



Active Suspension Prototype Control for off-Road Competition Vehicles

Luiz Antonio Sobrinho de Souza, Eduardo Guimarães Pedrosa,
Vitoriano Medeiros Casas, João Aristeu Seixas Cardoso and
Rodrigo Farias Araújo

EasyChair preprints are intended for rapid
dissemination of research results and are
integrated with the rest of EasyChair.

October 6, 2024

Controle de Protótipo de Suspensão Ativa para Veículos de Competição *Off-Road*

Luiz A. S. Souza* Eduardo G. Pedrosa* Vitoriano M. Casas*
João A. S. Cardoso* Rodrigo F. Araújo**,*

* Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Amazonas, Manaus, AM, Brasil (e-mails: luiz.sobrinho@ufam.edu.br, eduardo.filho@ufam.edu.br, vitoriano.casas@ufam.edu.br, joao-aristeu.cardoso@ufam.edu.br).

** Departamento de Engenharia de Controle e Automação, Universidade do Estado do Amazonas, Manaus, AM, Brasil (e-mail: rfaraujo@uea.edu.br)

Abstract: This paper presents the process of construction, identification, and control of a reduced-scale prototype of active suspension based on a mechanism of Series Active Variable Geometry Suspension (SAVGS). The methodology employed in this work is based on the application of system identification techniques to obtain mathematical models. Subsequently, a state feedback control law is employed, taking into account the \mathcal{H}_2 norm and the \mathcal{D} -Stability problem. The controllers design is formulated as optimization problems where the constraints are linear matrix inequalities. The results of the practical implementation are presented and demonstrate the effectiveness of the obtained controllers in improving rider comfort in the presence of obstacles on the pavement.

Resumo: Este artigo apresenta o processo de construção, identificação e controle de um protótipo de suspensão ativa em escala reduzida baseado em um mecanismo de Suspensão Ativa em Série com Geometria Variável (SAVGS). A metodologia empregada neste trabalho é baseada na aplicação de técnicas de identificação de sistemas para obtenção de modelos matemáticos. Em seguida, uma lei de controle por realimentação de estados é empregada levando-se em consideração a norma \mathcal{H}_2 e o problema de \mathcal{D} -Estabilidade. A obtenção dos controladores é formulada como problemas de otimização em que as restrições são desigualdades matriciais lineares. Os resultados da implementação prática são apresentados e mostram a eficácia dos controladores obtidos na melhoria do conforto do piloto sob a presença de obstáculos no pavimento.

Keywords: Active Suspension, Off-Road Vehicle, Series Active Variable Geometry Suspension (SAVGS).

Palavras-chaves: Suspensão Ativa, Veículo Off-Road, Suspensão Ativa em Série com Geometria Variável (SAVGS).

1. INTRODUÇÃO

Grande parte da dinâmica de um veículo é definida pelo seu sistema de suspensão, onde ele tem dois papéis principais. 1) Manter o contato constante do pneu no solo, garantindo a capacidade do veículo de se manter estável quando levado ao seu limite (Dirigibilidade), permitindo assim que seja capaz de seguir um terreno com imperfeições. 2) Garantir a isolamento de vibrações no chassi e ao piloto, referindo-se à minimização ou mitigação de efeitos colaterais, tais quais fadiga, ao piloto durante a pilotagem (Conforto). De modo complementar, ainda sob estas perspectivas, a suspensão deve ser capaz de resistir às forças longitudinais (Aceleração e Frenagem) e laterais (Curvas) e resistir à rolagem do chassi (Gillespie, 1992).

A partir das limitações presentes no projeto de sistemas passivos devido a conflitos de escolha entre os dois papéis da suspensão, diversos autores propuseram a utilização de

sistemas ativos que proporcionam um potencial significativo para aprimorar a dirigibilidade sem comprometer o conforto, ou vice-versa (Arana et al., 2014; Bahmani, 2021; Özarlan Yatak e Şahin, 2021; Gillespie, 1992).

Porém, grande parte dos trabalhos sobre suspensão ativa abstrai ou ignora a dinâmica, e até mesmo a geometria real, do atuador ativo, o que em contrapartida é uma das grandes desvantagem apresentada por esse tipo de sistema, já que a quantidade elevada de esforços necessários para a atuação tende a gerar a utilização de componentes robustos, com alto custo, massa e consumo energético agregados (Arana et al., 2014).

