

*Doz
Paulo Henrique Souza*

MAURÍCIO KENJI YAMAMOTO

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E
DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE
ACIONAMENTO DE EMBREAGEM

Relatório Final apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para a obtenção do título de
Graduação em Engenharia.

São Paulo

2000

MAURÍCIO KENJI YAMAMOTO

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E
DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE
ACIONAMENTO DE EMBREAGEM**

Relatório Final apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para a obtenção do título de
Graduação em Engenharia.

Orientador:

Edilson Hiroshi Tamai

São Paulo

2000

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600005991

Yamamoto, Maurício Kenji

Modelagem, Simulação e Desenvolvimento de Sistema de Acionamento de Embreagem. São Paulo, 2000.

50 p.

Dissertação (Graduação) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Embreagem. I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica. II.

Aos meus pais Toshihiro e Joana

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Edilson Hiroshi Tamai pelo incentivo e diretrizes durante a elaboração deste trabalho.

Aos engenheiros do Centro de Desenvolvimento Tecnológico da Mercedes-Benz do Brasil, Emerson Kaminogo, Marcio Capacci, Paulo Momosso e Luis Henrique Borges pela cooperação no desenvolvimento deste projeto.

SUMÁRIO

RESUMO

1	INTRODUÇÃO	1
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	3
2.1	HISTÓRIA DA EMBREAGEM.....	3
2.2	FUNÇÃO DA EMBREAGEM	5
2.3	COMPONENTES DO SISTEMA DE ACIONAMENTO DA EMBREAGEM.....	5
2.4	COMPONENTES DA EMBREAGEM	7
2.5	FUNCIONAMENTO DA EMBREAGEM.....	8
2.6	QUALIDADE NO ACIONAMENTO DA EMBREAGEM	12
3	MODELAGEM DO SISTEMA.....	15
3.1	INTRODUÇÃO AO <i>SOFTWARE</i> DE SIMULAÇÃO	15
3.2	DIAFRAGMA	16
3.3	GARFO	18
3.4	CILINDRO AUXILIAR	20
3.5	TUBULAÇÃO	21
3.6	CILINDRO MESTRE.....	22
3.7	PEDALEIRA.....	22
4	DESENVOLVIMENTO DO <i>SOFTWARE</i>.....	27
4.1	INTRODUÇÃO.....	27
4.2	FUNCIONAMENTO	27
4.3	BIBLIOTECAS	28
4.4	SIMULAÇÃO.....	30
4.5	LEVANTAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS.....	34
5	APLICAÇÃO DO <i>SOFTWARE</i>.....	36
5.1	INTRODUÇÃO.....	36
5.2	ATUALIZAÇÃO DO <i>SOFTWARE</i>	39

5.3	MODELAGEM DO PEDAL.....	40
5.4	RESULTADOS.....	40
5.5	ATUALIZAÇÃO DO PEDAL.....	44
5.6	ANÁLISE DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO	48
6	CONCLUSÃO DO PROJETO.....	49
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	50

RESUMO

O acionamento da embreagem é feito através de vários componentes mecânicos e hidráulicos, destacando-se o pedal, os cilindros mestre e auxiliar, o garfo e o diafragma do platô. Sendo assim, para o desenvolvimento de um sistema de acionamento com esforços e deslocamentos compatíveis, é necessária a construção de um banco de provas instrumentado que representa o modelo real do veículo.

Neste projeto desenvolveu-se um novo sistema de acionamento de embreagem através do dimensionamento ou seleção dos elementos que o compõem. Para tal foi elaborado um *software* que simula o acionamento, permitindo uma verificação da influência de cada componente do sistema e possibilitando a otimização do conjunto pela análise dos esforços e deslocamentos resultantes.

Na primeira parte do projeto desenvolveu-se a modelagem do sistema e o *software* de simulação do acionamento da embreagem, sendo para a segunda parte a aplicação deste no desenvolvimento de um novo sistema e o refinamento do programa. No desenvolvimento deste novo sistema de acionamento foi validada a funcionalidade do programa através da comparação dos dados resultantes com dados experimentais obtidos em banco de provas.

1 INTRODUÇÃO

A embreagem representa um dos elementos mais importantes de um veículo, pois é através dela que permite-se assegurar ou interromper a ligação entre o motor e a caixa de câmbio de um modo gradativo, possibilitando a transferência ou não do torque proveniente do motor.

Esse acoplamento móvel permite a partida do motor, a troca de marchas, a aplicação parcial do torque do motor e a absorção de vibrações cíclicas.

Em um veículo de uso urbano, como um caminhão leve, a embreagem pode ser acionada 800 vezes num único dia de trabalho, causando grande fadiga do motorista. Assim, é de extrema importância que este acionamento seja dado de maneira confortável, através de esforços e deslocamentos compatíveis. Para tal, o projeto do sistema de acionamento da embreagem deve ser muito bem desenvolvido.

Geralmente este desenvolvimento é feito em um banco de provas instrumentado que representa o modelo real do veículo (Figura 1.1). Neste banco de provas é executado o dimensionamento das variáveis que o compõem, como o pedal, os cilindros hidráulicos (usados em embreagens de grande porte) e o garfo. Sendo assim, o tempo de execução do desenvolvimento do sistema completo é longo (em torno de uma semana) pois consiste em montar o banco de provas com as peças reais, testar inúmeras versões modificadas até se determinar um sistema aceitável e finalmente desmontar.

Assim, para acelerar o processo de desenvolvimento do sistema de acionamento de embreagem foi elaborado um *software* de simulação de acionamento, possibilitando verificar a influência de cada componente do sistema e estudar o desempenho global para diferentes versões através do ajuste dos vários parâmetros. Deve-se observar que para o desenvolvimento do *software* será previamente executada a modelagem do sistema de acionamento.

Para a verificação da funcionalidade do *software* foi desenvolvido um novo sistema de acionamento de embreagem com a utilização deste.



Figura 1.1 Banco de provas

(Cortesia Mercedes-Benz do Brasil)

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 História da Embreagem

A primeira embreagem que foi utilizada em um veículo data de 1889, em um carro Daimler, e era do tipo cônica (Figura 2.1). Esta embreagem consiste de um cilindro cônico que se encaixa perfeitamente em um cone de metal. Ela foi utilizada até 1920, pois sua fabricação era fácil e possibilitava a retificação das faces [1].

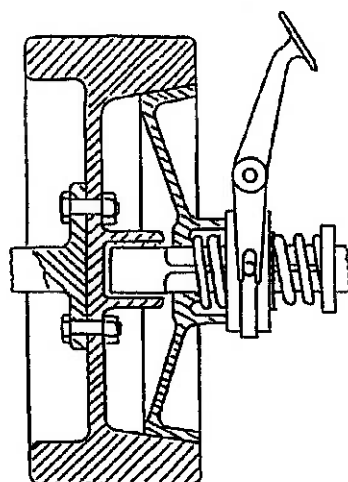


Figura 2.1 Embreagem cônica

Em 1925 a embreagem do tipo múltiplo disco começou a ser utilizada em veículos (Figura 2.2), e consistia de vários discos enfileirados. Sua maior vantagem era o funcionamento suave (sem “trancos”) na partida. Este tipo de embreagem foi utilizada por muitos anos, principalmente em carros de alta potência.

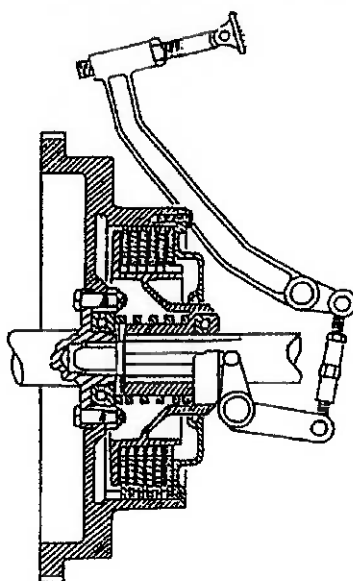


Figura 2.2 Embreagem de múltiplos discos

Com o desenvolvimento de novos revestimentos do disco, aumentou-se a eficiência, performance, durabilidade e capacidade de transmissão de torque. Assim foi possível ser utilizada a embreagem de disco único (Figura 2.3). Este tipo de embreagem apresentava as mesmas vantagens da anterior, além de possuir menor inércia e ser mais compacta.

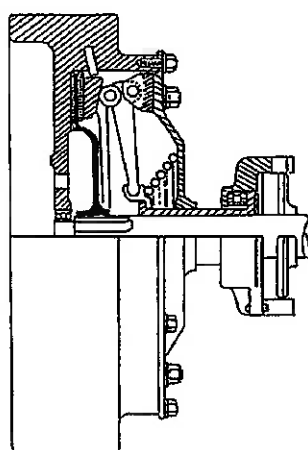


Figura 2.3 Embreagem de disco único

A embreagem mais utilizada atualmente é a de disco simples. Porém apresenta algumas evoluções como a mola do tipo diafragma (menor esforço de acionamento e menor massa), molas absorvedoras de choque torsional (redução de vibração) e novos tipos de revestimentos do disco.

2.2 Função da Embreagem

A embreagem apresenta como funções [2]:

- assegurar a ligação entre o motor e a caixa da câmbio (posição engatado);
- interromper essa ligação (posição desengatado);
- dosar o grau dessa ligação de acordo com a vontade do motorista (posição intermediária “patinando”);

Essas funções possibilitam ao motorista:

- executar a partida do motor;
- mudar de marcha;
- aplicar torque parcial, sendo o câmbio arrastado parcialmente pela rotação do motor ;

2.3 Componentes do Sistema de Acionamento da Embreagem

O sistema de acionamento da embreagem do tipo hidráulico é composto pelos seguintes elementos (Figura 2.4):

- 1 - Pedal de acionamento
- 2 - Cilindro mestre
- 3 - Reservatório de óleo
- 4 - Tubulação

5 - Cilindro auxiliar

6 - Garfo

7 - Quilha

8 - Rolamento

9 - Carcaça da embreagem

10 - Eixo piloto do câmbio

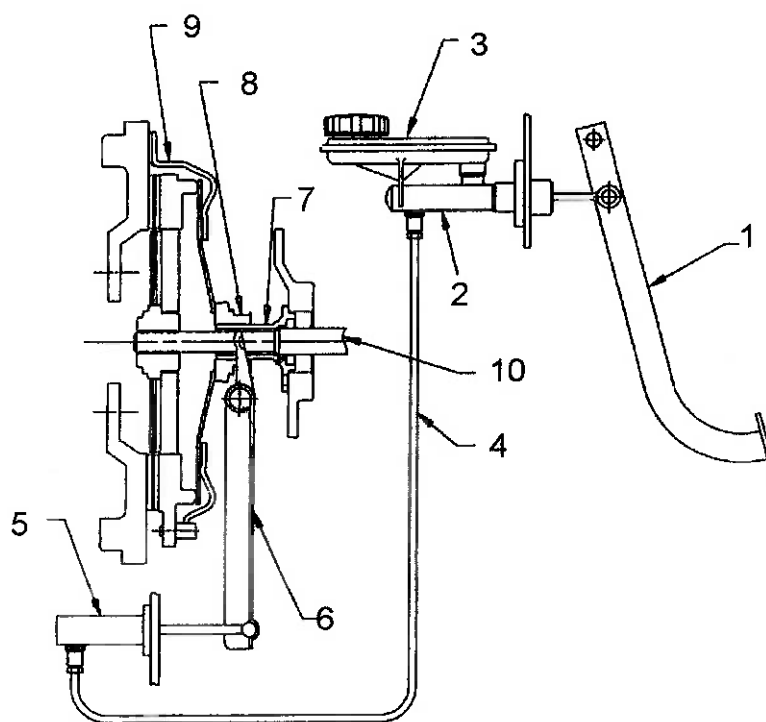


Figura 2.4 Sistema de acionamento da embreagem

2.4 Componentes da Embreagem

A embreagem é composta pelas seguintes partes (Figura 2.5):

