

Boletim Técnico da Escola Politécnica da USP
Departamento de Engenharia de Telecomunicações
e Controle

ISSN 1517-3550

BT/PTC/0310

Desenvolvimento de um Controlador
Automático para Sistemas de Guiagem de
Tiras de Aço em Linhas de Processos
Siderúrgicos

Amauri Dias de Carvalho
José Jaime da Cruz

São Paulo – 2003

1376113

O presente trabalho é um resumo da dissertação de mestrado apresentada por Amauri Dias de Carvalho, sob orientação do Prof. Dr. José Jaime da Cruz.: "Desenvolvimento de um Controlador Automático para Sistemas de Guiagem de Tiras de Aço em Linhas de Processos Siderúrgicos", defendida em 31/07/03, na Escola Politécnica.

A íntegra da dissertação encontra-se à disposição com o autor e na Biblioteca de Engenharia Eletricidade da Escola Politécnica da USP.

FICHA CATALOGRÁFICA

Carvalho, Amauri Dias de

Desenvolvimento de um controlador automático para sistemas de guiagem de tiras de aço em linhas de processos siderúrgicos / Amauri Dias de Carvalho, José Jaime da Cruz. -- São Paulo : EPUSP, 2003.

14 p. -- (Boletim Técnico da Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle ; BT/PTC/0310)

1. Controle (Teoria de sistemas e controle) 2. Modelagem matemática 3. Aço (Processos) I. Cruz, José Jaime da II. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle III. Título IV. Série
ISSN 1517-3550 CDD 629.8312

511.8

669.142

DESENVOLVIMENTO DE UM CONTROLADOR AUTOMÁTICO PARA SISTEMAS DE GUIAGEM DE TIRAS DE AÇO EM LINHAS DE PROCESSOS SIDERÚRGICOS

1 Introdução

O objetivo do trabalho é desenvolver um controlador automático para corrigir e/ou melhorar o bobinamento/desbobinamento no laminador de tiras a frio (LTF) da COSIPA.

O modelamento matemático do sistema, a comparação dos resultados obtidos através de alternativas de projeto de controlador, bem como a apresentação, ao final, dos resultados obtidos e conclusões, englobam os objetivos do trabalho.

Campbell (1958), pela primeira vez, apresenta modelos matemáticos de primeira ordem, no domínio da frequência, para o deslocamento da tira antes e após um rolo, e também, para o movimento de tiras durante o processo de desenrolar. Ele considera os deslocamentos da tira na bobina como perturbações. O modelo por ele sugerido é utilizado e válido quando baixas frequências estão envolvidas.

Feiertag (1967) fala sobre o comportamento de tiras sobre rolos, explicando que, não havendo deslizamento entre a tira e o rolo, a tira tende a alinhar-se perpendicularmente ao eixo do rolo do qual esta se aproxima. A partir disto, discute alguns métodos de guiagem de tiras em seções intermediárias de linhas de processos, como também analisa algumas configurações do ponto de vista mecânico.

Shelton & Reid (1971a, b) pela primeira vez discutem uma abordagem sistemática para a obtenção de equações dinâmicas dos elementos que compõem um sistema de guiagem de tira. Eles apresentam um modelo de segunda ordem para o movimento lateral de tiras, incluindo os resultados dos testes realizados para a validação dos modelos obtidos.

Young & Reid (1993) fazem uma retrospectiva histórica sobre o que se havia escrito até a época a respeito do controle dinâmico do movimento lateral e longitudinal de tiras.

O problema de controle é, unicamente, abordado com mais profundidade em Guo & Loen (1999) que utilizam dois controladores PID para resolver um problema existente no sistema de posicionamento da desenroladeira de um LTF.

Thayer (1965) utiliza modelos de primeira e segunda ordem para analisar o comportamento dinâmico de servoválvulas em algumas possibilidades de aplicação deste dispositivo.

Merrit (1967) apresenta uma completa análise sobre o funcionamento e projeto de vários componentes de sistemas hidráulicos.

Guo (1991) apresenta modelos matemáticos para os principais elementos hidráulicos utilizados nos sistemas de posicionamento de um HAGC (Hydraulic Automatic Gauge Control).

De Negri (2001) desenvolve passo-a-passo os modelos matemáticos lineares para os componentes

hidráulicos utilizados em sistemas de posicionamento.

2 O problema da centralização de tiras

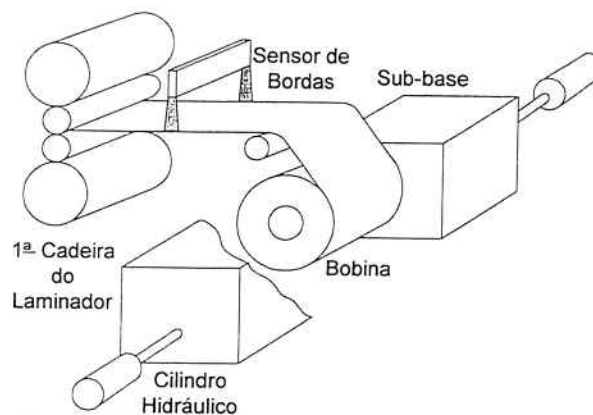


Figura 2.1 - O centralizador da desenroladeira do LTF.

O centralizador de tiras da desenroladeira do LTF da COSIPA está esquematicamente representado na Figura 2.1. Sua instalação ocorreu no ano de 1997. Os trabalhos de "start-up" e as subsequentes tentativas de regular o equipamento não foram suficientes para atingir os requisitos de performance estabelecidos. Algumas causas podem ser apontadas para esta ineficiência, e, dentre elas, está o projeto e/ou a sintonia inadequados do sistema de controle.

3 Modelo matemático

A Figura 3.1 apresenta os componentes do centralizador existente na desenroladeira do LTF da COSIPA e são definidas, a seguir, as variáveis nominais:

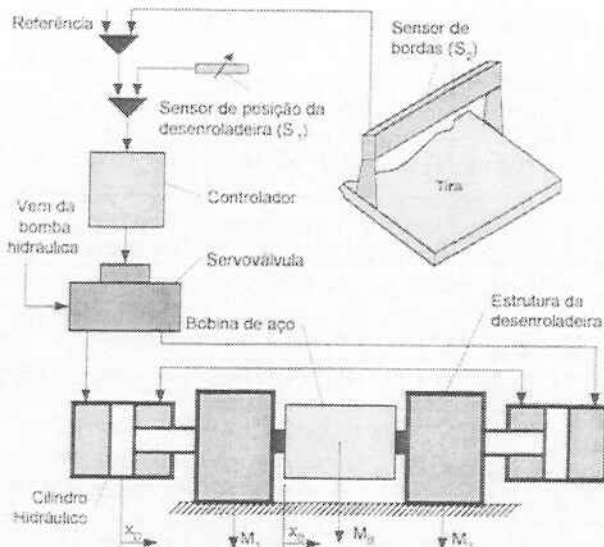


Figura 3.1 - Sistema de centralização do LTF.

I_{CN} = corrente nominal da servoválvula, (3.1)

Q_{VCN} = vazão nominal da servoválvula, (3.2)

X_{SN} = deslocamento nominal do êmbolo da servoválvula, (3.3)

P_{CN} = pressão nominal do sistema, (3.4)

X_{DN} = deslocamento nominal da estrutura da desenroladeira, (3.5)

X_{BN} = perturbação máxima admitida, (3.6)

Y_N = deslocamento nominal da tira. (3.7)

3.1 O modelo adimensional da planta no domínio da frequência

A Figura 3.2 apresenta o diagrama de blocos adimensionalizado da planta, que será usado no projeto do novo controlador. As equações matemáticas estão descritas abaixo.

$$\frac{\bar{X}_S(s)}{\bar{I}_C(s)} = \frac{h_0}{s^2 + h_1 s + h_2}, \quad (3.8)$$

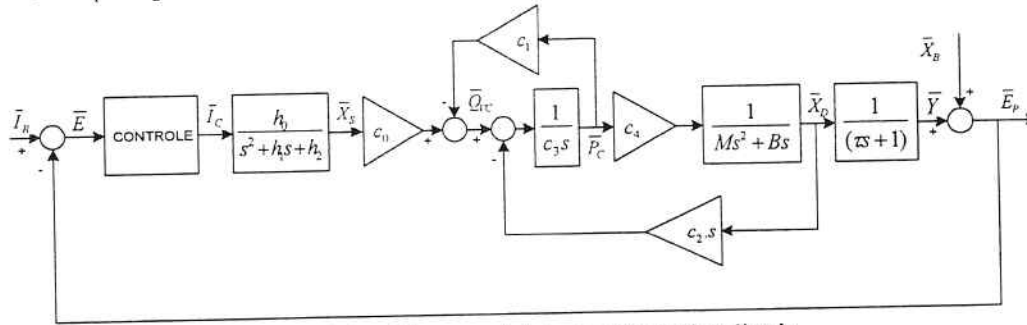


Figura 3.2 – Diagrama de blocos adimensionalizado.

As não-linearidades que serão incluídas são:

- saturações no sinal de controle, na vazão e na pressão,
- forças de atrito cinéticos e atritos viscosos com valores diferentes para cada sentido de movimento do conjunto da desenroladeira,
- coeficientes de descarga com valores diferentes na servoválvula,
- zonas mortas na servoválvula,
- limitações no deslocamento da desenroladeira

3.2 Avaliação e sintonia dos modelos

Utilizando-se o modelo não-linear, ajustaram-se os valores das variáveis do modelo para que apresentassem a mesma ordem de grandeza quanto à solicitação de pressão em regime permanente. A Figura 3.3 apresenta o resultado do teste para a corrente positiva.

Apesar da concordância conseguida para a pressão em regime permanente, não foi possível para o modelo reproduzir fielmente o comportamento transitório.

Para adequar os modelos era necessário reduzir a frequência natural amortecida ω_d , os parâmetros que podem alterar a localização da parte imaginária dos pólos são: o coeficiente de compressibilidade β , o atrito viscoso B e a massa M.

$$\bar{Q}_{VC}(s) = c_0 \bar{X}_S(s) - c_1 \bar{P}_C(s), \quad (3.9)$$

$$\bar{Q}_{VC}(s) = c_2 s \bar{X}_D(s) + c_3 s \bar{P}_C(s), \quad (3.10)$$

$$\frac{\bar{X}_D(s)}{\bar{P}_C(s)} = \frac{c_4}{Ms^2 + Bs}, \quad (3.11)$$

$$\frac{\bar{Y}(s)}{\bar{X}_D(s)} = \frac{1}{\tau s + 1}. \quad (3.12)$$

Sendo:

$$h_0 = \frac{K_V \omega_s^2 I_{CN}}{X_{SN}}, \quad h_1 = 2\zeta \omega_s, \quad h_2 = \omega_s^2,$$

$$c_0 = \frac{K q_0 X_{SN}}{Q_{VCN}}, \quad c_1 = \frac{K c_0 P_{CN}}{Q_{VCN}}, \quad c_2 = \frac{A_e X_{DN}}{Q_{VCN}},$$

$$c_3 = \frac{V_1 P_{CN}}{4\beta Q_{VCN}}, \quad c_4 = \frac{A_e P_{CN}}{X_{DN}}, \quad \tau = \frac{l}{V_{TR}}.$$

Para o projeto do novo controlador será utilizado o modelo linear, no entanto a validação do projeto - através da simulação do comportamento da planta - será realizada utilizando-se os modelos linear e não-linear.

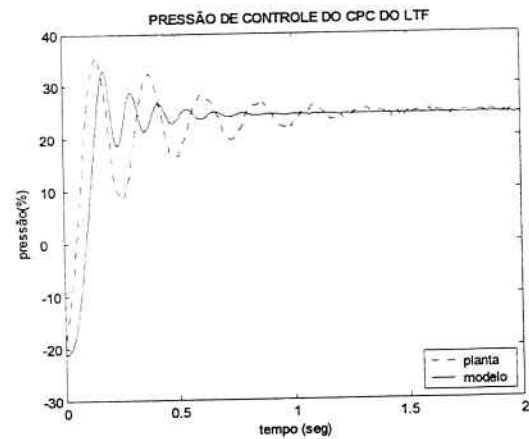


Figura 3.3 - Detalhe do transitório de pressão quando aplicada corrente positiva.

