

PROJETO DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO ATIVA DE BAIXO CONSUMO DE ENERGIA PARA CABINE DE CAMINHÕES

João Vitor Régis Sampaio
joaovitorsam@gmail.com

Resumo. Esse trabalho apresenta as etapas de projeto de um sistema de suspensão ativa de geometria variável baseado nos princípios do “Delft Active Suspension” (DAS) para menor consumo de energia. O mecanismo visa atender aos requerimentos de projeto para implementação na suspensão de cabine de caminhões, com foco na melhoria do conforto do operador. Esse relatório mostra então as etapas de análise para a criação da geometria do mecanismo, passando por todo o seu processo de calibração, seleção dos principais elementos mecânicos, até a implementação em CAD em dois modelos de caminhão de portes distintos.

Palavras chave: Suspensão ativa, suspensão veicular, engenharia automotiva.

1. Introdução

A função principal de um sistema de suspensão é reduzir o efeito de excitações externas sobre o sistema suspenso, ou seja, limitar a transmissão de vibrações para o corpo principal. Nos caminhões, o conforto do operador é essencial. O problema de dor nas costas está em segundo lugar entre problemas de saúde mais comuns enfrentados pelos motoristas de caminhões (atrás apenas de distúrbios respiratórios noturnos). A postura ergonômica no trabalho, o longo período na mesma posição e as vibrações que são submetidas a cabine do caminhão durante o percurso são algumas das razões. Essas questões motivam um estudo sobre suspensão ativa para cabine de caminhões.

O foco no desenvolvimento de uma suspensão para cabine de caminhão possui o benefício de não alterar o comportamento dinâmico do caminhão em manobras. Somado a isso, para atender ao requerimento de baixo consumo de energia é usada uma estratégia baseada no princípio do “Delft Active Suspension” (DAS). Porém, o design atual possui alguns inconvenientes com respeito à sua viabilidade construtiva e ao espaço ocupado pelo mecanismo.

Neste relatório estão apresentadas algumas análises cinemáticas de diversos mecanismos de geometria variável possíveis de serem utilizados para aplicação em sistemas de suspensão. Juntamente, estão detalhados os passos utilizados no projeto de uma solução escolhida para implementação em uma cabine de caminhão comercial.

2. Mecanismos de suspensão ativa por geometria variável de referência

Nos anos 90, a universidade de Delft desenvolveu o chamado “Delft Active Suspension” (DAS), um mecanismo que varia a força atuante na suspensão com a variação da geometria do mecanismo. Ele é o precursor das suspensões ativas por geometria variável, na qual também se destaca o “eletromechanic Low-Power Active Suspension” (eLPAS).

2.1. “Delft Active Suspension” (DAS)

No DAS, a força do atuador é ajustada pela relação de alavanca da suspensão b/a (Fig. 1). A grande diferença, em comparação com outros sistemas de suspensão ativa, consiste na direção de aplicação do trabalho (perpendicular a linha de trabalho da mola). Assim, a força necessária para controlar a variação da relação de alavanca do mecanismo é menor que a magnitude da força de compressão da mola. Desta forma, esse novo conceito possuiria um nível de consumo energético também menor, uma vez que não é a força da mola que está sendo controlada (a deformação da mola poderia permanecer até mesmo inalterada, e ainda assim, diversas relações de alavanca provocariam diferentes forças no sistema de suspensão).

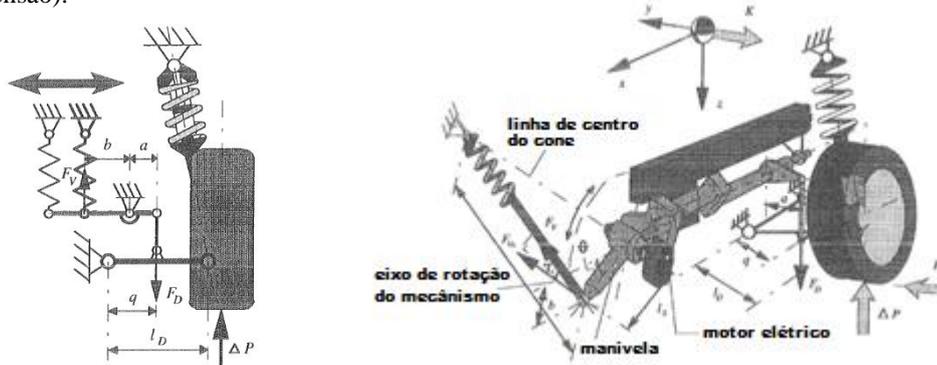


Figura 1. Ajuste da força do atuador através do alteração da geometria (esquerda) e o Delft Active Suspension (direita). [Van der Knaap – 1994].

2.2. O “eletromechanic Low-Power Active Suspension” (eLPAS)

A suspensão ativa eletro-mecânica de baixo consumo (Fig. 2), é semelhante ao DAS, consistindo de um braço de suspensão conectado ao chassi. No braço da suspensão está fixado um motor elétrico, que controla a posição de um braço rotativo conectado a uma barra. Por fim, a barra transfere a carga para a mola.

O eLPAS apresentou bons resultados para o seu comportamento dinâmico. Porém, segue um projeto um tanto volumoso. Para um projeto direcionado para cabine de caminhões, o espaço disponível para o mecanismo é limitado, assim, é desejado um sistema mais compacto para implementação. Além disso, o braço controlado pelo motor trabalha numa condição elevada de momento fletor.

