 \cdot \frac{T_w}{2} \cdot R$
- $a_3 = M \cdot T_1 \cdot R + M \cdot \frac{T_w}{2} + D \cdot T_1 \cdot \frac{T_w}{2} \cdot R$
- $a_2 = M \cdot R + D \cdot T_1 \cdot R + D \cdot \frac{T_w}{2} \cdot R - T_w \cdot K_p \cdot R - T_w$
- $a_1 = D \cdot R + K_p \cdot R + 1 - T_w \cdot K_i \cdot T_1$
- $a_0 = K_i \cdot R$

3.1.1 Critérios de desempenho

Conforme abordado no capítulo 2, as especificações de desempenho são requisitos impostos para o adequado funcionamento de um dado sistema. Estes são muito importantes no funcionamento do Sistema Elétrico de Potência, visto que sua resposta transitória influencia em todos os consumidores que são interligados no mesmo, pois uma variação brusca ou muito demorada podem ocasionar danos a estes.

3.1.1.1 Tempo de acomodação

É o tempo necessário para que a curva de resposta alcance valores em uma faixa (geralmente de 2% ou 5%) em torno do valor final, aí permanecendo indefinidamente. O tempo de acomodação está relacionado à maior constante de tempo do sistema de controle (OGATA, 2010). A faixa definida será de 5 %.

Na aplicação da *Malha Pf*, quanto menor o tempo de acomodação, mais rápido o sistema irá estabilizar em torno da frequência de referência, evitando variações por longos períodos, que podem ser prejudiciais às cargas ligadas a mesma.

As tomadas fluentes de carga consecutivas não devem ser feitas em intervalo de tempo inferior a 1 (um) minuto, para possibilitar a estabilização das oscilações de tensão e de frequência decorrentes da tomada do último degrau de carga, pelos reguladores automáticos de tensão e de velocidade das unidades geradoras nas usinas de autorrestabelecimento (ONS, 2018). Portanto, o tempo de acomodação deve ser próximo de um minuto.

3.1.1.2 Máximo sobressinal

É o valor máximo de pico da curva de resposta, medido a partir da unidade. Se o valor final da resposta em regime permanente diferir da unidade, então é comum utilizar porcentagem máxima de sobressinal. Este valor máximo do sobressinal indica diretamente a estabilidade relativa do sistema (OGATA, 2010).

Dado que o SEP deve operar com frequência dentro de uma margem de segurança, ultrapassar tais limites infringem critérios estabelecidos em (ONS, 2018). Valores muito

elevados de frequência, perante a frequência de referência, ocasionam danos às máquinas e cargas conectadas à *Malha Pf*. A partir disso, deve-se analisar o máximo sobressinal afim de evitar ultrapassar tais valores e manter a operação do SEP dentro dos limites estabelecidos.

Para usinas Hidroelétricas, de acordo com (ONS, 2018), a máxima oscilação de frequência aceitável em regime dinâmico é de 5%, em torno da frequência de referência, que é de 60 *Hz*.

A variação da abertura da válvula e da variação de potência mecânica também possuem limitações na velocidade de atuação dessas variáveis. Estas devem ser analisadas para resultados mais precisos e adequados, porém esse tipo de abordagem foge do escopo do presente trabalho.

3.1.2 Controlador PI

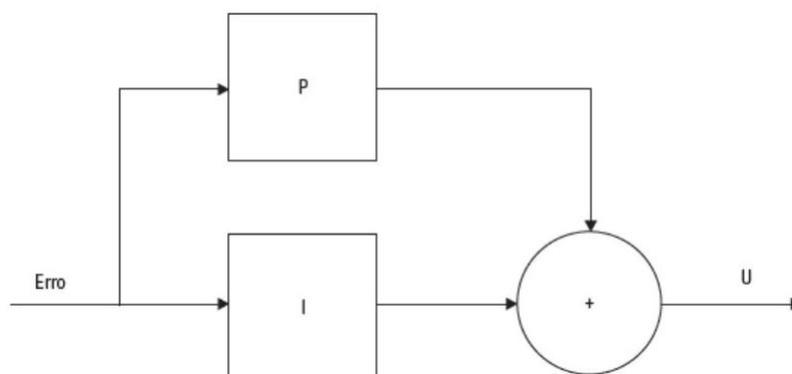
O motivo de não ter sido utilizado o controlador PID é devido ao fato de o mesmo inserir mais um zero na função de transferência de malha fechada, o que faria com que a ordem do numerador fosse da mesma ordem que o denominador, tornando o sistema bipróprio, e, assim dificultando a implementação do controlador.

O controlador PI paralelo consiste na implementação de dois controladores, o controlador Proporcional e o controlador Integral.

A ação proporcional impacta diretamente no regime permanente, visto que a medida que o valor do ganho proporcional aumenta, o erro no estado estacionário diminui, porém, o tempo que o sistema leva para atingi-lo aumentará.

A ação integral é introduzida ao controlador proporcional para eliminar o erro de regime permanente. Isso é feito integrando o erro no tempo, ou seja, o erro será acumulado, e, com isso, o sinal de controle irá aumentar ou diminuir dependendo do sinal e do valor do erro acumulativo.

Figura 19 – Controlador PI paralelo



A sintonia do controlador pode ser feita através de alguns métodos conhecidos na

literatura. O método utilizado neste presente trabalho será o de Ziegler-Nichols, onde o mesmo nos fornece um valor inicial do ganho e da constante de tempo do controlador, a partir do ganho crítico, K_{cr} , e do período crítico, P_{cr} , para que posteriormente possa ser feito um ajuste mais fino para atender os critérios de desempenho.

Tabela 2 – Regra de sintonia de Ziegler-Nichols (segundo método):

Sintonia PID - Ziegler-Nichols			
Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0,5 \cdot K_{cr}$	∞	0
PI	$0,45 \cdot K_{cr}$	$\frac{1}{1,2} \cdot P_{cr}$	0
PID	$0,6 \cdot K_{cr}$	$0,5 \cdot P_{cr}$	$0,125 \cdot P_{cr}$

3.2 RESOLUÇÃO ATRAVÉS DO MÉTODO

3.2.1 Sistema 1

Primeiramente deve-se definir as constantes dos componentes do sistema.

- $P_{nom} = 100$ MW;
- $P_{base} = 100$ MW;
- $P_0 = 100$ MW
- $f_0 = 60$ Hz;
- $H = 3$ segundos;
- $M = 2 \cdot H = 6$ segundos;
- $D = 1$ %;
- $T_w = 4$ segundos;
- $T_1 = 0,2$ segundos;
- $E = 5$ %

Após definidas as constantes, deve-se convertê-las em *pu*, afim de trabalhar com as unidades no sistema *por unidade*.

- $H_{pu} = H \cdot \frac{P_{nom}}{P_{base}} = 3 \cdot \frac{100}{100} = 3$ puMW/Hz;
- $M_{pu} = 2 \cdot H_{pu} = 2 \cdot 3$ puMW/Hz = 6 puMW/Hz;
- $D_{pu} = D \cdot \frac{P_0}{f_0} = 1\% \cdot \frac{100}{60} = 1,6667 \cdot 10^{-4}$ puMW/Hz;

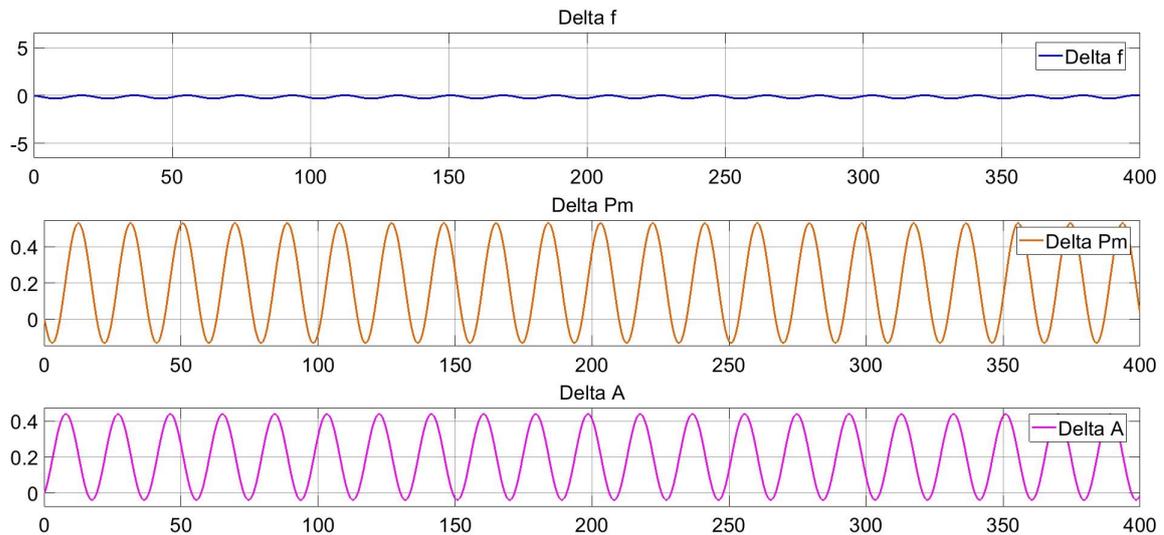
$$K_{cr} = \frac{\frac{-(2 \cdot D \cdot R + 2)}{R \cdot (2 \cdot M \cdot T_1 + M \cdot T_w + D \cdot T_1 \cdot T_w)} + \frac{2}{T_1 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot D}{M \cdot T_w} + \frac{D}{M \cdot T_1} - \frac{2}{M \cdot T_1 \cdot R}}{\frac{M \cdot T_1}{2} + \frac{2 \cdot M \cdot T_1 + M \cdot T_w + D \cdot T_1 \cdot T_w}{2}}$$

$$K_{cr} = 1,1015$$

Após obtido o ganho crítico, pode-se encontrar o período crítico, P_{cr} , através da localização dos polos sob o eixo imaginário, onde estes polos correspondem a frequência de oscilações sustentadas, ω_{cr} , de estabilidade marginal.