A análise da variação da frequência amortecida em relação à variação destes parâmetros demonstrou que o coeficiente de compressibilidade (β) é o que tem maior influência (ver Figura 3.4).

Segundo De Negri (2001) este coeficiente explicita o efeito da variação da massa específica do fluido com a pressão e em diversas situações reais, inclui-se o efeito

da deformação de tubulações, mangueiras, paredes de cilindros e a presença de ar no fluido hidráulico, através da redução em até 60% de seus valores tabelados.

Apesar de o coeficiente de compressibilidade afetar a frequência natural amortecida do sistema, deve-se notar que o valor verificado para este coeficiente (7×10^7 Pa), que faz com que a parte imaginária do pólo se aproxime da frequência de oscilação da planta real, está bem abaixo do valor mínimo recomendado pela literatura, que é de 7×10^8 Pa (De Negri, 2001).

A Figura 3.4, onde r_i é a parte imaginária dos pólos, indica influência do módulo de compressibilidade na localização da parte imaginária dos pólos.

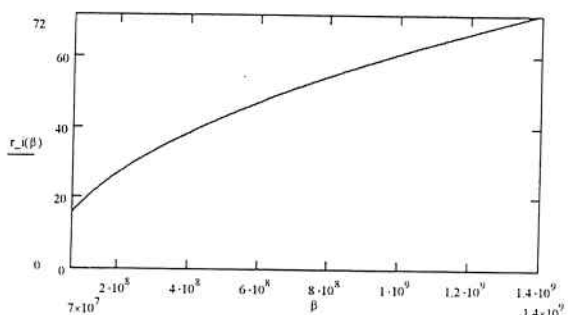


Figura 3.4 - Parte imaginária dos pólos em função de β .

Baseando-se no valor adotado para o coeficiente de compressibilidade (7×10^8 Pa) é possível concluir que

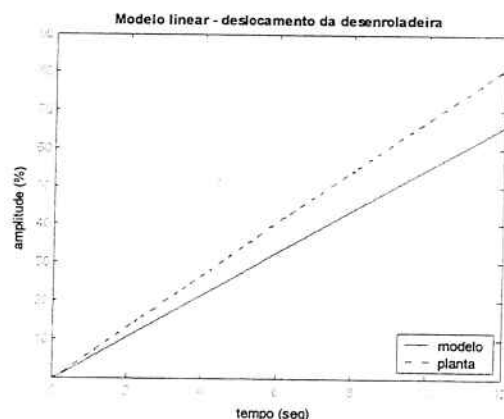


Figura 3.5 - Deslocamento da desenroladeira - corrente positiva (modelo linear).

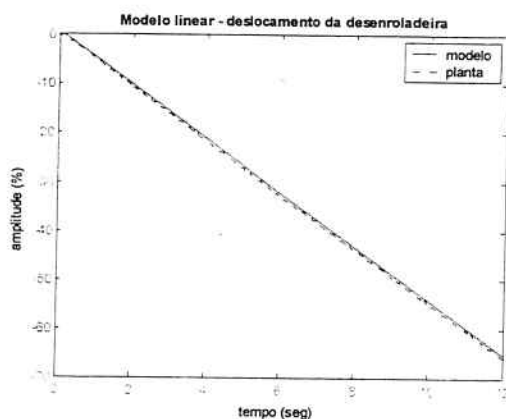


Figura 3.6 - Deslocamento da desenroladeira - corrente negativa (modelo linear).

existem outras dinâmicas que influenciam no transitório da pressão que não foram modeladas mas, como será visto mais adiante no ensaio incluindo a dinâmica da tira, sua ausência não influirá significativamente no desempenho do modelo matemático no que se refere ao comportamento entrada-saída.

3.2.1 Análise do deslocamento do conjunto da desenroladeira

Pôde-se observar que a planta comporta-se de maneira diferente quando excitada em sentidos opostos. Quando excitada com a corrente negativa a planta tem uma velocidade menor.

No modelo não-linear o parâmetro escolhido, para refletir a diferença na velocidade, foi o coeficiente de descarga C_d .

No modelo linear, o parâmetro K_{qo} (ganho de vazão da servoválvula) é o que mais influencia na velocidade de deslocamento da desenroladeira.

Decidiu-se que o valor de K_{qo} a ser utilizado nas simulações será o obtido nos ensaios com a corrente negativa, que é menor.

A Figura 3.5 apresenta a resposta do modelo linear para a corrente positiva. Note-se que com o valor de K_{qo} menor o modelo não consegue seguir a planta real, o que não acontece com a corrente negativa – Figura 3.6.

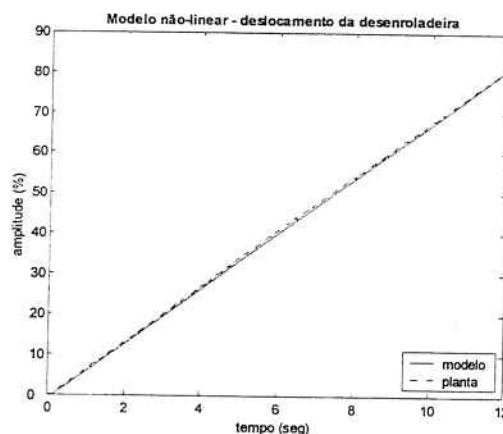


Figura 3.7 - Resposta do modelo não-linear a um degrau de corrente positiva.

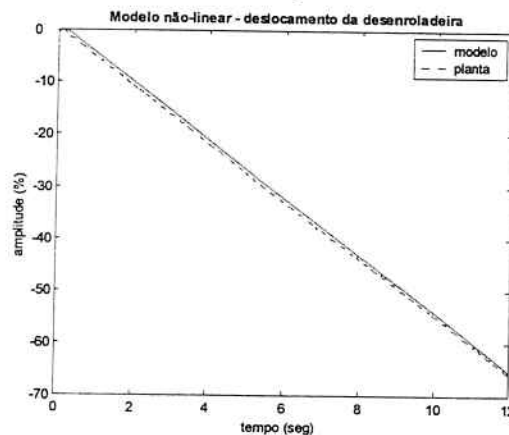


Figura 3.8 - Resposta do modelo não-linear a um degrau de corrente negativa

Reunindo no modelo não-linear, todos os pontos levantados a respeito do comportamento da pressão, da diferença nos valores da vazão, do atrito viscoso e do atrito cinético, foram realizadas simulações aplicando-se o mesmo degrau de corrente aplicado na planta real. Na Figura 3.7 é apresentado o resultado das simulações para a corrente positiva. Na Figura 3.8 vê-se o resultado para corrente negativa

Os valores finais escolhidos para os parâmetros após as simulações estão na Tabela 3.1.

Coef. de compressibilidade β	7×10^8 Pa
Atrito viscoso - B	4×10^5 Ns/m
Coefficiente de atrito cinético - μ	0,14
Coef. descarga - C_d	0,02684 m/s
Vazão nominal - Q_{VC}	0,0010789 m ³ /s

Tabela 3.1 - Parâmetros do sistema de centralização.

3.2.2 Análise do modelo do controlador existente

O modelo do controlador atualmente em operação no sistema de centralização do LTF, foi construído para que se possa confirmar os resultados das simulações que irão verificar a influência da dinâmica da tira nos modelos do sistema. A Figura 3.9 ilustra o seu esquema.

Sua função de transferência está descrita pela Equação (3.13) abaixo:

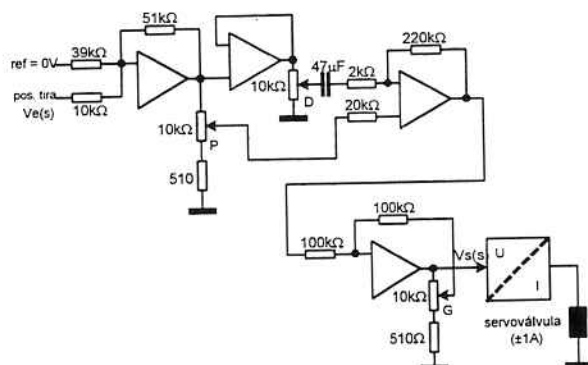


Figura 3.9 – Controlador existente no sistema de centralização do LTF.

$$\frac{Vs(s)}{Ve(s)} = \left[\frac{110Ds}{s+10.64} + (10,47P + 0,53) \right] \frac{5,36}{1,051 - G} \quad (3.13)$$

Os parâmetros P , G e D representam a posição em que se encontram os potenciômetros de ajuste dos ganhos, e podem variar de 0 a 1.

Foi realizada simulação, inserindo-se um sinal de erro coletado na planta real, com intensidade inicial de 100%. O resultado foi comparado com os comportamentos do controlador real. A Figura 3.10 ilustra o resultado da simulação. Na figura a linha contínua representa a resposta do modelo, a linha pontilhada a resposta da planta real e a linha traço-ponto o sinal de erro inserido no modelo.

As simulações foram realizadas com os ganhos P , D

e G nos mesmos valores do controlador real durante os ensaios, ou seja, 0,8; 0,0 e 0,7 respectivamente. A magnitude dos ganhos fixos no modelo do controlador foi alterada para adequá-lo ao modelo adimensional da planta, sendo reduzidos por um fator de 20.

A Equação (3.14) indica a forma final adotada nas simulações do controlador.

$$\frac{Vs(s)}{Ve(s)} = \left[\frac{28Ds}{s+10.64} + (2,66P + 0,136) \right] \frac{1,051}{1,051 - G} \quad (3.14)$$

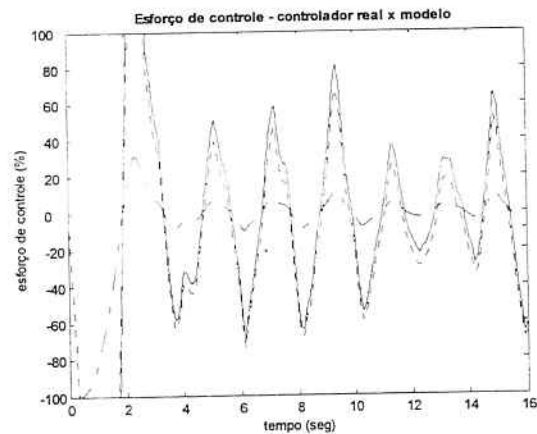


Figura 3.10 – Comparação: modelo do controlador x controlador real (100%).

3.2.3 Análise da dinâmica da tira

A validação da função de transferência da planta utilizou os dados obtidos em dois ensaios realizados no LTF com o objetivo de: verificar o comportamento da tira durante a laminação com controlador do sistema de centralização desligado e registrar a magnitude e a frequência da perturbação trazida pela tira.

No primeiro ensaio o desvio (erro) em relação ao centro do laminador, detectado pelo sensor de posição da tira, atingiu 100% do fundo de escala (equivalente a 0,010m). No segundo ensaio o deslocamento da tira chegou a 68% (equivalente a 0,0068m), ou seja, no instante em que religava-se o controlador, estava-se inserindo uma perturbação de 100% e 68%, respectivamente, no sistema.

Para a realização das simulações com o modelo não-linear da planta, aplicou-se um degrau como perturbação com intensidades iguais à 100% e 68%.

A Tabela 3.2 apresenta os valores para a velocidade da tira e para o comprimento l , entre a bobina e o rolo defletor durante os dois ensaios realizados.

Ensaio	Vel. da tira	Comprimento l	τ
01	1,85m/s	1,416m	0,765s
02	1,76m/s	1,483m	0,843s

Tabela 3.2 – Velocidade, comp. l e τ durante os ensaios.

