

SÍNTESE DE CONTROLADORES PARA A ESTABILIZAÇÃO LATERAL DE ELEVADORES DE ALTA VELOCIDADE

JOÃO FERREIRA DE BORBA JR.*[,] JEFERSON VIEIRA FLORES[†], AURÉLIO TERGOLINA SALTON*

**PUCRS - Grupo de Automação e Controle de Sistemas*
Av. Ipiranga 6681, 90619-900
Porto Alegre-RS, Brasil

[†]*UFRGS - Departamento de Engenharia Elétrica,*
Av. Osvaldo Aranha 103, 90035-190, Porto Alegre-RS, Brazil

Emails: joao.borba.002@acad.pucrs.br, jeferson.flores@ufrgs.br,
aurelio.salton@pucrs.br

Abstract— This paper addresses the application of resonant and repetitive controllers – designed with the aid of Linear Matrix Inequalities (LMI) – to active roller guides for high speed elevators. The active roller guides are used to reject lateral vibrations arising from irregularities in the alignment guides. The efficiency of the proposed controllers will be illustrated through simulation examples.

Keywords— Repetitive Controller, Resonant Controller, LMI, Elevator.

Resumo— Este trabalho apresenta a aplicação de controladores ressonantes e repetitivos em conjunto com a formulação baseada em desigualdades matriciais lineares (*Linear Matrix Inequalities - LMI*), para controlar um sistema de roletes de guias ativos para elevadores de alta velocidade. Esses roletes de guias têm como função rejeitar vibrações laterais provenientes das irregularidades nas guias de alinhamento. A eficiência dos controladores propostos será ilustrada através de exemplos de simulação.

Palavras-chave— Controlador Repetitivo, Controlador Ressonante, LMI, Roletes de Guias, Elevador.

1 Introdução

Em elevadores modernos de alta velocidade, a exposição do corpo humano à vibração está presente em inúmeras situações, podendo ser fonte de desconforto e causa de problemas de saúde. Outro fator decorrente destas vibrações é a possibilidade de avaria nas estruturas mecânicas em geral. Especificações sobre vibrações transmitidas ao corpo através de superfícies de sustentação são referenciadas pela norma ISO2631-1 (1997) *Evaluation of human exposure to whole body vibration*. Os procedimentos para verificar e validar essas medições são realizados de acordo com os requisitos indicados pela norma ISO18738 (2003) *Measurement of lift ride quality* e atendem aos critérios estabelecidos na ISO8041 (2005) *Human response to vibration*.

Em geral, estas vibrações são decorrentes de desalinhamentos das guias devido a montagens imprecisas nas paredes da caixa de corrida, dilatações térmicas nas paredes do poço do elevador ou desníveis nas emendas que unem duas guias. Conforme descrito por (Ayman, 1997), as vibrações decorrentes das guias estão concentradas na faixa de 1 a 10 Hz, porém, dependendo de alguns fatores como o comprimento ou espessura de cada guia, este limite chegar até a 40 Hz.

A metodologia mais usual para evitar o efeito destas vibrações é o chamado controle ativo de vibrações. Em Utsunomiya et al. (2006) é utilizado um sistema de suspensão ativa onde as acelerações da cabina, medidas usando acelerômetros

localizados no centro do elevador, são compensadas por meio de atuadores eletromagnéticos. Husmann (2005) descreve um sistema de amortecimento ativo para o quadro estrutural com base na medição das deformações da estrutura do elevador. Do ponto de vista de controle, algumas técnicas desenvolvidas para suspensões automotivas podem ser adaptadas para os roletes de guias visando atenuar as vibrações e oscilações laterais dos elevadores (Sá, 2006) e (Saito et al., 2013). Em Paulitsch et al. (2006) conceitos de controle ótimo foram aplicados a atenuação de sinais de alta frequência decorrentes apenas das guias, ignorando assim outros fatores. Já em Feng et al. (2009) é levado em conta no projeto do controlador características como não-linearidades, incertezas paramétricas e perturbações externas.

Em muitos casos, as falhas que resultam em vibrações tendem a se repetir de forma que as mesmas podem ser aproximadas por um sinal periódico quando analisados em um intervalo de tempo adequado. Neste caso, a rejeição robusta destes sinais pode ser garantida através da utilização de controladores baseados no princípio do modelo interno como os controladores repetitivos e ressonantes (Chen, 1970). Esses controladores possuem aplicações variadas como fontes ininterruptas de energia (do inglês, *Uninterruptible Power Supply - UPS*), discos óticos e sistemas robóticos.