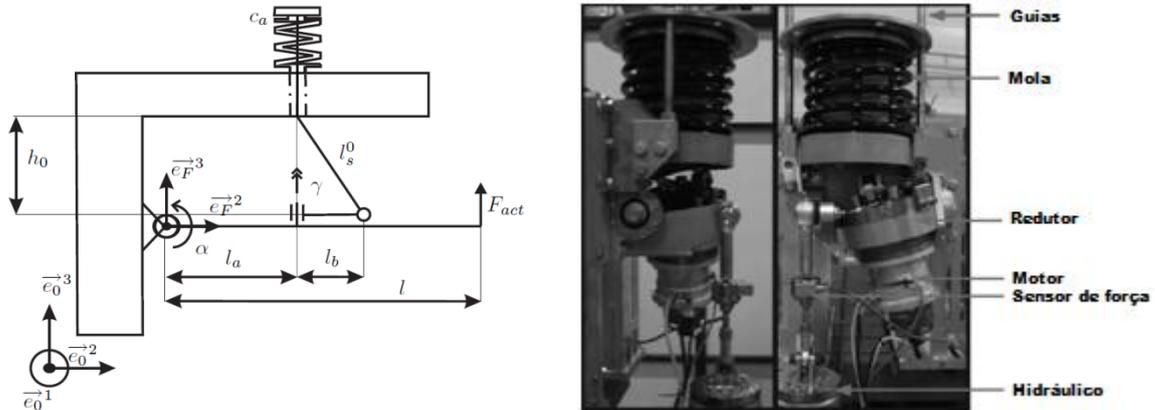


Figura 2. Diagrama da geometria do eLPAS (esquerda). Imagem do mecanismo eLPAS (direita).

3. Objetivos e detalhamento dos requisitos de projeto

O objetivo desse estudo consiste no projeto de um atuador de baixo consumo de energia compatível com os requisitos de um sistema de suspensão ativa para cabine de caminhões. O projeto deve seguir o princípio de funcionamento introduzido no DAS para reduzir o consumo energético.

Desenvolvimentos anteriores de suspensão para cabine de caminhão focaram numa geometria tridimensional. Porém, por motivos de redução do espaço ocupado, uma das necessidades do projeto é a criação de uma geometria bidimensional. Outros requisitos que o projeto se submete a atender são:

- O mecanismo deve ser compacto. Devendo caber no espaço atualmente ocupado pela suspensão da cabine.
- Massa total menor que 50 kg.
- A força do conjunto de suspensão deve poder variar dentro da faixa compreendida entre: $0 \leq F_{act} \leq 6400$ N.
- Rigidez efetiva do sistema de suspensão deve estar dentro da faixa: $10 \leq C_{eff} \leq 30$ N/mm;
- O pico de variação da força do atuador deve ser no mínimo igual a: $\dot{F}_{act} = 10000$ N/s. Necessário para responder rapidamente as variações das forças externas.
- O mecanismo deve ser viável de ser produzido em larga escala. Isso quer dizer que o mecanismo proposto deve poder ser implementado na cabine de um caminhão com apenas adaptações mínimas no projeto original do veículo.

4. Metodologia

O desenvolvimento do mecanismo visa a adequação aos requisitos descritos no item anterior, visto que os sistemas DAS e eLPAS não os atendem inteiramente. Assim, a principal preocupação é a análise das propriedades das geometrias dos mecanismos com relação aos critérios definidos para a rigidez efetiva do sistema de suspensão e força de atuação. Além disso, quando há algum deslocamento do sistema de suspensão em relação a posição neutra, a força necessária para manter a geometria do sistema se torna relevante, pois especifica o consumo energético do mecanismo.

Os passos usados para definição da topologia da geometria do mecanismo envolvem uma etapa de modelagem matemática das equações em equilíbrio estático de diversos diferentes mecanismos (para análise e comparação das curvas de rigidez efetiva, força do atuador e força do motor).

Depois de selecionados os mecanismos mais promissores, uma etapa de calibração adéqua suas configurações para correto atendimento das especificações. Assim, define-se a configuração final do mecanismo, com suas principais dimensões. Por fim, adapta-se o mecanismo para inseri-lo na suspensão cabine de um caminhão.

5. Modelo básico do DAS

Um modelo matemático inicial de um mecanismo bidimensional é desenvolvido a fim de analisar a magnitude das forças envolvidas. Como apresentado na figura abaixo, o mecanismo provoca a variação da relação de alavanca através

da mudança da posição da mola. O sistema possui dois graus de liberdade (α and x), onde ' α ' representa a posição angular do braço da suspensão e ' x ' representa a posição da mola ao longo da extensão deste braço (Fig. 3).

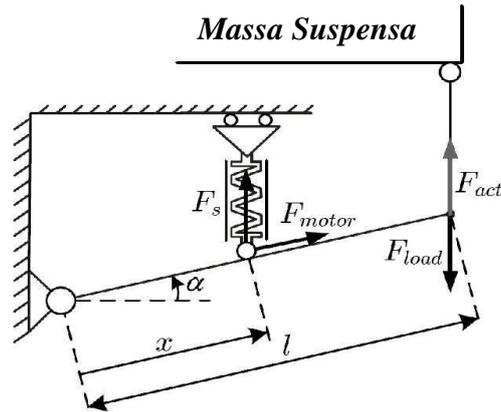


Figura 3. Conceito básico de suspensão ativa de geometria variável.

O objetivo desse modelo é a avaliação dos seguintes parâmetros: F_{act} – a força efetiva de atuação do sistema de suspensão sobre a massa suspensa da cabine (Eq. 1); F_{motor} – o incremento de força do motor quando o sistema está fora das condições ideais ($\alpha_0 \neq 0$), no equilíbrio estático esta força é necessária para manter a mola na posição desejada (Eq. 2); C_{eff} – a rigidez efetiva do conjunto de suspensão na extremidade do braço da suspensão. A rigidez efetiva representa a taxa de variação da força atuante do mecanismo com o deslocamento vertical da suspensão para um pequeno deslocamento angular do braço da suspensão (em torno de $\alpha = 0$), desde que a posição da mola se mantenha constante (Eq. 3). Suas respectivas funções derivadas em condição de equilíbrio estático são:

$$F_{act} = \frac{x}{l} \cdot [F_{s0} + C_s \cdot (x \cdot \sin \alpha)], \quad (1)$$

$$F_{motor} = F_{s0} \cdot \sin \alpha + C_s \cdot x \cdot \sin^2 \alpha, \quad (2)$$

$$C_{eff} = \frac{d(F_{act})}{d(l \cdot \sin \alpha)} = C_s \cdot \frac{x^2}{l^2}, \quad (3)$$

Onde C_s (N/mm) é a rigidez da mola em e F_{s0} (N) é a sua pré-compressão.