A Figura 3.11 apresenta a comparação entre a posição real da tira durante o primeiro ensaio e a simulação do modelo utilizando o parâmetro τ , calculado na Tabela 3.2. A Figura 3.12 mostra os

resultados obtidos para a simulação utilizando os dados do ensaio 02 e o novo valor para τ .

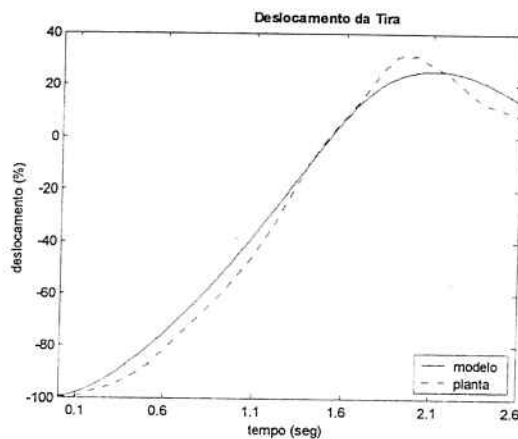


Figura 3.11 – Resposta real e do modelo da dinâmica da tira. Ensaio 01.

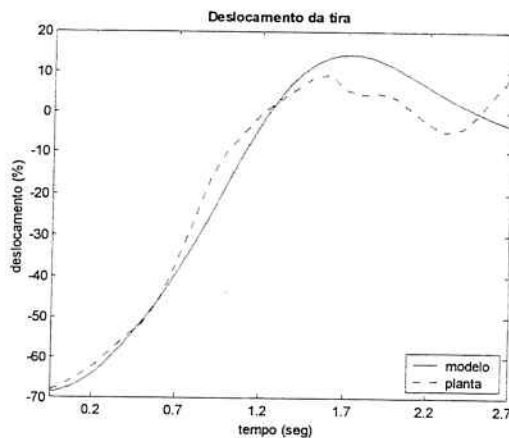


Figura 3.12 – Resposta real e do modelo da dinâmica da tira. Ensaio 02.

Uma característica importante a ser observada é o tempo que o sistema demorou para restabelecer a posição central da tira, após o religamento do controlador do sistema de centralização. Os resultados obtidos nas duas simulações indicam o razoável acerto na determinação dos parâmetros para a equação da dinâmica da tira.

3.3 Parâmetros variáveis

A variação do parâmetro τ , definido na Equação (3.12), varia diretamente com a distância ℓ e com a velocidade da tira V_{TR} . Conforme a, ℓ pode variar de 1,375m a 1,525m.

Já a velocidade V_{TR} , segundo o manual do fabricante do laminador, pode variar de 1,56m/s até 5,92m/s. Então τ , pode variar de 0,23226s a 0,97756s.

Estes resultados refletem a localização do pólo adicionado pela dinâmica da tira que, como será visto no próximo item, interfere diretamente no desempenho do sistema de centralização.

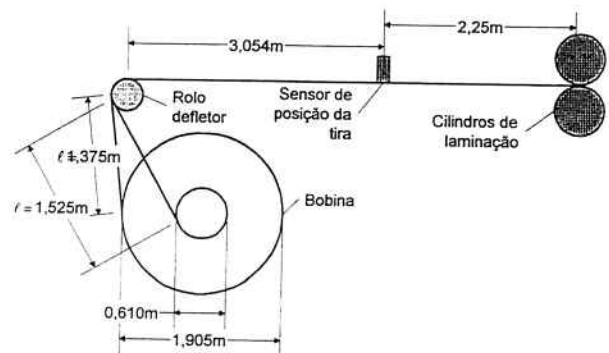


Figura 3.13 – Vista lateral da desenroladeira do LTF.

É um dos objetivos deste trabalho verificar se a variação da massa é um parâmetro importante, a ponto de afetar o desempenho do sistema de centralização. A bobina de aço ao ser desenrolada, apresenta uma grande variação na sua massa, podendo ir de um valor máximo de 69200 kg no início para um valor mínimo de pouco mais de 40000 kg, que corresponde ao peso dos componentes do sistema de centralização adicionado do menor peso que uma bobina atinge enquanto o centralizador está atuando.

A influência da variação da massa pode tornar-se mais significativa na medida em que alteram-se os valores tanto da velocidade da tira, como a distância da bobina até o rolo defletor conforme a bobina vai sendo desenrolada durante a laminação pois estas alterações modificam o valor do parâmetro τ .

Uma análise preliminar, utilizando-se os valores possíveis para a localização dos pólos relativos ao sistema cilindro+carga e do pólo adicionado pela dinâmica da tira, indicou uma concorrência quanto à dominância e consequentemente quanto à influência no desempenho do sistema de centralização.

3.4 Definição dos requisitos de desempenho

Através de ensaios feitos na planta real foram obtidos alguns resultados que ajudam a caracterizar o tipo de perturbação que será necessário atenuar.

Duas bobinas foram observadas e uma amostra de um intervalo de trinta segundos do que foi obtido durante os testes é visto na Figura 3.14.

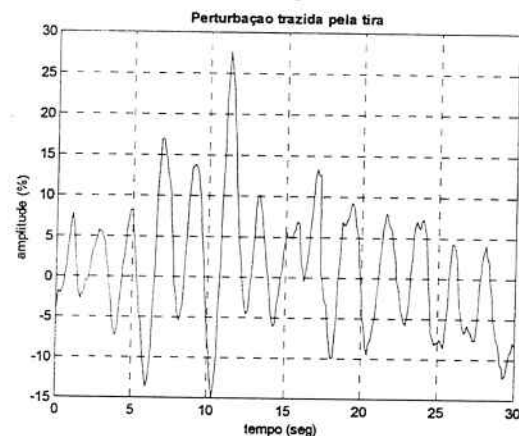


Figura 3.14 – Perturbação no centralizador do LTF.

Nesta amostra as amplitudes máximas ficaram em torno de + 28% e - 15% de Y_N e a frequência em torno de 0,5Hz (3,14rad/s).

O deslocamento máximo do atuador é de $\pm 0,13\text{m}$ e é considerado suficiente, uma vez que considera-se que o máximo desvio possível que pode ser trazido pela bobina do processo anterior ao LTF é de 0,01m.

No entanto uma limitação importante é a velocidade de deslocamento do conjunto desenroladeira/bobina, que demonstrou estar em torno de 0,021m/s durante os testes realizados..

São aceitáveis desvios de $\pm 0,001\text{m}$ (10,0% de Y_N), definem-se como requisitos mínimos do sistema de controle, a possibilidade de reduzir-se perturbações com amplitudes de até $\pm 0,004\text{m}$ (40,0% de Y_N), para

$\pm 0,001\text{m}$ (10,0% de Y_N) com frequência de até 0,5 Hz, com a tira movimentando-se em uma velocidade entre 1,76m/s e 1,85m/s - velocidades registradas durante os ensaios para avaliar o tipo de perturbação existente.

4 PROJETO DO CONTROLADOR

Pólos...	Valores			
1	0	0	0	0
2	-217+289,33i	-217+289,33i	-217+289,33i	-217+289,33i
3	-217-289,33i	-217-289,33i	-217-289,33i	-217-289,33i
4	-5,223+61,5i	-5,223+61,5i	-3,138+i46,94	-3,138+i46,94
5	-5,223-61,5i	-5,223-61,5i	-3,138-i46,94	-3,138-i46,94
6	4,305	1,023	4,305	1,023

Tabela 4.1 – Pólos das funções de transferências do sistema de centralização

Na Figura 4.1 têm-se os Diagramas de Bode para a massa em seu valor máximo.

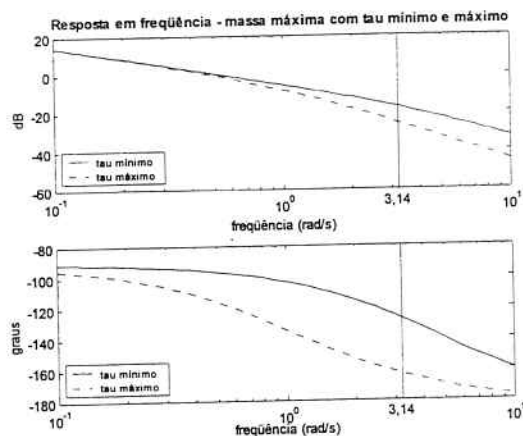


Figura 4.1 - Resposta em frequência - massa máxima e τ mínimo ao máximo

Na Tabela 4.2 é indicada a situação de cada função de transferência da planta, quanto ao ganho e fase, na frequência de 3,14 rad/s. Note-se a não influência da massa. O parâmetro τ influencia diretamente na condição de fase da planta. Note-se que caso a compensação a ser inserida na planta fizer com que o 0dB aconteça em 3,14rad/s, teríamos uma margem de fase de apenas 17°.

A função de transferência que representa o pior caso

Utilizando-se o software MATLAB criou-se um programa que, formula as funções de transferência do sistema para quatro situações diferentes, a partir dos dados definidos na sintonia do modelo matemático.

Estas condições são estabelecidas pelos parâmetros variáveis, que são: a massa na desenroladeira e o fator τ , relativo à dinâmica da tira. As quatro condições estabelecidas então são as seguintes:

- massa mínima na desenroladeira e τ mínimo,
- massa mínima na desenroladeira e τ máximo,
- massa máxima na desenroladeira e τ mínimo,
- massa máxima na desenroladeira e τ máximo.

Inicialmente obtêm-se as funções de transferência em malha aberta, relacionando a corrente de alimentação da servoválvula e a posição final da tira sem nenhuma compensação. Vale lembrar que os sinais de entrada e saída estão adimensionalizados. Os pólos de malha aberta das funções de transferência, estão relacionados na Tabela 4.1.

A comparação dos Diagramas de Bode das funções de transferências do sistema, em malha aberta e sem compensação, indicou a pouca influência da massa.

é a que tem τ e massa máximos

Massa	τ	Amplitude (dB)	Fase (graus)
mínima	mínimo	-17,4	-127
mínima	máximo	-25,7	-163
máxima	mínimo	-17,5	-127
máxima	máximo	-25,7	-163

Tabela 4.2 - Amplitude e fase do sistema.

4.1 Rejeição de perturbação

Cruz (1996) desenvolve uma maneira de determinar o ponto acima do qual a resposta em frequência do sistema deverá estar para garantir a rejeição das perturbações. Para isto, inicialmente definem-se, no diagrama de blocos da Figura 3.2, $G_P(s)$ como a função de transferência entre $\bar{I}_C(s)$ e $\bar{Y}(s)$, ou seja, a planta, e $K(s)$ como o controlador.

Então, considerando apenas a contribuição de $\bar{X}_B(s)$ para $\bar{E}_p(s)$ e substituindo-se s por $j\omega$, é possível escrever:

$$\frac{\bar{E}_p(j\omega)}{\bar{X}_B(j\omega)} = \frac{1}{1 + G_P(j\omega)K(j\omega)} \quad (4.1)$$

A especificação referente à rejeição de perturbações é dada através de uma função $\alpha_d(\omega)$, de maneira que (Cruz, 1996):

$$\left| \frac{\bar{E}_p(j\omega)}{\bar{X}_B(j\omega)} \right| \leq \alpha_d(\omega) \quad (4.2)$$

Para satisfazer a Equação (4.2), basta que:

$$|1 + G_p(j\omega)K(j\omega)| \geq \frac{1}{\alpha_d(\omega)} \quad (4.3)$$

Foi definido que as perturbações que devem ser rejeitadas têm amplitudes de $\pm 0,004m$ (40,0% de Y_N) para $\pm 0,001m$ (10,0% de Y_N) e frequência de 0,5 Hz (3,14rad/s), ou seja, deseja-se reduzir a perturbação por um fator de 4 (quatro). Então pode-se definir $1/\alpha_d(\omega)$ como sendo igual a 4. Em termos de Diagrama de Bode significa dizer que, na frequência de 3,14rad/s, o ganho da Equação (4.3) deverá ser 12,0412dB.