De modo a contornar tais problemas, Arana et al. (2014) apresenta um sistema ativo do tipo *Series Active Variable Geometry Suspension* - SAVGS, que aplica um atuador eletro-mecânico em série com o sistema passivo e dessa forma aprimora o comportamento da suspensão. Além de sobrepor algumas das limitações de atuadores convencionais

nais de suspensão ativa, esse tipo de mecanismo apresenta característica *fail-safe*, i.e., à prova de falhas, uma vez que falhas no atuador não comprometem o sistema, apenas o transforma em uma suspensão passiva. Além de proporcionar baixo esforço de atuação e fácil implementação devido ao uso de motores elétricos e caixas de redução comumente utilizadas.

Considerando este tipo de mecanismo, Arana et al. (2017) apresentaram a análise e aplicação do mecanismo em prol da melhora do conforto ao pilotar um veículo do tipo *grã-turismo* (GT) sobre estradas asfaltadas ou de cascalho com imperfeições consideradas como distúrbios aleatórios (Distúrbios de Energia Finita) de baixa amplitude, aplicados às rodas do veículo.

Diferente do tipo de veículo utilizado em (Arana et al., 2017), neste trabalho será apresentado um estudo em escala reduzida do mecanismo SAVGS aplicado a um veículo de competição *Off-Road*, baseado no projeto desenvolvido pela equipe Baja UEA para participação na competição Baja SAE (RATBSB, 2022).

Outra diferença está na utilização de obstáculos verticais que se assemelham a ondulações geradas pela disposição de troncos ou objetos similares no pavimento de rolagem do veículo, conforme ilustrado em RATBSB (2022). Desse modo, o objetivo deste estudo é avaliar a melhoria de conforto do piloto ao realizar a passagem por obstáculos consecutivos na prova de *Endurance* dessa competição. Para isso, foram utilizadas técnicas como: identificação de sistemas (Aguirre, 2014) para obtenção de modelos matemáticos lineares; Filtro de Kalman (Kalman, 1960) para estimação dos estados não mensuráveis do modelo; e finalmente controle robusto \mathcal{H}_2 baseado em LMIs.

Para avaliação da estratégia proposta, foram empregados índices baseados no valor eficaz da aceleração vertical normal e ponderada, com relação ao acento do veículo, e cuja forma de cálculo é padronizada pela norma ISO 2631 (1997).

Notação. Uma variável temporal escalar ou vetorial x , é representada em tempo discreto pela notação $x(k)$. Para uma matriz real M , M^T é sua transposta e ela é dita ser definida positiva (negativa) se todos os seus autovalores forem maiores (menores) do que zero, representada por $M > 0$ ($M < 0$). O símbolo \star denota blocos simétricos em uma matriz simétrica.

2. PROTÓTIPO 1/4 DE CARRO

2.1 Mecanismo Geral

O sistema físico construído é baseado em um veículo *Off-Road* do tipo Baja SAE desenvolvido pela equipe universitária Baja UEA. Nesse veículo é utilizada uma suspensão independente do tipo SLA (*Short-long arm*) com braços duplo-A, que permite que cada roda se movimente verticalmente sem afetar a roda oposta e com maior controle de cambagem Gillespie (1992). Em prol de avaliar o comportamento do sistema ativo neste tipo de veículo, o protótipo foi idealizado em escala 1:1,67 e seguindo o conceito de 1/4 de carro, a fim de permitir um menor custo de prototipagem. A Figura 1 apresenta o sistema projetado.



Figura 1. Montagem completa da suspensão ativa.

2.2 Mecanismo de Distúrbio

No sistema construído, o pneu foi simplificado como uma pequena roldana que mantém contato com um mecanismo de came. Este, por sua vez, simula distúrbios senoidais semelhantes aos gerados pela presença de obstáculos na via. Sob a aplicação desses distúrbios o conjunto inteiro é deslocado verticalmente seguindo um conjunto de guias lineares e roldanas do tipo V-slot.

2.3 Atuador Ativo

O mecanismo SAVGS, Figura 2, é constituído por um amortecedor pneumático e mola de compressão em série e conectado a um eixo com excentricidade de 10 mm, esse eixo é atuado por um motor CC de 12V 6000 rpm que possui uma caixa de redução planetária com relação 26,9 : 1, possibilitando uma entrega de torque máximo de 1,13 Nm, sendo bidirecional devido ao uso de um *driver* ponte H de dois canais modelo L298N. Dessa maneira o motor age sobre o sistema mola-amortecedor.