Este trabalho tem por objetivo estudar a viabilidade da aplicação dos controladores ressonantes e repetitivos a um sistema de roletes de guias ativos acoplados a base da estrutura da cabina

de um elevador para rejeitar vibrações e oscilações laterais. O modelo matemático do elevador é baseado no modelo linearizado apresentado em Perondi et al. (2010). A síntese dos controladores será realizada através da solução de um problema de otimização com restrições na forma de Desigualdades Lineares Matriciais (do inglês, *Linear Matrix Inequalities - LMIs*) que garantem a estabilidade e desempenho do sistema em malha fechada. Resultados de simulação serão utilizados com o objetivo de comparar o desempenho dos dois controladores propostos.

2 Modelagem do Elevador

Nesta seção serão apresentados os componentes do sistema de roletes e a formulação do sistema roletes-elevador no espaço de estados.

De uma maneira simplificada, pode-se dizer que um conjunto elevador é composto pela cabina de passageiros fixada a uma estrutura de cabina e que essa estrutura se conecta às guias de alinhamento do elevador por meio de um conjunto de roletes como ilustrado na Fig. 1. A estrutura de cabina é a parte do elevador interligada aos cabos de tração que suspendem o elevador. O contato entre a estrutura da cabina e as guias "T" fixadas no poço do elevador é constituído por três roletes de borracha montados em uma construção mecânica em cada um dos quatro cantos da estrutura de cabina. Os roletes de borracha são mantidos em contato com as guias por esforço de molas helicoidais. As vibrações sentidas pelos passageiros

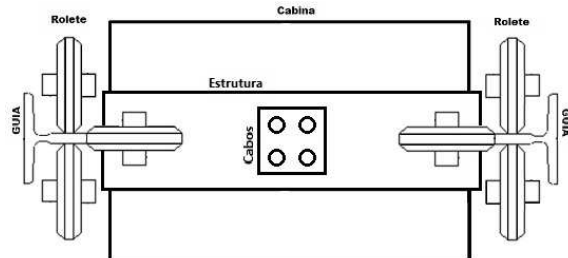


Figura 1: Sistema de Roletes de Guias de um Elevador.

dentro de uma cabina do elevador podem ser analisadas considerando a cabina como um corpo rígido. Neste trabalho são consideradas apenas as vibrações de translação ao longo das direções X e Y (plano paralelo ao piso da cabina, assumindo que o elevador tem seu deslocamento vertical na direção Z).

Um sistema de amortecimento ativo utiliza uma fonte externa de energia para contrapor aos efeitos das perturbações produzidas na cabina. Este sistema altera as características dinâmicas do elevador e, portanto, é capaz de melhorar substancialmente o conforto da viagem. A Fig.2 apresenta um exemplo de um sistema de roletes de guias

ativo que possui atuadores lineares nos eixos X e Y. Atuadores lineares, comandados por um controlador, geram uma força contrária ao sentido de deslocamento das perturbações geradas, de forma a compensar os efeitos causados por essas perturbações.

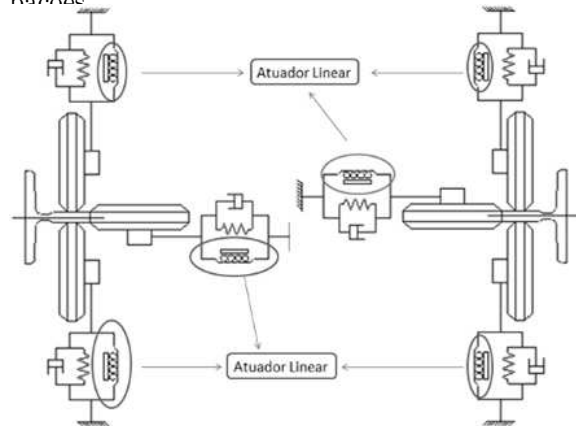


Figura 2: Sistema de Amortecimento Ativo

O modelo matemático do elevador em questão é baseado no modelo apresentado em Perondi et al. (2010) o qual foi obtido e validado a partir de um elevador em uma torre de testes situada na fábrica da ThyssenKrupp Elevadores S/A que fica na cidade de Guaíba - RS - Brasil.