4.2 Definição da magnitude do ganho

Tomando como objetivo a ser atingido o valor obtido em 3.4, e os dados da planta na frequência de 3,14 rad/s - ver Tabela 4.2 - os piores casos são os que apresentam o parâmetro τ no seu valor máximo.

$$1 + G_p(s)K(s) = \frac{7485s^6 + 3,303e6s^5 + 1,02e9s^4 + 1,44e10s^3 + 2,18e12s^2 + 2,216e12s + 1,9e12}{7485s^6 + 3,303e6s^5 + 1,02e9s^4 + 1,44e10s^3 + 2,18e12s^2 + 2,216e12s} \quad (4.4)$$

4.3 Verificação das margens de ganho e fase

Segundo Ogata (1982) as margens de ganho e fase podem ser utilizadas como critérios de projeto. Deve-se observar que apenas a margem de ganho ou apenas a margem de fase não fornece uma indicação suficiente da estabilidade relativa.

Para um sistema de fase mínima ser estável, tanto a margem de fase como a margem de ganho devem ser positivas. Ainda segundo Ogata (1982), margens de ganho e fase apropriadas previnem contra variações dos componentes no sistema e são especificadas para valores definidos de frequência.

Para um desempenho satisfatório, segundo Ogata (1982), a margem de ganho deve ser maior do que 6dB e a margem de fase deve estar entre 30° e 60°. Com estes valores, um sistema de fase mínima tem estabilidade garantida, mesmo se o ganho de malha aberta e as constantes de tempo dos componentes variarem em uma grande extensão.

Na Tabela 4.3 estão os valores das margens de ganho e de fase obtidos para as quatro condições

Escolhido o pior caso, calcula-se a função de transferência diferença de retorno $1 + G_p(s)K(s)$ - Equação (4.4)-, para $K(s) = 1$, do sistema em malha fechada:

Buscou-se o valor de $K(s)$ que reposicionasse a curva de ganho acima da especificação. O valor encontrado foi $K(s) = 60$. A Figura 4.2 mostra os Diagramas de Bode com $K(s) = 60$. Destaca-se que na frequência de 3,14rad/s o ganho passou a ser de 12,2dB.

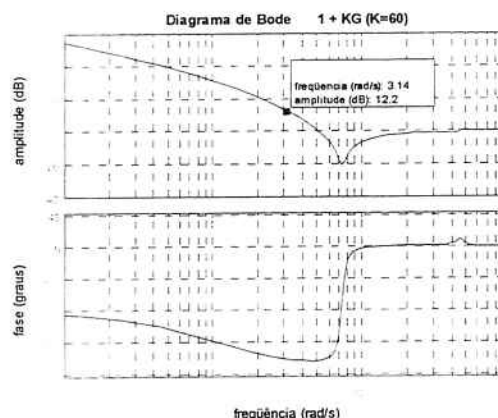


Figura 4.2 – Diagramas de Bode para a função $1 + GK$ compensada.

extremas de operação da planta, sem compensação.

Apesar das margens de fase das quatro situações da planta sem compensação serem altas, as frequências onde elas acontecem (0,707rad/s e 0,84rad/s) estão muito distantes dos 3,14rad/s (frequência das perturbações).

A Figura 4.3 mostra os Diagramas de Bode, para o pior caso sem compensação, destacando as margens de ganho e fase.

Compensando-se a planta, na pior situação, com o ganho $K = 60$, o sistema passa a apresentar 9,01dB de margem de ganho e 5,35° de margem de fase, ou seja, pelo critério definido em Ogata (1982) para a margem de fase, que é entre 30° e 40°, fica evidente que apenas uma compensação proporcional não é capaz de atender a esta especificação.

A margem de fase deverá ser corrigida por outra forma de compensação.

A Figura 4.4 mostra os Diagramas de Bode para o sistema compensado, destacando as margens de ganho e fase.

Massa	τ	Margem de ganho (dB)	Frequência (rad/s)	Margem de Fase (graus)	Frequência (rad/s)
mínima	mínimo	43,34	25,38	78,62	0,84
mínima	máximo	45,11	12,85	55,1	0,707
máxima	mínimo	41,54	24,34	78,61	0,84
máxima	máximo	44,58	12,65	55,1	0,707

Tabela 4.3 - Margens de ganho e fase do sistema de centralização.

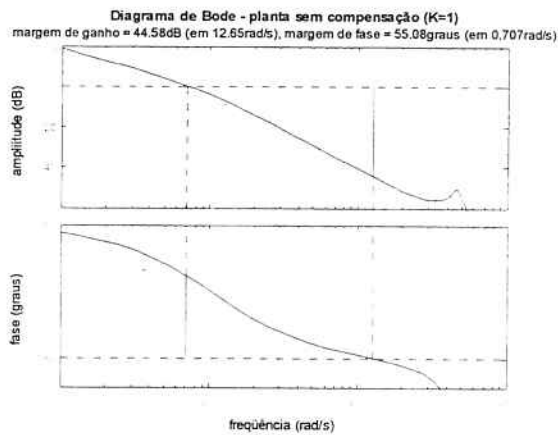


Figura 4.3 - Margens de ganho e fase – planta sem compensação.

Com o objetivo de confirmar que apenas o ganho $K=60$ não é suficiente para realizar a compensação da planta, verificou-se o comportamento dos modelos linear e não-linear quando perturbados na saída por um degrau de amplitude -40%.

D'Azzo e Houpis(1995) mostram que a margem de fase, em sistemas de segunda ordem, tem relação direta com o fator de amortecimento ζ e consequentemente com a quantidade de sobressinal durante o transitório. Apesar de a planta em estudo ser de maior ordem, existem dois pólos complexos conjugados que dominam a resposta transitória a uma perturbação em degrau na saída da planta em malha fechada - ver Tabela 4.4 - daí poder-se utilizar este conceito.

	-217 + i 289,33
	-217 - i 289,33
	-3,2986 + i 46,371
	-3,2986 - i 46,371
Pólo dominante =>	-0,3516 + i 7,3426
Pólo dominante =>	-0,3516 - i 7,2426

Tabela 4.4 - Pólos da planta em malha fechada.

A Figura 4.5 mostra a simulação feita com o modelo não-linear. A resposta transitória apresenta longo tempo de acomodação e grande amplitude na resposta, além de não eliminar as oscilações causadas pelas não-linearidades.

A análise das margens de ganho e fase levou a concluir que é necessária uma correção na fase do sistema, avançando-a.

4.4 Projeto do compensador de avanço

A decisão pela adição de uma rede de avanço, além de baseada no comportamento do modelo linear, é reforçada pelo resultado da simulação obtido para o sistema não-linear, visto na Figura 4.5.

Shinners (1992) mostra que uma das maneiras de eliminar-se as oscilações do modelo e estabilizar um sistema não-linear é adicionando-se um compensador de avanço de fase à planta.

Seguindo o procedimento estabelecido por Ogata (1982), estabelecem-se os dados para o projeto do

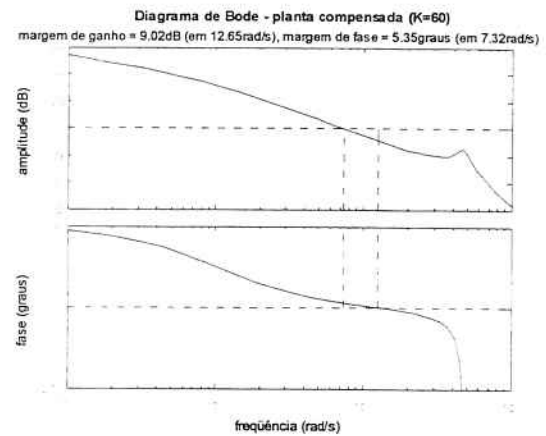


Figura 4.4 - Margens de ganho e fase após a compensação da planta

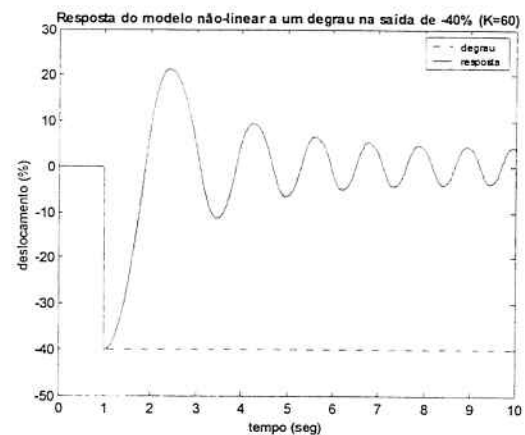


Figura 4.5 – Resposta do modelo não-linear a uma perturbação na saída.

compensador. Verificou-se a necessidade de o compensador de avanço contribuir com um ângulo de avanço $\Phi_m = 54,65^\circ$ e o valor do parâmetro α pode ser determinado como sendo: $\alpha \approx 0,1$

Determina-se a frequência ω_m (frequência de cruzamento do ganho). Primeiro calcula-se o módulo do sistema não compensado utilizando-se a Equação (4.5):

$$A_{\omega_m} = -20 \log(1/\sqrt{\alpha}) = -10,0\text{dB}. \quad (4.5)$$

Inspecionando-se a resposta em frequência na Figura 4.3 verifica-se em qual frequência ocorre a amplitude de -10,0dB. Esta passará a ser a nova frequência de cruzamento do ganho ω_m , e o deslocamento de fase máximo Φ_m ocorre nesta frequência. O valor obtido para ω_m foi 1,5rad/s. O valor de T pode então ser definido como 2,09.

Definidos α e T , pode-se escrever a função de transferência do compensador de avanço de fase conforme proposto em Ogata (1982):

$$K_{LEAD}(s) = 0,1 \frac{1 + 2,09s}{1 + 0,209s} = \frac{s + 0,478}{s + 4,78}. \quad (4.6)$$

O procedimento sugerido em D'Azzo e Houpis

(1995), conduz a outros valores para o pólo e o zero do compensador.

De acordo com a Tabela 4.1 o valor do pólo real dominante para a situação escolhida é 1,023. Então os três valores para o zero do compensador a serem testados são:

$$\begin{aligned} z_1 &= 75\% \text{ de } 1,023 = 0,77; \\ z_2 &= 1,023 \text{ e} \\ z_3 &= 150\% \text{ de } 1,023 = 1,53. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Os três controladores obtidos, para $\alpha = 0,1$, são:

$$K_{LEAD-1}(s) = \frac{s + 0,77}{s + 7,7}, \quad (4.8)$$

$$K_{LEAD-2}(s) = \frac{s + 1,023}{s + 10,23}, \quad (4.9)$$

$$K_{LEAD-3}(s) = \frac{s + 1,53}{s + 15,3}. \quad (4.10)$$

5 ANÁLISE DE RESULTADOS

Realiza-se a comparação dos desempenhos dos sistemas compensados em malha fechada, quando perturbados na saída por uma senóide com amplitude de $\pm 40\%$, na frequência de 3,14rad/s. Escolheu-se a senóide por melhor representar o padrão das perturbações que são encontradas na planta real (ver Figura 3.14).

5.1 Simulações da planta com o controlador existente

Este item tem a finalidade de investigar a capacidade do controlador existente em atingir o desempenho desejado. O resultado da inclusão do ganho D é analisado através de simulações.

Tratando-se algebricamente a Equação (3.14) chega-se à seguinte forma:

$$K_{EXISTENTE}(s) = KT \frac{s + Z}{s + 10,64}, \quad (5.1)$$

sendo:

$$KT = \frac{29,428D + 2,8P + 0,1427}{1,051 - G}, \text{ e} \quad (5.2)$$

$$Z = \frac{10,124P + 0,516}{10D + 0,9515P + 0,0485}. \quad (5.3)$$

Percebe-se então, que o controlador existente também comporta-se como uma rede de avanço com um pólo fixo em 10,64.

