

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

WAGNER MATOS SANTOS

SISTEMA DE ACIONAMENTO DE EMBREAGEM HIDRÁULICO PARA  
CAMINHÕES LEVES

São Bernardo do Campo

2006

WAGNER MATOS SANTOS

SISTEMA DE ACIONAMENTO DE EMBREAGEM HIDRÁULICO PARA  
CAMINHÕES LEVES

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
INSTITUTO DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

Dissertação apresentada ao  
Departamento de Engenharia Automotiva  
da Universidade de São Paulo para a  
obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Automotiva

São Bernardo do Campo

2006

WAGNER MATOS SANTOS

SISTEMA DE ACIONAMENTO DE EMBREAGEM HIDRÁULICO PARA  
CAMINHÕES LEVES

Dissertação apresentada ao  
Departamento de Engenharia Automotiva  
da Universidade de São Paulo para a  
obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Automotiva

Área de Concentração:  
Engenharia Automotiva

Orientador:

Prof. Doutor Álvaro Costa Neto

São Bernardo do Campo

2006

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à Letícia, minha esposa.

## RESUMO

SANTOS, W. M., **Sistema de acionamento de embreagem hidráulico para caminhões leves**. Dissertação (Mestrado), São Paulo, Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva, Universidade de São Paulo, 2006.

O sistema de acionamento da embreagem está diretamente relacionado com conforto e ergonomia do veículo. Segundo Shaver (1997) quando se fala em veículos de passeio e caminhões leves, um acionamento de embreagem pode ser considerado leve se for menor do que 10 kgf e, pesado, se for maior do que 13 kgf. Segundo SICE (2006), considera-se aceitável esforço de até 17 kgf para acionamento ônibus urbanos, também aplicável a caminhões leves. O trabalho alerta para os principais cuidados a serem tomados durante o desenvolvimento de um sistema de acionamento de embreagem, de modo que este seja confortável para o motorista, trabalhe em baixa pressão e possa manter funcionalidade durante toda a vida útil do conjunto platô e disco. Além disso, são detalhados cálculos dimensionais importantes para aumentar a vida útil do cilindro mestre. A importância e utilidade da mola auxiliar no pedal de embreagem também é ponto de discussão e é fator decisivo na relação entre o custo do produto e o conforto do sistema de atuação.

Palavras – Chave: Embreagem. Acionamento Hidráulico. Durabilidade.

## ABSTRACT

SANTOS, W. M., **Hydraulic clutch actuation system for light trucks**. São Paulo, Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva, Universidade de São Paulo, 2006.

The clutch actuation system is directly linked to vehicle easy of operation and ergonomics. Shaver, 1997 says that a comfortable pedal force for Passenger cars is considered light when it is under 10 kgf and hard if over 13 kgf. SICE (2006) consider acceptable for light trucks and urban busses efforts about 17kgf. This study shows special cares to be taken during the development of a clutch actuation system concerning driver comfort, system pressure and components functionality during disc and cover assembly whole life. There are also important dimensional calculation of pedal lever to maximize master cylinder life. The auxiliary pedal spring characteristics are also explored. The use of this component can be a compromise between actuation system cost and comfort of operation.

Keywords: Clutch. Hydraulic Actuation. Durability.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Posição sugerida para o pedal de embreagem (FONTANA, 2004).....	12
Figura 2: Sistema de embreagem (MOMISSO,2004).....	19
Figura 3: Embreagem acoplada .....	20
Figura 4: Embreagem desacoplada .....	20
Figura 5: Detalhe da embreagem montada (SHAEFFLER, 2003).....	20
Figura 6: Tipos de platô convencionais .....	22
Figura 7: Comparativo entre embreagem puxada e empurrada.....	22
Figura 8: Transmissão de força em um sistema de embreagem (SHAVER, 1997)...	23
Figura 9: Variante de mecanismo para platô auto ajustável (VALEO, 2004).....	25
Figura 10: Acionamento de embreagem por tirante (NOTÍCIAS, 2003). .....	26
Figura 11: Acionamento de embreagem por cabo (NOTÍCIAS, 2003). .....	26
Figura 12: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento .....	27
Figura 13: Acionamento hidráulico com CSC.....	28
Figura 14: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento e auxílio pneumático.....	29
Figura 15: Acionamento hidráulico com CSC e auxílio pneumático .....	30
Figura 16: Bancada para teste de eficiência .....	31
Figura 17: Bancada para teste de durabilidade.....	32
Figura 18: Câmaras quente e fria.....	33
Figura 19: Tipos de haste de cilindros mestre.....	34
Figura 20: Variantes de alavanca pedal .....	36
Figura 21: Garfo travado – Verificação de elasticidade.....	38
Figura 22: Perda no garfo devido ao atrito .....	39
Figura 23: Variantes de componentes para sistema hidráulico .....	41
Figura 24: Bancada para verificação de perdas na linha hidráulica .....	41
Figura 25: Representação da bancada de perdas hidráulicas .....	42
Figura 26: Expansão volumétrica .....	43
Figura 27: Problemas relacionados à pré-carga no rolamento de embreagem.....	44
Figura 28: Curva da mola do cilindro auxiliar .....	45
Figura 29: Mola do CSC para pré-carga de rolamento.....	46
Figura 30: Curso do cilindro auxiliar .....	47