Para realizar a modelagem matemática das forças que atuam nos roletes das guias foi utilizado um modelamento baseado nas equações de um corpo rígido e a segunda Lei de Newton, sendo esse sistema composto pelo cabina e sua estrutura que consequentemente é ligada às guias pelos roletes ativos.

Considerando que os deslocamentos no entorno do centro de massa do sistema são pequenos, segue que o movimento do sistema pode ser aproximado por um movimento linear conforme apresentado na Fig. 3. As variáveis que envolvem

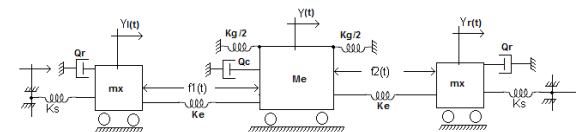


Figura 3: Diagrama simplificado para pequenos deslocamento no plano YZ

o sistema são descritas a seguir:

- $f_i(t)$ são as forças aplicadas pelos atuadores.
- $Y_i(t)$ são os deslocamentos dos roletes que estão em contato com as guias.
- M_e é a massa equivalente total do elevador.
- m_x é a massa equivalente do sistema de rolete ativo em cada lado.
- K_g é a constante gravitacional relativa a cabina do elevador.

- K_s é a constante de mola das borrachas dos roletes.
- K_e é a constante da mola que pressiona o rolete contra a guia do elevador.
- Q_r representa a perda mecânica e o atrito relativo a ligação do rolete com a guia.
- Q_c representa a perda mecânica e o atrito relativo a ligação do rolete com a cabina.

A partir das equações dinâmicas que descrevem o movimento do elevador conforme apresentado na Fig. 3 segue que este sistema pode ser representado no espaço de estados por

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + B_d d(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{aligned} \quad (1)$$

onde $x(t) = [Y_l \dot{Y}_l Y \dot{Y}_r Y_r \dot{Y}_r]'$ é o vetor de estados, $u(t) = [f_1 f_2]'$ é a entrada de controle, $y(t) = Y \in \mathbb{R}$ é a saída e $d(t) = [d_{y_l} d_{y_d}]' \in \mathbb{R}^2$ é um vetor de distúrbios. As matrizes A , B , B_d e C são matrizes reais e constantes com dimensões adequadas dadas por:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \bar{K}_x & -\frac{Q_r}{m_x} & \frac{K_e}{m_x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{K_e}{M_e} & 0 & \bar{K}_e & -\frac{Q_c}{M_e} & \frac{K_e}{M_e} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{K_e}{m_x} & 0 & \bar{K}_x & -\frac{Q_r}{m_x} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_x} & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{M_e} & \frac{1}{M_e} \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_x} \end{bmatrix}, \quad B_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{K_s}{m_x} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_s}{m_x} \end{bmatrix},$$

$$C = [0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0],$$

$$\bar{K}_x = -\frac{K_s + K_e}{m_x}, \quad \bar{K}_e = -\frac{2K_e + K_g}{M_e}$$

3 Controladores Ressonantes e Repetitivos

Nesta seção serão apresentados os controladores repetitivos e ressonantes com as suas respectivas formulações LMI para a garantia de desempenho e estabilidade.

3.1 Controlador Repetitivo

O controlador repetitivo foi inicialmente proposto em Inoue et al. (1981) para a garantia de seguimento e rejeição de sinais periódicos. Para isto, um elemento de atraso temporal de τ segundos é inserido na malha de controle em um laço de realimentação positiva. Neste caso, τ é o período fundamental dos sinais a serem seguidos/rejeitados.

Note que a função de transferência do sinal de erro para a saída é dada por

$$G_{rc}(s) := \frac{Y_{rc}(s)}{E(s)} = \frac{1}{1 - e^{-s\tau}} \quad (2)$$

a qual tem ganho infinito para todas as frequências $\omega_k = k\omega_0$ [rad/sec], $k = 1, 2, \dots$, e $\omega_0 = 2\pi/\tau$ [rad/s]. Assumindo que o sistema em malha fechada é estável, então o ganho infinito nestas frequências garante o seguimento e a rejeição com erro nulo.

Devido a uma série de problemas de implementação (Flores et al., 2011) este controlador não pode ser estabilizado por um controlador racional. Portanto, Hara et al. (1988) sugere a introdução de um filtro passa baixas $\omega_c/(s+\omega_c)$ em série com o elemento de atraso, resultando em:

$$G_{rc}(s) = \frac{1}{1 - \frac{\omega_c}{s+\omega_c} e^{-s\tau}} \quad (3)$$

onde ω_c é a frequência de corte do filtro.