Definindo-se a relação entre o pólo e o zero do controlador de 10:1, e usando a Equação (5.3), buscou-se os valores dos ganhos P e D que resultariam em um valor igual a 1,064 para Z .

Através das simulações com o modelo linear, escolheu-se um ganho $KT = 165$.

Fazendo uso da Equação (5.2), definiu-se o valor de G . Abaixo têm-se os valores escolhidos:

$$P = 0,9; \quad D = 0,81 \text{ e } G = 0,89. \quad (5.4)$$

A Figura 5.1 mostra o desempenho satisfatório obtido na simulação com o modelo linear, atendendo a especificação de rejeição de perturbação senoidal $\pm 40\%$ de amplitude, na frequência de 3,14rad/s.

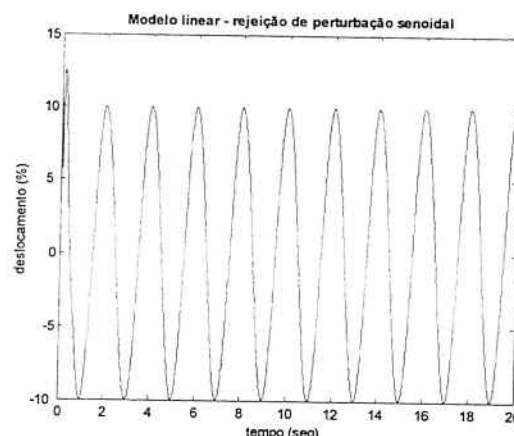


Figura 5.1 - Modelo linear - rejeição de perturbação - controlador existente.

A Figura 5.2 mostra que o sistema linear, após a inserção do controlador, apresentou margem de ganho de 12,17dB na frequência de 33,6rad/s e margem de fase de 41,85° em 10,3rad/s, novamente indicando o atendimento aos requisitos de desempenho.

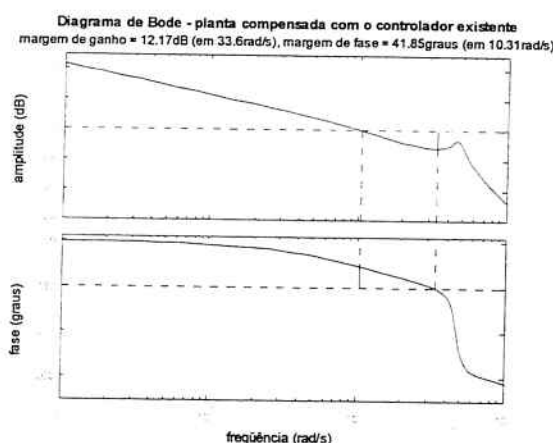


Figura 5.2 - Margens de ganho e de fase da planta com o controlador existente.

As simulações com o modelo não-linear, utilizando os ajustes efetuados através do modelo linear, indicaram que o controlador existente não é capaz de eliminar a perturbação nos limites estabelecidos pela especificação de desempenho.

A Figura 5.3 mostra que o esforço de controle atinge a saturação indicando, em princípio, que o sistema atual necessita ser redimensionado.

As simulações, mostraram que o sistema não-linear é capaz de rejeitar perturbações com frequência até

1,6rad/s e amplitude de $\pm 40\%$. A Figura 5.4 apresenta o resultado.

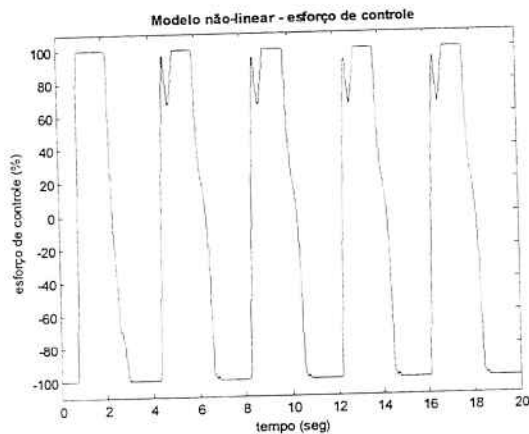


Figura 5.3 - Modelo não-linear - esforço de controle p/ rejeitar perturbação.

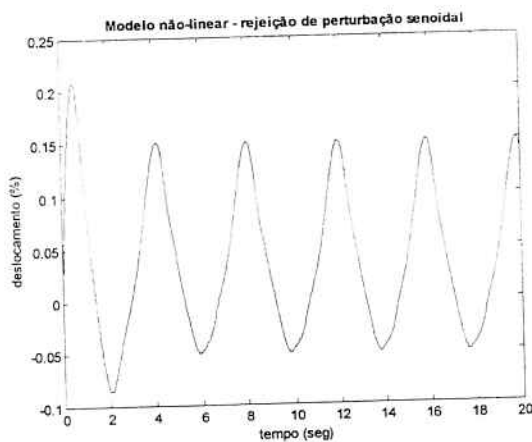


Figura 5.4 - Modelo não-linear - rejeição de perturbação - controlador existente.

5.2 Simulações da planta com o compensador de avanço

Neste item serão apresentados os resultados das simulações com os quatro controladores de avanço obtidos no item 4.4.

Selecionou-se o ganho adicional A_g necessário para cada controlador. Nas figuras a seguir ilustram-se os resultados obtidos com a inserção dos compensadores na planta. Em todas as figuras adotou-se como convenção que a linha tracejada representa o compensador $91(s+0,478)/(s+4,78)$, a linha pontilhada o compensador $128(s+0,77)/(s+7,7)$, a linha traço-ponto o compensador $160(s+1,023)/(s+10,23)$ e a linha contínua o compensador $223(s+1,53)/(s+15,3)$.

A Figura 5.5 indica que todos os quatro

compensadores, quando inseridos no modelo linear, são capazes de rejeitar a perturbação.

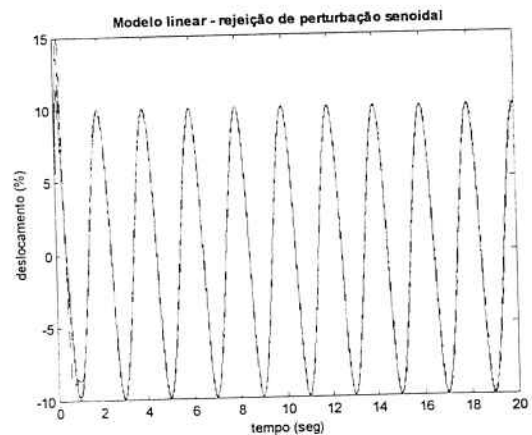


Figura 5.5 - Modelo linear - rejeição de perturbação senoidal.

A Figura 5.6 amplia a região onde ocorre o transitório, esclarecendo que o compensador da Equação (4.10), adicionado de um ganho $K = 223$, resultou em menor pico para a oscilação.

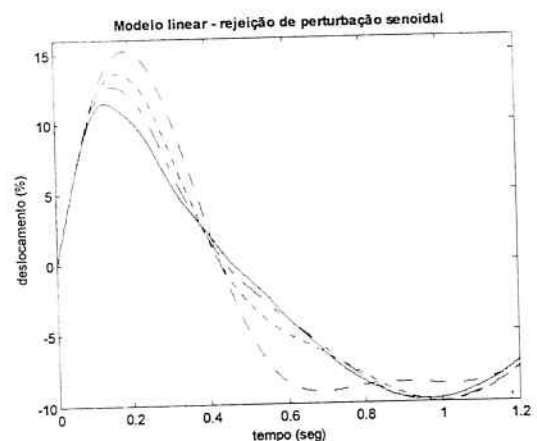


Figura 5.6 - Modelo linear - transitório da rejeição a perturbação senoidal.

Apesar do atendimento das especificações nota-se que o esforço de controle do modelo linear (Figura 5.7), indica que foram necessários valores de corrente da servoválvula, acima da capacidade instalada do sistema.

A Tabela 5.1 resume os dados dos controladores testados com o modelo linear. Em todos os casos os requisitos quanto à margem de ganho e de fase foram atendidos. A coluna "Esforço de controle", mostra a amplitude da corrente da servoválvula necessária para rejeitar, em regime permanente, a perturbação senoidal.

Compensador	Esforço de controle (%)	Margem de ganho (dB)	Margem de fase (graus)
$91(s+0,478)/(s+4,78)$	496,5	16,0	$30,1^\circ$
$128(s+0,77)/(s+7,7)$	494,3	14,0	$37,0^\circ$
$160(s+1,023)/(s+10,23)$	492,5	12,4	$41,4^\circ$
$223(s+1,53)/(s+15,3)$	497,7	9,6	$47,6^\circ$

Tabela 5.1 – Resultados dos compensadores de avanço no modelo linear.

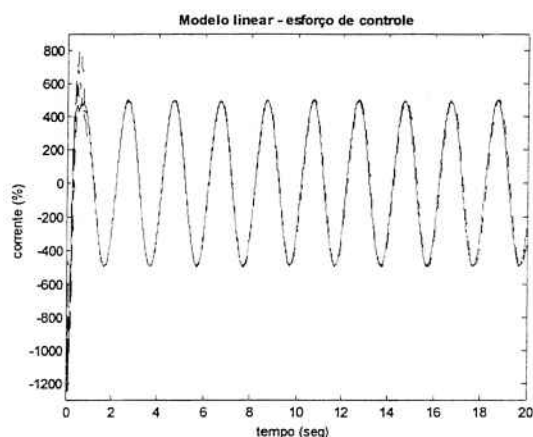


Figura 5.7 - Modelo linear - esforço de controle p/ rejeitar perturbação senoidal.

Simulado o modelo não-linear, com todos os quatro compensadores, verificou-se que o sistema só foi capaz de rejeitar perturbações com frequência em torno de 1,6rad/s, ou seja 50% da especificação.

As figuras que ilustram as simulações com o modelo não-linear seguem a mesma convenção adotada para as figuras das simulações com o modelo linear.

Na Figura 5.8 vê-se que quando se reduz a frequência, a magnitude do sinal de saída da planta fica entre os $\pm 10\%$.

A Figura 5.9 amplia a região onde ocorre o transitório. Note-se que os quatro compensadores obtêm resultados muito próximos.

A Tabela 5.2 agrupa os dados dos controladores e os resultados obtidos com o modelo não-linear. A coluna "Esforço de controle" mostra que em todos os casos houve saturação da corrente da servoválvula. A coluna "Frequência da perturbação" indica qual foi a frequência que cada controlador foi capaz de rejeitar – o especificado é 3,14rad/s -, e na última coluna vê-se a

amplitude desta perturbação, indicando o atendimento à especificação.

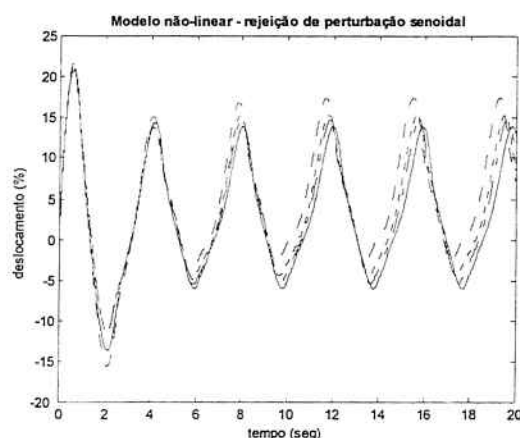


Figura 5.8 - Modelo não-linear - rejeição de perturbação senoidal.

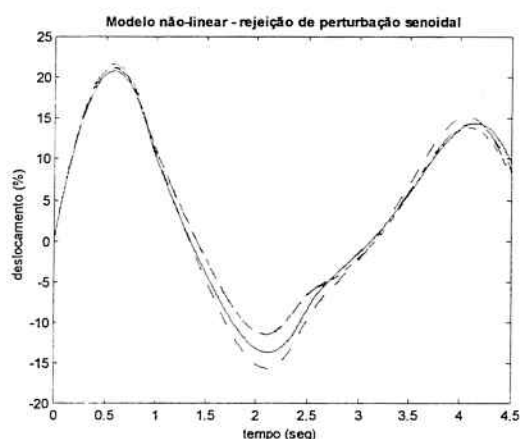


Figura 5.9 - Modelo não-linear - transitório da rejeição à perturbação senoidal.