A Figura 21 representa a resposta ao degrau utilizando o ganho crítico para ilustrar as oscilações sustentadas.

Figura 21 – Oscilações sustentadas



A frequência de estabilidade marginal, ω_{cr} , pode ser obtida substituindo o valor do

ganho crítico na equação característica e igualando a equação a zero.

$$\begin{aligned}
& 1 \cdot (j\omega)^3 \\
& + \left(\frac{2}{T_w} + \frac{1}{T_1} + \frac{D}{M} \right) \cdot (j\omega)^2 \\
& + \left(\frac{2}{T_1 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot D}{M \cdot T_w} + \frac{D}{M \cdot T_1} - \frac{2}{M \cdot T_1 \cdot R} - \frac{2 \cdot K_{cr}}{M \cdot T_1} \right) \cdot (j\omega) \\
& + \left(\frac{2 \cdot D}{M \cdot T_1 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot K_{cr}}{M \cdot T_1 \cdot T_w} + \frac{2}{M \cdot T_1 \cdot T_w \cdot R} \right) = 0 \\
& 1 \cdot (-j\omega^3) \\
& + \left(\frac{2}{T_w} + \frac{1}{T_1} + \frac{D}{M} \right) \cdot (-\omega^2) \\
& + \left(\frac{2}{T_1 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot D}{M \cdot T_w} + \frac{D}{M \cdot T_1} - \frac{2}{M \cdot T_1 \cdot R} - \frac{2 \cdot K_{cr}}{M \cdot T_1} \right) \cdot (j\omega) \\
& + \left(\frac{2 \cdot D}{M \cdot T_1 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot K_{cr}}{M \cdot T_1 \cdot T_w} + \frac{2}{M \cdot T_1 \cdot T_w \cdot R} \right) = 0 \\
& \omega_{cr} = 0,3297 \text{ rad/s}
\end{aligned} \tag{3.3}$$

O período crítico pode ser obtido através da equação (3.4).

$$P_{cr} = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_{cr}} = \frac{2 \cdot \pi}{0,3297 \text{ rad/s}} = 19,0562 \text{ segundos} \tag{3.4}$$

3.2.2 Sistema 2

Primeiramente deve-se definir as constantes dos componentes do sistema.

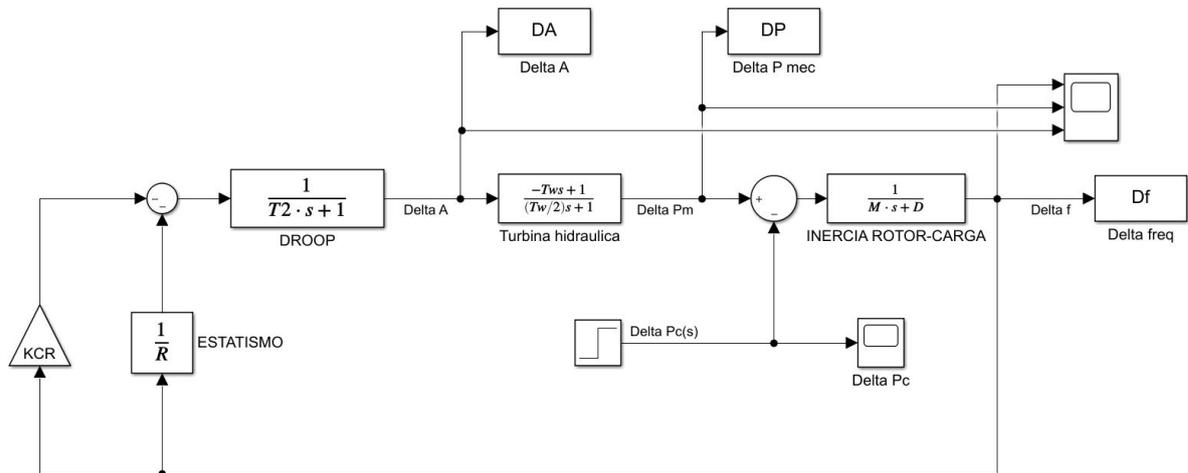
- $P_{nom} = 100 \text{ MW}$;
- $P_{base} = 100 \text{ MW}$;
- $P_0 = 100 \text{ MW}$
- $f_0 = 60 \text{ Hz}$;
- $H = 2 \text{ segundos}$;
- $M = 2 \cdot H = 4 \text{ segundos}$;
- $D = 5 \%$;
- $T_w = 3 \text{ segundos}$;
- $T_2 = 0,6 \text{ segundos}$;
- $E = 5 \%$

Após definidas as constantes, deve-se convertê-las em *pu*, afim de trabalhar com as unidades no sistema *por unidade*.

- $H_{pu} = H \cdot \frac{P_{nom}}{P_{base}} = 2 \cdot \frac{100}{100} = 2 \text{ puMW/Hz};$
- $M_{pu} = 2 \cdot H_{pu} = 2 \cdot 2 \text{ puMW/Hz} = 4 \text{ puMW/Hz};$
- $D_{pu} = D \cdot \frac{P_0}{P_{base}} = 5\% \cdot \frac{100}{60} = 8,3333 \cdot 10^{-4} \text{ puMW/Hz};$
- $T_{wpu} = T_w \cdot \frac{P_{nom}}{P_{base}} = 3 \text{ puMW/Hz};$
- $T_{2pu} = T_2 \cdot \frac{P_{nom}}{P_{base}} = 0,6 \text{ puMW/Hz};$
- $R_{pu} = E \cdot \frac{f_0}{P_{base}} = 0,05 \cdot \frac{60}{100} = 3 \text{ Hz/puMW}.$

Na seqüência deve-se encontrar o ganho crítico, K_{cr} , que faz com que a saída da resposta ao degrau apresente uma oscilação sustentada. Portanto, deve-se avaliar a função de transferência de malha fechada e posteriormente usar o critério de *Routh – Hurwitz* para obtenção do ganho crítico.

Figura 22 – Sistema 2 em malha fechada com ganho crítico



Avaliando o diagrama de blocos na Figura 22, é possível extrair a equação caracte-

rística afim de obter o ganho crítico através do critério de *Routh – Hurwitz*.

$$\begin{aligned}
 & 1 \cdot s^3 \\
 & + \left(\frac{2}{T_w} + \frac{1}{T_2} + \frac{D}{M} \right) \cdot s^2 \\
 & + \left(\frac{2}{T_2 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot D}{M \cdot T_w} + \frac{D}{M \cdot T_2} - \frac{2}{M \cdot T_2 \cdot R} - \frac{2 \cdot K}{M \cdot T_2} \right) \cdot s \\
 & + \left(\frac{2 \cdot D}{M \cdot T_2 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot K}{M \cdot T_2 \cdot T_w} + \frac{2}{M \cdot T_2 \cdot T_w \cdot R} \right)
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

A partir do critério de *Routh – Hurwitz*, é obtido o ganho crítico, como mostrado a seguir:

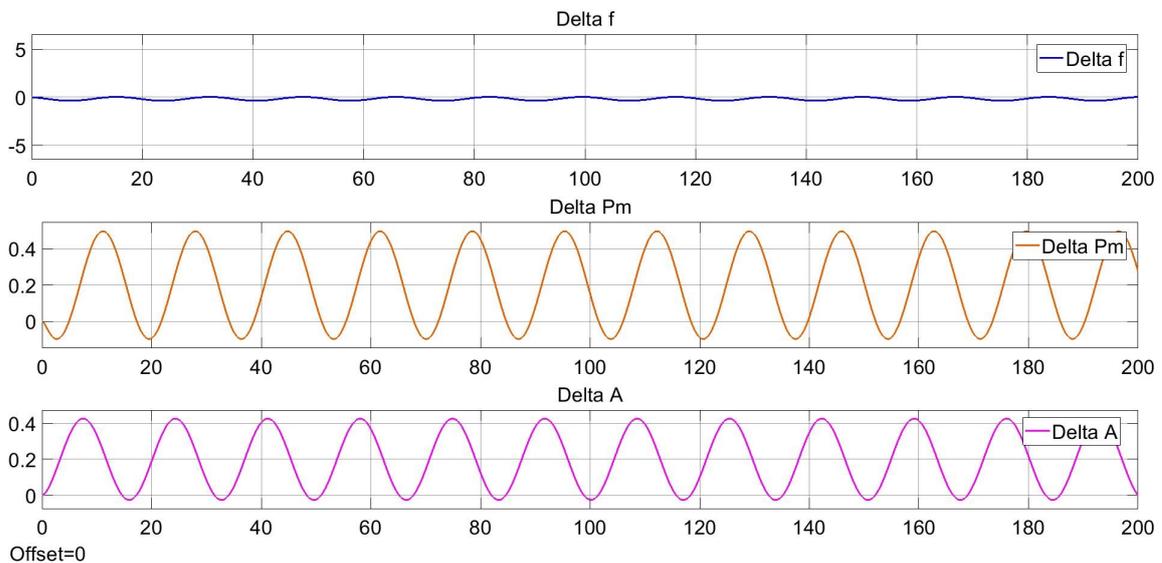
$$K_{cr} = \frac{\frac{-(2 \cdot D \cdot R + 2)}{R \cdot (2 \cdot M \cdot T_2 + M \cdot T_w + D \cdot T_2 \cdot T_w)} + \frac{2}{T_2 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot D}{M \cdot T_w} + \frac{D}{M \cdot T_2} - \frac{2}{M \cdot T_2 \cdot R}}{\frac{2}{M \cdot T_2} + \frac{2 \cdot M \cdot T_2 + M \cdot T_w + D \cdot T_2 \cdot T_w}{2}}$$

$$K_{cr} = 0,8338$$

Após obtido o ganho crítico, pode-se encontrar o período crítico, P_{cr} , através da localização dos polos sob o eixo imaginário, onde estes polos correspondem a frequência de oscilações sustentadas, ω_{cr} , de estabilidade marginal.

A Figura 23 representa a resposta ao degrau utilizando o ganho crítico para ilustrar as oscilações sustentadas.

Figura 23 – Oscilações sustentadas do sistema 2



A frequência de estabilidade marginal, ω_{cr} , pode ser obtida substituindo o valor do ganho crítico na equação característica e igualando a equação a zero.

$$\begin{aligned}
& 1 \cdot (j\omega)^3 \\
& + \left(\frac{2}{T_w} + \frac{1}{T_2} + \frac{D}{M} \right) \cdot (j\omega)^2 \\
& + \left(\frac{2}{T_2 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot D}{M \cdot T_w} + \frac{D}{M \cdot T_2} - \frac{2}{M \cdot T_2 \cdot R} - \frac{2 \cdot K_{cr}}{M \cdot T_2} \right) \cdot (j\omega) \\
& + \left(\frac{2 \cdot D}{M \cdot T_2 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot K_{cr}}{M \cdot T_2 \cdot T_w} + \frac{2}{M \cdot T_2 \cdot T_w \cdot R} \right) = 0 \\
& 1 \cdot (-j\omega^3) \\
& + \left(\frac{2}{T_w} + \frac{1}{T_2} + \frac{D}{M} \right) \cdot (-\omega^2) \\
& + \left(\frac{2}{T_2 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot D}{M \cdot T_w} + \frac{D}{M \cdot T_2} - \frac{2}{M \cdot T_2 \cdot R} - \frac{2 \cdot K_{cr}}{M \cdot T_2} \right) \cdot (j\omega) \\
& + \left(\frac{2 \cdot D}{M \cdot T_2 \cdot T_w} + \frac{2 \cdot K_{cr}}{M \cdot T_2 \cdot T_w} + \frac{2}{M \cdot T_2 \cdot T_w \cdot R} \right) = 0 \\
& \omega_{cr} = 0,3729 \text{ rad/s}
\end{aligned} \tag{3.6}$$

O período crítico pode ser obtido através da equação (3.4).

$$P_{cr} = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_{cr}} = \frac{2 \cdot \pi}{0,3729 \text{ rad/s}} = 16,8513 \text{ segundos} \tag{3.7}$$

3.3 PASSOS DA METODOLOGIA

Na sequência são apresentados os passos para aplicação da metodologia.

3.3.1 1° Passo:

Avaliada a condição de estabilidade marginal, é possível obter, através das regras apresentadas na Tabela 2, o valor inicial para o ganho proporcional, K_p , bem como a constante de tempo integrativa, T_i , e, assim, definir os parâmetros do controlador através do segundo método de Ziegler-Nichols.

3.3.2 2° Passo:

Inserir o valor do degrau de carga.

3.3.3 3° Passo:

Inserir os valores obtidos no controlador PI através do método de Ziegler-Nichols e simular a resposta para uma entrada em degrau.

3.3.4 4° Passo:

Observar a resposta, avaliar e verificar se atende aos critérios de desempenho.

3.3.5 5° Passo:

Caso não tenha sido atendido os critérios de desempenho, deve-se fazer um ajuste fino do controlador PI afim de satisfazer tais critérios.

3.3.6 6° Passo:

Finalização do método.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a apresentação do trabalho desenvolvido, foram utilizados como base dois sistemas fictícios que representem a dinâmica da operação da *Malha Pf* para entrada de degrau de carga.

No capítulo anterior foi mostrada a sequência de passos para avaliação do comportamento dinâmico do sistema. Na sequência serão abordados os passos necessários para a metodologia proposta e os resultados obtidos.

4.1 RESULTADOS SISTEMA 1

4.1.1 1° Passo:

Pode-se obter, através das regras apresentadas na Tabela 2, o valor inicial para o ganho proporcional, K_p , bem como a constante de tempo integrativa, T_i , e, assim, definir os parâmetros do controlador através do segundo método de Ziegler-Nichols.

$$K_p = 0,45 \cdot K_{cr} = 0,45 \cdot 1,1015 = 0,4957$$

$$T_i = \frac{1}{1,2} \cdot P_{cr} = \frac{1}{1,2} \cdot 19,0562 = 15,8802$$

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{0,4957}{15,8802} = 0,0312$$

4.1.2 2° Passo:

Comumente são realizados degraus de carga entre 0,20 *pu* a 0,50 *pu*, onde neste trabalho foi realizada a simulação com degrau de 0,50 *pu*, conforme ilustrado pela Figura 24.

4.1.3 3° Passo:

Inserido os valores obtidos no controlador PI através do método de Ziegler-Nichols, conforme a Figura 25, pode-se simular a resposta para uma entrada em degrau.

4.1.4 4° Passo:

Observar a resposta, avaliar e verificar se atende aos critérios de desempenho a partir da Figura 26.