Neste trabalho assume-se a seguinte formulação do controlador repetitivo no espaço de estados (Bonan et al., 2011)

$$\begin{aligned} \dot{x}_{rc}(t) &= -\omega_c x_{rc}(t) + \omega_c x_{rc}(t - \tau) + \omega_c e(t - \tau) \\ y_{rc}(t) &= x_{rc}(t) + e(t) \end{aligned} \quad (4)$$

onde $x_{rc}(t)$ é o estado relativo ao filtro passa baixas.

Definindo agora o estado aumentado planta-controlador como $x_a(t) = [x(t)' \ x_{rc}(t)']' \in \mathbb{R}^7$, segue que

$$\begin{aligned} \dot{x}_a(t) &= A_a x_a(t) + A_d x_a(t - \tau) + B_a u(t) \\ &\quad + B_{ar} r(t - \tau) + B_{ad} d(t) \end{aligned} \quad (5)$$

sendo

$$A_a = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & -\omega_c \end{bmatrix}, \quad A_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -C\omega_c & \omega_c \end{bmatrix}$$

$$B_a = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}, \quad B_{ar} = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_c \end{bmatrix}, \quad B_{ad} = \begin{bmatrix} B_d \\ 0 \end{bmatrix}$$

O sinal de controle $u(t)$ é definido como

$$u(t) = F_p x(t) + F_c y_{rc}(t) = F x_a(t) + F_c r(t) \quad (6)$$

o qual resulta em

$$\begin{aligned} \dot{x}_a(t) &= (A_a + B_a F) x_a(t) + A_d x_a(t - \tau) \\ &\quad + B_q q(t) \end{aligned} \quad (7)$$

onde $q(t) = [r(t - \tau)' \ r(t)' \ d(t)']'$ e

$$F = \begin{bmatrix} (F_p - CF_c)' \\ F_c' \end{bmatrix}', \quad B_q = \begin{bmatrix} 0 & BF_c & B_d \\ \omega_c & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Devido ao atraso inserido pelo controlador repetitivo, a estabilidade do sistema será abordada através dos funcionais de Lyapunov-Krasovskii

(Gu et al., 2003). Neste caso, a análise é feita em relação a trajetória $x_a(\theta)$, $\theta \in [t - \tau, t]$ originada pela função inicial $\phi(\vartheta)$, $\vartheta \in [-\tau, 0]$. Além da garantia de estabilidade, os seguintes critérios de desempenho foram incorporados ao problema de estabilização:

CP1: Minimizar a função custo

$$J(\phi(t), u) := \|p(t)\|_2^2 = \int_0^\infty p(t)'p(t)dt \quad (8)$$

que serve como medida de desempenho do sistema e $p(t)$ é a saída de desempenho dada por $p(t) := C_p x_a(t) + D_p u(t)$ com C_p e D_p sendo matrizes de dimensão apropriadas.

CP2: Garantia de uma taxa de decaimento exponencial α tal que $\|x_a(t)\| \leq \beta \|\phi\|_\tau e^{-\alpha t}$ sendo β uma constante positiva.

Em face destes critérios, em (Bonan et al., 2011) é apresentado o seguinte teorema:

Teorema 1 *Dados ω_c e α , se existirem as matrizes simétricas definidas positivas $W, S \in \mathbb{R}^{7 \times 7}$, uma matriz $Y \in \mathbb{R}^{2 \times 7}$ e o escalar positivo λ tal que a LMI¹*

$$\begin{bmatrix} \Gamma(W, Y, S) & e^{\alpha\tau} A_d W & W C_p' + Y' D_p' \\ e^{\alpha\tau} W A_d' & -S & 0 \\ C_p W + D Y & 0 & -\lambda I_{n_z} \end{bmatrix} < 0 \quad (9)$$

com

$$\Gamma(W, Y, S) = He\{A_a W + B_a Y\} + S + 2\alpha W$$

seja verificada, então o sistema em malha fechada (7) com $F = YW^{-1}$ é assintoticamente estável e a função custo (8) satisfaz $\|p(t)\|_2^2 \leq \lambda V(0)$ com

$$V(0) = x_a(0)' W^{-1} x_a(0) + \int_{-\tau}^0 x_a(\theta)' P S^{-1} P x_a(\theta) d\theta$$