5.1. Resultados do modelo em equilíbrio estático

As equações definidas foram implementadas no programa Matlab. Para essa primeira comparação, dois tipos de molas com rigidez diferentes serão usados (mola helicoidal de aço e mola pneumática a ar) para possibilitar melhor familiarização com as condições de contorno envolvidas.

Os valores dos parâmetro utilizados foram: comprimento do braço da suspensão igual a 150 mm; rigidez da mola a ar igual a 20 N/mm; rigidez da mola de aço igual a 60 N/mm; pré-compressão das molas igual a 6400 N.

Na Fig. 4, podem ser vistos as forças de atuação do mecanismo em relação a posição da mola para três diferentes angulações do braço da suspensão. Estão apresentados resultados para dois tipos diferentes de padrão de molas, em aço e também molas pneumáticas de menor coeficiente de rigidez.

Nessa situação, é possível observar que as magnitudes das forças envolvidas são praticamente as mesmas. Porém, com a mola de aço, a amplitude de variação se tornou maior devido a maior rigidez desta mola em comparação com a outra opção (pneumática a ar).

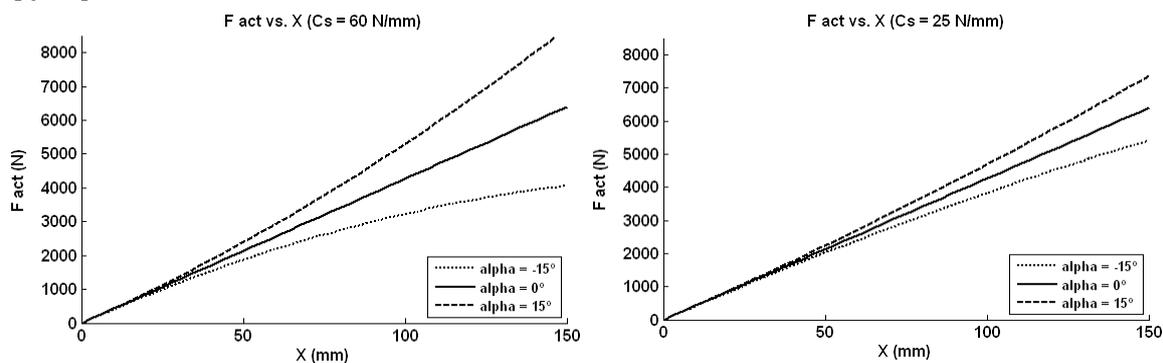


Figura 4. Força do atuador vs. posição da mola ao longo do braço da suspensão para alguns valores de alfa. (esquerda) mola helicoidal de aço. (direita) mola pneumática.

Na Fig. 5, a variação da força do motor em relação à posição da mola ao longo do braço da suspensão pode ser visualizada para ambos os tipos de mola.

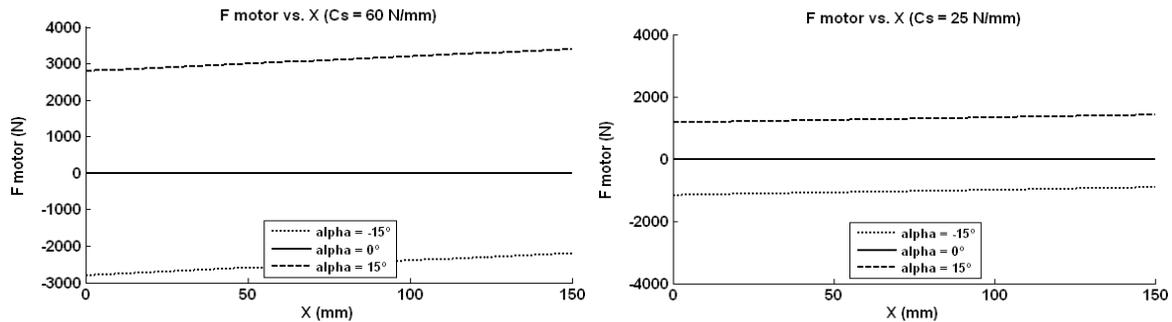


Figura 5. Força do motor vs. posição da mola ao longo do braço da suspensão. (esquerda) Mola helicoidal de aço. (direita) Mola pneumática.

É natural concluir que a rigidez da mola influencia a magnitude da variação da força do motor. Uma vez que a força do motor é o principal parâmetro que influencia no consumo de energia, é desejável reduzir sua magnitude ao máximo. Um valor menor para rigidez da mola aparenta convergir para esse objetivo.

Na Fig. 6, tem-se a rigidez efetiva do mecanismo em relação a posição da mola ao longo do braço da suspensão.

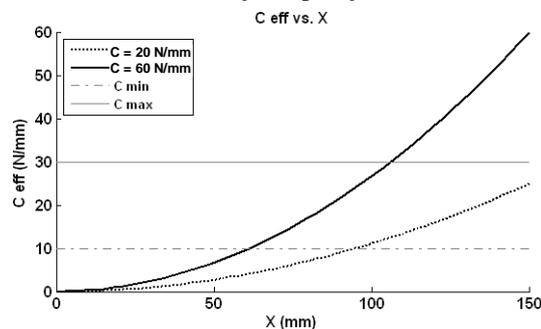


Figura 6. Variação da rigidez efetiva vs. posição da mola ao longo do braço da suspensão.

Para ambos os tipos de mola, a rigidez efetiva do conjunto ficou fora da faixa compreendida entre: $10 < C_{eff} < 30$ N/mm, além de ser uma função não-linear do parâmetro "x". Fica observado que um valor intermediário para a rigidez da mola reduziria a variação das forças de atuação do mecanismo e atenderia aos requisitos de rigidez efetiva.

A geometria apresentada é bastante simples, mas permite a visualização dos principais obstáculos para o projeto da geometria do dispositivo (relacionados principalmente com a rigidez efetiva e a difícil tarefa de adequá-la dentro da faixa especificada para projeto).

6. Soluções Propostas

Análises de outras possibilidades de solução são apresentados. Para cada solução, uma breve descrição do princípio de trabalho é feita. Além disso, esboços em CAD de alguns mecanismos são mostrados para observação de possibilidades construtivas e de quais tipos de elementos mecânicos estariam envolvidos.