Compensador	Esforço do controle (%)	Frequência da perturbação (rad/s)	perturbação (%)
$91(s+0,478)/(s+4,78)$	100	1,65	± 40
$128(s+0,77)/(s+7,7)$	100	1,63	± 40
$160(s+1,023)/(s+10,23)$	100	1,62	± 40
$223(s+1,53)/(s+15,3)$	100	1,62	± 40

Tabela 5.2 – Resultados dos compensadores de avanço no modelo não-linear.

Voltando a utilizar o modelo linear, com o objetivo de selecionar um, dentre os quatro controladores, aplicou-se, como perturbação na saída do sistema, um degrau com amplitude de -40% .

A Figura 5.10 traz o resultado, indicando um desempenho ligeiramente superior do controlador descrito pela Equação (4.9).

O esforço de controle mostrado na Figura 5.11, reforça a conclusão sobre o controlador com melhor desempenho no modelo linear.

Analisando-se agora o resultado obtido com o modelo não-linear para a perturbação em degrau na Figura 5.12, é possível verificar que o compensador descrito pela Equação (4.10) teve melhor desempenho.

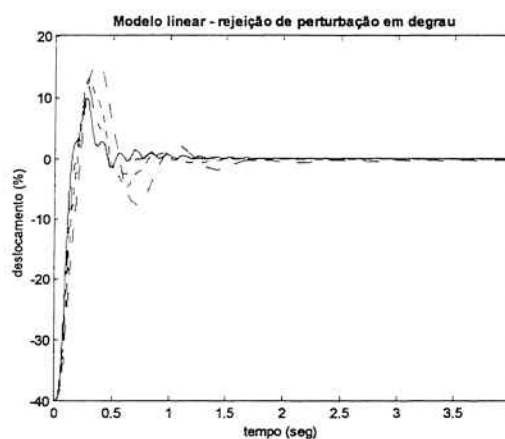


Figura 5.10 - Modelo linear – rej. à perturb. em degrau.

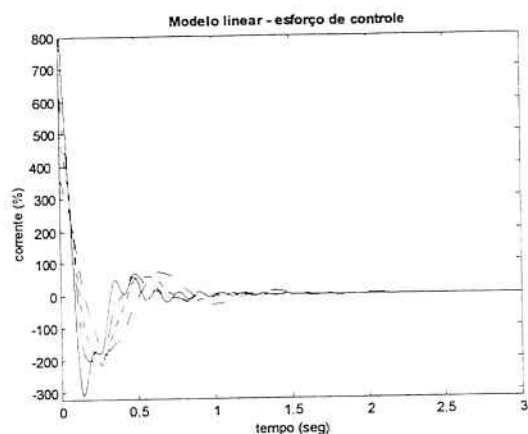


Figura 5.11 - Modelo linear - esforço de controle p/ rejeição de degrau.

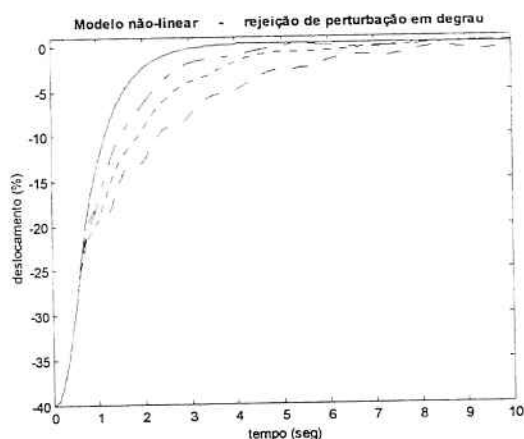


Figura 5.12 - Modelo não-linear - rejeição a perturbação em degrau.

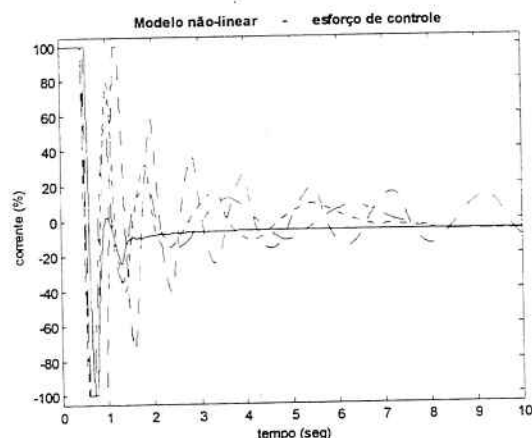


Figura 5.13 - Modelo não-linear - esforço de controle p/ rejeição de degrau.

A Figura 5.13, que mostra o esforço de controle no modelo não-linear, indica novamente que o melhor controlador é o da Equação (4.10).

5.3 Redimensionamento da planta

O controlador existente no sistema de centralização do LTF demonstrou que pode ser melhorado com o uso do ganho do ramo D. Atingiu desempenho semelhante

ao novos compensadores propostos. Isto era esperado, pois verificou-se que ele possui função de transferência com a mesma estrutura dos novos controladores.

As simulações com os modelos linear e não-linear, demonstraram a incapacidade do sistema atual em atender ao requisito de desempenho desejado. No modelo linear o esforço de controle necessário para atingir a especificação (ver Tabela 5.1), foi excessivo.

No modelo não-linear a maior frequência de perturbação que o sistema foi capaz de rejeitar foi 1,6rad/s (ver Tabela 5.2).

Utilizando-se o modelo não-linear e o controlador escolhido, definido pela Equação (4.10) adicionado do ganho $A_g = 223$, investigou-se qual deveria ser o parâmetro a receber alterações com o objetivo de melhorar o resultado. Concluiu-se que a vazão de óleo que a servoválvula necessita disponibilizar deve ser 3,2 vezes maior que a vazão atual. Isto indica uma válvula com uma capacidade de 224litros/m. Escolheu-se então o valor de 200litros/min (comercialmente disponível) para a realização de uma nova simulação com os modelos.

Nas figuras a seguir adotou-se a seguinte convenção quanto à representação dos resultados: a linha contínua é a saída do sistema, a linha tracejada é a perturbação senoidal e a linha pontilhada, o esforço de controle.

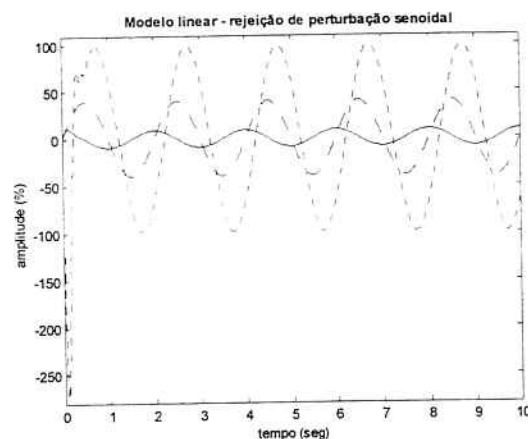


Figura 5.14- Modelo linear - rejeição de perturbação com vazão maior.

Na Figura 5.14 é apresentado o novo resultado para o modelo linear, rejeitando uma perturbação senoidal com amplitude de $\pm 40\%$ e frequência de 3,14 rad/s, indicando que o esforço de controle ficou dentro do limite de $\pm 100\%$ da capacidade, exceto no transitório. Foi necessário reduzir-se o ganho do controlador utilizado de 223 para 50.

Na Figura 5.15 têm-se os mesmos dados para o modelo não-linear. Também foi reduzido o ganho de 223 para 50. Com a nova vazão o sistema foi capaz de atender à especificação para a rejeição de perturbações.

5.4 Variação do ganho do controlador

Verificou-se que, após o redimensionamento do sistema, o ganho escolhido para o controlador, quando o sistema opera na pior condição, é excessivo para o caso mais favorável de operação, que é quando o parâmetro τ

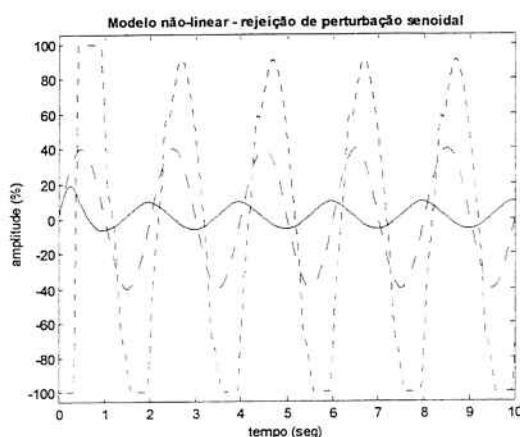


Figura 5.15- Modelo não-linear - rejeição de perturbação com vazão maior.

encontra-se no seu valor mínimo. O sistema tornou-se oscilante, o que indicou a necessidade de variação do ganho. A escolha natural do parâmetro que deve ser relacionado com a magnitude do ganho recai sobre a velocidade da tira, visto a sua relação direta com o parâmetro τ .

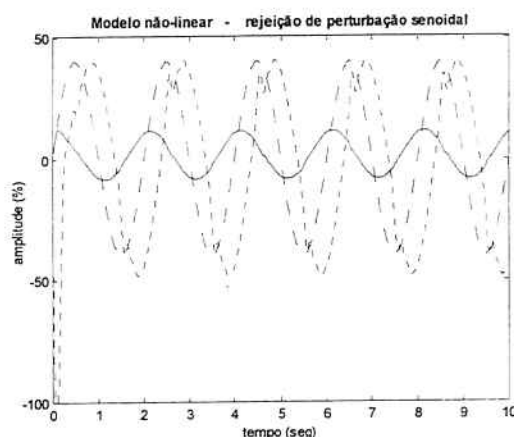


Figura 5.16- Modelo não-linear - sistema com ganho reduzido.

A relação entre o valor máximo e mínimo de τ é 4,209. Por tentativa e erro observou-se que inserindo-se uma variação no ganho equivalente à metade deste valor, ou seja, reduzindo-se o ganho do controlador pela metade, o sistema comporta-se adequadamente. O resultado pode ser visto na Figura 5.16, onde: a linha cheia é a saída do sistema, a linha tracejada é a perturbação inserida na saída e a linha pontilhada é o esforço de controle. Esta idéia já está implantada no LTF, estando os ganhos atualmente sendo ajustados.

6 - CONCLUSÕES

Enfatizou-se que o controle da posição das tiras, principalmente as de aço, em linhas de processos siderúrgicos, é um tópico de constante preocupação para a garantia da qualidade e continuidade operacional.

Apenas o artigo de Guo e Loen (1999) tratou do problema do controle em sistemas de centralização, porém, não foi incluída a influência da dinâmica da tira

no seu modelamento. Neste trabalho verificou-se, através das simulações realizadas, que a influência da tira no sistema, não deve ser descartada.

A planta real foi modelada matematicamente. Como optou-se pelo uso de técnicas lineares para o projeto do controlador, necessariamente, um dos modelos foi linearizado. No entanto, a validação dos resultados com as técnicas lineares, foi feita em um modelo que incluiu algumas não-linearidades conhecidas.

Houve preocupação quanto à capacidade dos modelos construídos reproduzirem o comportamento da planta real. Por isto, foram realizados ensaios com a planta real e simulações com os modelos, objetivando o ajuste dos parâmetros das equações.

Através dos ensaios foi possível fixar os objetivos do controle, ou seja, rejeitar desvios de rota trazidos pela tira que está em processo.

Apenas um controlador proporcional não é capaz de fazer com que a planta atenda aos requisitos de desempenho estabelecidos. Além da compensação no ganho, foi necessária a correção da fase do sistema. A utilização de um compensador de avanço tornou-se uma escolha natural.