Figura 24 – Degrau de carga do sistema 1

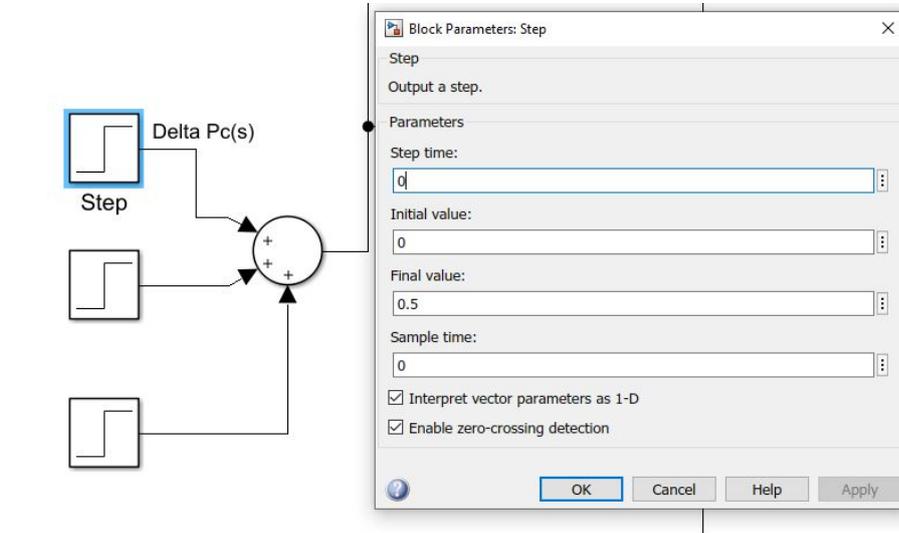


Figura 25 – Inserção dos ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 1

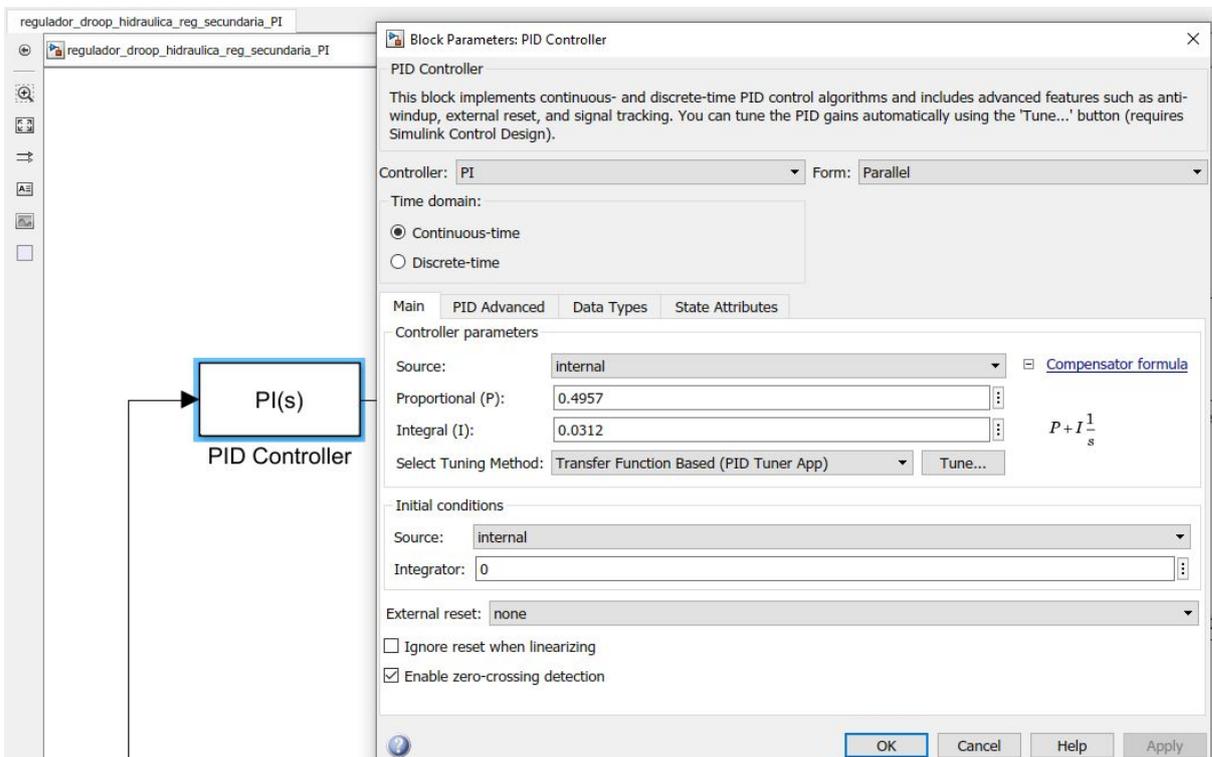


Figura 26 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 1 - Δf

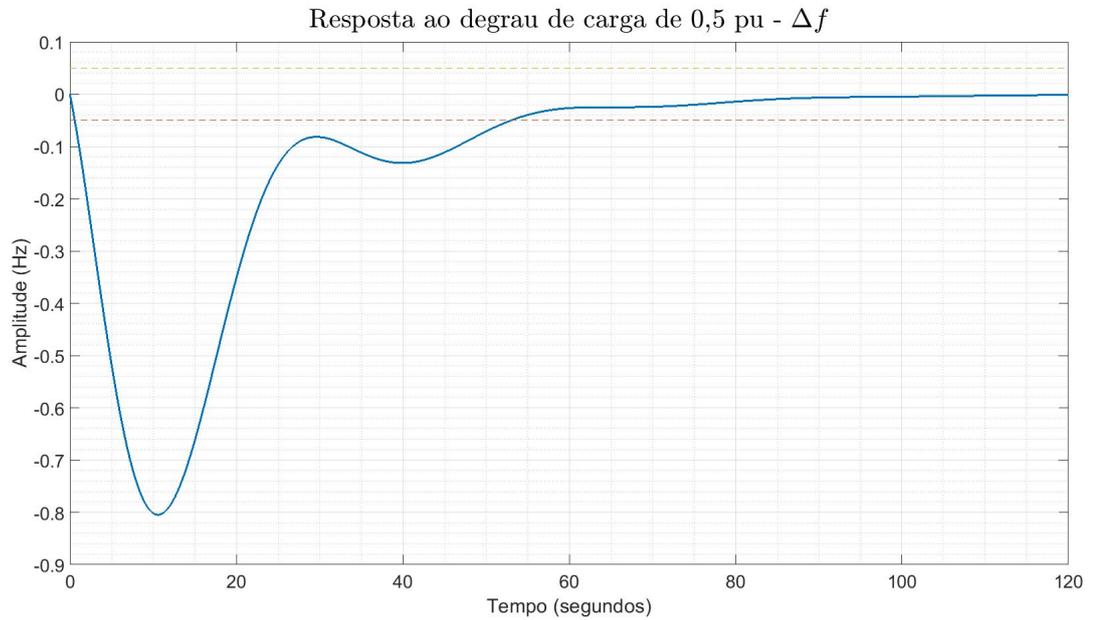


Figura 27 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 1 - ΔP_m

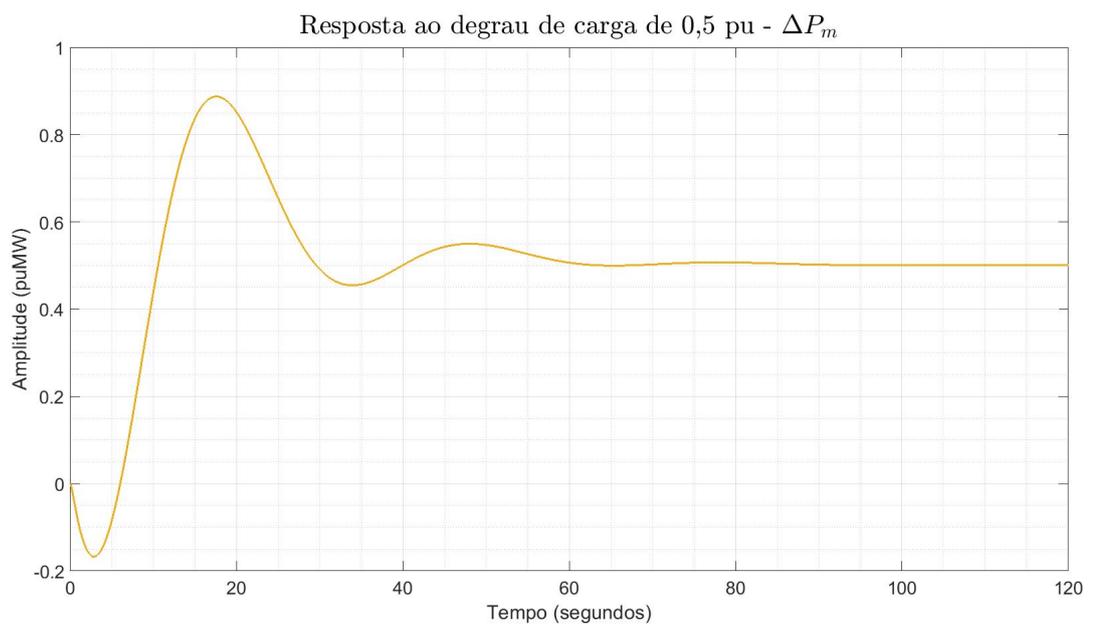
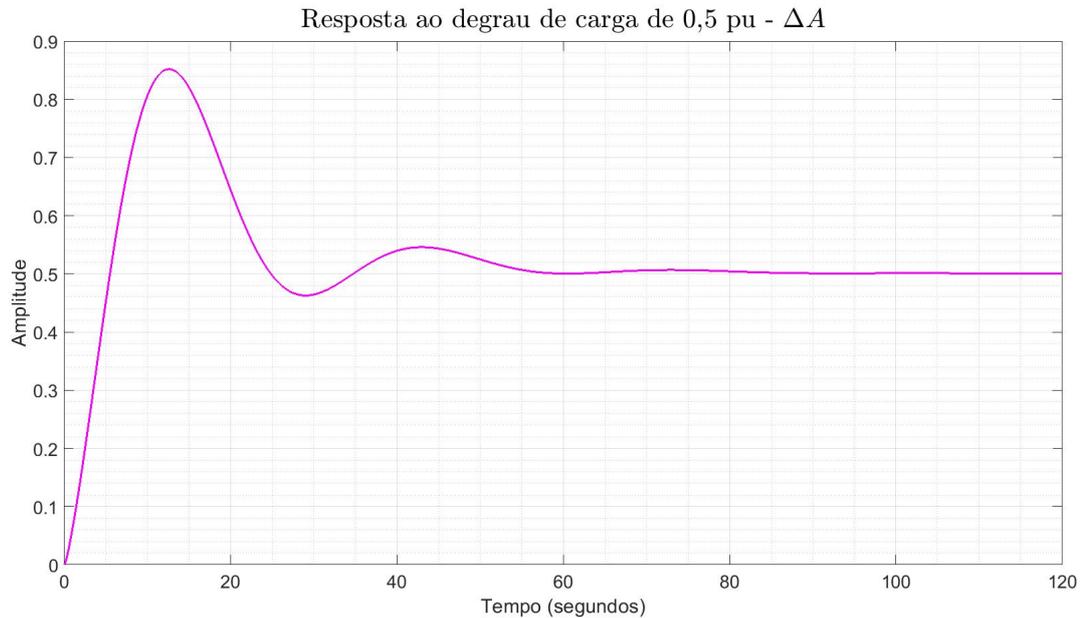


Figura 28 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 1 - ΔA



4.1.5 5° Passo:

Como pôde-se observar na Figura 26, a frequência ficou dentro dos critérios de desempenho. Sendo que a maior variação de frequência foi de aproximadamente $0,86 \text{ Hz}$, e, o tempo de acomodação ficou dentro da faixa dos 60 segundos.