- 1 - Garfo de acionamento
- 2 – Mancal de rolamento
- 3 - Conjunto do platô, incluindo a carcaça, o diafragma e o prato de pressão (Figura 2.6)
- 4 - Disco (Figura 2.7)
- 5 - Volante do motor

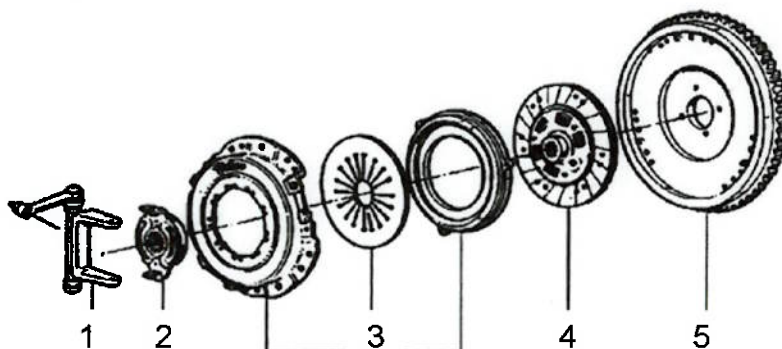


Figura 2.5 Partes da embreagem



Figura 2.6 Conjunto do platô



Figura 2.7 Disco de embreagem

O sistema montado pode ser visto nas Figura 2.8 e 2.9.

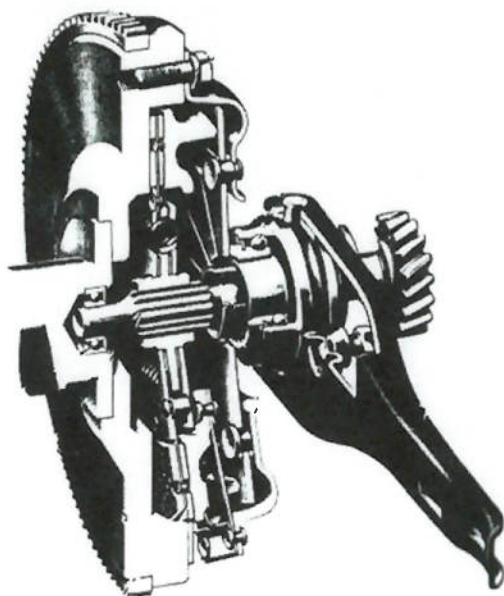


Figura 2.8 Sistema montado em corte



Figura 2.9 Sistema montado

2.5 Funcionamento da Embreagem

A função do sistema de acionamento da embreagem é o de se converter o deslocamento e força aplicadas no pedal em deslocamento e força na alavancagem de desacoplamento (garfo). Isto possibilita ao motorista permitir ou não a passagem de torque do motor à caixa de câmbio [3].

O pedal tem como função converter força e deslocamento aplicados pelo pé do motorista em força e deslocamento atuantes no cilindro mestre. No cilindro mestre estes são convertidos em pressão hidráulica e deslocamento de fluido, que são transferidos pela tubulação até o cilindro auxiliar, onde novamente é convertido em força e deslocamento transmitidos para o garfo. O fluido é geralmente um óleo mineral.

O garfo representa uma alavanca simples, acionando o rolamento. Observa-se que é necessária a presença de um rolamento para isolar a rotação que o conjunto do platô apresenta do garfo. O rolamento comumente utilizado é o de esferas com contato angular.

O diafragma está apoiado no rolamento, sendo assim acionado em conjunto. Observa-se que o diafragma funciona como uma mola instalada entre o prato de pressão e a carcaça, pressionando assim o disco de embreagem entre o volante do motor e o prato de pressão. O acionamento do diafragma, aplicando-se uma força e deslocamento, é que permite o acoplamento/desacoplamento da embreagem.

2.5.1 Posição de Acoplamento (pedal desacionado)

Quando deixa-se o pedal da acionamento na posição de repouso, a embreagem apresenta-se acoplada, permitindo a passagem de torque.

Isto ocorre pois neste estado o mancal de rolamento não exerce nenhuma pressão sobre os dedos do diafragma (mola membrana) (Figura 2.10). Assim, o diafragma (1), apoiado em seu ponto de articulação (2) com a carcaça (3), exerce toda a sua força sobre a placa de pressão (4), que comprime o disco de embreagem (5) contra o volante do motor (6). Como o disco de embreagem fica completamente solidário ao volante do motor pela adesão causada pelo atrito, a ligação motor-caixa de câmbio é efetiva.

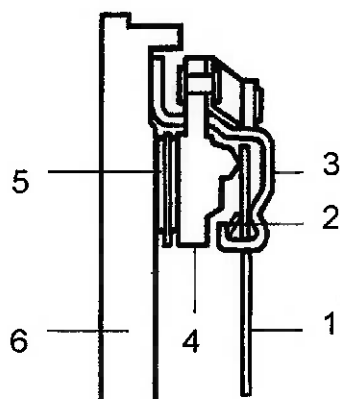


Figura 2.10 Acoplamento da embreagem

O caminho de transferência de torque pode ser observado na Figura 2.11. O volante do motor gira e arrasta consigo a carcaça e o diafragma, pois são solidários entre si por parafusos e rebites. Mas o disco também é arrastado pela adesão que ocorre entre a sua superfície e as superfícies do volante e da placa de pressão por estar comprimido entre estes, fazendo girar o eixo piloto da caixa de câmbio devido ao entalhe que possui no encaixe.

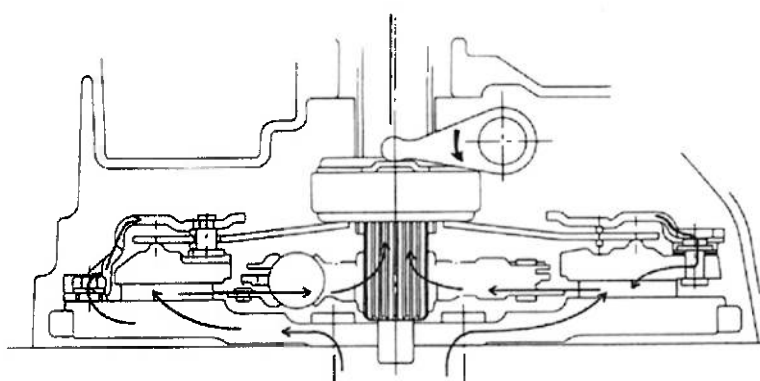


Figura 2.11 Transferência do torque

Na Figura 2.12 pode-se observar o volante do motor em vermelho, a placa de pressão em azul e o disco entre estes dois. Observa-se também a mola membrana do diafragma e a carcaça solidárias ao volante.



Figura 2.12 Embreagem em corte

2.5.2 Posição de Desacoplamento (pedal acionado)

Ao pisar no pedal, a força e o deslocamento aplicados são transferidos pelos componentes do sistema de acionamento (cilindro mestre, tubulação, cilindro auxiliar) até ao garfo, que pela relação de alavancagem pressiona o mancal de rolamento. Isso faz deslizar o diafragma sobre seus apoios com a carcaça, deixando a placa de pressão livre do diafragma. Assim, o disco de embreagem fica totalmente liberado, sem nenhum tipo de contato com a placa de pressão e nem com o volante do motor (Figura 2.13).

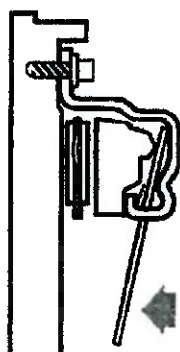


Figura 2.13 Desacoplamento da embreagem

Neste caso o volante do motor gira arrastando o conjunto do platô, mas o disco fica livre, não sendo arrastado. No mancal de rolamento a pista interna se apoia sobre os dedos do diafragma e gira da mesma forma que o volante do motor.

2.5.3 Posição de “Patinagem” (pedal acionado parcialmente)

Ao acionar o pedal parcialmente, o mancal de rolamento fica numa posição intermediária no seu curso pois o diafragma se encontra parcialmente deslocado. O diafragma exerce parte de sua carga sobre a placa de pressão, assim o disco não fica completamente comprimido, possibilitando seu deslize.

Neste caso o volante do motor gira e arrasta o conjunto do platô, mas o disco gira mais lentamente ou mais rapidamente do que o volante e o platô, dessa forma ocorre um escorregamento com atrito entre as superfícies. Esta diferença de rotação causa o desgaste do disco da embreagem.

2.6 Qualidade no Acionamento da Embreagem

A qualidade no acionamento da embreagem é geralmente perceptível pelo motorista, assim é de extrema importância que seja a mais confortável possível.

Um ponto a ser destacado é que a avaliação do acionamento depende muito do subjetivo e da experiência de seus projetistas. Uma embreagem pode apresentar um esforço de acionamento muito reduzido, mas pode não ser confortável pois a força resiliente não é suficiente para fazer o pedal retornar de forma precisa, ou o deslocamento é muito longo. Assim, para uma análise mais completa é necessária a análise da força de acionamento e retorno em

conjunto do curso do pedal, através de um gráfico denominado curva de sistema (Figura 2.14).

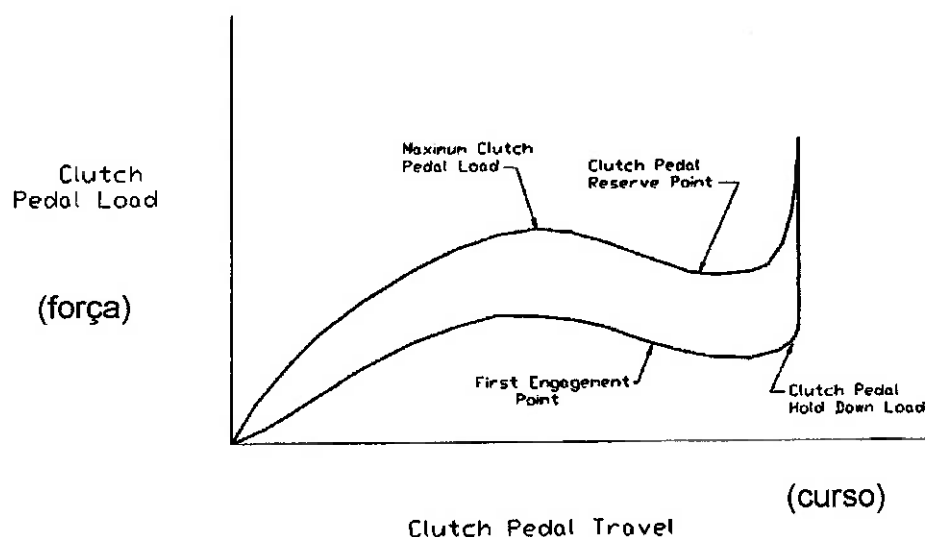


Figura 2.14 Curva de sistema

A curva de sistema apresenta a força e o curso necessários para o avanço e retorno da embreagem. A curva de retorno apresenta forças menores devido a perdas como histerese e atritos. Nela todas as informações requeridas para a análise do acionamento são analisadas (curso máximo, ponto de reserva, força máxima, força para manter o acionamento e força mínima de retorno).