6.1. Mecanismo em Arco-circular

O mecanismo em arco-circular, consiste na variação da direção da força da mola causado pela movimentação de uma das extremidades da mesma ao longo de um percurso semi-circular sobre o braço da suspensão. O centro de tal arco estando no ponto onde a outra extremidade da mola se fixa ao chassi. Assim, a variação do momento da força da mola em relação ao centro 'O' resulta na variação da magnitude da força do atuador. Os parâmetros ' α ' e ' θ ' são graus de liberdade desse sistema (Fig. 7).

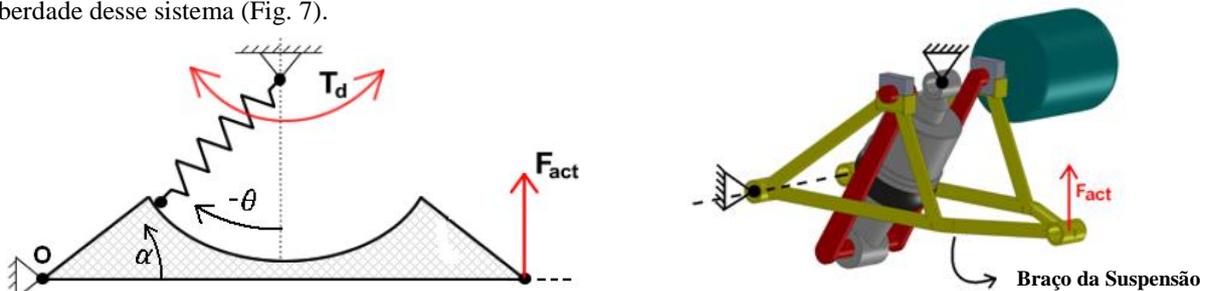


Figura 7. Diagrama da geometria Arco-circular (esquerda). Esboço em CAD do mesmo mecanismo (direita).

6.2. Barra de balanço

O mecanismo da barra de balanço consiste de uma alavanca conectada por uma extremidade a uma mola, e conectado indiretamente ao braço da suspensão por outra barra. A relação de alavanca é controlada pela posição horizontal do ponto de pivotamento (onde atua a força do motor). Nesse caso, a mola não varia sua posição e os graus de liberdade são os parâmetros ' x ' e ' α ' (Fig. 8).

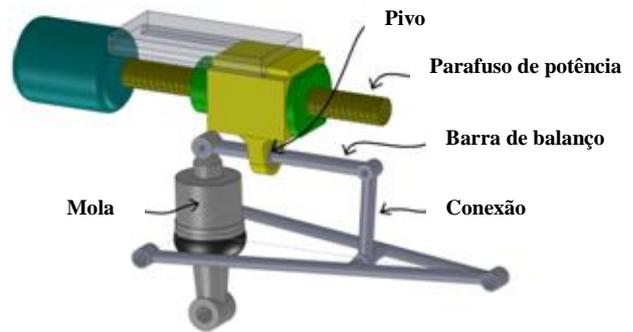
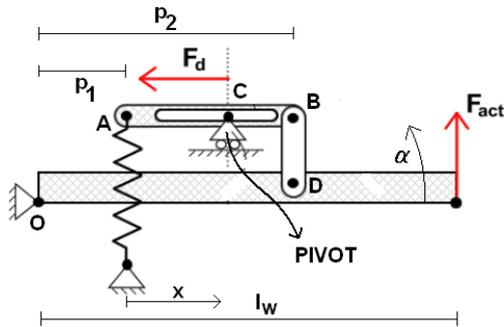


Figura 8. Diagrama da geometria da barra de balanço (esquerda). Esboço em CAD do mesmo mecanismo (direita).

6.3. Braço de suspensão variável

Nesse dispositivo, a variação do comprimento do braço da suspensão controla a relação de alavanca. Na Fig. 9, tem-se os elementos que compõem o braço da suspensão. Assim, um parafuso de potência conectado a um motor elétrico modificaria o comprimento do braço da suspensão.

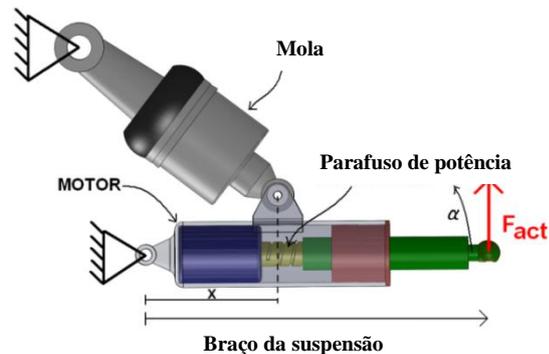
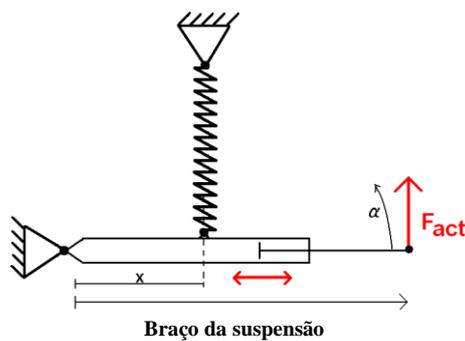


Figura 9. Diagrama do sistema com braço variável (esquerda). Esboço em CAD do mesmo mecanismo (direita).

6.4. Quadrilátero de relação variável

Um design alternativo é apresentado para variar a relação total entre as forças de entrada e saída do mecanismo. Assim, o quadrilátero de relação variável, ilustrado na Fig. 10, trabalha variando a força de saída do mecanismo através da alteração da posição do braço $\overline{BB_0}$ ao longo do arco $\overline{A_2B_0}$, resultando numa força de atuação controlável.