4.1.6 6° Passo:

A Figura 29 ilustra o Lugar das Raízes com os ganhos inseridos para o sistema 1, em que os zeros de malha fechada são dados por 0 ; -5 ; $-0,5$; e os pólos de malha fechada são dados por $-1,57 + j0$; $-0,2711 + j0,2804$; $-0,2711 - j0,2804$; $-0,0545 + j0$.

Método finalizado.

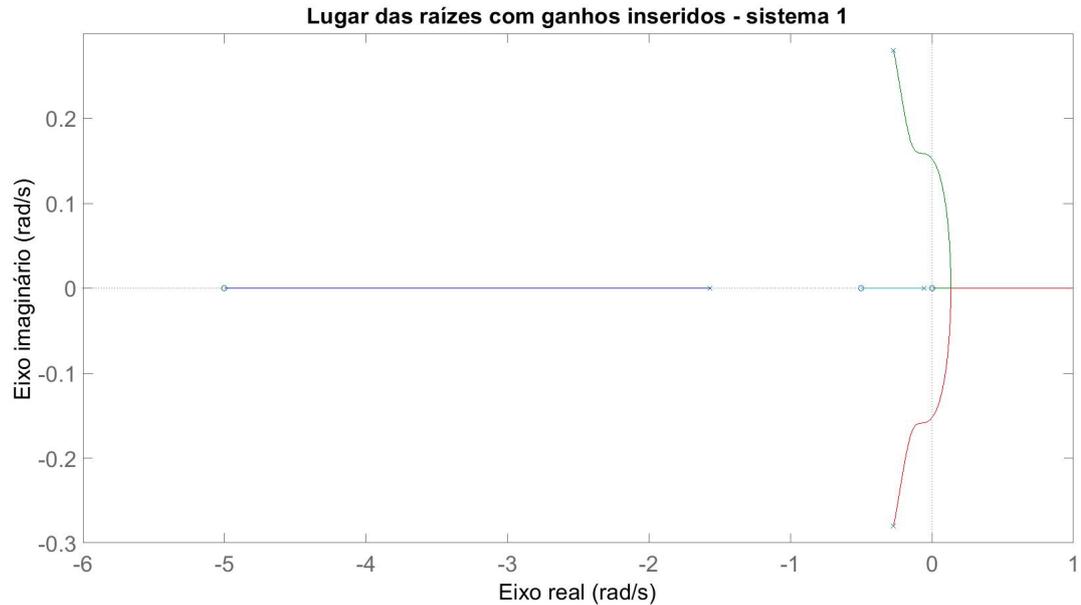
4.2 RESULTADOS SISTEMA 2

4.2.1 1° Passo:

Pode-se obter, através das regras apresentadas na Tabela 2, o valor inicial para o ganho proporcional, K_p , bem como a constante de tempo integrativa, T_i , e, assim, definir os parâmetros do controlador através do segundo método de Ziegler-Nichols.

$$K_p = 0,45 \cdot K_{cr} = 0,45 \cdot 0,8338 = 0,3752$$

Figura 29 – Lugar das Raízes com ganhos inseridos - sistema 1



$$T_i = \frac{1}{1,2} \cdot P_{cr} = \frac{1}{1,2} \cdot 16,8513 = 14,0427$$

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{0,3752}{16,8513} = 0,0267$$

4.2.2 2º Passo:

Comumente são realizados degraus de carga entre $0,20 pu$ a $0,50 pu$, onde neste trabalho foi realizada a simulação com degrau de $0,50 pu$, conforme ilustrado pela Figura 30.

4.2.3 3º Passo:

Inserido os valores obtidos no controlador PI através do método de Ziegler-Nichols, conforme a Figura 31, pode-se simular a resposta para uma entrada em degrau.

4.2.4 4º Passo:

Observar a resposta, avaliar e verificar se atende aos critérios de desempenho a partir da Figura 32.

4.2.5 5º Passo:

Como pôde-se observar na Figura 32, a frequência não ficou dentro dos critérios de desempenho. Sendo que a maior variação de frequência foi de aproximadamente $0,98$