3.2 Controladores Múltiplos-Ressonantes

A ideia principal dos controladores múltiplos-ressonantes é gerar uma dinâmica oscilante (modo senoidal) correspondente a frequência fundamental do sinal de interesse e suas respectivas harmônicas mais significativas (Pereira et al., 2014). De acordo com o Princípio do Modelo Interno (Chen, 1970), o seguimento e a rejeição será garantido, assumindo o sistema em malha fechada estável, se o controlador

$$\dot{x}_{mr}(t) = A_{mr} x(t) + B_{mr} e(t) \quad (10)$$

for inserido na malha de controle onde²:

$$A_{mr} = \text{diag}\{\Xi(\omega_1), \Xi(\omega_2), \dots, \Xi(\omega_N)\}$$

¹ $He\{X\} = X + X'$.

² $\text{diag}\{A, B\}$ denota a matriz bloco diagonal obtida a partir dos elementos A e B .

$$B_{mr} = [\Lambda' \quad \Lambda' \quad \dots \quad \Lambda']'$$

$$\Xi(\omega_h) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_h^2 & 0 \end{bmatrix}, \quad \Lambda = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Note que os termos em A_{mr} representam a combinação dos modos ressonantes dos sinais de referência e perturbação ω_i , $i = 1, 2, \dots, N_h$, onde N_h determina o número de harmônicas significativas a serem compensadas. Além disso, é importante ressaltar que o espectro de um sinal contínuo tem infinitas componentes de frequência e, neste caso, existe um erro de seguimento que diminui conforme N_h aumenta.

De forma análoga ao controlador repetitivo a interconexão planta-controlador é levada em conta a partir do estado aumentado $x_a(t) = [x(t)' \quad x_{mr}(t)']' \in \mathbb{R}^{6+2N_h}$, resultando em

$$\dot{x}_a(t) = A_a x_a(t) + B_a u(t) + B_{ar} r(t) + B_{ad} d(t) \quad (11)$$

sendo

$$A_a = \begin{bmatrix} A & -B_{mr} C \\ 0 & A_{mr} \end{bmatrix}, \quad B_a = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$B_{ar} = \begin{bmatrix} 0 \\ B_{mr} \end{bmatrix}, \quad B_{ad} = \begin{bmatrix} B_d \\ 0 \end{bmatrix}$$

O sinal de controle $u(t)$ é definido como

$$u(t) = F_p x(t) + F_c x_{mr}(t) = F x_a(t) \quad (12)$$

onde $F = [F_p \quad F_c]$ o qual resulta em

$$\dot{x}_a(t) = (A_a + B_a F) x_a(t) + B_q q(t) \quad (13)$$

onde $q(t) = [r(t)' \quad d(t)']'$ e

$$B_q = \begin{bmatrix} 0 & B_d \\ B_{mr} & 0 \end{bmatrix}$$

Para a determinação do ganho F os seguintes critérios de estabilidade e desempenho são considerados: CP1 apresentado na seção anterior e

CP3: Os polos p_i , $i = 1, 2, \dots, 6 + 2N_h$ em malha fechada do sistema aumentado estão no interior da região \mathcal{D} do plano complexo definida como a intersecção das regiões

$$R_{TC} = \{p_i \in \mathbb{C} : \text{Re}(p_i) \leq -\sigma, \sigma \in \mathbb{R}^+\}$$

$$R_{CA} = \{p_i \in \mathbb{C} : |p_i| \leq r, r \in \mathbb{R}^+\}$$

$$R_{FN} = \left\{ p_i \in \mathbb{C} : \tan^{-1} \frac{|\text{Im}(p_i)|}{|\text{Re}(p_i)|} \leq \theta, \theta \in \mathbb{R}^+ \right\}$$

onde σ define a taxa de convergência das trajetórias do sistema, θ define o coeficiente de amortecimento tal que $\xi = \cos(\theta)$, e r limita a frequência natural.