Como regra geral, o curso máximo do pedal não deve exceder 175 mm, caso contrário a ergonomia será prejudicada. O ponto indicado no gráfico como reserva (*clutch pedal reserve point*) indica a posição em que a embreagem é completamente desacoplada. É desejável pelo menos 25 mm de folga deste ponto até o final de curso do pedal a fim de se garantir o total desacoplamento durante toda a vida da embreagem, compensando-se assim folgas que apareçam ao longo do tempo.

Experimentalmente, a Mercedes-Benz do Brasil utiliza como parâmetros a força máxima admissível abaixo de 220 N, e a força mínima de retorno acima de 60 N. Esta força mínima é necessária para garantir o retorno total do pedal quando em repouso.

3 MODELAGEM DO SISTEMA

3.1 Introdução ao *Software* de Simulação

Antes da apresentação da modelagem, é necessária uma breve introdução do funcionamento do *software* de simulação do acionamento da embreagem.

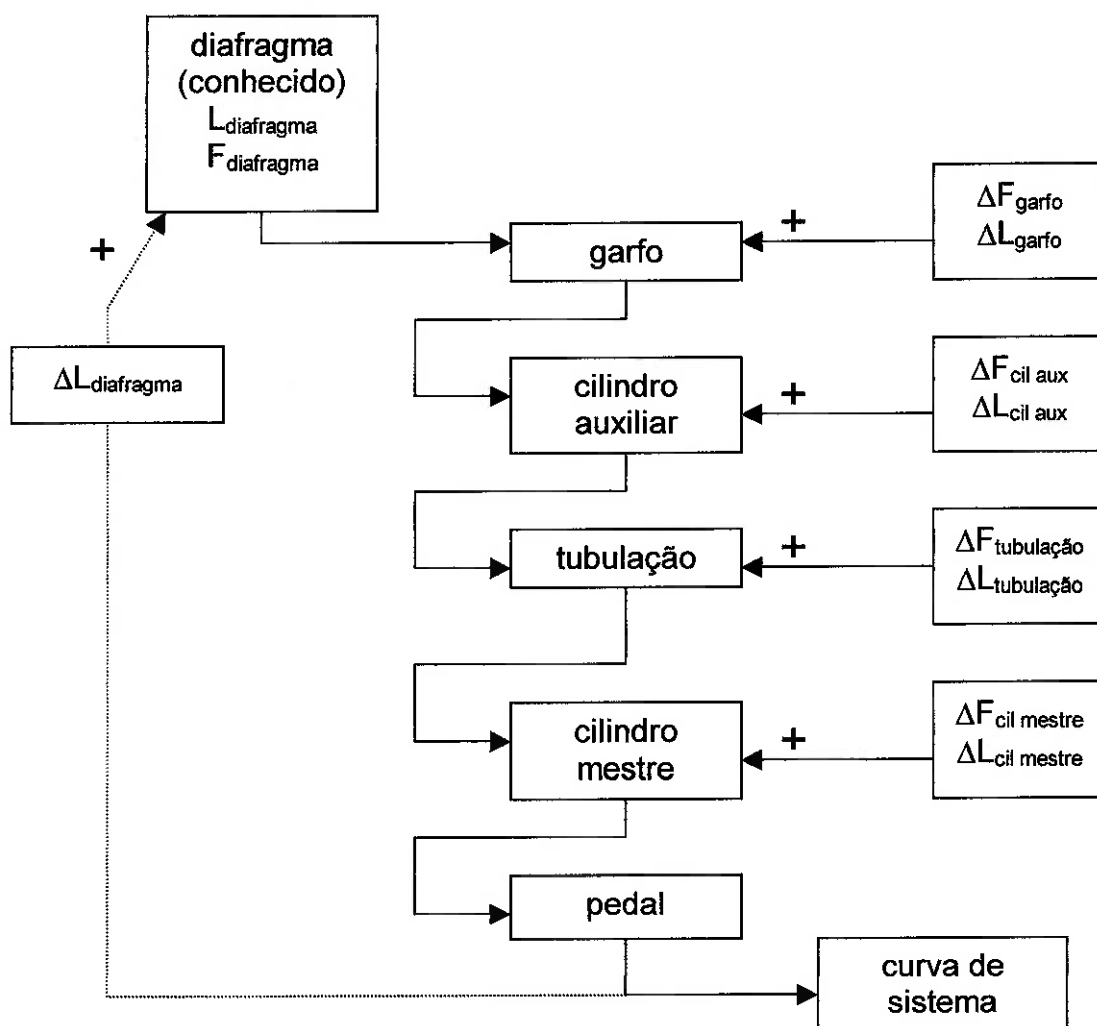
Como apresentado anteriormente, a força de ação do acionamento é dada pelo motorista, mas a força de reação do acionamento se dá no diafragma da embreagem, pois este funciona como uma mola resistiva ao acionamento. Assim, a força aplicada no pedal é a resultante da exigida pelo diafragma mais as perdas ao longo do sistema.

O equivalente ocorre com o deslocamento, em que o curso do pedal é função do curso do diafragma mais as perdas.

Assim a execução da modelagem se iniciará pelo diafragma, seguindo a seqüência do acionamento até chegar ao pedal. Observa-se que os esforços e deslocamentos aumentam no decorrer do sistema pelas perdas pois está sendo executado o caminho inverso (do diafragma ao pedal).

O diagrama de blocos do *software* encontra-se na figura 3.1.

Verifica-se que o funcionamento da simulação é baseado em discretização, ou seja, a partir de uma certa posição do diafragma e sua respectiva força, desenvolve-se o caminho de transferência do trabalho pelos componentes do sistema de acionamento até chegar ao pedal, repetindo os cálculos atualizando-se a posição do diafragma com um pequeno incremento de deslocamento. Obtém-se, assim, a curva de sistema.


 Figura 3.1 Diagrama de blocos do *software*

3.2 Diafragma

No ano de 1867, Julien Belleville patenteou a mola Belleville. A mola do tipo diafragma é uma variação básica da mola Belleville, e é atualmente a mais utilizada em aplicações automotivas. Ela é composta de uma mola cônica carregada axialmente, permitindo gerar cargas elevadas, ocupando pouco espaço, além de apresentar simples fabricação e ser menos sensível a forças centrípetas (Figura 3.2).

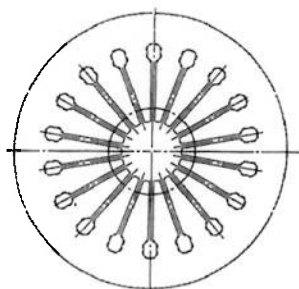


Figura 3.2 Diafragma

Na Figura 3.3 observa-se uma curva característica do diafragma, em que apresenta dois pontos de inflexão.

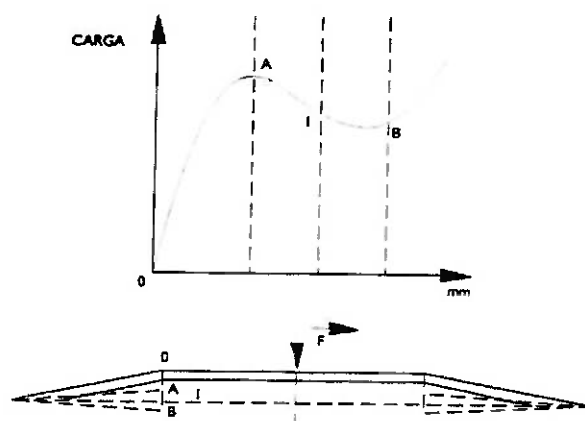


Figura 3.3 Curva característica de um diafragma

Isto ocorre pois no ponto A observa-se um esforço máximo, depois decresce até o ponto B, passando pelo ponto I que é o ponto de inflexão.

O diafragma é o elemento-chave na modelagem do sistema de acionamento da embreagem pois é dele que são gerados os esforços necessários (elemento de resistência), sendo transmitidos até ao motorista.

Mas deve-se observar que os fabricantes de diafragmas, como a Valeo e a Sachs, fornecem juntamente as curvas características de suas peças aos projetistas, sendo assim, a modelagem deste componente se restringe apenas à introdução destas curvas (Figura 3.4).

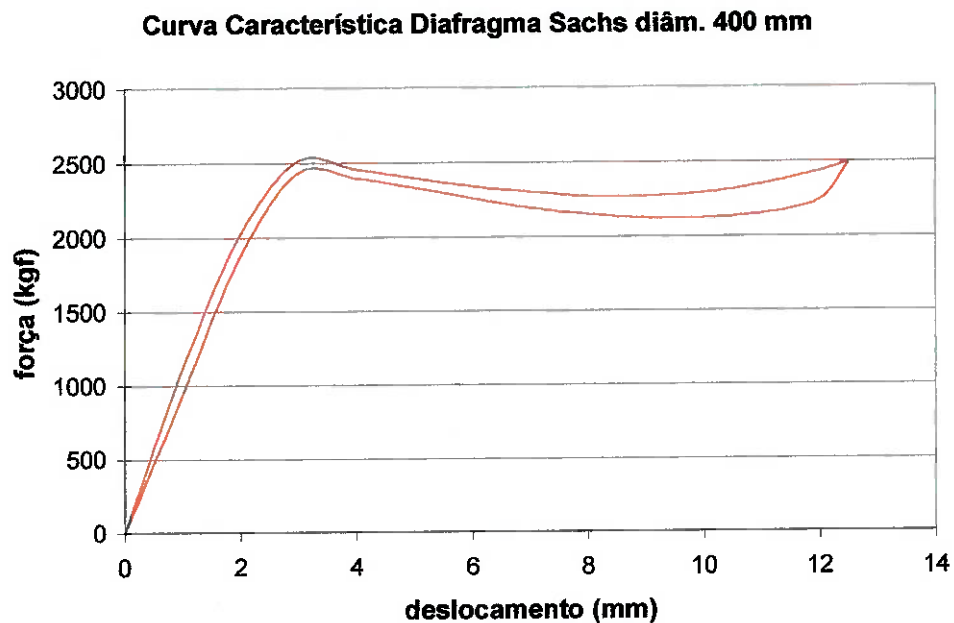
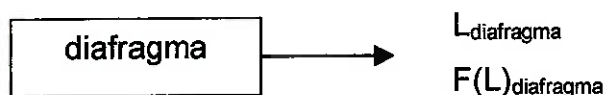


Figura 3.4 Curva característica de um diafragma

Observa-se que a histerese pela curva de retorno do diafragma é reduzido.

Assim:



Onde L é o deslocamento e $F(L)$ é a força correspondente ao deslocamento na curva característica.

3.3 Garfo

O garfo representa uma alavanca simples que transfere força e deslocamento do diafragma ao cilindro auxiliar. Mas na modelagem é importante acrescentar-se as perdas, principalmente de deslocamento (Figura 3.5).

Na modelagem do garfo considerou-se que representa um elemento elástico, em que para dada uma força há uma deformação equivalente (esta relação pode ser obtida experimentalmente aplicando-se uma força e verificando quando foi a deformação). Também foi considerado um valor de rendimento para a força transferida. Estas simplificações são boas aproximações da realidade pois o garfo é nada menos que uma alavanca sob força de flexão de material metálico, trabalhando sempre no regime elástico.