Figura 30 – Degrau de carga do sistema 2

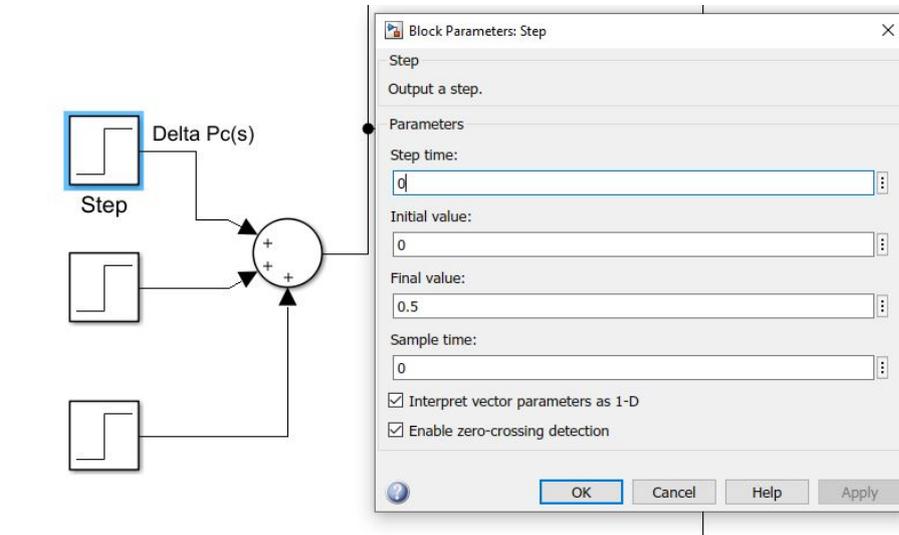


Figura 31 – Inserção dos ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 2

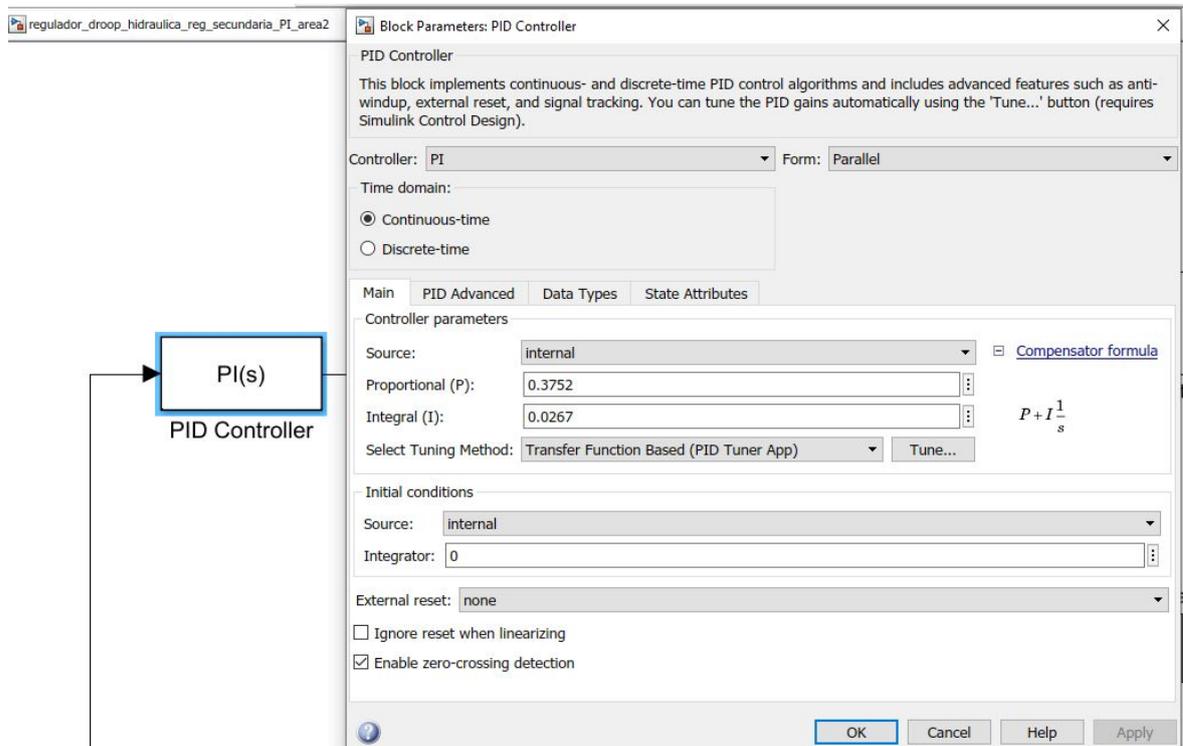


Figura 32 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 2 - Δf

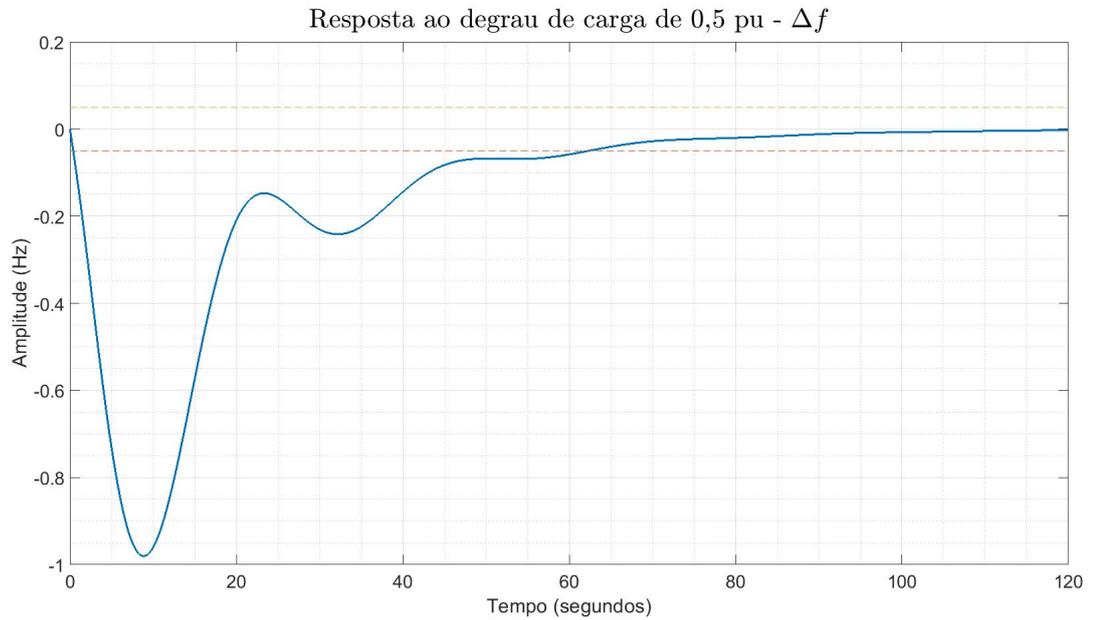


Figura 33 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 2 - ΔP_m

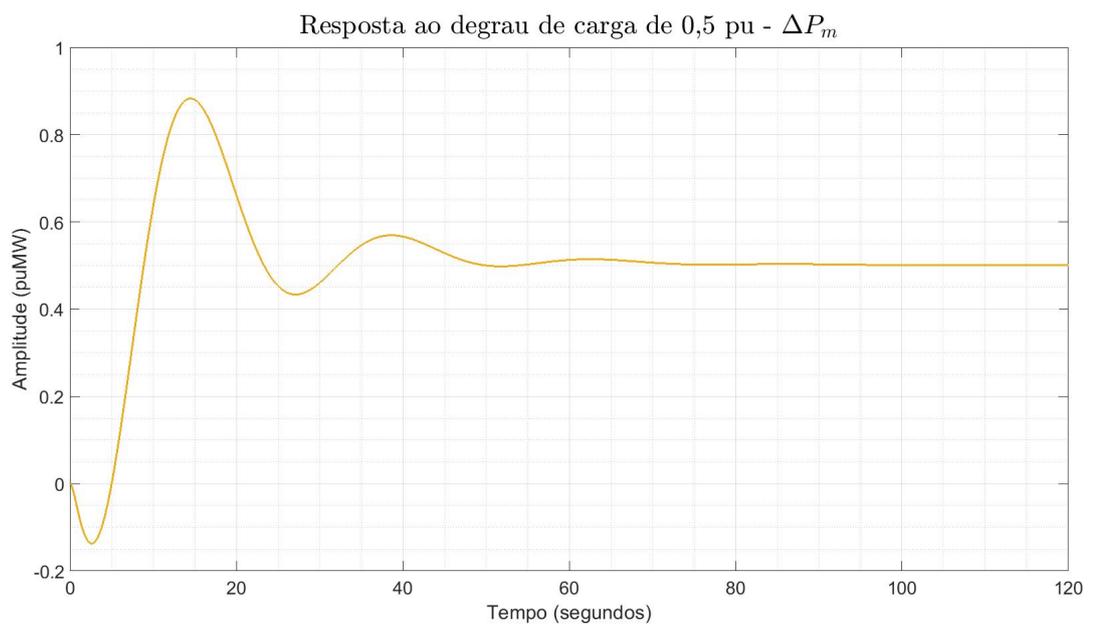
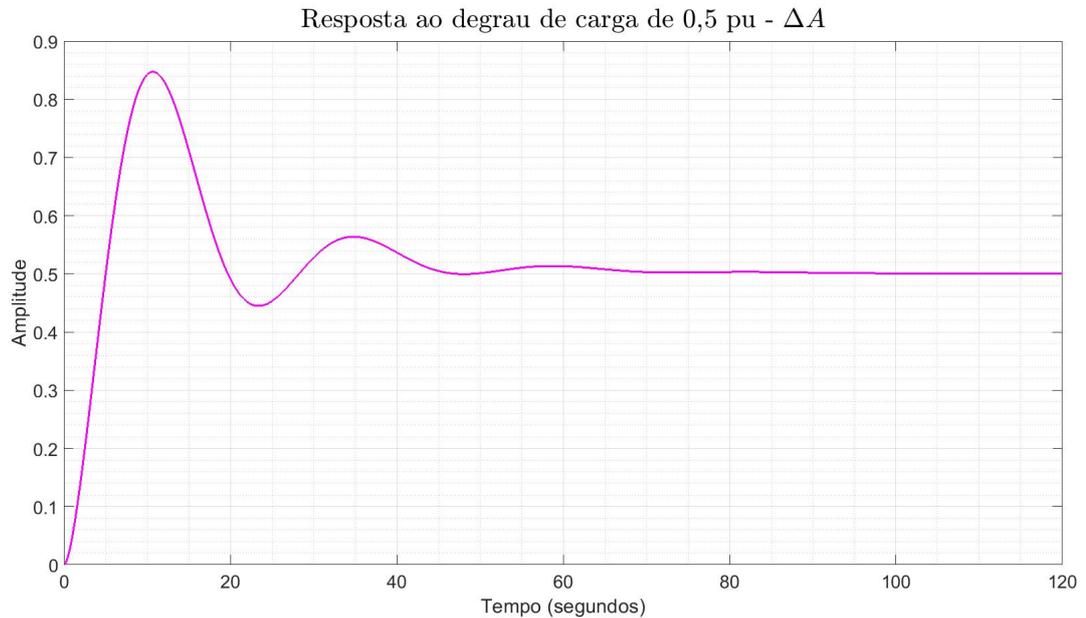


Figura 34 – Resposta ao degrau de carga para ganhos obtidos através de Ziegler-Nichols do sistema 2 - ΔA



Hz , e, o tempo de acomodação ficou fora da faixa dos 60 segundos. Portanto, é necessário ajustar os ganhos do controlador PI a fim de atender os critérios de desempenho, desta forma, retornando ao 3° passo.

4.2.6 3° Passo:

Os ajustes devem ser tal que atendam os critérios de desempenho.

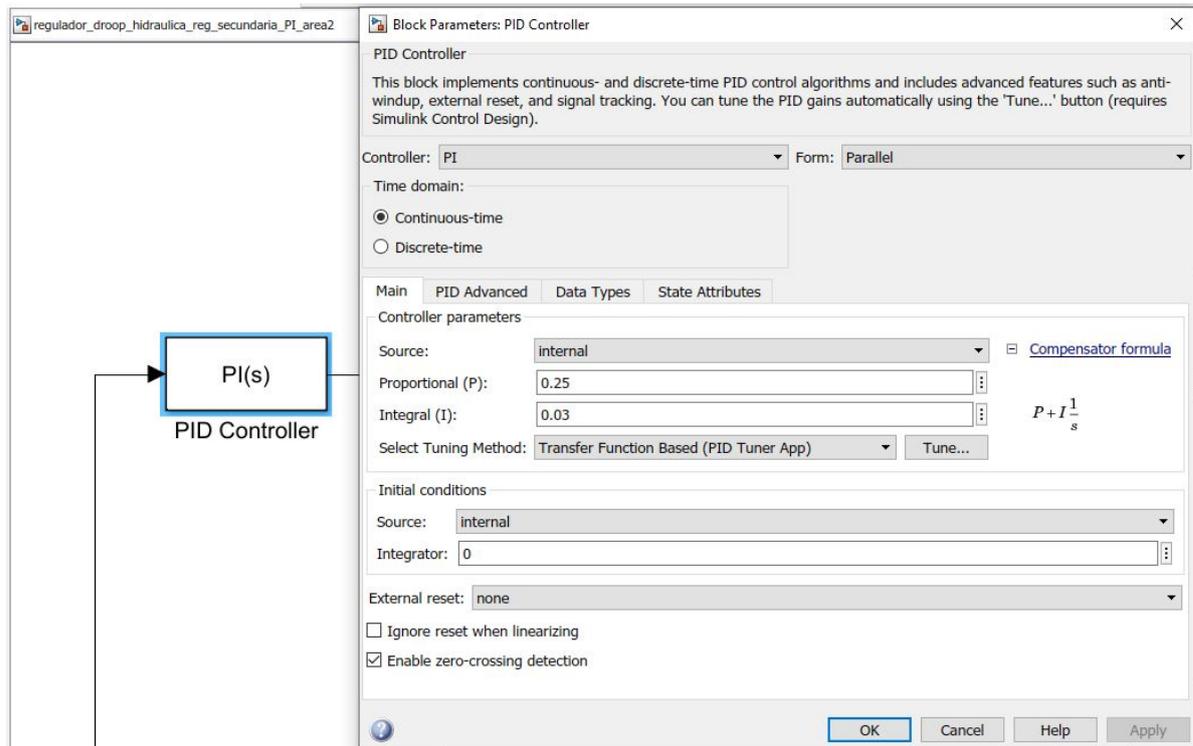
Cabe salientar que o ganho proporcional, K_p , ao ser reduzido, aumenta o sobressinal e reduz o tempo de acomodação, portanto, como o sobressinal não está próximo ao limite estabelecido, é possível reduzir o ganho K_p com o objetivo de reduzir o tempo de acomodação, para que o sistema se acomode mais rapidamente.