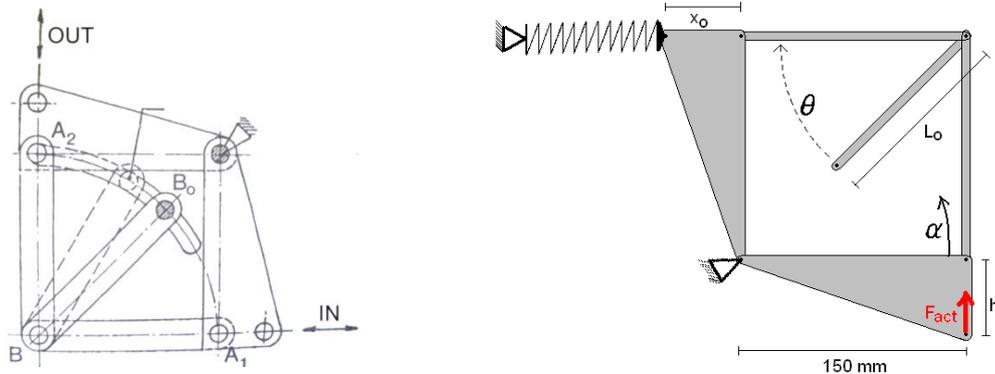


Figura 10. Diagramas do mecanismo do quadrilátero de relação variável.

Assim, é proposto que um dos lados do quadrilátero seja usado como braço da suspensão, com a força de saída representando a força do atuador enquanto a mola é conectada ao ponto respectivo a força de entrada. Desta forma, o deslocamento angular do braço da suspensão ' α ' e o deslocamento angular da barra de controle $\overline{BB_0}$ definido por ' θ ' são os graus de liberdade do sistema.

6.5. Transmissão continuamente variável

Nesta solução, é proposta uma mudança da relação de alavanca do mecanismo de suspensão através da inserção de um sistema de transmissão continuamente variável (CVT) (Fig. 11 esquerda). Um tipo interessante de CVT para se usar nesse caso poderia ser o Nu-Vinci. Nesse mecanismo a relação é alterada pela modificação do ponto de contato das esferas com os discos de entrada e de saída (Fig. 11 direita).

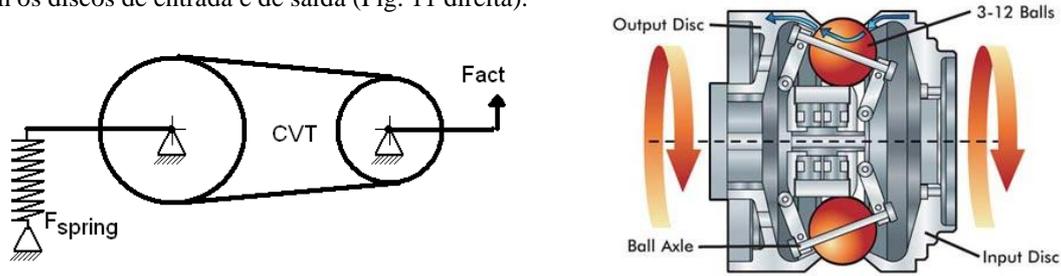


Figura 11. Diagrama do mecanismo com CVT (esquerda) e o sistema Nu-Vinci (direita).

7. Adequação do mecanismo em arco-circular às especificações do projeto

O mecanismo em arco-circular possui vantagens em relação a aspectos construtivos. Apenas esse dispositivo apresenta uniões tipicamente rotacionais e cujos componentes não operam sob altos valores de momento fletor. Tal mecanismo é selecionado então para análise da influência de seus parâmetros geométricos.

Parte-se da adequação dos mecanismos à faixa especificada para a força de atuação ($0 \leq F_{act} \leq 6400$ N). Para esse propósito a rigidez da mola é padronizada em 20 N/mm e sua pré-carga em 6400 N. A força do atuador, a rigidez efetiva do mecanismo e a força do motor são então avaliadas. Uma vez que a força de atuação já está calibrada e a força do motor possui uma característica mais comparativa, o foco principal dessa análise é a adequação da rigidez efetiva dentro da faixa: $10 < C_{eff} < 30$ N/mm.

O mecanismo foi modelado no programa ADAMS-view, onde a dimensão de referência foi o braço da suspensão (padronizada com dimensão de 150 mm). O curso vertical total na extremidade do braço da suspensão foi de 80 mm (valor atualmente usado em suspensão de cabine de caminhões).

No mecanismo, a posição da mola é controlada então por uma barra, como mostrado na Fig. 7 (a direita). Na Fig. 12 estão representados os parâmetros cuja influência sobre o comportamento da rigidez é observada. Esses parâmetros são: L_0 – o comprimento total da mola; h – a diferença vertical entre o ponto inferior de acoplamento da mola e a linha horizontal de referência do braço da suspensão; x_0 – a posição horizontal do ponto de fixação superior da mola

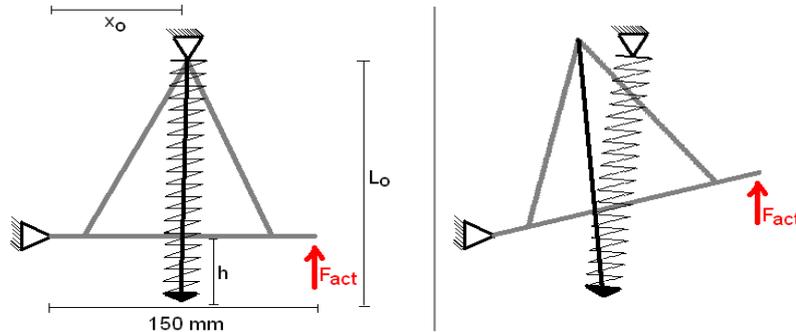


Figura 12. Diagrama identificando os parâmetros analisados da geometria Arco-circular.

Finalmente, trabalhando com as conclusões obtidas das simulações realizadas, pode-se convergir para uma configuração que atende aos requerimentos usando os seguintes valores para os parâmetros principais: $L_0 = 200$ mm; $h = -75$ mm; $x_0 = 75$ mm. Assim, para esta configuração, a força de atuação, a força do motor e a rigidez efetiva são apresentadas nas Fig. 13 e Fig. 14.