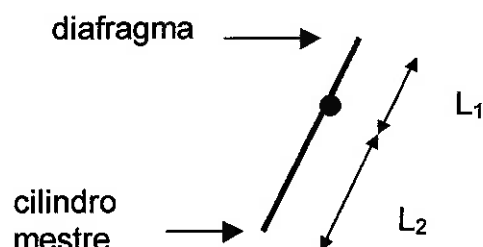


Figura 3.5 Modelagem do garfo

Assim:

$$F_{\text{garfo}} = F_{\text{diafragma}} \cdot \left(\frac{L_1}{L_2} \right) + \Delta F_{\text{garfo}} \quad \text{e} \quad \Delta F_{\text{garfo}} = \frac{F_{\text{diafragma}}}{\eta}$$

$$L_{\text{garfo}} = L_{\text{diafragma}} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) + \Delta L_{\text{garfo}} \quad \text{e} \quad \Delta L_{\text{garfo}} = \frac{F_{\text{diafragma}}}{K}$$

Onde:

F é a força e L é o deslocamento;

L é o comprimento da alavanca;

ΔF_{garfo} é o acréscimo de força, dado pelo rendimento η ;

ΔL_{garfo} é a deformação, que é função da força aplicada e da constante elástica do garfo K (determinada experimentalmente);

Para um garfo utilizado pela Mercedes-Benz do Brasil, de $L_1=139$ mm e $L_2=90$ mm, de aço fundido, a constante elástica é de $K=3500$ N/mm.

3.4 Cilindro Auxiliar

O cilindro auxiliar transforma o trabalho no garfo em pressão e deslocamento de fluido (Figura 3.6). Na modelagem deve-se considerar perdas de pressão e absorção de volume.



Figura 3.6 Modelagem do cilindro auxiliar

A absorção é obtida através de curvas de absorção, em que para uma dada pressão aplicada, há um certo volume absorvido devido a deformações internas. Estas curvas são obtidas experimentalmente e fornecidas pelos fabricantes dos cilindros, assim, na modelagem considera-se o valor real de absorção.

Assim:

$$p_{cil,aux} = \frac{F_{garfo}}{A} + \Delta p_{cil,aux} \quad \text{e} \quad \Delta p_{cil,aux} = \frac{F_{garfo}}{\eta} \frac{A}{V}$$

$$V_{cil,aux} = L_{garfo} \cdot A + \Delta V_{cil,aux} \quad \text{e} \quad \Delta V_{cil,aux} = \Delta V_{cil,aux}(p_{cil,aux})$$

Onde:

p é pressão e V é volume deslocado;

A é a área do cilindro auxiliar (da seção circular);

$\Delta p_{cil,aux}$ é o acréscimo de pressão, dado pelo rendimento η ;

$\Delta V_{cil,aux}$ é a absorção de volume, que é função da pressão de trabalho, obtida pelas curvas de absorção;

Para um cilindro auxiliar utilizado pela Mercedes-Benz do Brasil, de diâmetro 37,95 mm, a curva de absorção é dada na Figura 3.7.

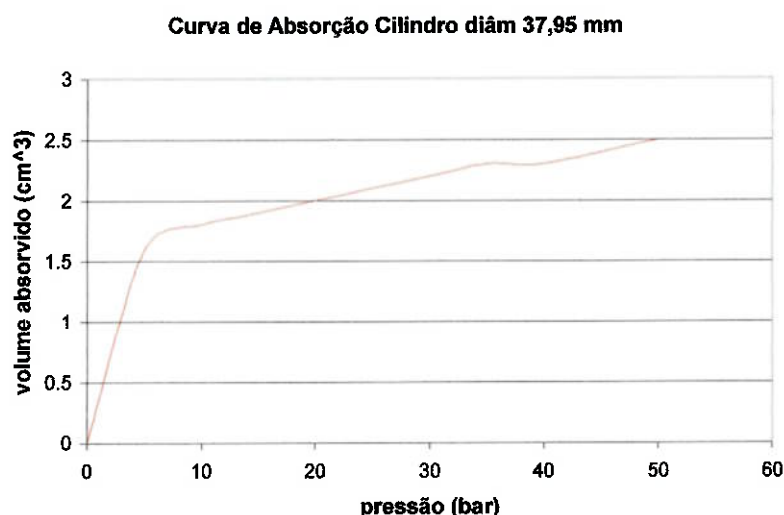


Figura 3.7 Curva de absorção

3.5 Tubulação

A tubulação serve como meio de transporte de pressão e volume deslocado de fluido do cilindro auxiliar para o mestre (Figura 3.8). Na modelagem da tubulação também considera-se o rendimento de pressão e a absorção.

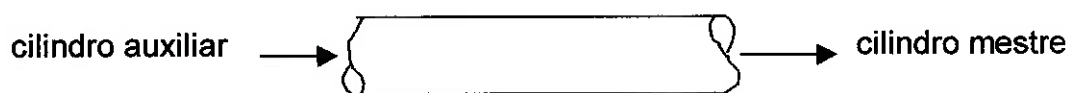


Figura 3.8 Modelagem da tubulação

Geralmente as tubulações utilizadas na Mercedes-Benz do Brasil são de origem polimérica, denominada Tecalon. O Tecalon apresenta uma alta rigidez (pouca absorção), estabilidade térmica e facilidade de moldagem.

Para o cálculo da absorção também utilizam-se as curvas de absorção.

Assim:

$$p_{tubul} = p_{cil,aux} + \Delta p_{tubul} \quad e \quad \Delta p_{tubul} = \frac{p_{cil,aux}}{\eta}$$

$$V_{tubul} = V_{cil,aux} + \Delta V_{tubul} \quad e \quad \Delta V_{tubul} = \Delta V_{tubul}(p_{tubul})$$

Onde:

p é pressão e V é volume deslocado;

Δp_{tubul} é o acréscimo de pressão, dado pelo rendimento η ;

ΔV_{tubul} é a absorção de volume, que é função da pressão de trabalho e do comprimento do tubo, obtida pelas curvas de absorção;

Verifica-se que a curva de absorção da tubulação apresenta o mesmo formato da curva de absorção do cilindro auxiliar (Figura 3.7), sendo que é representado por unidade de comprimento de tubo.

3.6 Cilindro Mestre

O cilindro mestre é análogo ao cilindro auxiliar, sendo muitas vezes utilizada um mesmo tipo de peça para ambas as funções. A modelagem também é análoga. A única diferença é que agora transforma-se pressão e volume deslocado em força e deslocamento.

3.7 Pedaleira

A pedaleira representa o componente principal do acionamento da embreagem, pois é nela que o motorista aplica a força e o deslocamento necessários. Assim, todo o sistema deve estar bem dimensionado para que estes esforços sejam compatíveis, ou seja, a força não pode ser elevada para não causar desconforto ao motorista, e não pode ser muito reduzida, caso

contrário o acionamento poderá tornar-se impreciso ou o pedal poderá não retornar a posição de repouso. O deslocamento também deve ser analisado pois não pode ser muito elevado para não interferir na ergonomia, nem muito curto para apresentar precisão durante o acionamento.

A pedaleira é composta pelo pedal, pelas alavancagens de acionamento do cilindro mestre e da mola auxiliar e pelo suporte do sistema (Figuras 3.9 e 3.10)

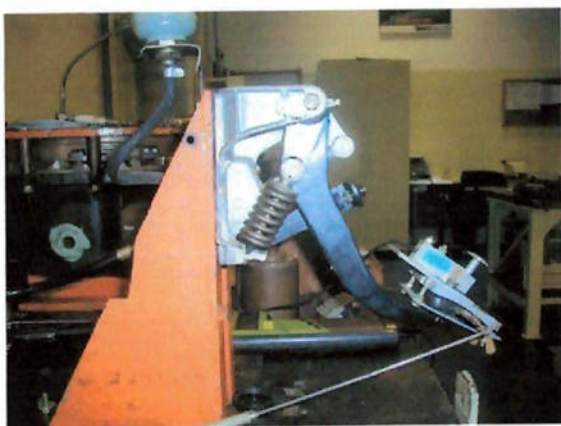


Figura 3.9 Pedaleira

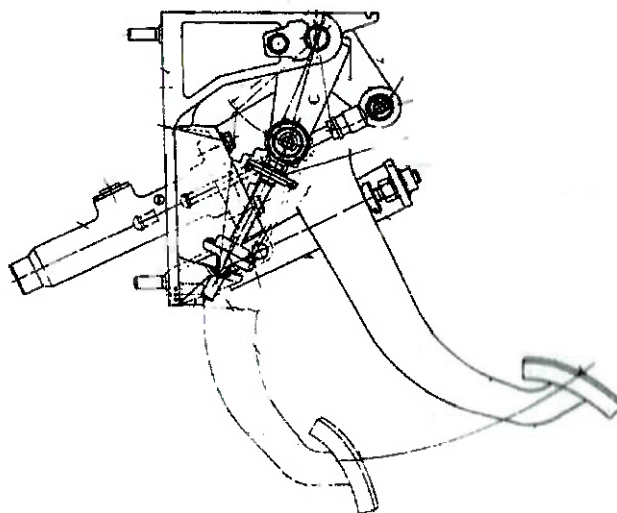


Figura 3.10 Desenho da pedaleira

A pedaleira a ser modelada apresenta uma particularidade, há a presença de uma mola denominada auxiliar. Esta mola é muito importante pois devido ao seu posicionamento no mecanismo de acionamento, auxilia o pedal a manter-se nas duas posições extremas, tanto no repouso quanto no estado acionado. Assim reduz o esforço do motorista quando necessário manter o pedal acionado e ajuda a manter o pedal em repouso.

A modelagem do pedal foi feita por pontos representativos através de coordenadas polares, tomando como origem o ponto de rotação do pedal

(Figura 3.11), para o pedal em repouso na posição desacionada, ou seja, o cilindro mestre não apresenta força atuante. Este tipo de representação é funcional e muito simples, podendo ser obtida através de desenhos de conjunto.

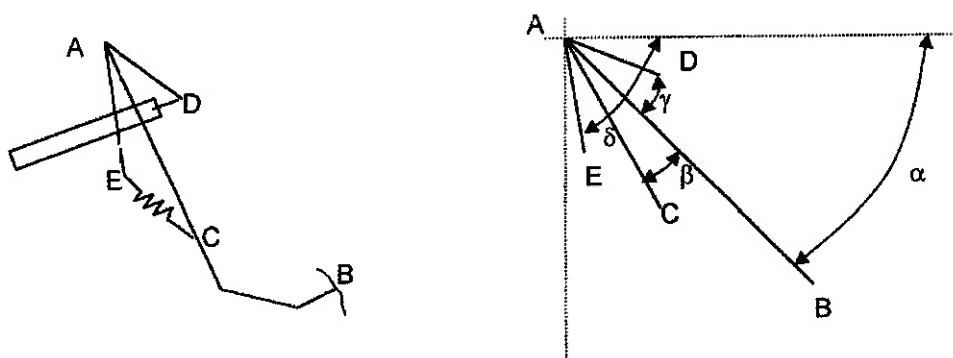


Figura 3.11 Modelo do Pedal

Os pontos representativos são:

- A – ponto de rotação do pedal (origem do sistema);
- B – ponto de aplicação da força no pedal pelo motorista;
- C – ponto de fixação da mola no pedal;
- D – ponto de fixação do cilindro mestre no pedal;
- E – ponto de rotação da mola;

Deve-se observar que no deslocamento do pedal, os pontos B, C e D rotacionam juntos (mesmo deslocamento angular), enquanto os pontos A e E são fixos. Os ângulos α e δ são dados em relação a linha que representa o plano horizontal, enquanto os outros (β e γ), como são fixos ao pedal, são dados em relação da reta que une os pontos A e B.