Já o ganho integral, K_i , quando aumentado, irá aumentar o sobressinal e reduzir o tempo de acomodação. Vale notar que há uma margem aceitável no sobressinal para que este ganho integrativo possa ser aumentado, e, assim, conseguir uma resposta mais rápida e com sobressinal dentro dos limites estabelecidos.

Portanto, o conjunto destes ajustes proporcionará uma resposta mais rápida, a qual atenderá simultaneamente ambos os critérios de desempenho.

Inserido os valores ajustados no controlador PI , conforme a Figura 35, pode-se simular a resposta para uma entrada em degrau.

Figura 35 – Inserção dos ganhos ajustados do sistema 2



4.2.7 4º Passo:

Observar a resposta, avaliar e verificar se atende aos critérios de desempenho a partir da Figura 36.

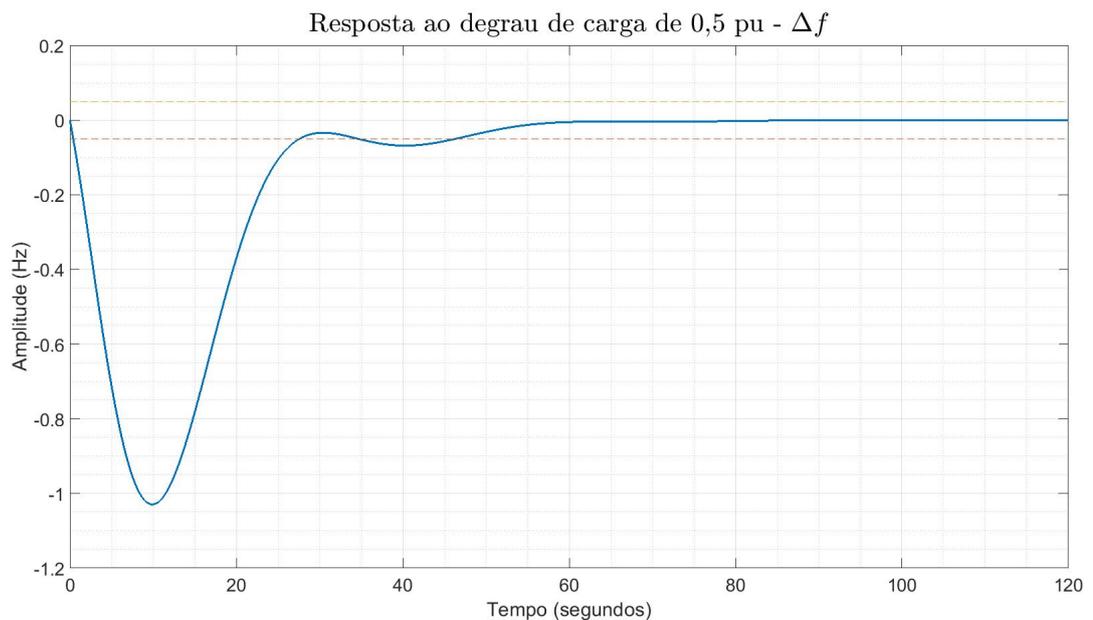
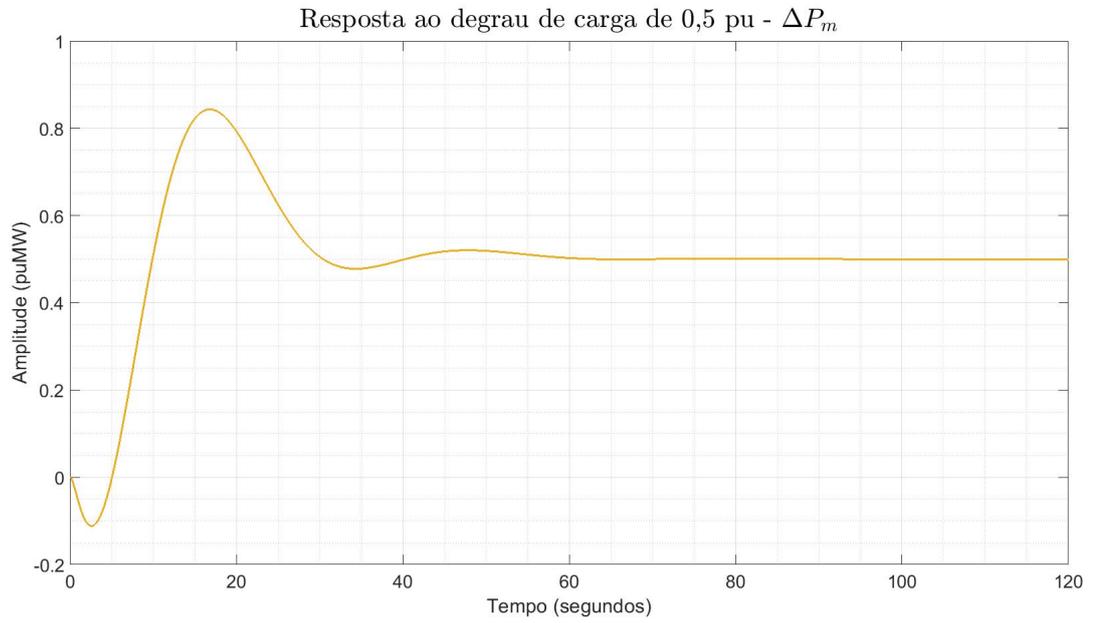
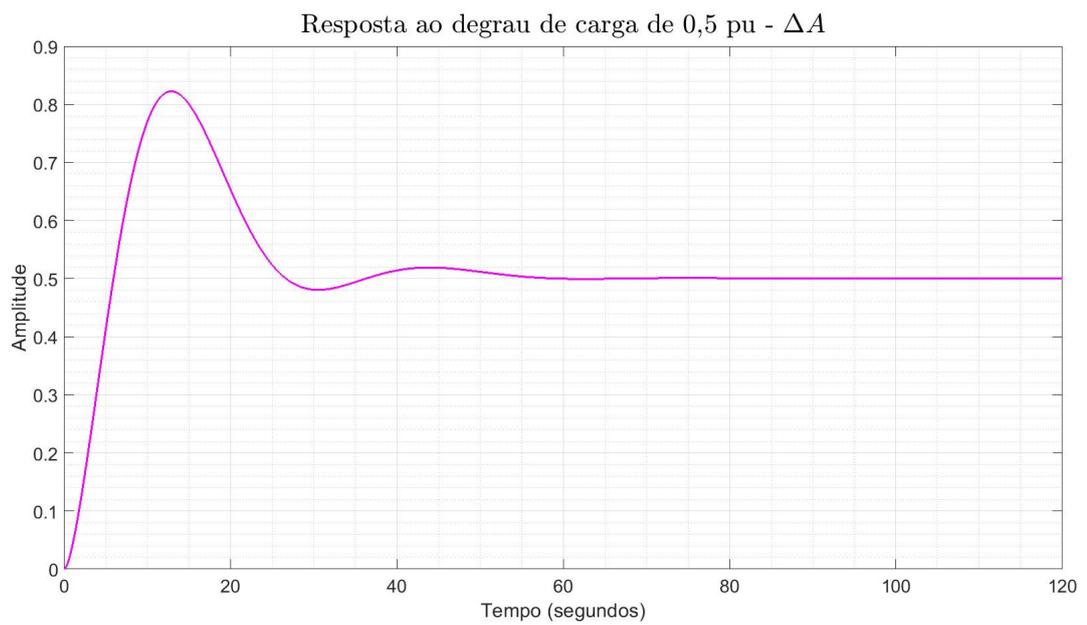
Figura 36 – Resposta ao degrau de carga para ganhos ajustados do sistema 2 - Δf 

Figura 37 – Resposta ao degrau de carga para ganhos ajustados do sistema 2 - ΔP_m Figura 38 – Resposta ao degrau de carga para ganhos ajustados do sistema 2 - ΔA 