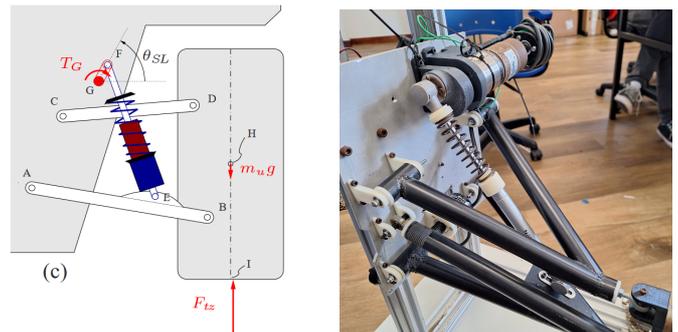


Figura 2. Mecanismo SAVGS apresentado por Arana et al. (2014) e o construído.

2.4 Sensores e Microcontrolador

Os sensores utilizados foram um acelerômetro/giroscópio de 6 eixos modelo MPU6050 acoplado à região que simula a posição do chassi do veículo, sendo responsável por medir a aceleração vertical no chassi. Um *Encoder* Incremental de 3 fases, modelo E6B2-CWZ5B, permitindo uma resolução de até 0,09° por pulso, sendo utilizado para medir a posição angular do eixo do motor CC do atuador ativo.

A leitura desses sensores foi realizada através do uso de um microcontrolador modelo Espressif ESP32 utilizando FreeRTOS.

3. IDENTIFICAÇÃO DOS SISTEMAS

Considerando que na prática os componentes projetados e aplicados em sistemas de suspensão divergem de seus valores e dimensões nominais, ainda mais quando consideradas as relações geométricas entre todos os componentes da suspensão. Têm-se, que a aplicação de técnicas de identificação para obter um modelo matemático a partir do uso de dados de testes dinâmicos é muito mais favorável do que a modelagem convencional.

Considerando que na prática os componentes projetados e aplicados em sistemas de suspensão divergem de seus valores e dimensões nominais, ainda mais quando consideradas as relações geométricas entre todos os componentes da suspensão. Dessa forma, ao considerar que alguns dos parâmetros dos componentes utilizados não estão disponíveis, tem-se que a aplicação de técnicas de identificação para obtenção de modelos matemáticos, a partir do uso de dados de testes dinâmicos, apresenta certas vantagens quando comparada com a modelagem convencional.

Neste trabalho, considerando a capacidade de isolar a dinâmica do sistema e do ruído, foram considerados modelos ARMAX (*Autoregressive Moving Average with Exogenous Inputs*),

$$y(k) = \frac{B(q)}{A(q)}u(k) + \frac{C(q)}{A(q)}\nu(k), \quad (1)$$

em que q é o operador de atraso (Aguirre, 2014). Os parâmetros foram estimados através da aplicação do método dos mínimos quadrados estendidos (MQE).

Como o sistema SAVGS possui um motor CC que atua no sistema passivo mola-amortecedor, torna-se necessário controlar o ângulo de rotação desse motor. Portanto, é necessário implementar inicialmente um sistema servomotor.

3.1 Servomotor

O interesse para o projeto de um servomotor decorre da baixa efetividade do sistema SAVGS quando o eixo excêntrico está com angulações próximas das extremidades, ou seja, 0° e 180° com relação ao eixo do amortecedor. Para a identificação da dinâmica do conjunto motor, caixa de redução e eixo excêntrico, definiu-se como variável de saída o sinal de posição angular gerado pelo *Encoder* incremental e como variável de entrada u o sinal PWM de controle da ponte H.

A taxa de amostragem $T_s = 1$ ms foi escolhida como o menor valor confiável implementável utilizando o RTOS embutido no ESP32. Os valores de PWM máximo e mínimo enviados ao motor CC foram 815 e -815 , respectivamente, sendo escolhidos de modo a gerar estímulo com o máximo valor possível de tensão aplicável ao motor utilizando a ponte-H escolhida.

Com esses parâmetros, foram conduzidos testes dinâmicos através da aplicação de sinais PRBS (*Pseudorandom binary sequence*) com amplitude variável e coletadas 20000 amostras da resposta do sistema, das quais uma pequena parte é apresentada na Figura 3.