No deslocamento do pedal, o ponto C rotaciona junto com o pedal, sendo assim há um momento em que ocorre um alinhamento dos pontos A-E-C. Esta posição representa o ponto de inflexão da mola, pois antes dele a força da mola é contra o avanço do pedal, e depois torna-se a favor ao avanço.

Para o cálculo na força resultante no pedal, deve-se somar a força proveniente do cilindro mestre com a força da mola, e esta é determinada calculando-se a compressão que sofre através da análise da geometria do pedal (Figura 3.12).

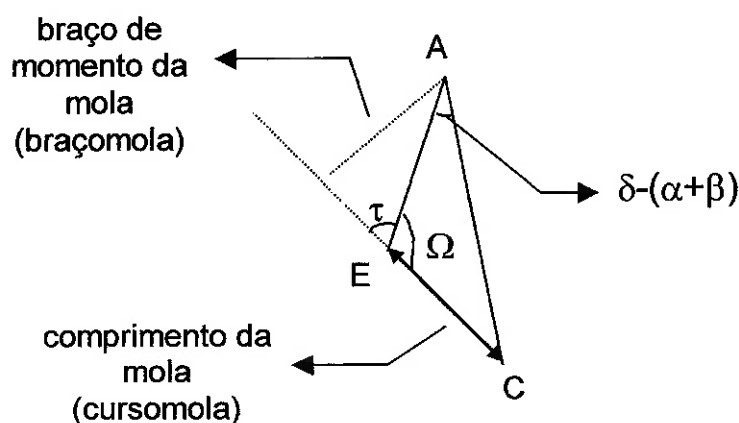


Figura 3.12 Geometria da mola no pedal

A mola está ente os pontos C e E (cursomola), somados aos batentes da mola geralmente utilizados. A mola aplica no pedal um momento pelo ponto C através do braço de alavancagem denominado braçomola.

Tem-se:

$$cursomola^2 = E^2 + C^2 - 2 \cdot E \cdot C \cdot \cos|\delta - (\alpha + \beta)|, \quad \text{pela lei dos}$$

co-senos no triângulo AEC

Esta equação também pode ser utilizada para quando $\delta < \alpha + \beta$, ou seja, a mola passou do ponto de inflexão.

Assim, o comprimento da mola (cmola) é:

$$cmola = cursomola - (batente superior + batente inferior)$$

Com o curso da mola calcula-se a sua força (F_{mola}):

$$F_{mola} = (L_0 - cmola) \cdot K, \text{ onde } L_0 \text{ é o comprimento em repouso e } K$$

é a constante elástica da mola.

Ainda analisando-se o triângulo AEC, determina-se o braço de momento da mola:

$$C^2 = E^2 + cursomola^2 - 2 \cdot E \cdot cursomola \cdot \cos(\Omega)$$

portanto

$$\Omega = \arccos \left[-\frac{C^2 - (E^2 + cursomola^2)}{2 \cdot E \cdot cursomola} \right]$$

$$\tau = \pi - \Omega$$

$$bracomola = E \cdot \sin(\tau)$$

e o momento da mola (M_{mola}) no pedal é:

$$M_{mola} = F_{mola} \cdot bracomola$$

Pelo equilíbrio de momentos do cilindro mestre e da mola, determina-se a força necessária no pedal (F_{pedal}):

$$M_{mola} + M_{cilindro.mestre} + M_{pedal} = 0$$

em que

$$M_{pedal} = F_{pedal} \cdot B$$

4 DESENVOLVIMENTO DO SOFTWARE

4.1 Introdução

Como apresentado previamente, o *software* simula o sistema de acionamento da embreagem, retornando as curvas de sistema do acionamento para posterior análise.

Esta simulação facilitará muito o desenvolvimento de novos projetos de acionamento de embreagem, pois permitirá um amplo estudo da contribuição de cada componente no resultado final de modo muito mais rápido e econômico.

Para o desenvolvimento do *software* será utilizado o programa MATLAB, principalmente pelo poder de processamento e pela capacidade de calcular interpolações, necessária principalmente na determinação dos valores de perda correspondentes a um certo deslocamento, como absorção e deformação, dos componentes do sistema.

4.2 Funcionamento

O *software* é composto de bibliotecas de componentes do sistema, como tipos de diafragmas, cilindros, tubulações, pedais e molas, permitindo inúmeras combinações de elementos a fim de se atingir um resultado aceitável. É possível também modificar características geométricas do pedal, caso necessário.

O funcionamento do *software* é primeiramente composto da seleção dos componentes, sendo depois executados os cálculos de acordo do diagrama de blocos apresentado na Figura 3.1.

Os cálculos são realizados pelo método de discretizações, em que analisa-se os estados resultantes por pequenos acréscimos de valores na variável principal (neste caso, o deslocamento).

Primeiramente adota-se um pequeno deslocamento ΔL no diafragma, e determina-se a sua força correspondente F pela curva característica do componente. Esta força e deslocamento são transferidas para o próximo elemento do sistema obedecendo-se as equações apresentadas, sendo acrescentadas as perdas em cada etapa, até chegar ao cilindro mestre. No cilindro mestre verifica-se a posição do pedal correspondente ao deslocamento do cilindro, e assim calcula-se a força da mola auxiliar, para finalmente determinar-se a força correspondente no pedal necessária para deslocar o diafragma na condição inicial aos cálculos.

Assim, vai acrescentando-se um deslocamento ΔL no diafragma até chegar ao curso final deste. Quando tal, apresenta-se as curvas do sistema.

4.3 Bibliotecas

As bibliotecas dos componentes são arquivos de texto do tipo *.M (MATLab), e armazenam os dados relevantes de cada tipo de componente.

Elas são as seguintes:

- platôs (diafragmas)
- garfos
- cilindros auxiliares

- tubulações
- cilindros mestres
- pedais

A biblioteca dos platôs é padronizada como:

```
% arquivo de força por curso de plato
% tipo diametro 362 com acionamento 10mm
% x: curso de acionamento do plato (mm)
% y: força de acionamento (N)

function [xida,yida,xvolta,yvolta]=plato
xida=[0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 12.5];
yida=[0 1109 2021 2511 2453 2394 2335 2296 2266 2266 2286 2345 2433 2492];
xvolta=[0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 12.5];
yvolta=[0 932 1874 2433 2394 2325 2256 2188 2148 2119 2119 2148 2237 2482];
end
```

A biblioteca dos garfos é padronizada como:

```
% arquivo de deformacao de garfo
% tipo
% x: força aplicada (N)
% y: deformacao do garfo (mm)
% a: comprimento do braco de alavanca do lado do cilindro (mm)
% b: comprimento do braco de alavanca do lado do plato (mm)
% ni: rendimento de força na rotacao (<=1)

function [x,y,a,b,ni]=garfo
x=[0 7000];
y=[0 2];
a=139;
b=90;
ni=1;
end
```

A biblioteca dos cilindro é padronizada como:

```
% arquivo de perda do cilindro mestre
% tipo diametro 20.64 mm
% x: pressão aplicada (bar)
% y: volume absorvido (cm^3)
% d: diâmetro interno do cilindro (mm)
% ni: rendimento de pressão no deslocamento (<=1)

function [x,y,d,ni]=cilmestr
x=[0 50];
y=[0 0];
d=20.64;
ni=0.9;
end
```

A biblioteca das tubulações é padronizada como:

```
% arquivo de absorcao de fluido por pressao
% tipo tecalon
% x: pressao (bar)
% y: absorcao (cm3/m)
% ni: rendimento de pressao (<=1)

function [x,y,ni]=tecalon
x=[0 10 20 30 40 50 60 70];
y=[0 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.6 0.7];
ni=1;
end
```

E a biblioteca dos pedais é padronizada como:

```
% arquivo da geometria do pedal
% tipo L1622
%alfainicial [mm]
%beta [graus]
%gama [graus]
%delta [graus]
%B [mm]
%C [mm]
%D [mm]
%E [mm]
%Lomola [mm]
%Kmola [kp/mm]
%batentesuperiormola [mm]
%batenteinferiormola [mm]

function
[alfainicial,beta,gama,delta,B,C,D,E,Lomola,Kmola,batentesuperiormola,batenteinferiormola]=pedal
alfainicial=46;
beta=15.5;
gama=32.5;
delta=68;
B=275;
C=129.2;
D=60;
E=50.5;
Lomola=53;
Kmola=20;
batentesuperiormola=14.5;
batenteinferiormola=21.5;
end
```

4.4 Simulação

Executou-se um teste inicial para um sistema já existente a fim de comparação entre o resultado do simulador e o real (Figuras 4.1 e 4.2).

Os elementos do sistema são:

- pedal: do veículo L1622 (caminhão Mercedes-Benz de linha);
- cilindro mestre: diâmetro 20,64 mm;
- tubulação: Tecalon, de 2 m.
- cilindro auxiliar: diâmetro 37,95 mm;
- garfo: 139x90 mm;
- platô: Sachs diâmetro 362 mm;

No MATLAB, ao executar-se o arquivo do programa da simulação obtém-se o seguinte resultado:

Programa de simulacao de acionamento de embreagem.

Arquivos de PLATÔS disponiveis:
 . .. d362ac10.m d400ac10.m teste2.m
 Digite o nome do platô a ser utilizado:d362ac10

Arquivos de GARFOS disponiveis:
 . .. semgarfo.m 139x90.m
 Digite o nome do garfo a ser utilizado:139x90

Arquivos de CILINDROS AUXILIARES disponiveis:
 . .. cscnovo.m cscusado.m d3795.m
 Digite o nome do cilindro auxiliar a ser utilizado:d3795

Arquivos de TUBULACÃO disponiveis:
 . .. tecalon.m
 Digite o nome da tubulação a ser utilizada:tecalon
 Digite o comprimento da tubulação [m]:2

Arquivos de CILINDROS MESTRES disponiveis:
 . .. d2064.m teste1.m
 Digite o nome do cilindro mestre a ser utilizado:d2064

Ou seja, o programa apresenta as bibliotecas previamente armazenadas dos componentes do sistema, sendo necessário apenas digitar as desejadas.

A seguir apresenta-se as curvas obtidas pela simulação.