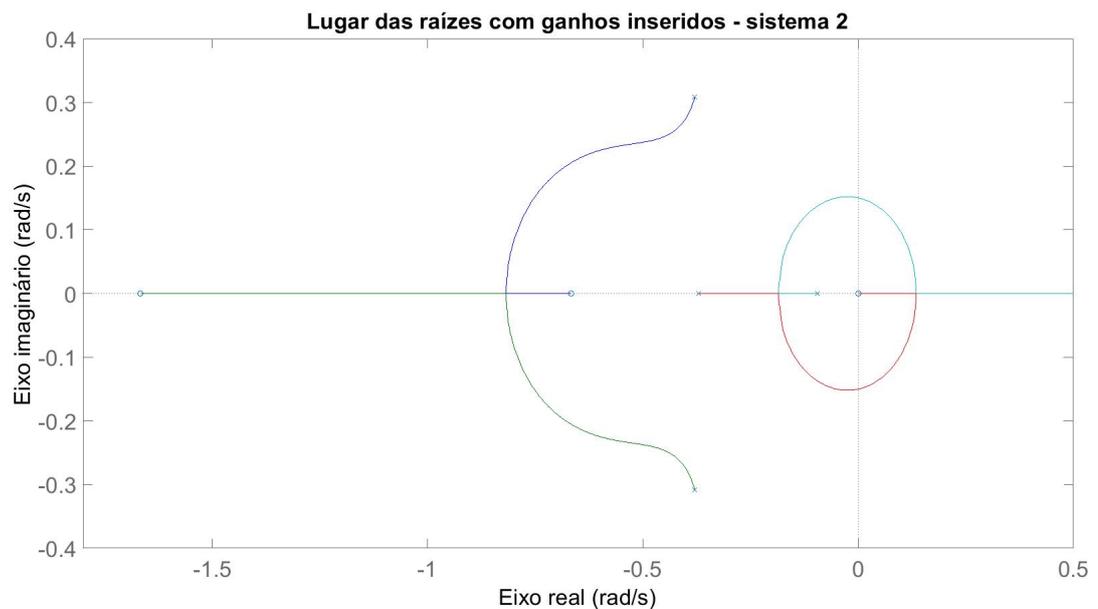
4.2.8 5° Passo:

Como pôde-se observar na Figura 36, a frequência ficou dentro dos critérios de desempenho. Sendo que a maior variação de frequência foi de aproximadamente 1,029 Hz, e, o tempo de acomodação ficou dentro da faixa dos 60 segundos. Portanto, os ajustes realizados fizeram com que o sobressinal aumentasse um pouco e que o tempo de acomodação fosse reduzido, conforme esperado.

4.2.9 6° Passo:

A Figura 39 ilustra o Lugar das Raízes com os ganhos ajustados inseridos para o sistema 2, em que os zeros de malha fechada são dados por 0; -1,6667; -0,6667; e os pólos de malha fechada são dados por -0,3789 + j0,3080; -0,3789 - j0,3080; -0,3702 - j0; -0,0944 + j0.

Figura 39 – Lugar das Raízes com ganhos inseridos - sistema 2



Método finalizado.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Nesta parte do trabalho serão apresentadas as considerações finais sobre o estudo realizado, detalhando as conclusões provenientes dos resultados observados no capítulo anterior. Também estão expostas neste capítulo algumas sugestões de possíveis trabalhos futuros.

5.1 CONCLUSÕES

Degraus de carga muito elevados podem ocasionar grande variação de amplitude, ou seja, máximo sobressinal, da variável analisada, como a frequência, e, caso isto ocorra, poderá danificar máquinas e equipamentos conectados a tal sistema. Portanto, esta limitação de tomada de carga se faz necessária.

Como solução para tomadas de carga mais elevadas, deve-se fazer os degraus de carga de forma gradativa, após a estabilização da frequência devido ao degrau de carga anterior, para que não haja um sobressinal muito elevado.

Neste presente trabalho, foi observado que o comportamento dos sistemas se mostraram estáveis, e que os critérios de desempenho foram atendidos, conforme ilustrado nas Figuras 26 e 36. Como um dos critérios de desempenho é o tempo de acomodação, onde este deve ser de até 60 segundos, os sistemas que atendam este critério têm garantia de estarem em regime permanente. Como o modelo estudado possui limitações, as novas tomadas de carga devem ser realizadas após o sistema atingir o regime permanente, para que o modelo matemático se aproxime do real.

Foi possível notar que nenhum dos sistemas analisados apresentaram sobressinal elevado, portanto, não foi necessário corrigi-lo, porém, caso tivesse ocorrido, seria necessário projetar o controlador para que este fosse corrigido.

Vale mencionar as ações de controle, em que no sistema 2 foi necessário ajuste para adequação da resposta perante aos critérios de desempenho, reforçando os princípios e objetivos da implementação dos controles Proporcional e Integral, diminuindo o tempo de acomodação às custas de aumento de sobressinal, porém, dentro do limite estabelecido de máximo sobressinal.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

Este documento discorreu sobre a dinâmica da *Malha Pf* em usinas hidroelétricas, tendo sua regulação secundária feita através de controlador *PI*. O desenvolvimento se deu por meio do método de Ziegler-Nichols utilizando a ferramenta MATLAB, sendo possível observar graficamente e numericamente o comportamento do sistema. Para trabalhos futuros propõe-se:

- Realização de estudos introduzindo o modelo não-linear de turbinas hidráulicas;
- Inclusão de máquinas interligadas, para aplicação e validação em um sistema Multi-Máquinas.

REFERÊNCIAS

- ANZAI, Alexandre Haruiti. **ENE059 - Operação de sistemas elétricos de potência**. [S.l.: s.n.], 2019. Citado nas pp. 19, 20, 28–30, 37, 38, 40–43.
- BAUMAN, H. A.; HAHN, G. R.; METCALF, C. N. The Effect of Frequency Reduction on Plant Capacity and on System Operation [includes discussion]. **Transactions of the American Institute of Electrical Engineers. Part III: Power Apparatus and Systems**, IEEE, v. 73, n. 2, p. 1632–1668, 1954. Citado na p. 14.
- CONCORDIA, C.; KIRCHMAYER, L. K. Tie-Line Power and Frequency Control of Electric Power Systems - Part II [includes discussion]. **Transactions of the American Institute of Electrical Engineers. Part III: Power Apparatus and Systems**, IEEE, v. 73, n. 2, p. 133–146, 1954. Citado na p. 14.
- EPE. **Balço Energético Nacional - ano base 2020**. [S.l.: s.n.], 2021. <http://www.epe.gov.br>. Citado na p. 14.
- _____. **Planejamento Energético Metodologias**. [S.l.: s.n.], 2021. <https://www.epe.gov.br/pt/areas-de-atuacao/planejamento-energetico/metodologias>. Citado na p. 14.
- GRIBBIN, John E. **Introduction to hydraulics and hydrology with applications for stormwater management**. [S.l.]: CENGAGE Learning, 2014. v. 4. Citado na p. 31.
- KUNDUR, Prabha; BALU, Neal J; LAUBY, Mark G. **Power system stability and control**. [S.l.]: McGraw-hill New York, 1994. v. 7. Citado nas pp. 14, 32, 33, 46.
- KUNDUR, Prabha; PASERBA, John et al. Definition and classification of power system stability IEEE/CIGRE joint task force on stability terms and definitions. **IEEE transactions on Power Systems**, IEEE, v. 19, n. 3, p. 1387–1401, 2004. Citado nas pp. 46, 47.
- NOGUEIRA, Pedro Fernandes. Análise da estabilidade de tensão em sistemas de potência considerando a inserção de energia renovável intermitente. Universidade Federal de Juiz de Fora (UFJF), 2021. Trabalho de Conclusão de Curso. Citado nas pp. 15, 16.
- OGATA, K. **Modern Control Engineering**. [S.l.]: Pearson, 2010. v. 5. Citado nas pp. 18, 36, 49.
- ONS. **Energia Agora, Carga e Geração**. [S.l.: s.n.], 2021. <http://www.ons.org.br/paginas/energia-agora/carga-e-geracao>. Citado nas pp. 15, 16.
- _____. **Manual de Procedimentos da Operação - RT-CG.BR.02 Rev.11**. [S.l.: s.n.], 2021. <http://www.ons.org.br/>. Citado nas pp. 44, 45.
- _____. **O que é o SIN**. [S.l.: s.n.], 2021. <http://www.ons.org.br/paginas/sobre-o-sin/o-que-e-o-sin>. Citado na p. 15.

ONS. **Programação da Operação**. [S.l.: s.n.], 2021.

<http://www.ons.org.br/paginas/energia-no-futuro/programacao-da-operacao>.

Citado na p. 14.

_____. **Sub-módulo 23.3: Diretrizes e Critérios para Estudos Elétricos**. [S.l.: s.n.],

2018. v. 14. Citado nas pp. 49, 50.

WILLEMS, J. L. Sensitivity Analysis of the Optimum Performance of Conventional Load-Frequency Control. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, IEEE, v. 93, n. 5, p. 1287–1291, 1974. Citado na p. 14.