Todos os controladores testados no modelo linear, são capazes de rejeitar as perturbações inseridas, de acordo com o especificado. No entanto, para isso foi necessário um esforço de controle muito acima do que está disponível atualmente no sistema real.

Os resultados das simulações com o modelo não-linear, deixaram claro que as não-linearidades impõem restrições severas, tornando impossível o atendimento aos requisitos de desempenho, independentemente do controlador utilizado.

O sistema atual tem capacidade de rejeitar perturbações com amplitude de $\pm 40\%$ a frequência máxima é 1,6rad/s.

Aumentada a vazão nominal da servoválvula, o sistema não-linear passou a atender ao especificado inicialmente. Sendo necessária a redução do ganho do controlador escolhido, pois a planta tornava-se oscilante. Reduzindo-se o ganho, proporcionalmente ao aumento da velocidade de laminação, resolveu o problema.

Uma possibilidade de continuação deste trabalho é a realização de simulações mantendo-se o valor da frequência da perturbação, reduzindo-se sua amplitude. Ensaios com a planta real, para o registro das características das perturbações, devem ser realizados. As amplitudes e frequências das perturbações devem ser melhor analisadas e então definidas.

Outras estratégias de controle tais como: LQG/LTR, H_∞ ou QFT, devem ser testadas.

O controlador escolhido está sendo implantado no LTF da COSIPA e, mesmo não tendo sido finalizada a sua sintonia, já apresenta resultados satisfatórios.

REFERÊNCIAS:

1. CAMPBELL, D.P. *Process Dynamics*. New York: Wiley, p.152-156, 1958.
2. CRUZ, J.J. *Controle Robusto Multivariável*. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 1996.
3. D'AZZO, J. J. ; HOUPIS, C. H. *Linear Control*

- System Analysis and Design, 4.ed. McGraw-Hill, 1995.
4. **DEERING, J.M.** New Concepts for Automatic Strip Guiding for the Metals Industry. *AISE: Iron and Steel Engineer*, p.109-116, November 1965.
 5. **DE NEGRI, V.J.** *Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle. Parte III - Sistemas Hidráulicos para Controle*. Florianópolis: UFSC, Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, 2001.
 6. **FEIERTAG, B.A.** Intermediate Guiding on Steel Strip Processing Lines. *AISE: Iron and Steel Engineer*, p.147-155, September 1967.
 7. **GUO, R. M.** Evaluation of Dynamic Characteristics of HAGC System. *AISE: Iron and Steel Engineer*, p.52-61, July 1991.
 8. **GUO, R. M. ; LOEN, M. V.** Design and Simulation of an Entry Edge Guide Control System for Tandem Cold Mills. *ASME: Journal of Manufacturing Science and Engineering*, v. 121, p.69-75, February 1999.
 9. **MERRIT, H. E.** *Hydraulic Control Systems*. John Wiley, USA 1967.
 10. **OGATA, K.** *Engenharia de Controle Moderno*. Prentice Hall do Brasil, 1982.
 11. **SHELTON, J. J. ; REID, K. N.** Lateral Dynamics Of An Idealized Moving Web. *ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, n. 3, p.180-186, September 1971a.
 12. **SHELTON, J. J. ; REID, K. N.** Lateral Dynamics Of A Real Moving Web. *ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, n. 3, p.187-192, September 1971b.
 13. **THAYER, W. J.** Transfer Functions for MOOG Servovalves. MOOG Inc., *Technical Bulletin* 103, Nova York, 11p., January 1965
 14. **YOUNG, G. E.; REID, K. N.** Lateral and Longitudinal Dynamic Behavior and Control of Moving Webs. *ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, v. 115, p.309-317, June 1993.

APÊNDICE A - Dados da desenroladeira e da bobina

Velocidade linear mínima da tira (V_T)	1,56 m/s
Velocidade linear máxima da tira (V_T)	5,92 m/s
Distância mínima do rolo defletor até o ponto tangente à bobina (l)	1,375 m
Distância máxima do rolo defletor até o ponto tangente à bobina (l)	1,525 m
Distância do sensor de posição até o rolo defletor	3,054 m
Distância do sensor até os cilindros de laminação	2,25 m
Peso do conjunto da desenroladeira (sem bobina) (M)	39200 kg
Coeficiente de atrito viscoso (B) (estimado)	400000Ns/m
Coeficiente de atrito estático (estimado)	0,14

Tabela A.1 – Dados da desenroladeira

Peso máximo (M_B)	30000 kg
Diâmetro inicial máximo da bobina	1,905 m
Diâmetro inicial mínimo da bobina	0,81 m

Tabela A.2– Dados da bobina

APÊNDICE B - Dados da servoválvula

Supõe-se que a servoválvula comporta-se como um sistema de segunda ordem (Thayer (1965), Guo (1991) e De Negri (2001,a)) e utiliza-se a resposta em frequência para inferir a sua frequência natural ω_s . Pelo catálogo técnico do fabricante, $\omega_s \approx 57,6\text{Hz}$ ($361,9\text{rad/s}$) e o coeficiente de amortecimento $\xi \approx 0,6$. Este valor também é sugerido por Thayer (1965).

O ganho K_{q_0} pode ser retirado da curva de vazão da servoválvula e o ganho K_{p_0} na curva de pressão.

$$K_{q_0} = 1,11172 \frac{Q_{VCN}}{I_N} \quad (\text{B.1})$$

$$K_{p_0} = 14,8663 \frac{P_{CN}}{I_N} \quad (\text{B.2})$$

Conhecidos K_{q_0} e K_{p_0} , K_{c_0} pode ser definido:

$$K_{c_0} = 0,06728 \frac{Q_{VCN}}{P_{CN}} \quad (\text{B.3})$$

A Tabela B.1 resume as informações da servoválvula, de acordo com o manual do fabricante.

Vazão nominal de trabalho	0,001078 m ³ /s
Corrente	1 A
Desl. máximo do êmbolo	0,00525m
Pressão máxima de trabalho	7000000 Pa
Frequência natural ($2\pi f_{70}$)	361,66 rad/s
Coeficiente de amortecimento	0,6
Ganho de vazão (K_{q_0})	1,111720 m ² /s
Ganho de pressão (K_{p_0})	14,8663 N/m ³
Coeficiente vazão-pressão (K_{c_0})	0,06728 m ⁵ /N.s

Tabela B.1 – Dados da servoválvula

APÊNDICE C - Dados do cilindro hidráulico

Diâmetro interno	0,255 m
Diâmetro da haste	0,08 m
Curso total do cilindro	1,065 m
Curso do cilindro para a função de centralização	$\pm 0,13$ m
Área útil do êmbolo	0,05107 m ²
Área útil do êmbolo (lado com a haste)	0,04604 m ²
Massa total a ser movimentada	69200 kg
Volume de óleo necessário p/ posicionar o cilindro para iniciar a laminar	0,04775 m ³
Volume de óleo necessário p/ a função de centralização	0,00664 m ³
Coeficiente de compressibilidade (β)	7×10^8 P

Tabela C. 1 – Dados do cilindro hidráulico.

BOLETINS TÉCNICOS - TEXTOS PUBLICADOS

- BT/PTC/9901 – Avaliação de Ergoespirômetros Segundo a Norma NBR IEC 601-1- MARIA RUTH C. R. LEITE, JOSÉ CARLOS TEIXEIRA DE B. MORAES
- BT/PTC/9902 – Sistemas de Criptofonia de Voz com Mapas Caóticos e Redes Neurais Artificiais – MIGUEL ANTONIO FERNANDES SOLER, EUVALDO FERREIRA CABRAL JR.
- BT/PTC/9903 – Regulação Sincronizada de Distúrbios Senodais – VAIDYA INÉS CARRILLO SEGURA, PAULO SÉRGIO PEREIRA DA SILVA
- BT/PTC/9904 – Desenvolvimento e Implementação de Algoritmo Computacional para Garantir um Determinado Nível de Letalidade Acumulada para Microorganismos Presentes em Alimentos Industrializados – RUBENS GEDRAITE, CLÁUDIO GARCIA
- BT/PTC/9905 – Modelo Operacional de Gestão de Qualidade em Laboratórios de Ensaio e Calibração de Equipamentos Eletromédicos – MANUEL ANTONIO TAPIA LÓPEZ, JOSÉ CARLOS TEIXEIRA DE BARROS MORAES
- BT/PTC/9906 – Extração de Componentes Principais de Sinais Cerebrais Usando Karhunen – Loève Neural Network – EDUARDO AKIRA KINTO, EUVALDO F. CABRAL JR.
- BT/PTC/9907 – Observador Pseudo-Derivativo de Kalman Numa Coluna de Destilação Binária – JOSÉ HERNANDEZ LÓPEZ, JOSÉ JAIME DA CRUZ, CLAUDIO GARCIA
- BT/PTC/9908 – Reconhecimento Automático do Locutor com Coeficientes Mel-Cepstrais e Redes Neurais Artificiais – ANDRÉ BORDIN MAGNI, EUVALDO F. CABRAL JÚNIOR
- BT/PTC/9909 – Análise de Estabilidade e Síntese de Sistemas Híbridos – DIEGO COLÓN, FELIPE MIGUEL PAIT
- BT/PTC/0001 – Alguns Aspectos de Visão Multiescalas e Multiresolução – JOÃO E. KOGLER JR., MARCIO RILLO
- BT/PTC/0002 – Placa de Sinalização E1: Sinalização de Linha R2 Digital Sinalização entre Registradores MFC- PHILLIP MARK SEYMOUR BURT, FERNANDA CARDOSO DA SILVA
- BT/PTC/0003 – Estudo da Técnica de Comunicação FO-CDMA em Redes de Fibra Óptica de Alta Velocidade – TULIPA PERSO, JOSÉ ROBERTO DE A. AMAZONAS
- BT/PTC/0004 – Avaliação de Modelos Matemáticos para Motoneurônios – DANIEL GUSTAVO GOROSO, ANDRÉ FÁBIO KOHN
- BT/PTC/0005 – Extração e Avaliação de Atributos do Eletrocardiograma para Classificação de Batimentos Cardíacos – ELDER VIEIRA COSTA, JOSÉ CARLOS T. DE BARROS MORAES
- BT/PTC/0006 – Uma Técnica de Imposição de Zeros para Auxílio em Projeto de Sistemas de Controle – PAULO SÉRGIO PIERRI, ROBERTO MOURA SALES
- BT/PTC/0007 – A Connected Multireticulated Diagram Viewer – PAULO EDUARDO PILON, EUVALDO F. CABRAL JÚNIOR
- BT/PTC/0008 – Some Geometric Properties of the Dynamic Extension Algorithm – PAULO SÉRGIO PEREIRA DA SILVA
- BT/PTC/0009 – Comparison of Alternatives for Capacity Increase in Multiple-Rate Dual-Class DS/CDMA Systems – CYRO SACARANO HESI, PAUL ETIENNE JESZESKY
- BT/PTC/0010 – Reconhecimento Automático de Ações Faciais usando FACS e Redes Neurais Artificiais – ALEXANDRE TORNICE, EUVALDO F. CABRAL JÚNIOR
- BT/PTC/0011 – Estudo de Caso: Tomando um Projeto Testável Utilizando Ferramentas Synopsys – REINALDO SILVEIRA, JOSÉ ROBERTO A. AMAZONAS
- BT/PTC/0012 – Modelos Probabilísticos para Rastreamento em Carteiras de Investimento – HUGO G. V. DE ASSUNÇÃO, OSWALDO L. V. COSTA
- BT/PTC/0013 – Influência de um Controle Imperfeito de Potência e Monitoramento da Atividade Vocal na Capacidade de Sistemas DS/CDMA – MÁRCIO WAGNER DUARTE ROLIM, PAUL JEAN ETIENNE JESZESKY
- BT/PTC/0014 – Canceladores de Interferência Sucessivo e Paralelo para DS/CDMA – TAUFIK ABRÃO, PAUL JEAN E. JESZESKY
- BT/PTC/0015 – Transmissão de Serviços de Multimídia num Sistema Móvel Celular CDMA de Banda Larga – EDUARDO MEIRELLES MASSAUD, PAUL JEAN ETIENNE JESZESKY
- BT/PTC/0016 – Disseminação do HIV em uma População Homossexual Heterogênea – MARCOS CASADO CASTÑO, JOSÉ ROBERTO CASTILHO PIQUEIRA
- BT/PTC/0017 – Implementação e Avaliação em Laboratório de um Monitor Cardíaco Portátil para Três Derivações – RAISA FERNÁNDEZ NUNEZ, JOSE CARLOS TEIXEIRA DE BAROS MORAES
- BT/PTC/0018 – Projeto de Filtros Recursivos de N-ésima Banda – IRINEU ANTUNES JÚNIOR, MAX GERKEN
- BT/PTC/0019 – Relative Flatness and Flatness of Implicit Systems – PAULO SÉRGIO PEREIRA DA SILVA, CARLOS CORRÊA FILHO
- BT/PTC/0020 – Estimativa de Fluxo Sangüíneo nas Artérias Coronárias Usando Imagens de Cineangiocardiorrafia – ANA CRISTINA DOS SANTOS, SÉRGIO SHIGUEMI FURUIE
- BT/PTC/0021 – Modelos Populacionais para AIDS e Análise do Equilíbrio sem Epidemia – ELIZABETH FERREIRA SANTOS, JOSÉ ROBERTO CASTILHO PIQUEIRA