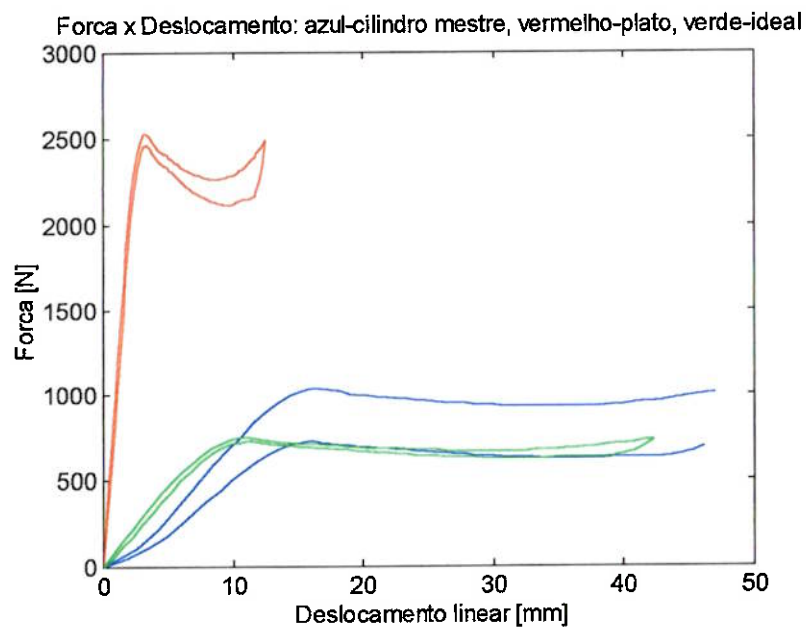


Figura 4.1 Curva do diafragma

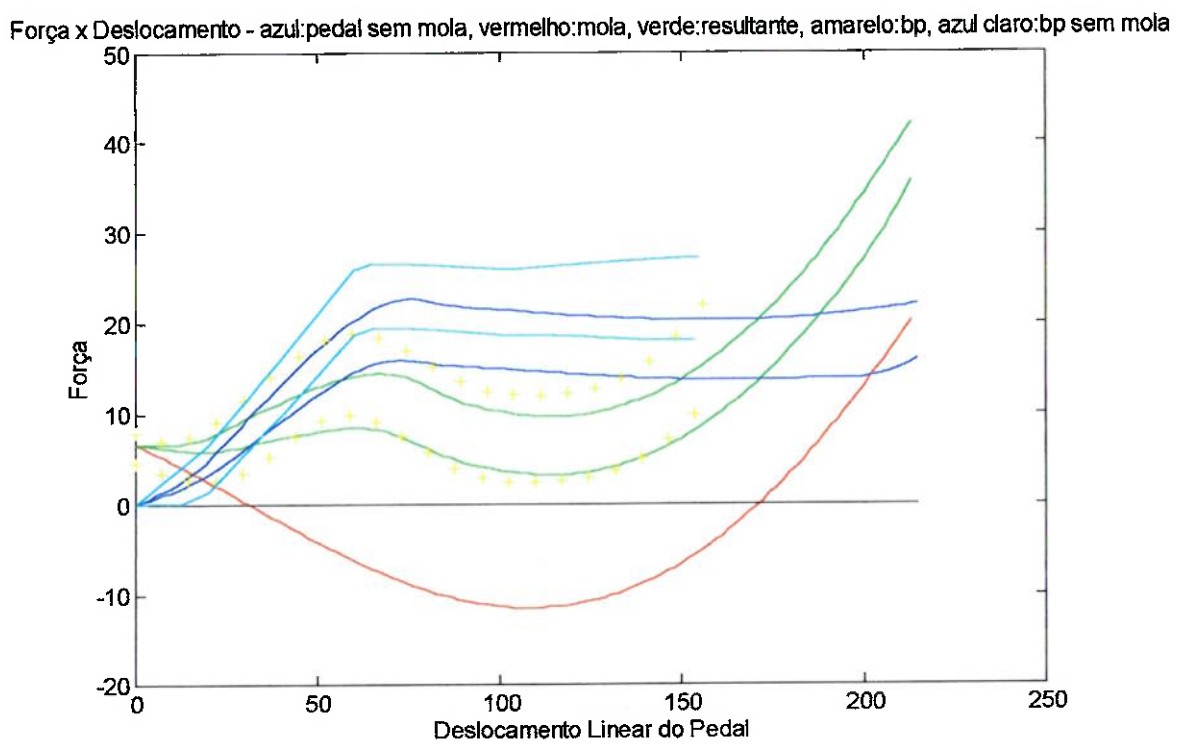


Figura 4.2 Curva de sistema

Na Figura 4.1 apresenta-se a curva do diafragma (vermelho) e as curvas resultantes no cilindro mestre, sendo a azul considerando-se as perdas e a verde no caso ideal. Verifica-se que as perdas ao longo do sistema de acionamento contribuem em muito para a modificação da curva, elevando principalmente a histerese entre as de avanço e de retorno.

Na Figura 4.2 apresenta-se a curva de sistema calculado no simulador (verde) e a real medida em banco de provas (amarelo). Verifica-se que apresentam o mesmo comportamento, embora com valores de força diferentes. Isto se deve principalmente pelo fato de as bibliotecas dos componentes do sistema não estarem totalmente desenvolvidas, sendo necessária um melhor refinamento nos valores adotados como rendimentos e deformações.

Outra curva importante é a da mola (vermelho), em que observa-se claramente o ponto de inflexão quando a força muda de sinal. Verifica-se também que a curva de sistema é resultado da soma da curva do cilindro mestre (azul) com a da mola.

Analisando-se os resultados preliminares do *software* verifica-se principalmente a facilidade de uso. Observa-se também que a curva obtida na simulação aproxima-se bem da real, sendo necessário ainda ajustes, principalmente nos parâmetros das bibliotecas dos componentes do sistema. Assim percebe-se que o bom funcionamento do programa depende da qualidade das informações das bibliotecas.

4.5 Levantamento dos Dados Experimentais

Os dados experimentais apresentados anteriormente, como as curvas das bibliotecas dos componentes do sistema e as curvas finais, foram obtidas em experimentos executados nos laboratórios da Mercedes-Benz do Brasil.

Tais levantamentos de dados experimentais foram feitos em bancos de provas juntamente das pessoas responsáveis.

Para o banco de provas de pedal (Figura 1.1), primeiramente monta-se um sistema completo de acionamento previamente selecionado (incluindo-se pedal, circuito hidráulico e platô/disco) para então ser instrumentado. Os esforços de acionamento são aquisitados por um transdutor de força do tipo *strain-gauge* adaptado para ser acoplado ao pedal. Os deslocamentos do pedal e do platô/disco de embreagem são aquisitados por transdutores de curso lineares. A pressão no circuito hidráulico é aquisitado por um transdutor de pressão do tipo *strain-gauge*. Todos estes sinais são lidos por um condicionador de sinais com 8 canais previamente calibrados para cada transdutor e gravados em um microcomputador.

Quando terminada a montagem, aciona-se o pedal até o fim de curso diversas vezes de modo como um motorista normal faria (velocidade moderada) para “amaciá-lo” o sistema, removendo-se possíveis bolhas de ar do circuito hidráulico ou pequenas folgas. Então aquisitam-se os sinais para um acionamento completo do pedal.

Assim, para cada versão diferente de pedal uma nova aquisição é feita, sendo depois analisados de forma conveniente, geralmente através de gráficos.

Um melhor detalhamento dos equipamentos utilizados - como modelos, taxa de aquisição, faixa de operação - do banco de provas e do procedimento experimental não podem ser descritos pois o processo é restrito da Mercedes-Benz, já que o desenvolvimento deste processo é de sua autoria.

5 APLICAÇÃO DO SOFTWARE

5.1 Introdução

Para verificar a funcionalidade do *software* de simulação de acionamento de embreagem, este será utilizado no desenvolvimento de um novo sistema de embreagem real a ser aplicado na nova família de veículos leves da Mercedes-Benz, a LTC (*light truck concept*), que atualmente está na fase de testes (Figura 5.1). Nesta etapa do projeto de veículos, os seus componentes previamente projetados e manufaturados como protótipos são testados e analisados, verificando a funcionalidade e corrigindo eventuais problemas.



Figura 5.1 Veículo leve LTC

No caso da embreagem, já conhece-se os componentes do sistema de acionamento, como o diafragma e os cilindros mestre e auxiliar, pois foram previamente definidos pelo time de projetos. O diafragma é selecionado de acordo do torque fornecido pelo motor, pois é do valor do torque máximo que o diafragma é dimensionado. Os cilindros serão os mesmos utilizados atualmente pela linha de veículos leves em série.

O componente novo do sistema é o pedal, cujo projeto é de concepção diferenciada devido a limitantes de espaço no interior da cabina, principalmente por este novo veículo apresentar uma cabina avançada totalmente fechada (frente sem capô), reduzindo o espaço disponível e impossibilitando o acesso do sistema de embreagem pela parte da frente do veículo. Assim, todo o conjunto do pedal (cilindro mestre, mola e reservatório de óleo) foi deslocado para cima do pedal de acionamento, em que tipicamente é posicionado à frente do pedal (Figura 3.10).



Figura 5.2 Pedal novo

Observa-se na Figura 5.2 que o cilindro mestre encontra-se acima do pedal e a mola auxiliar está posicionada mais horizontalmente.

O cilindro auxiliar e o garfo foram substituídos por um novo componente denominado CSC (*concentric slave cylinder*), que consiste de um cilindro hidráulico montado diretamente no eixo de entrada do câmbio, assim atua diretamente no diafragma da embreagem sem a necessidade de uma

alavanca. O CSC apresenta como vantagens a redução de componentes no sistema de acionamento.

A tubulação também é nova, apresentando uma malha externa de aço para reduzir a absorção. Como atualmente não tem-se disponível a curva de absorção desta tubulação, será considerado nos cálculos do programa o uso do tubo atualmente aplicado, mas com comprimento menor para compensar esta redução.

Assim, os componentes apresentados inicialmente no projeto são (sem estudo prévio):

- pedal: projeto totalmente novo, com mola auxiliar a ser definida;
- cilindro mestre: diâmetro 20,64 mm, atualmente em uso nos veículos leves de série;
- tubulação: nova tubulação de malha de aço, com reduzida absorção;
- cilindro auxiliar e garfo: substituídos pelo CSC;
- diafragma da embreagem: diâmetro 362 mm, atualmente em uso nos veículos leves de série;
- mola: comprimento livre 85 mm, constante elástica 3,6 kgf/mm, batente superior 20 mm, batente inferior 30 mm;

Como a tubulação utilizada ainda não foi modelada, para os cálculos foi adotado um comprimento de 0,5 m do tubo padrão (tecalon), para representar a reduzida absorção.

5.2 Atualização do Software

O *software* foi implementado a fim de tornar-se mais intuitiva e detalhada a análise dos seus resultados, assim foram acrescentadas novas curvas que representam melhor o comportamento do sistema.

A curva mais importante é a que apresenta o comportamento da mola auxiliar, ponto chave no desenvolvimento de um novo sistema. Através desta curva é possível verificar a efetividade da atuação da mola no resultado final, como quanto a mola fica comprimida ao longo do acionamento do pedal, a sua força resultante, a variação do braço de momento desta força e ponto de inversão de atuação. Estes fatores auxiliam muito o projetista a selecionar uma nova mola e até mesmo a observar se o posicionamento da mola é o mais adequado.

Outras curvas importantes que foram acrescentadas são as que apresentam a contribuição de cada componente nas perdas ao longo do acionamento, podendo verificar-se quais são os mais elementos críticos.

Também foram acrescentadas as curvas do curso do platô em função do curso do pedal, importante para se analisar se o curso total do pedal é suficiente para mover o platô de forma a desacoplar a embreagem, e a da pressão hidráulica da tubulação ao longo do deslocamento do pedal.