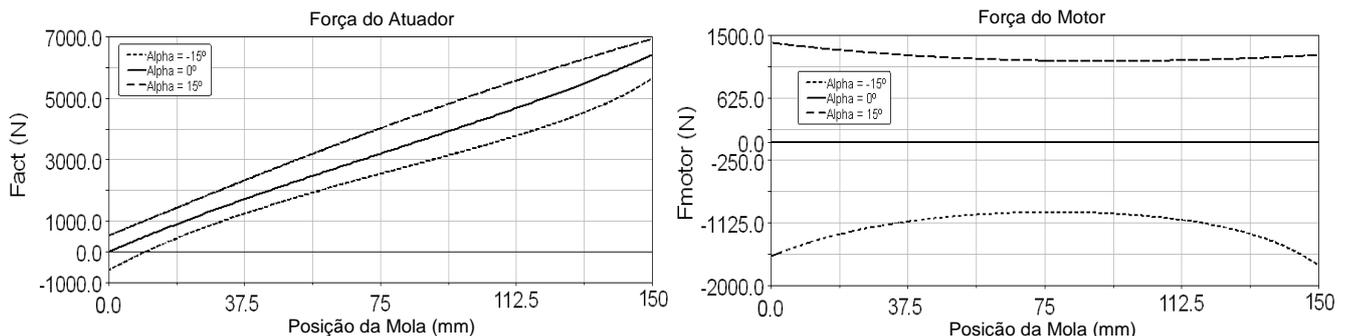


Figura 13. Força do atuador (superior esquerdo); incremento de força do motor (superior direito)

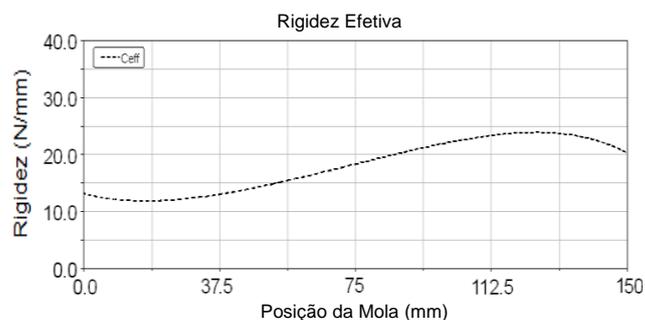


Figura 14. Rigidez efetiva da suspensão (inferior) em relação a posição da mola ao longo do braço da suspensão.

Porém, o valor de 200 mm para o comprimento da mola poderia ser muito pequeno para o seu posicionamento. Assim, o projeto do mecanismo em arco-circular é levemente alterado para solucionar o problema e ainda torná-lo mais compacto. A Fig. 15 apresenta a configuração final do mecanismo.

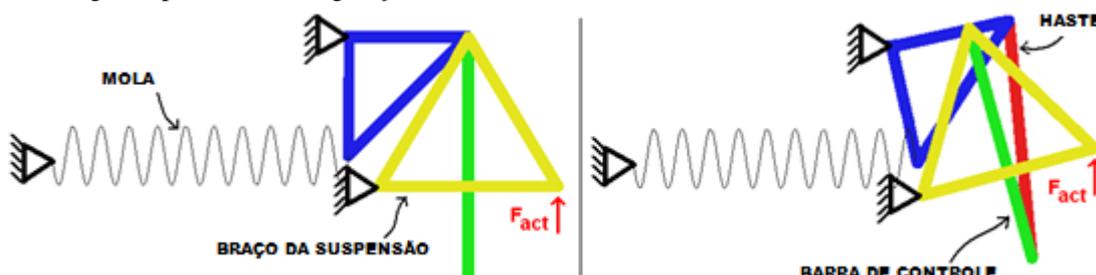


Figura 15. Ilustração da nova configuração do mecanismo Arco-circular.

A mola é então reposicionada para um local onde sua posição fique estática. A força é transferida para a mola através de um conjunto barra-balancim. Essa configuração faz com que o valor representado pela variável L_0 não seja mais o comprimento da mola, mas sim da barra de transferência de força pro balancim. Esse layout reduz a massa inercial em oscilação (pois a mola se encontra numa posição fixa).

8. Projeto mecânico

O mecanismo arco-circular foi selecionado dentre os demais, pelas suas características, para ser introduzido no projeto de uma cabine de caminhão. Assim, o desafio passa ser na forma de como tal geometria poderia encaixar na cabine.

A aplicação do mecanismo em estudo é direcionada para caminhões comerciais de médio e grande porte. Apesar da diferença entre os projetos das diversas marcas, a disposição geral dos componentes é parecida dentro do grupo de caminhões especificado para estudo. Esse grupo é composto pelos seguintes tipos de caminhões: Constellation e Worker da Volkswagen; os modelos FM, FH e VM da Volvo; as séries P, G e R da Scânia; os caminhões Atego, Actros e Axor da Mercedes-Benz; os modelos CF e XF da DAF e o caminhão Cargo da Ford.

Foi escolhida a marca DAF para estudo pela conveniência de ter seus modelos a disposição na oficina onde este estudo foi realizado. Assim, as dimensões dos elementos do caminhão DAF modelo CF 65.250 são obtidas. Num segundo caso, um modelo em CAD do caminhão DAF modelo XF 105 foi montado para se estimar o espaço disponível nesse caminhão de maior porte. A Fig. 16 ilustra o espaço disponível utilizado pelos atuais sistemas de suspensão em ambos os modelos.

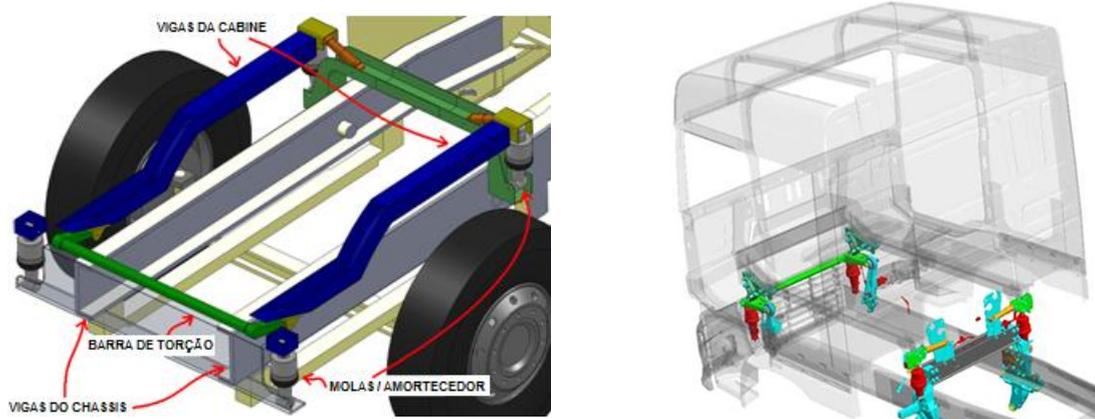


Figura 16. Sistema de suspensão da cabine dos caminhões DAF modelo CF (esquerda) e modelo XF (direita).