A partir destes critérios, o seguinte Teorema apresenta condições para a determinação do ganho F :

Teorema 2 *Se existir a matriz simétrica definida positiva $W \in \mathbb{R}^{(6+2N_h) \times (6+2N_h)}$, uma matriz $Y \in \mathbb{R}^{2 \times (6+2N_h)}$ e o escalar positivo λ tal que a LMI*

$$\begin{bmatrix} \Gamma(W, Y) & WC'_p + Y'D'_p \\ C_p W + D_p Y & -\lambda I_{n_z} \end{bmatrix} < 0 \quad (14)$$

$$\Gamma(W, Y) = He\{A_a W + B_a Y\}$$

seja verificada, então o sistema em malha fechada (13) com $F = YW^{-1}$ é assintoticamente estável e a função custo (8) satisfaz $\|p(t)\|_2^2 \leq \lambda V(0)$ com

$$V(0) = x_a(0)' W^{-1} x_a(0)$$

A formulação LMI para o critério PC3 é dada por (Chilali and Gahinet, 1996):

$$\begin{aligned} \mathbf{L}_1 \otimes W + He\{\mathbf{M}_1 \otimes \Gamma(W, Y)\} &< 0 \\ \mathbf{L}_2 \otimes W + He\{\mathbf{M}_2 \otimes \Gamma(W, Y)\} &< 0 \\ \mathbf{L}_3 \otimes W + He\{\mathbf{M}_3 \otimes \Gamma(W, Y)\} &< 0 \end{aligned} \quad (15)$$

assumindo os parâmetros σ , θ e r conhecidos e onde \otimes denota o produto de Kronecker. segue que

$$\begin{aligned} \mathbf{L}_1 &= 2\sigma, \quad \mathbf{M}_1 = 1, \\ \mathbf{L}_2 &= \begin{bmatrix} -r & 0 \\ 0 & -r \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \\ \mathbf{L}_3 &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M}_3 = \begin{bmatrix} \text{sen}(\theta) & \text{cos}(\theta) \\ -\text{cos}(\theta) & \text{sen}(\theta) \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

Observação 1 *A prova dos Teoremas 1 e 2 não foram apresentadas por serem conhecidas na literatura, podendo ser encontradas, por exemplo, em Pereira et al. (2014) e Bonan et al. (2011).*

A determinação do ganho F para o controlador repetitivo pode ser obtida através da minimização de λ sujeito às restrições apresentadas nos Teoremas 1 e 2.

4 Resultados de Simulação

Nas simulações apresentadas a seguir foi considerado um elevador comercial de velocidade de 3 m/s, com capacidade para 16 passageiros, instalado em uma torre de 9 andares e que possui os parâmetros descritos na Tabela 1 e ganhos F apresentados no Apêndice A. Como sinal de distúrbio foi considerada uma onda triangular de período 1s e amplitude correspondente a um deslocamento de 1mm. O problema a ser considerado é o de regulação, ou seja, que o deslocamento da cabina seja mantido em $r(t) = 0$.

Para o controlador repetitivo foram consideradas as configurações onde são compensadas as seguintes frequências: fundamental e terceira harmônica; fundamental, terceira e quinta harmônicas e fundamental, terceira, quinta e sétima harmônicas. Para todos os casos, os parâmetros

de desempenho da D-estabilidade foram arbitrados em $\alpha = 9$, $\theta = \pi/2$ e $r = 107$. Para o controlador repetitivo foi considerada a frequência de corte do filtro $\omega_c = 1$ e $\alpha = 2, 4$.

Tabela 1: Parâmetros de simulação.

Dado	Valor	Unidade
Me	1120	kg
m_1	2,59	kg
m_2	0,626	kg
J_1	0,026	kg · m ²
g	9,81	m/s ²
ρ_1	0,085	m
ρ_2	0,16	m
ρ_3	0,362	m
L	3	m
K_1, K_3, K_5, K_7	250000	N/m
K_2, K_4, K_6, K_8	5370	N/m

Na Fig. 4 é apresentada a saída do sistema para as diferentes configurações do controlador ressonante. Como esperado, o deslocamento da cabina diminui significativamente conforme o número de harmônicas compensadas aumenta. A partir da sétima harmônica não há redução significativa no deslocamento da cabina. Na Fig. 5 é apresentada uma comparação entre o controlador repetitivo e o melhor controlador ressonante encontrado. Note que o controlador ressonante resulta num menor deslocamento se comparado ao controlador repetitivo. Na Fig. 6 é apresentado o sinal de controle para os três casos, onde em nenhum momento esse sinal ultrapassa o valor do limite de saturação de 88.5V, limite esse que é definido pelo valor máximo de tensão induzida sem saturação das bobinas de indução dentro do campo magnético que é gerado pelos ímãs do sistema de roletes ativos.