No fim da execução do programa foi incrementado um resumo dos componentes selecionados para a análise, facilitando a visualização e identificação futuras.

Além disso, a modelagem do sistema foi melhorada ao acrescentar-se um coeficiente de eficiência de atuação da mola, que representa a histerese desta ao longo do retorno do pedal.

5.3 Modelagem do Pedal

O pedal foi modelado de acordo do padrão apresentado anteriormente, seguindo as coordenadas polares. Deve-se lembrar que os pontos de fixação da mola no pedal e o ponto de atuação do cilindro mestre estão em posições incomuns, porém não modificam a modelagem.

As dimensões do pedal na modelagem são (de acordo com as coordenadas normalizadas para a modelagem):

```
alfainicial=38;
beta=-23;
gama=149;
delta=17;
B=359;
C=78;
D=90;
E=200;
```

5.4 Resultados

Os resultados obtidos são:

Entradas no programa:

```
*****
*
*  PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE ACIONAMENTO DE EMBREAGEM  *
*
*****
```

Arquivos de PLATÔS disponíveis:

. .. d362ac10.m d400ac10.m teste2.m

Digite o nome do platô a ser utilizado:d362ac10

Arquivos de GARFOS disponíveis:

. .. rel109.m semgarfo.m teste1.m

Digite o nome do garfo a ser utilizado:semgarfo

Arquivos de CILINDROS AUXILIARES disponíveis:

. .. cscnovo.m d2064.m d2381.m teste1.m

. .. cscusado.m d2222.m d3801.m

Digite o nome do cilindro auxiliar a ser utilizado:cscnovo

Arquivos de TUBULACÃO disponíveis:

. .. tecalon.m

Digite o nome da tubulação a ser utilizada:tecalon

Digite o comprimento da tubulação [m]:0.5

Arquivos de CILINDROS MESTRES disponiveis:

.. d2064.m d2222.m d2381.m d3801.m teste1.m

Digite o nome do cilindro mestre a ser utilizado:d2064

Arquivos de PEDAIS disponiveis:

.. l1620.m ltc.m tipo1.m

Digite o nome do pedal a ser utilizado:ltc

Digite o comprimento em repouso da mola L_0 [mm]:85

Digite a constante elástica da mola [kgf/mm]:3.6

Digite o batente superior da mola [mm]:20

Digite o batente inferior da mola [mm]:30

pedal:

ltc

plato:

d362ac10

garfo:

semgarfo

cilindro auxiliar:

cscnovo

tubulacao:

tecalon

cilindro mestre:

d2064

mola:

K mola [kp/mm]:

3.6000

L_0 mola [mm]:

85

batente superior [mm]:

20

batente inferior [mm]:

30

** FIM **

Resultados:

Força x Deslocamento - azul:pedal sem mola, vermelho:mola, verde:resultante

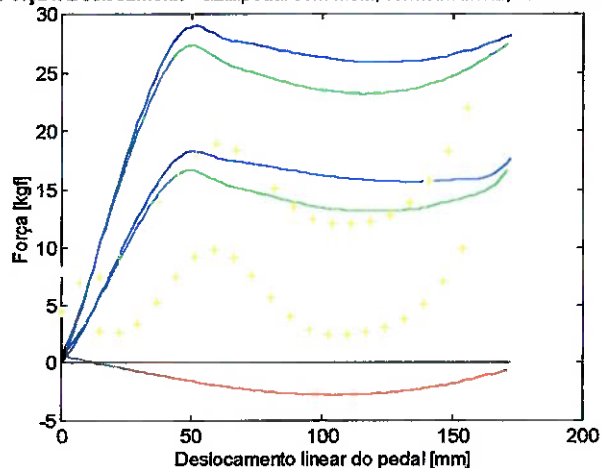


Figura 5.3 Curva de sistema

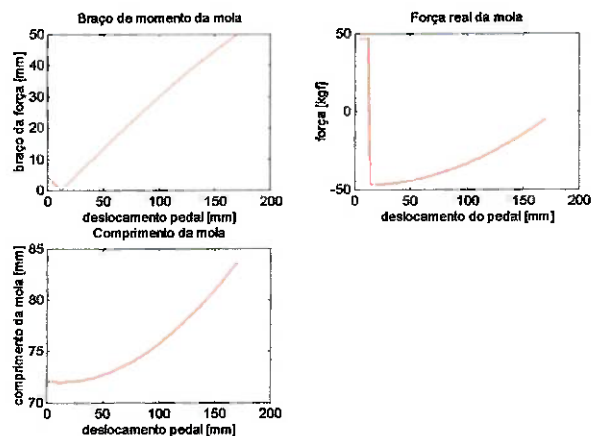


Figura 5.4 Curvas da mola

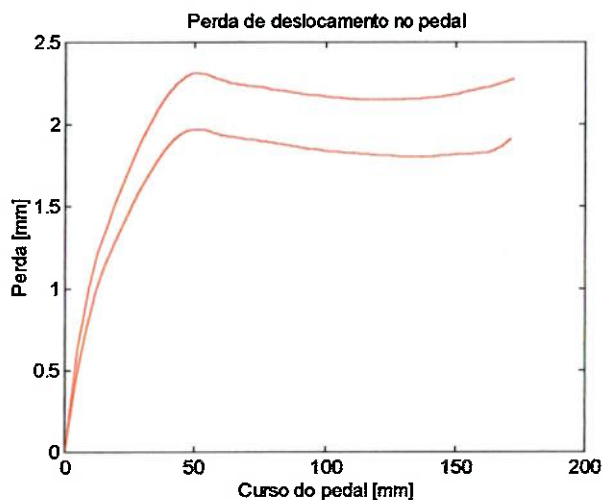


Figura 5.5 Curva de perdas

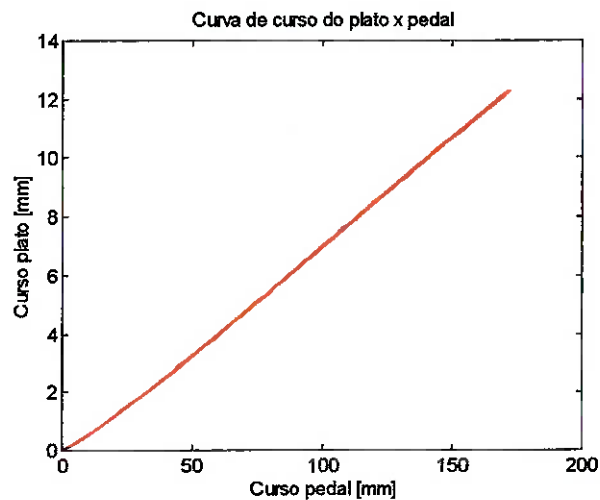


Figura 5.6 Curva de curso do pedal

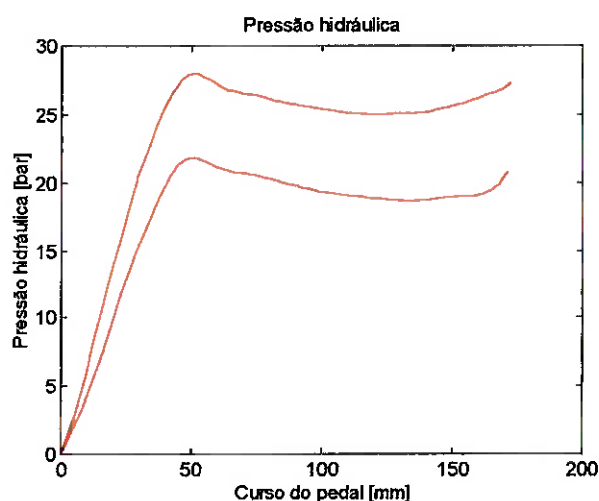


Figura 5.7 Curva de pressão

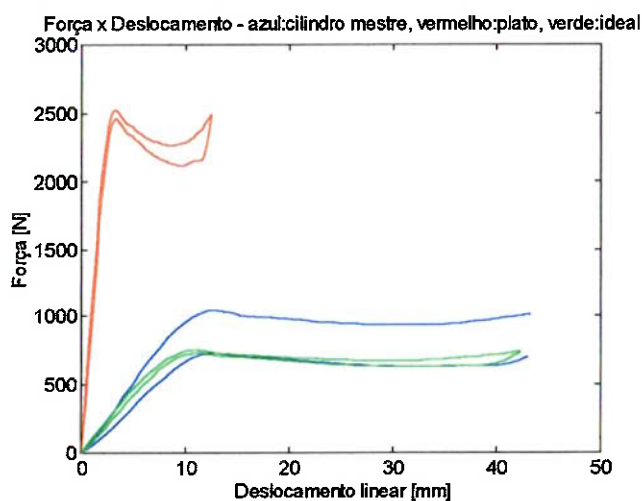


Figura 5.8 Curva do platô

Observa-se na curva de sistema (Figura 5.3) que a curva resultante do acionamento do pedal da embreagem é inaceitável por apresentar um esforço muito elevado, em torno de 28 kgf, enquanto o valor máximo permitido é de 22 kgf para apresentar um acionamento confortável. Isto pode ser explicado ao analisar-se a curva da força que a mola auxiliar atua, que é de valor muito reduzido (o extremo não atinge 3 kgf), assim a mola praticamente não auxilia

no acionamento. Este problema pode ser corrigido selecionando-se uma mola com constante elástica maior.

Outro grave problema é o ponto de inflexão da atuação da mola, como observa-se na Figura 5.4, que ocorre muito próximo ao ponto de repouso do pedal. Isto é inadequado pois a mola praticamente não atua como uma restrição ao deslocamento inicial do pedal, fator desejável para evitar eventuais acionamentos acidentais. Este problema ocorreu pelo projeto do pedal ser totalmente novo e atípico, como explicado anteriormente, mas pode ser corrigido reposicionando o *layout* estrutural, como por exemplo deslocando o ponto de fixação da mola no pedal (ponto C) mais para cima.

Na figura 5.5 fica evidenciada a importância da modelagem do sistema de acionamento considerando-se os fatores dissipativos de cada componente, pois verifica-se que ocorre uma perda de deslocamento do platô de aproximadamente 2,3 mm, para um deslocamento máximo de 12 mm, ou seja, 20% de todo o deslocamento executado no pedal é perdido ao longo do sistema até chegar ao platô.

Na figura 5.6 verifica-se que o deslocamento do pedal é suficiente para desacoplar a embreagem, que é de 10 mm (para o modelo de platô utilizado), mas adota-se o valor mínimo 12 mm, considerando um fator de segurança que representa o desgaste do disco ao longo de sua utilização.

Assim, conclui-se que o estado atual do pedal é inaceitável para os padrões da Mercedes-Benz, sendo necessária a aplicação de correções como uma melhor seleção da mola auxiliar e talvez modificações no *layout* do pedal.

5.5 Atualização do Pedal

Como verificado anteriormente nas simulações executadas no programa desenvolvido, o estado atual do pedal de acionamento de embreagem do veículo novo da Mercedes-Benz resultava em esforços insatisfatórios para os padrões da área de desenvolvimento, assim foi necessário o desenvolvimento de um sistema atualizado, modificando-se o *layout* do pedal e selecionando-se uma mola mais adequada. Através de diferentes tentativas chegou-se a estas características:

- pedal com modificação no ponto de fixação da mola, passando de 78 para 90 mm (ponto C, pela modelagem do pedal);
- mola com constante de 9,6 kgf/mm, comprimento livre de 76,3 mm, batente superior de 8,5 mm e batente inferior de 40 mm;

Também decidiu-se aplicar um platô novo cuja curva de esforço é significativamente menor que a curva de esforço do platô utilizado em série, a fim de reduzir-se ainda mais o esforço de acionamento da embreagem. As curvas comparativas estão na Figura 5.9.