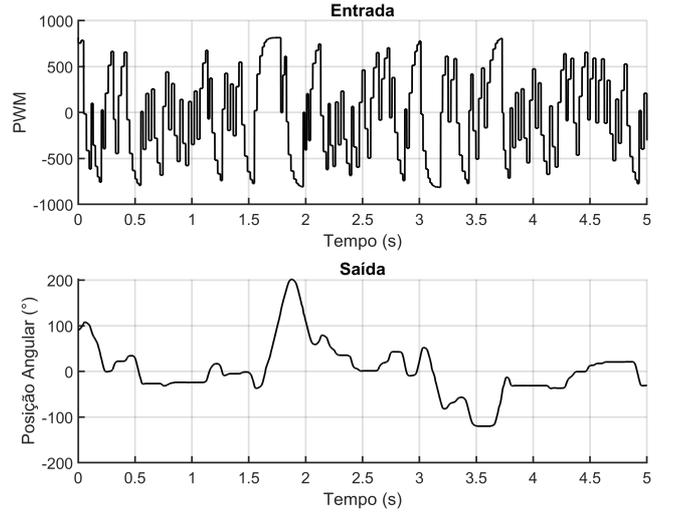


Figura 3. Teste dinâmico do sistema servomotor.

Com base em modelos de servomotores presentes na literatura, identificou-se um modelo com 2 regressores de entrada e 2 de saída, considerando ainda a escolha de 2 regressores para modelagem do ruído. Assim, ao aplicar o MQE aos dados obteve-se os polinômios do modelo ARMAX apresentados a seguir.

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 - 1,9753q^{-1} + 0,9753q^{-2} \\ B(q) &= 2,5993 \times 10^{-5}q^{-1} + 1,7249 \times 10^{-6}q^{-2} \\ C(q) &= 1 - 0,4088q^{-1} + 0,1165q^{-2} \end{aligned} \quad (2)$$

3.2 Suspensão Ativa

Para a identificação da dinâmica do sistema ativo, definiu-se como variável de saída, o valor de aceleração vertical, e como variável de entrada, o sinal de posição angular do eixo excêntrico, considerando que a malha de controle interna obtida para o servomotor esteja habilitada, cujo projeto será abordado nas próximas seções. A partir disso, os seguintes parâmetros foram escolhidos para obtenção do modelo dinâmico:

A $T_s = 19$ ms foi escolhida com base nas frequências de interesse para análise de conforto em relação a excitações verticais, onde estão situadas entre 4 Hz e 8 Hz (ISO 2631, 1997). Dessa forma ao considerar que a taxa de amostragem deve ser maior ou igual a frequência de Nyquist, utilizou-se um valor 6 vezes maior que a maior frequência de interesse do sistema. Já os valores de $u_{max} = 140^\circ$ e $u_{min} = 40^\circ$ foram escolhidos ao redor do ponto médio 90° e levemente distantes das angulações extremas, que correspondem também aos pontos de menor e maior esforço gerado pela compressão e descompressão da mola e amortecedor no sistema SAVGS.

Com esses parâmetros, foram aplicados sinais PRBS de amplitude variável e a captura de 5000 amostras da resposta do sistema, das quais uma pequena parte é apresentada na Figura 4. Onde é possível visualizar uma leve diferença entre o valor teórico do sinal de entrada gerado para o servomotor e o valor de saída gerado pela malha de controle interna do servomotor. No entanto, para prosseguir com o processo de identificação utilizou-se os valores reais de medição da angulação, i.e., a saída da malha de controle interna.

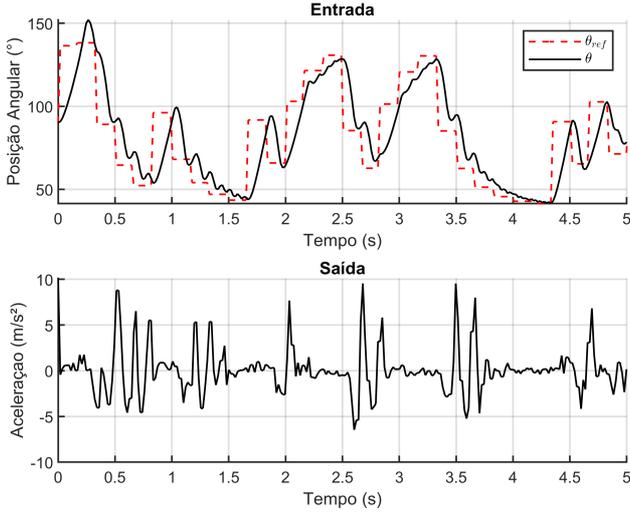


Figura 4. Teste dinâmico da suspensão ativa.