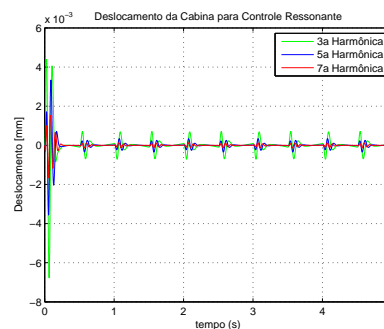


Figura 4: Saída do sistema considerando diferentes configurações do controlador ressonante

5 Conclusões

Neste trabalho foi analisada a viabilidade da aplicação dos controladores repetitivos e ressonante na estabilização lateral de elevadores de alta velocidade. A partir de um modelo no espaço de estados para o deslocamento da cabina foram apresentadas condições de síntese através de LMIs para os controladores repetitivos e ressonantes. Resultados de simulação ilustraram as técnicas propostas,

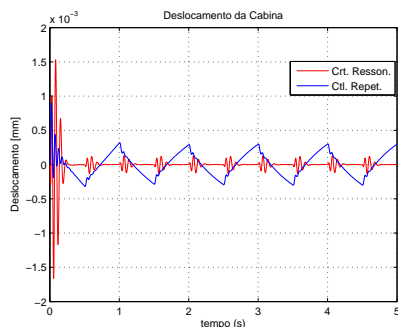


Figura 5: Saída do sistema considerando os controladores Ressonante e Repetitivo.

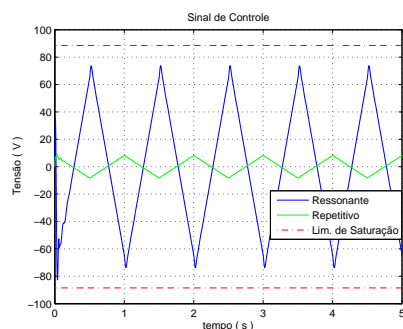


Figura 6: Sinal de Controle resultante dos controladores repetitivo e ressonante.

servindo como base de comparação entre os resultados entre os controladores propostos. A partir destes resultados pode-se concluir que o controlador ressonante apresenta os melhores resultados, porém a aplicação do controlador repetitivo também é viável principalmente pela simplicidade do controlador.

Agradecimentos

Os autores deste trabalho gostariam de agradecer a ThyssenKrupp Elevadores S/A pelo apoio.

A Ganhos do controladores

Ganhos da LMI para o Controlador Ressonante:

- 3^a Harmônica:

$$F_c = 1 \times 10^{10} \begin{bmatrix} 14865 & 0.2009 & 1.1957 & -0.1161 \\ 1.4866 & 0.2010 & 1.1957 & -0.1161 \end{bmatrix}$$

$$F_p = 1 \times 10^7 \begin{bmatrix} -0.0037 & -0.0139 \\ -0.0001 & 0,0000 \\ -1.5140 & -1.5141 \\ -0.0159 & -0.0159 \\ -0.0139 & -0.0037 \\ 0,0000 & -0,0001 \end{bmatrix}'$$

- 5^a Harmônica:

$$F_c = 1 \times 10^{11} \begin{bmatrix} 0.3782 & 0.3782 \\ 0.0736 & 0.0736 \\ 1.0313 & 1.0312 \\ -0.0320 & -0.0320 \\ -0.3220 & -0.3220 \\ -0.0192 & -0.0192 \end{bmatrix}'$$

$$F_p = 1 \times 10^7 \begin{bmatrix} -0.0020 & -0.0125 \\ 0.0000 & 0,0001 \\ -2.8936 & -2.8936 \\ -0.0222 & -0.0222 \\ -0.0125 & -0.0020 \\ 0,0001 & 0,0000 \end{bmatrix}'$$

- 7^a Harmônica:

$$F_p = 1 \times 11^{11} \begin{bmatrix} 0.6194 & 0.6195 \\ 0.1656 & 0.1656 \\ 2.9592 & 2.9598 \\ -0.0127 & -0.0127 \\ 0.7717 & 0.7718 \\ -0.0912 & -0.0912 \\ -1.2113 & -1.2113 \\ -0.0131 & -0.0131 \end{bmatrix}'$$

$$F_p = 1 \times 10^7 \begin{bmatrix} 0.0015 & -0.0091 \\ 0.0000 & 0,0001 \\ -4.7466 & -4.7472 \\ -0.0277 & -0.0277 \\ -0.0091 & -0.0015 \\ 0,0001 & 0,0000 \end{bmatrix}'$$