- BT/PTC/0101 – Model-Based Soft-Sensor Design for On-Line Estimation of the Biological Activity in Activated Sludge Wastewater Treatment Plants – OSCAR A. Z. SOTOMAYOR, SONG WON PARK, CLAUDIO GARCIA
- BT/PTC/0102 – Reconhecimento Automático do Locutor Utilizando a Rede Neural Artificial *Field Distributed Memory* – FDM – MARCELO BLANCO, EUVALDO F. CABRAL JR.
- BT/PTC/0103 – Algoritmos de Filtragem e Previsão em Modelos de Volatilidade – FERNANDO LOVISOTTO, OSWALDO L. V. COSTA
- BT/PTC/0104 – Método de Diferenças Temporais Aplicado às Equações de Riccati Acopladas entre Si – OSWALDO L. V. COSTA, JULIO C. C. AYA
- BT/PTC/0105 – Método de Diferenças Finitas e de Monte Carlo em Derivativos – ANDRÉ CURY MAIALI, OSWALDO LUIZ DO VALLE COSTA
- BT/PTC/0106 – Resolução de um Problema Inverso de Eletromagnetismo por Meio de Redes Neurais Artificiais – ARNALDO MEGRICH, JORGE MIECZYSLAW JANISZEWSKI
- BT/PTC/0107 – Projeto de Controlador de Temperatura para Perfusão Peritoneal com Hipertermia e Quimioterapia – GIANCARLO ANTONIO BERZACOLA, FUAD KASSAB JÚNIOR
- BT/PTC/0108 – O Papel de Diferentes Grupos Populacionais na Transmissão Sexual do HIV – ELIZABETH FERREIRA SANTOS, JOSÉ ROBERTO CASTILHO PIQUEIRA
- BT/PTC/0109 – Terapias Ótimas Anti-HIV para a Redução da Transmissão Vertical – RENATO BEVILACQUA, LUIZ HENRIQUE ALVES MONTEIRO
- BT/PTC/0110 – Brain Signal Analysis Using Non-Linear ARIMA Models – ERNANE J. X. COSTA, EUVALDO FERREIRA CABRAL JR.
- BT/PTC/0111 – Cancelamento de Eco Acústico Estéreo: Análise de Algoritmos Adaptativos e um novo Método de Redução do Desalinhamento – ROBERTO ROSCHEL BELLI, PHILLIP MARK SEYMOUR BURT
- BT/PTC/0112 – Natural Gas Flow Computer With Open Architecture Using Intelligent Instrumentation And Field Bus – OSMEL REYES VAILLANT, CLAUDIO GARCIA
- BT/PTC/0113 – Aplicação de Métodos de Inteligência Artificial em Inteligência de Negócios – ROGÉRIO GARCIA DUTRA, EUVALDO FERREIRA CABRAL JR.
- BT/PTC/0114 – Detectores Multiusuário para DS/CDMA – Canceladores de Interferência – TAUFIK ABRÃO, PAUL JEAN E. JESZENSKY
- BT/PTC/0115 – Reconhecimento Automático do Locutor Usando Pré-Processamento em Sons Nasalizados com Diversos Classificadores Neurais – ROBERTO AMILTON BERNARDES SÓRIA, EUVALDO FERREIRA CABRAL JR.
- BT/PTC/0116 – Aplicando a Técnica de Times Assíncronos na Otimização de Problemas de Empacotamento Unidimensional – REINALDO DE BERNARDI, TSEN CHUNG KANG
- BT/PTC/0117 – A Simplified Implementation of the Theory of Emotions for Emotrots – RODRIGO DE TOLEDO CAROPRESO, RODRIGO DIAS MORGADO, EUVALDO FERREIRA CABRAL JR.
- BT/PTC/0118 – Modelos Dinâmicos Aplicados à Propagação de Vírus em Redes de Computadores – BETYNA FERNÁNDEZ NAVARRO, JOSÉ ROBERTO CASTILHO PIQUEIRA
- BT/PTC/0119 – Técnicas para Melhorar o Desempenho do Método dos Análogos Modificado em Predição de Séries Temporais Caóticas – LUIZ MONZÓN BENITEZ, ADEMAR FERREIRA
- BT/PTC/0120 – Um Modelo Microscópico para a Simulação de uma Intersecção Semaforizada – EDUARDO ULI NELLAR, ADEMAR FERREIRA
- BT/PTC/0121 – Subspace Identification Methods Applied to Activated Sludge Processes: A Performance Comparison Study – OSCAR A. Z. SOTOMAYOR, SONG WON PARK, CLAUDIO GARCIA
- BT/PTC/0122 – Controle Avançado de Temperatura para Perfusão Peritoneal com Hipertermia e Quimioterapia – ARNALDO LAGANARO JÚNIOR, FUAD KASSAB JÚNIOR
- BT/PTC/0123 – Análise de Sinais Biológicos Utilizando *Wavelets* – FRANCO BELTRAME RUNZA, FUAD KASSAB JÚNIOR
- BT/PTC/0123 – Certificação de Estimuladores Neuromusculares no Sistema Brasileiro de Certificação de Equipamentos Médicos – EDUARDO RODRIGUES MANDL, JOSÉ CARLOS TEIXEIRA DE BARROS
- BT/PTC/0201 – Aplicação de Transformadas Tempo – Frequência e de Redes Neurais Artificiais no Processamento Digital de Sinais Cerebrais – MARCOS TEIXEIRA DE FREITAS FILHO, EUVALDO FERREIRA CABRAL JR.
- BT/PTC/0202 – Aspectos de Identificação para Controle de Sistemas NARX usando Redes Neurais RBF – RITA DE CÁSSIA PAVANI LAMAS, ADEMAR FERREIRA
- BT/PTC/0203 – A Equação de Riccati Estacionária na Estimação Linear em Sistemas Lineares Discretos no Tempo com Saltos Markovianos – SUSSET GUERRA JIMENEZ, OSWALDO LUIZ DO VALLE COSTA
- BT/PTC/0204 – Comparação entre Algoritmos de Identificação Não-Assistida de Canais de Comunicação Baseados em Estatísticas de Segunda Ordem – CLÁUDIO JOSÉ BORDIN JÚNIOR, LUIZ ANTONIO BACCALA
- BT/PTC/0205 – Desenvolvimento de um Simulador de uma Sub-Rede da Medula Espinhal – ROGÉRIO RODRIGUES LIMA CISI, ANDRÉ FABIO KOHN
- BT/PTC/0206 – Novos Modelos de Motoneurônios de Vertebrados – MARCOS FRAGA VIEIRA, ANDRÉ FABIO KOHN

- BT/PTC/0207 – Modelagem Auto-Regressiva e Memórias Associativas na Classificação de Sinais Eletromiográficos de Agulhas – IARA KAZUYO IKE, CINTHIA ITIKI
- BT/PTC/0208 – Análise da Classificação e da Síntese de Expressões Faciais com Redes Neurais Artificiais – OLIMPO MURILO CAPELI, EUVALDO FERREIRA CABRAL JUNIOR
- BT/PTC/0209 – Guiagem Automática de um Veículo Autônomo Baseada em Sistema de Visão – NICOLÁS CÉSAR LAVINIA, JOSÉ JAIME DA CRUZ
- BT/PTC/0210 – Some Geometric Properties of Differential-Algebraic Equations – PAULO SÉRGIO PEREIRA DA SILVA, CARLOS JUTTI WATANABE
- BT/PTC/0211 – Modelos de Média-Variância de Período Simples e Multi-Períodos na Análise de Carteiras de Investimento – MARGARETH AP. DE SOUZA BUENO, OSWALDO LUIZ DO VALLE COSTA
- BT/PTC/0212 – Avaliação da Utilização de Centrais Públicas de Informações de Crédito num Modelo de Previsão para Risco de Crédito – GUILHERME GONZALEZ C. PARENTE, OSWALDO LUIZ DO VALLE COSTA
- BT/PTC/0213 – Propagação de Erros de Frequência em Redes Mestre Escravo em Estrela Dupla – SANTOS ANDRÉS CASTILHO VARGAS, JOSÉ ROBERTO CASTILHO PIQUEIRA
- BT/PTC/0214 – Avaliação Prática de um Algoritmo de Alta Resolução na Determinação de Frequências de Ressonância em Estruturas de Grande Porte – LUIZ ANTONIO BARBOSA COELHO, LUIZ ANTONIO BACCALÁ
- BT/PTC/0301 – Finite Horizon Quadratic Optimal Control Problem of Markovian Jump Linear Systems With Partial Information – ESTEBAN FERNANDEZ TUESTA, OSWALDO LUIZ DO VALLE COSTA
- BT/PTC/0302 – A Framework for Admission Control Based on Aggregate Traffic Measurements and Network Characterization – ALEXANDRE BARBOSA DE LIMA, JOSE ROBERTO DE ALMEIDA AMAZONAS
- BT/PTC/0303 – Identificação Nebulosa da Concentração de Oxigênio Dissolvido do Tanque de Aeração de uma Estação de Tratamento de Esgotos por Lodos Ativados – ALEXANDRE MAGNO PARENTE DA ROCHA, CLAUDIO GARCIA
- BT/PTC/0304 – Cálculo de Balanço de Potência em Sistemas DWDM com Spans Variáveis e Amplificadores com Curva de Ganho não Plana – WALMARA DE PAULA HERMAN, JOSÉ ROBERTO DE ALMEIDA AMAZONAS
- BT/PTC/0305 – Robust Model Tracking and 2-D Control Design – FABRIZIO LEONARDI, JOSÉ JAIME DA CRUZ
- BT/PTC/0306 – Classificação de Ações do Mercado Financeiro Utilizando Técnicas Fuzzy –RENATO APARECIDO AGUIAR, ROBERTO MOURA SALES
- BT/PTC/0307 – Esquemas de Multitaxa para Sistemas CDMA de Banda Larga – ANDRÉ FAGUNDES DA ROCHA, PAUL JEAN ETIENNE JESZENSKY
- BT/PTC/0308 – A Time-Invariant Flat System Always Admits a Time-Invariant Flat Output – PAULO SERGIO PEREIRA DA SILVA, PIERRE ROUCHON
- BT/PTC/0309 – Otimização Robusta de Carteiras Utilizando Desigualdades Matriciais Lineares – RODRIGO BARROS NABHOLZ, OSWALDO LUIZ DO VALLE COSTA