Com base nos modelos simplificados apresentados por Arana et al. (2017), foi identificado um modelo com 5 regressores de entrada e 5 de saída, considerando também a escolha fixa de 2 regressores para modelagem do ruído. Dessa forma, ao aplicar-se o MQE aos dados obteve-se os polinômios do modelo ARMAX, para a suspensão ativa, apresentados a seguir.

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 - 0,5652q^{-1} - 0,1475q^{-2} + 0,3042q^{-3} \\ &\quad + 0,0053q^{-4} - 0,0673q^{-5} \\ B(q) &= 0,2995q^{-1} - 0,3836q^{-2} - 0,0402q^{-3} \\ &\quad + 0,0340q^{-4} + 0,0902q^{-5} \\ C(q) &= 1 - 0,1950q^{-1} - 0,4340q^{-2} \end{aligned} \quad (3)$$

4. PROJETO DOS CONTROLADORES

O projeto dos controladores apresentados nessa seção são baseados na representação na forma discreta do espaço de estados conforme (4).

$$\begin{cases} x(k+1) &= Ax(k) + B_u u(k) + B_w w(k) \\ y(k) &= Ix(k) \\ z(k) &= C_z x(k) + D_{zu} u(k) \end{cases} \quad (4)$$

Considere uma lei de controle por realimentação de estados clássica, dada por:

$$u(k) = Kx(k). \quad (5)$$

Substituindo (5) em (4), obtém-se o sistema em malha fechada (6).

$$\begin{cases} x(k+1) &= A_f x(k) + B_w w(k) \\ y(k) &= Ix(k) \\ z(k) &= C_f x(k) \end{cases} \quad (6)$$

Cuja função de transferência em malha fechada T_{zw} é representada por:

$$T_{zw}(s) = \begin{bmatrix} A_f & B_w \\ C_f & 0 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

em que $A_f = A + B_u K$ e $C_f = C_z + D_{zu} K$, são matrizes em malha fechada do sistema.

Tendo como objetivo projetar um controlador robusto capaz de reduzir a potencia de ruídos na saída do sistema

ativo, fundamenta-se o projeto dos controladores na minimização da norma \mathcal{H}_2 , que é representada por (8).

$$\|T_{zw}\|_2 = \frac{1}{2\pi} \int \text{tr}(T_{zw}^*(j\omega)T_{zw}(j\omega))^{1/2} d\omega \quad (8)$$

Sua minimização pode ser descrita como o problema de otimização (9), utilizando o Gramiano de observabilidade como restrição do problema.

$$\begin{aligned} \min_K \quad & \|T_{zw}\|_2^2 = \min_{X_o > 0} \text{tr}\{B_w^T X_o B_w\} \\ \text{s.a.} \quad & A_f^T X_o A_f - X_o + C_f^T C_f \leq 0 \end{aligned} \quad (9)$$

A partir da substituição de A_f e C_f , e através da realização de manipulações de modo a obter-se LMIs, obtém-se o problema de controle ótimo \mathcal{H}_2 apresentado por (10) (Aguirre et al., 2007).

$$\begin{cases} \min_{J, X, Z} \quad & \text{tr}\{J\} \\ \text{s.a.} \quad & \begin{bmatrix} J & \star \\ B_w & X \end{bmatrix} > 0 \\ & \begin{bmatrix} X & \star & \star \\ AX + B_u Z & X & \star \\ C_z X + D_{uz} Z & 0 & I \end{bmatrix} > 0 \end{cases} \quad (10)$$

Ao solucionar esse problema os valores das variáveis podem ser recuperados a partir das relações $K = ZX^{-1}$ e $\|T_{zw}\|_2^2 = \text{tr}\{J\}$.

Neste trabalho existem duas malhas de controle, sendo uma malha interna, responsável por controlar o ângulo do eixo excêntrico que conseqüentemente atua sobre a suspensão ativa. Assim, tem-se que para esta malha interna não afetar significativamente o comportamento da malha externa, ela deve ser suficientemente rápida. No entanto, ao se obter o controlador utilizando apenas o problema de otimização (10), não é garantida nenhuma informação referente ao tempo de acomodação do sistema. Dessa forma aborda-se também o problema de \mathcal{D} -Estabilidade para sistemas discretos, que consiste na alocação de polos em regiões específicas do plano- z (Aguirre et al., 2007).