Da análise do espaço disponível nos caminhões DAF, modelos XF e CF, são definidos os volumes ocupados pelos atuais sistemas de suspensão da cabine. Sendo encontrados os seguintes limites:

- 350 x 350 x 150 mm para a suspensão dianteira da cabine do modelo CF;
- 400 x 350 x 150 mm para a suspensão dianteira da cabine do modelo XF;
- 550 x 350 x 250 mm para a suspensão traseira da cabine de ambos os modelos.

8.1. Especificações da mola e motor elétrico selecionados

A mola que atende melhor aos requisitos de projeto é a mola pneumática da Continental modelo SZ 135-23. Na Tab. (1) encontram-se suas especificações.

Tabela 1. Especificações da mola pneumática SZ 135-23 da Continental.

Parâmetro	Valor	Unid.
Capacidade de carga sob pressão de = 5 bar	6200	N
Frequência natural	0,97	Hz
Rigidez da mola	22,7	N/mm
Compressão máxima	218	mm
Extensão máxima	378	mm

Tentativas de uso de outros tipos de mola demonstraram que o uso de uma mola helicoidal de espiras não atenderia aos requisitos de projeto (Seria necessário construir uma mola muito longa para cumprir ao mesmo tempo os requisitos de rigidez e pré-carga). Molas de torção também não se mostraram viáveis, suas dimensões seriam maiores que o comprimento do caminhão. Uma observação sobre a mola pneumática é o fato de esta operar apenas sob compressão.

O motor de controle selecionado é um Parker Bayside modelo K375200, cujas especificações estão na Tab. (2).

Tabela 2. Especificações do motor elétrico Parker modelo Ke75200.

Parâmetros	Valor	Unid.
Corrente máxima suportada (I_{max})	75	A
Voltagem máxima suportada (V_{max})	42	V
Constante do motor (K_m)	0,438	$N.m/\sqrt{W}$
Pico de torque (T_p)	14,82	$N.m$
Torque contínuo (T_c)	4,935	$N.m$
Massa	2,02	Kg

A escolha desse motor é combinada com a seleção do sistema de transmissão chamado “Cyclo”, que possui relação de 59:1. Essa é a solução mais compacta que atende aos requisitos de projeto.

8.2. Soluções para a suspensão dianteira da cabine

Devido às dimensões da mola e do motor elétrico, apenas uma única configuração para o mecanismo se mostra viável para aplicação no caminhão DAF modelo CF. Nessa solução, alocar-se-iam parte do mecanismo em uma área do caminhão localizada atrás das rodas, conectando os componentes através de uma barra de torção mais extensa. Essa solução espalha os elementos da suspensão da cabine ao longo do caminhão e obviamente possui maior massa total.

No caminhão DAF modelo XF, a posição dos pontos de acoplamento do chassi e cabine contribuem para o posicionamento longitudinal do mecanismo. Assim, o braço da suspensão substitui a barra estabilizadora da cabine. A Fig. 17 apresenta a configuração dessa solução, juntamente com um detalhe em corte do dispositivo.



Figura 17. Configuração para o caminhão modelo XF (esquerda) e corte transversal mostrando a disposição dos componentes (direita).

8.3. Soluções para a suspensão traseira da cabine

Para a suspensão traseira da cabine o desafio principal não diz respeito ao espaço, mas num bom posicionamento para se conectar os elementos tanto na cabine quanto ao chassi. Provavelmente existem diferenças na suspensão traseira entre os modelos CF e XF (relacionados principalmente com a dimensão do caminhão e o peso da cabine), porém ambos possuem o mesmo layout. Dessa forma, a mesma geometria de suspensão será sugerida pra ambos os modelos. A Fig. 18 apresenta a configuração dessa solução.

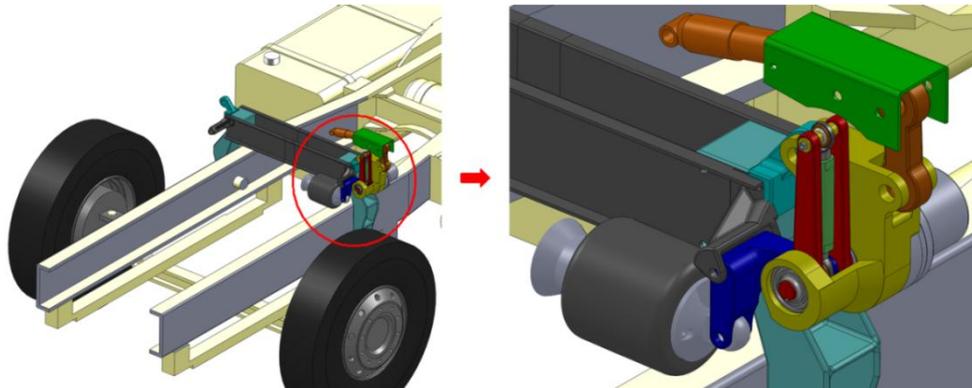


Figura 18. Configuração para a suspensão traseira da cabine (esquerda) com detalhes do mecanismo (direita).

8.4. Condições de contorno do sistema

Para especificar das forças atuantes sobre os componentes é definido primeiramente a carga principal que atua entre o mecanismo de suspensão e a cabine (F_{act}). Como visto na Fig. 13, a magnitude desse parâmetro não ultrapassa o valor de 7000 N (valor então tomado como base para as definições seguintes). Assim, a Fig. 19 mostra os diagramas de força em equilíbrio estático do braço da suspensão e do balancim, condições de contorno utilizadas para o dimensionamento dos componentes do mecanismo (os ângulos e distâncias utilizados nos cálculos foram determinados pelos programas de CAD, a imagem é ilustrativa). As magnitudes das forças e momentos estão especificadas na Tab. (3).