Ganhos da LMI para o Controlador Repetitivo:

$$F_c = 1 \times 10^6 \begin{bmatrix} 6.9504 \\ 6.9504 \end{bmatrix}$$

$$F_p = 1 \times 10^6 \begin{bmatrix} -0.0143 & -0.0143 \\ -0.0002 & -0,0002 \\ -7.3814 & -7.3815 \\ -0.1718 & -0.1718 \\ -0.0143 & -0.0143 \\ -0,0002 & -0,0002 \end{bmatrix}'$$

Referências

- Ayman, S. H. (1997). *Active Damping of Vibrations in Elevator Cars*, Tese (doutorado), Swiss Federal Institute Of Technology, Cairo, Arab Republic of Egypt, 1997.
- Bonan, G., Flores, J. V., Coutinho, D. F., Pereira, L. F. A. and Gomes da Silva Jr., J. M. (2011). Repetitive controller design for uninterruptible power supplies: An lmi approach, *Proc. of 37th Annual Conf. of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON 2011)*.
- Chen, C. (1970). *Linear System Theory and Design*, 2 edn, Holt, Rinehart and Winston, New York, NY, p. 679.
- Chilali, M. and Gahinet, P. (1996). h_∞ design with pole placement constraints: an lmi approach, *IEEE Transactions on Automatic Control* **41**(3): 358–367.
- Feng, Y., Zhang, J. and Zhao, Y. (2009). Modeling and robust control of horizontal vibrations for high-speed elevator, *Journal of Vibration and Control* **15**(9): 1375–1396.

- Flores, J., Pereira, L. F. A., Gomes da Silva Jr., J., Bonan, G. and Coutinho, D. F. (2011). Síntese de controladores repetitivos chaveados: uma aplicação à fontes ininterruptas de energia (UPS), *Revista Controle & Automação da Sociedade Brasileira de Automática* **22**(2): 184–200.
- Gu, K., Kharitonov, V. and Chen, J. (2003). *Stability of time-delay systems*, Birkhäuser.
- Hara, S., Yamamoto, Y., Omata, T. and Nakano, M. (1988). Repetitive control system: a new type servo system for periodic exogenous signals, *Automatic Control, IEEE Transactions on* **33**(7): 659–668.
- Husmann, J. (2005). Elevator car frame vibration damping device. Patent number US6,959,787B2.
- Inoue, T., S., I. and Nakano, M. (1981). High accuracy control of a proton synchrotron magnet power supply, *Proceedings of the 8th World Congress of IFAC*, pp. 216–221.
- ISO18738 (2003). *Measurement of Lift Ride Quality*, ISO copyright office.
- ISO2631-1 (1997). *Mechanical Vibration and Shock Evaluation of human exposure to whole body vibration*, ISO copyright office.
- ISO8041 (2005). *Human Response to Vibration Measuring Instrumentation*, ISO copyright office.
- Paulitsch, C., Gardonio, P. and Elliott, S. J. (2006). Active vibration damping using self-sensing, electrodynamic actuators, *Smart Materials and Structures* **15**(2): 499.
- Pereira, L., Flores, J., Bonan, G., Coutinho, D. and Gomes da Silva Jr., J. (2014). Multiple resonant controllers for uninterruptible power supplies - a systematic robust control design approach, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* **61**(3): 1528 – 1538.
- Perondi, E. A., Rivas, A. and Sobrinho, M. R. S. (2010). Adaptive control for an active suspension of an elevator, *ABCM Symposium Series in Mechatronics* **4**: 62–71.
- Sá, R. L. (2006). *Controle skyhook aplicado a um modelo de suspensão hidropneumática para carretas agrícolas*, Tese (mestrado), Universidade Estadual de Campinas.
- Saito, S., Raksincharoensak, P., Nagai, M., Hayashi, R., Shimamune, R. and Mizuguchi, M. (2013). Vibration and ride comfort analysis by using passenger-seat dynamics models in high speed railway vehicle, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series* **79**(805): 3177–3191.
- Utsunomiya, K., Okanamoto, K. and Yumura, T. (2006). Active horizontal vibration reducing device for elevator. Patent number US7,007,774B2.