A \mathcal{D} -Estabilidade pode ser embutida em (10) através de uma restrição adicional na forma de uma região LMI correspondente a um disco centrado na origem do plano- z e com raio r (Chilali et al., 1999), como apresentado em (11).

$$\begin{bmatrix} -rX & \star \\ XA^T + Z^T B^T & -rX \end{bmatrix} < 0 \quad (11)$$

Considerando ainda que o modelo identificado está na representação ARMAX, deve se realizar a sua conversão. Essa conversão é realizada através do método proposto por Gu e Ding (2012), que visa representar o sistema no espaço de estado utilizando a forma canônica observável.

Outra abordagem empregada é a utilização do Filtro de Kalman, que permite a estimação dos estados não mensuráveis, assim como a filtragem das variáveis medidas, entregando valores mais confiáveis ao controlador.

4.1 Servomotor

Como no servomotor tem-se o interesse no posicionamento preciso em ângulos específicos, abordou se o projeto deste

controlador como um problema de rastreamento, i.e., com a presença de um integrador, como apresentado no diagrama da Figura 5.

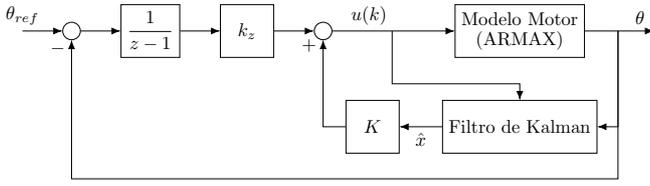


Figura 5. Malha de controle do servomotor.

Convertendo o modelo ARMAX, cujos polinômios são dados em (2), é obtido (12).

$$\begin{cases} x(k+1) &= \begin{bmatrix} 1,9753 & 1 \\ -0,9753 & 0 \end{bmatrix} x(k) + \begin{bmatrix} 2,5993 \times 10^{-5} \\ 1,7249 \times 10^{-6} \end{bmatrix} u(k) \\ y(k) &= [1 \ 0] x(k) \end{cases} \quad (12)$$

A partir desse modelo resolveu-se o problema de minimização (10) com a restrição adicional (11), considerando o parâmetro $r = 0,90$. O valor da norma obtida é $\mathcal{H}_2 = 230,8299$ e os ganhos do controlador são dados por:

$$K = [-12389,8120 \ -10470,1957 \ 139,4242].$$

Para o filtro de Kalman as seguintes matrizes de covariância foram definidas de forma empírica:

$$Q = [1 \times 10^{-5}], \quad R = [1 \times 10^{-6}]$$

A fim de validar o comportamento do controlador obtido realizou-se um teste prático, com resposta apresentada na Figura 6, onde é possível verificar que o controlador é capaz de seguir a referência fornecida com um tempo de acomodação suficientemente rápido. Outro ponto perceptível é a presença de sobressinal na resposta do servomotor. Este sobressinal apresenta amplitude baixa para grande parte do comportamento, com valores elevados apenas nos casos em que são aplicados degraus com valor próximo de 180° e taxa de variação grande. Isto ocorre devido a esse ângulo representar um ponto de equilíbrio instável causado pela presença da carga do conjunto mola-amortecedor.

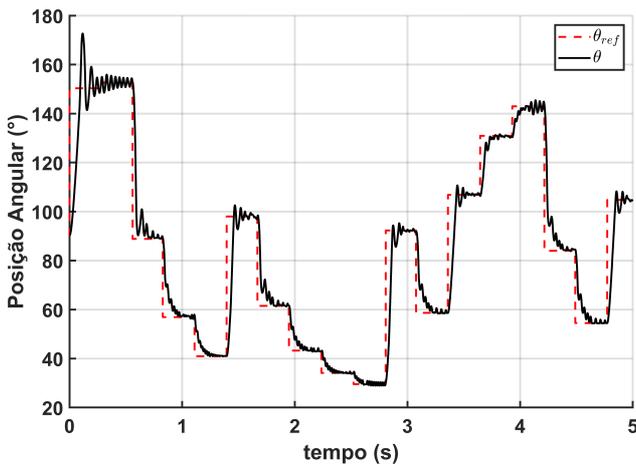


Figura 6. Teste prático do sistema servomotor.