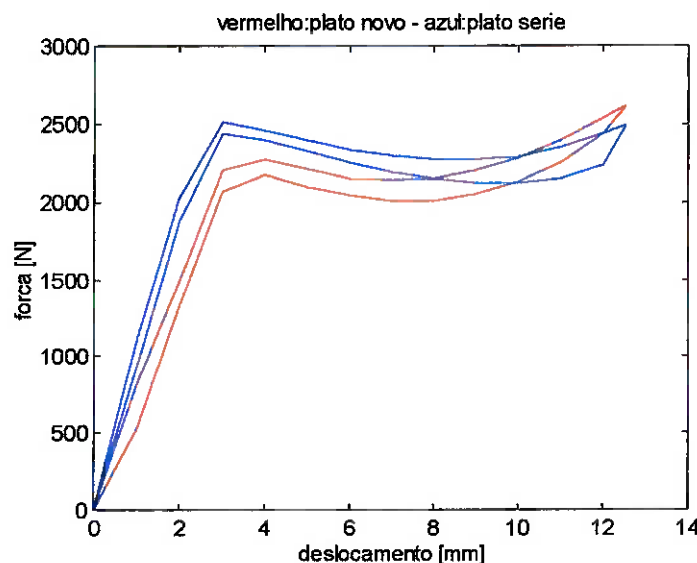


Figura 5.9 Curvas comparativas de platôs

Observa-se que o novo platô apresenta um esforço no ponto de inflexão 200 N menor que o platô série.

Assim, executando-se o programa de simulação com as modificações citadas obteve-se:

```
*****
*                                     *
*  PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE ACIONAMENTO DE EMBREAGEM  *
*                                     *
*****
```

Arquivos de PLATÔS disponíveis:

```
.      d362ac10.m d400ac10.m teste2.m
..     d362novo.m graf.m
```

Digite o nome do platô a ser utilizado:d362novo

Arquivos de GARFOS disponíveis:

```
.      ..      rel109.m  semgarfo.m teste1.m
```

Digite o nome do garfo a ser utilizado:semgarfo

Arquivos de CILINDROS AUXILIARES disponíveis:

```
.      cscnovo.m d2064.m  d2381.m  teste1.m
..     cscusado.m d2222.m  d3801.m
```

Digite o nome do cilindro auxiliar a ser utilizado:cscnovo

Arquivos de TUBULACÃO disponíveis:

```
.      ..      tecalon.m
```

Digite o nome da tubulação a ser utilizada:tecalon

Digite o comprimento da tubulação [m]:0.5

Arquivos de CILINDROS MESTRES disponíveis:

. .. d2064.m d2222.m d2381.m d3801.m teste1.m

Digite o nome do cilindro mestre a ser utilizado:d2064

Arquivos de PEDAIS disponiveis:

. .. l1620.m ltc.m ltcnovo.m tipo1.m

Digite o nome do pedal a ser utilizado:ltcnovo

Digite o comprimento em repouso da mola Lo [mm]:76.3

Digite a constante elástica da mola [kgf/mm]:9.6

Digite o batente superior da mola [mm]:8.5

Digite o batente inferior da mola [mm]:40

```

pedal:
ltcnovo
plato:
d362novo
garfo:
semgarfo
cilindro auxiliar:
cscnovo
tubulacao:
tecalon
cilindro mestre:
d2064
mola:
K mola [kp/mm]:
  9.6000

Lo mola [mm]:
  76.3000

batente superior [mm]:
  8.5000

batente inferior [mm]:
  40
    
```

**** FIM ****

Força x Deslocamento - azul:pedal sem mola, vermelho:mola, verde:resultante

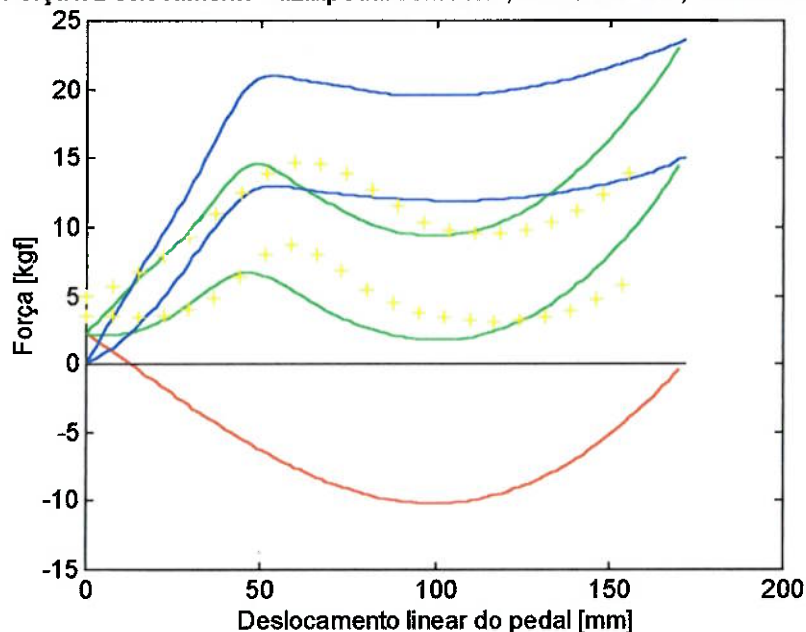


Figura 5.10 Resultado da simulação da versão atualizada

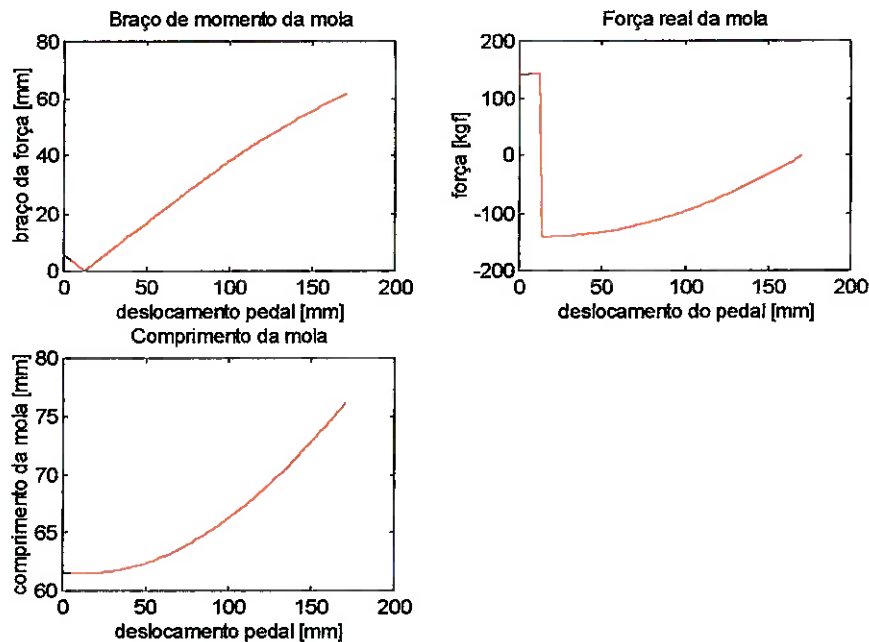


Figura 5.11 Curvas da mola atualizada

Para efeito de comparação dos resultados da simulação com o sistema real, foram medidos em banco de provas os valores dos esforços e

deslocamentos deste pedal atualizado, sendo que esta curva pode ser observada na Figura 5.10, em amarelo.

Analisando-se os resultados obtidos na simulação verifica-se que os esforços de acionamentos melhoraram muito, caindo de 27 kgf na versão anterior do pedal (Figura 5.3) para 15 kgf na versão atualizada (Figura 5.10, em verde). Isto se deve ao novo platô, que requer um menor esforço, e principalmente a ação da nova mola auxiliar selecionada, cuja força de atuação mudou de 3 kgf para 10 kgf.

Assim, estes resultados tornaram o pedal apto a ser utilizado nos novos veículos leves da Mercedes-Benz.

5.6 Análise do Programa de Simulação

Verifica-se na Figura 5.10 que as curvas obtidas na simulação (verde) e as obtidas em banco de provas (amarelo) são muito parecidas, pois caracterizam uma mesma forma de curva com valores extremos de esforços similares (pontos de inflexão). Isto comprova a validade do programa de simulação para aplicações em novos projetos.

Um ponto a ser destacado é que no programa de simulação não foi considerada a histerese da mola auxiliar, assim as curvas de retorno do pedal (pontilhado) apresentam uma maior discrepância em relação à curva real, mas nada muito significativo.

6 CONCLUSÃO DO PROJETO

Ficou provado que o programa de simulação de acionamento de embreagem facilita muito no desenvolvimento de novos projetos, principalmente quando ainda não se tem um protótipo funcional em que pode-se verificar as características do projeto em banco de provas.

Assim, com o programa reduz-se o tempo gasto na simulação em banco de provas pois é possível testar-se inúmeras versões apenas pelo computador, ficando só a etapa de refinamento para o modelo real.

Para posterior melhoria do programa pode-se desenvolver uma nova interface usuário-programa, a fim de se facilitar a utilização deste, como por exemplo um módulo gráfico mais amigável onde pode-se visualizar os componentes selecionados, não dependendo do usuário saber utilizar o programa MATLAB. Além disso, os resultados poderiam indicar os pontos críticos nas curvas de esforços e deslocamentos, como valores excessivos.

Outro ponto que pode ser implementado é uma função que automaticamente combina diferentes modelos do mesmo componente, como os diferentes tamanhos de cilindros, e retorna quais apresentam os melhores resultados, poupando tempo para o usuário verificar cada possibilidade manualmente.

Mas o principal desenvolvimento fica para a inclusão do modelo de novos componentes do sistema de acionamento de embreagem, como as curvas de outros platôs, cilindros e tubulações, já que o bom funcionamento do programa depende da qualidade destes.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SHAVER, R. **Manual Transmission Clutch Systems**. SAE Automotive Engineers, Inc. 1997.
- [2] CROUSE, W. H.; ANGLIN, D. L. **Automotive Mechanics**. 10.ed. New York, McGraw-Hill, 1993.
- [3] VALEO SISTEMAS AUTOMOTIVOS LTDA. **Embreagem**: módulo de formação. Campinas.
- [4] YAMAMOTO, M. K. **Programa de Simulação de Esforço de Embreagem**. São Bernardo do Campo, 1999. (Relatório Técnico Mercedes-Benz do Brasil, 8).
- [5] KUAE, L. K. N. et. Al. **Diretrizes para Apresentação de Dissertações e Teses**. São Paulo, 1991.
- [6] BAZZO, W. A.; PEREIRA, L. T. V. **Introdução à Engenharia**. 3.ed. Florianópolis, Editora da UFSC, 1993.
- [7] VALEO SISTEMAS AUTOMOTIVOS LTDA. **Embraigem Veículo Pesado Industrial**: módulo de formação embraiagens. Buenos Aires.
- [8] HANSELMAN, D.; LITTLEFIELD, B. **MATLAB 5 – Guia do Usuário**. São Paulo, Makron Books, 1997.