Figura 19. Diagrama de força em equilíbrio estático do braço da suspensão (esquerda) e do balancim (direita).

Tabela 3. Magnitudes das forças e momentos transmitidas pelas uniões dos componentes do mecanismo.

Nome da união	Valor	Unid.
Fixação do braço da suspensão com o chassi	4416,0	N
Fixação do braço da suspensão com a cabine	7000,0	N
União entre o balancim e a mola	7275,0	N
Fixação do balancim com o chassi	7850,0	N
União do balancim com a haste	6745,0	N
União da haste com a barra de controle	6600,0	N
Momento entre a barra de controle e o braço da suspensão	280,0	N.m

8.5. Especificações do material indicado para os componentes

O material indicado para os componentes é o SAE J2477 AD 750 (ferro fundido nodular). Material utilizado em larga escala pela indústria automobilística devido ao seu baixo custo e alta resistência a fadiga. Dentre as características principais deste material, vale citar os valores de tensão máxima de ruptura de 750 MPa, tensão de escoamento de 500 MPa e módulo de elasticidade de 148 GPa. Utilizando a teoria de limite de resistência à fadiga, utiliza-se modificadores para a tensão máxima de ruptura (de acordo com as condições de operação e fabricação), de forma a obter um valor de segurança para as tensões. Assim, considera-se que o componente possui vida útil praticamente infinita mesmo sobre solicitações de cargas cíclicas quando as tensões sobre ele não ultrapassam o valor de 56,7 MPa.

8.6. Análise estrutural dos componentes

Utilizando o programa para análise estrutural CosmosWorks Xpress, foram analisados os seguintes componentes do mecanismo Arco Circular: braço da suspensão, balancim e barra de controle. Para as análises foram aplicadas as condições de contorno resultantes da análise de equilíbrio estático e o material especificado no item anterior. O objetivo é a verificação da integridade estruturais desses componentes uma vez que suas geometrias são restritas pelo espaço definido para projeto. A Fig. 20 mostra os resultados das análises estruturais dos componentes críticos do mecanismo. A partir das tensões máximas observadas, conclui-se que a integridade do mecanismo é verificada.

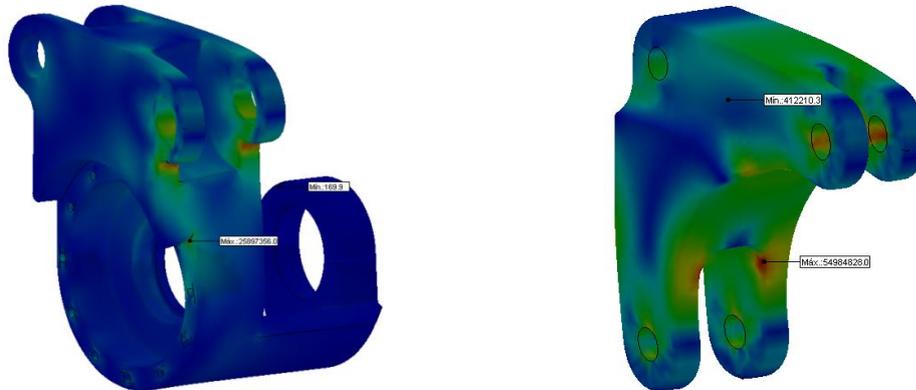


Figura 20. Análises estruturais do braço da suspensão (esquerda), com tensão máxima de 25,9 MPa e do balancim (direita), tensão máxima de 55,0 MPa.

9. Conclusão

Seguindo o princípio do DAS, diversos mecanismos para variação da relação de alavanca são encontrados, mas nem sempre eles representam soluções viáveis construtivamente. O mecanismo em arco-circular possui uma geometria conveniente para construção e ainda atende aos requerimentos do projeto.

Segundo os modelos em CAD desenvolvidos como referência, não há muito espaço disponível na porção dianteira para se alocar o mecanismo proposto. Além disso, é visto que as dimensões da mola e do motor são os principais parâmetros que governam o layout do mecanismo. Comparando com os projetos desenvolvidos anteriormente (eLPAS), o volume ocupado pelo mecanismo em arco-circular é aproximadamente 25,2 litros, enquanto o eLPAS ocupa aproximadamente 27,5 litros.

10. Referências

- Evers, W.-J., Besselink, I., van der Knaap, A., Nijmeijer, H. (2008). Analysis of a variable geometry active suspension. AVEC'08, 20 (4), pp. 350 – 355.
- Evers, W.-J., Teerhuis, A., Besselink, I., van der Knaap, A., Nijmeijer, H. (2009). The electromechanic low power active suspension: modeling, control, and prototype testing. <http://www.fallbrooktech.com/Nuvinci.asp>, July, 2009
- Koster, M.P. (2007). Constructieprincipes – Voor het nauwkeurig bewegen en positioneren – Technische Universiteit Eindhoven.
- Van der Knaap, A.C.M., Pacejka, H.B. (1994). Evaluation and practical implementation of a low power attitude and vibration control system. AVEC'94. pp. 318-324.

11. Direitos autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

Design of a Low-Power Truck Cabin Active Suspension

João Vitor Régis Sampaio

Escola Politécnica da USP - Avenida Prof. Luciano Gualberto, travessa 3 n° 380 - CEP - 05508-970 - São Paulo - SP
joaovitorsam@gmail.com

Abstract. This report presents the design steps of a variable geometry active suspension. Project based on Delft Active Suspension (DAS) in order to achieve lower energy consumption. The mechanism aims to accomplish the design requirements for implementation in a truck cabin, focusing the improvement of driver's comfort. Thus, it is described the analysis steps to create the device's geometry as well as its calibration and selection of the main mechanical elements. The implementation (in a CAD assembly) of the mechanism in two different truck models and the comparison to previous benchmark devices conclude the study.

Keywords. Active suspension, Automotive suspension systems, Automotive engineering.