4.2 Suspensão Ativa

Diferentemente do servomotor, para a suspensão ativa têm-se apenas o interesse em regular a aceleração vertical do

chassi do veículo, dessa forma a estrutura utilizada para este controlador é apresentada no diagrama da Figura 7.

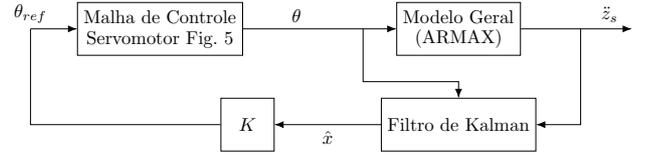


Figura 7. Malha de controle do servomotor.

Realizando a conversão do modelo ARMAX com os polinômios dado por (3) é obtido o modelo no espaço de estados (13).

$$\begin{cases} x(k+1) &= \begin{bmatrix} 0,5652 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0,1475 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -0,3042 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -0,0053 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0,0673 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} x(k) + \begin{bmatrix} 0,2995 \\ -0,3836 \\ -0,0402 \\ 0,0340 \\ 0,0902 \end{bmatrix} u(k) \\ y(k) &= [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0] x(k) \end{cases} \quad (13)$$

O mesmo problema de minimização utilizado anteriormente foi aplicado neste modelo, porém, considerando o parâmetro $r = 0,943$, onde foi obtido uma norma $\mathcal{H}_2 = 1,0651$ e ganhos do controlador apresentados a seguir.

$$K = [-1,3421 \ -2,2099 \ 1,0631 \ 0,9955 \ 0,9279] \quad (14)$$

Também de forma empírica, as seguintes matrizes de covariância foram obtidas para o filtro de Kalman do sistema ativo:

$$Q = [2,1 \times 10^{-5}], \quad R = 1 \times 10^{-5} \text{diag}(1, 10, 10, 10, 10) \quad (15)$$

5. RESULTADOS

5.1 Distúrbios

A análise e validação do controlador do sistema de suspensão ativa foi realizada sob a aplicação de distúrbios senoidais do tipo $w_i = A \sin(\omega_i t)$, utilizando o mecanismo de distúrbio via came. Foram gerados três sinais diferentes com base nos parâmetros apresentados na Tabela 1. Sendo o parâmetro de amplitude definido a partir da limitação de torque e empacotamento do protótipo e as frequências definidas levando em consideração o limite máximo de rotação do motor CC do mecanismo, nesse contexto, ω_1 representa o valor máximo aplicável, considerando as restrições de funcionamento do conjunto motor e caixa de redução.

Tabela 1. Parâmetros dos distúrbios utilizados.

Parâmetro	Valor
A	30 mm
ω_1	11,68 rad/s
ω_2	9,73 rad/s
ω_3	5,87 rad/s

5.2 Testes Práticos

Testes foram realizados com todos os distúrbios considerando o controlador da suspensão ativa ligado e desligado, i.e. suspensão passiva. Um desses testes é apresentado na Figura 8. É possível visualizar uma leve redução nos valores de pico das acelerações verticais quando o controlador está habilitado, i.e. suspensão ativa.

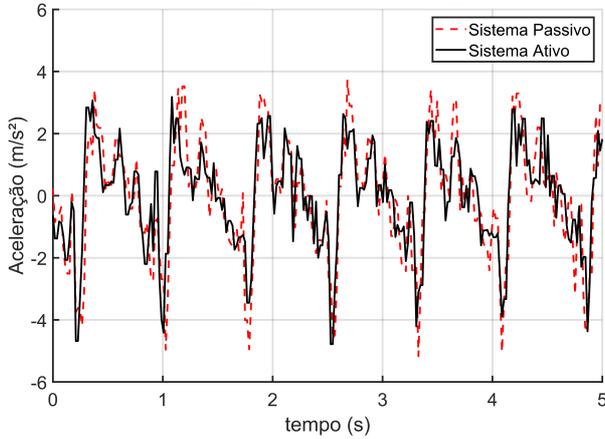


Figura 8. Comparação da aplicação do ruído ω_2 .

Porém, a validação efetiva do desempenho da suspensão ativa somente pode ser feita ao se aplicar índices de desempenho, tais quais os valores eficazes da aceleração (a_{rms}) e da aceleração ponderada (a_w) pela curva W_k como apresentado na norma ISO 2631 (1997). Na Tabela 2 é apresentado o valor para esses índices considerando todos os distúrbios descritos na Tabela 1. Além disso também é apresentado o cálculo da taxa de variação percentual comparativa para os casos da suspensão passiva e ativa.

Tabela 2. Resultados obtidos nos testes da suspensão. $\Delta\%$ diferença percentual, calculada partir da expressão: $\Delta\% = (a_{ativa} - a_{passiva})/a_{passiva} \times 100$.

Distúrbio	ω_1		ω_2		ω_3	
	Passiva	Ativa	Passiva	Ativa	Passiva	Ativa
a_{rms}	2,78	2,46	1,92	1,60	1,47	1,39
$\Delta\%$	-11,67		-16,52		-5,55	
a_w	2,16	2,029	1,506	1,245	1,122	1,09
$\Delta\%$	-6,46		-20,96		-2,94	

A partir dessa tabela é possível visualizar a redução dos valores de aceleração quando o sistema ativo é habilitado, sendo esse valor reduzido de forma mais significativa para o distúrbio ω_2 , onde o valor ponderado apresenta uma redução ainda maior. Por consequência, pode-se afirmar que, sob a presença deste distúrbio, a dinâmica da massa suspensa sofre acelerações na faixa de frequência de interesse para a análise de conforto ISO 2631 (1997). E ao considerar o sistema ativo, ele é capaz de melhorar o conforto do piloto durante a condução do veículo.

6. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos demonstram a efetividade do sistema ativo e dos controladores, mesmo diante das limitações do mecanismo de atuação SAVGS. Os percentuais

obtidos também sugerem melhorias notáveis no conforto do piloto durante a condução do veículo sob diferentes distúrbios verticais, tendo alcançado uma redução máxima de 20% no valor eficaz da aceleração ponderado. Por fim, é possível evidenciar que o controlador robusto \mathcal{H}_2 apresentou eficácia ao mitigar efeitos adversos, revelando robustez e proporcionando um desempenho satisfatório, mesmo em face de não-linearidades na geometria real do sistema de suspensão e ruídos no sensoriamento.

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001. Os autores também agradecem ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), Processo 407885/2023-4.

REFERÊNCIAS

- Aguirre, L.A. (2014). *Introdução à Identificação de Sistemas - Técnicas Lineares e Não Lineares Aplicadas a Sistemas: Teoria e Aplicação*, vol. 4. Editora UFMG.
- Aguirre, L.A., Bruciapaglia, A.H., Miyagi, P.E., Hiroshi, R., e Takahashi, C. (2007). *Enciclopédia de Automática*, vol. 1. Blucher.
- Arana, C., Evangelou, S., e Dini, D. (2014). Series active variable geometry suspension for road vehicles. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 20, 361–372. doi:10.1109/TMECH.2014.2324013.
- Arana, C., Evangelou, S.A., e Dini, D. (2017). Series active variable geometry suspension application to comfort enhancement. *Control Engineering Practice*, 59, 111–126. doi:10.1016/j.conengprac.2016.11.011.
- Bahmani, M. (2021). *Investigation of the contribution of intelligent suspension system on ride comfort and road holding quality in autonomous vehicles: A case study at Volvo Cars Corporation*. Master's thesis, KTH, School of Electrical Engineering and Computer Science (EECS).
- Chilali, M., Gahinet, P., e Apkarian, P. (1999). Robust pole placement in LMI regions. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 44, 2257–2270. doi:10.1109/9.811208.
- Gillespie, T.D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers.
- Gu, Y. e Ding, R. (2012). Observable state space realizations for multivariable systems. *Computers & Mathematics with Applications*, 63, 1389–1399. doi:10.1016/j.camwa.2012.01.024.
- ISO 2631 (1997). *ISO 2631:1997 - Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration - Part 1: General Requirements*. ISO 2631.
- Kalman, R.E. (1960). A new approach to linear filtering and prediction problems. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 82. doi:10.1115/1.3662552.
- RATBSB (2022). *Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil*. SAE Brasil, 4 ed.
- Özarslan Yatak, M. e Şahin, F. (2021). Ride comfort-road holding trade-off improvement of full vehicle active suspension system by interval type-2 fuzzy control. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 24, 259–270. doi:10.1016/j.jestch.2020.10.006.