Figura 31: Deslocamento da mola membrana (SCHAEFFLER, 2006).....	47
Figura 32: Efeito da falta de curso nos sincronizadores do câmbio .....	48
Figura 33: Quebra de mola membrana devido ao excesso de curso .....	49
Figura 34: Relação total .....	49
Figura 35: Conjunto pedal de embreagem em estudo .....	53
Figura 36: Dados para determinação da alavanca de acionamento do cilindro mestre .....	54
Figura 37: Problemas causados por mau dimensionamento do pedal de embreagem .....	54
Figura 38: Determinação de $\beta$ .....	55
Figura 39: Determinação do curso de acionamento .....	56
Figura 40: Determinação de forças no acionamento do cilindro mestre.....	58
Figura 41: Dados para definição da mola auxiliar do pedal.....	60
Figura 42: Coordenada global do sistema.....	61
Figura 43: Movimento da mola auxiliar.....	62
Figura 44: Determinação da relação entre os ângulos da mola de retorno .....	62
Figura 45: Forças na mola auxiliar .....	63
Figura 46: Parâmetros para definição da curva pedal.....	68

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Curva de acionamento sugerida para um pedal de embreagem .....	11
Gráfico 2: Curva de acionamento de um platô convencional .....	24
Gráfico 3: Comparativo entre embreagem convencional e auto ajustável (SCHAEFFLER, 2006) .....	25
Gráfico 4: Perda em esforço devido ao atrito no eixo do garfo.....	40
Gráfico 5: Curso do cilindro mestre x rolamento – Comparativo entre medição e cálculo .....	52
Gráfico 6: Ângulo da haste em função do curso do cilindro mestre .....	57
Gráfico 7: Curva de sistema – Comparativo entre medido e calculado .....	59
Gráfico 8: Curva da mola auxiliar .....	64
Gráfico 9: Curva pedal composta por sistema e mola auxiliar.....	66
Gráfico 10: Validação da curva pedal.....	67
Gráfico 11: Curva pedal inicial.....	69
Gráfico 12: Curva pedal com alavanca da mola maior .....	69
Gráfico 13: Curva pedal com alavanca da mola menor.....	70
Gráfico 14: Curva pedal com constante da mola maior.....	70
Gráfico 15: Curva pedal com constante da mola menor.....	71
Gráfico 16: Curva pedal com ponto de inversão maior.....	72
Gráfico 17: Curva pedal com ponto de inversão menor .....	72
Gráfico 18: Curva Pedal com maior expansão do sistema.....	73

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	10
1.1. VISÃO GERAL .....	10
1.2. MOTIVAÇÃO .....	13
1.3. OBJETIVOS .....	14
2. DESCRIÇÃO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM .....	15
2.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.2. REVISÃO TEÓRICA .....	18
<b>2.2.1. Platô e Disco Convencionais .....</b>	<b>20</b>
<b>2.2.2. Platô Auto Ajustável .....</b>	<b>24</b>
<b>2.2.3. Sistemas de Acionamento .....</b>	<b>25</b>
2.3. ENSAIOS .....	30
3. DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM .....	36
3.1. PERDAS ATRIBUÍDAS AOS COMPONENTES.....	36
<b>3.1.1. Alavancas .....</b>	<b>36</b>
<b>3.1.2. Linha Hidráulica .....</b>	<b>40</b>
3.2. PRÉ - CARGA NO ROLAMENTO.....	44
3.3. CURSO NO CILINDRO AUXILIAR .....	46
3.4. VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO .....	48
3.5. DETERMINAÇÃO DA ALAVANCA DE ACIONAMENTO.....	52
3.6. DETERMINAÇÃO DA CURVA DE SISTEMA.....	57
3.7. MOLA AUXILIAR.....	60
4. RESULTADOS E ANÁLISES.....	66
4.1. VALIDAÇÃO DO CÁLCULO .....	66
4.2. CALIBRAÇÃO DA CURVA .....	67
4.3. INFLUÊNCIA DA EXPANSÃO VOLUMÉTRICA NA CURVA PEDAL	73
5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	74
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	75

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. VISÃO GERAL

Uma das maiores preocupações nas montadoras de veículos atuais é o custo: direto, indireto ou após a venda. O projeto do veículo tem grande influência no primeiro e terceiro custos. A busca por soluções para diminuição do primeiro, muitas vezes agrava o terceiro que só é percebido após a venda de muitos veículos. A solução pode ser até mais cara do que o ganho que se obteve inicialmente.

Para evitar este tipo de inconveniência, um projeto deve ser feito com base em experiências já adquiridas, métodos de análise de riscos segundo Teixeira (2004) e testes confiáveis com o produto que entrará no mercado. Aqui se apresenta mais um problema que é a velocidade com que as mudanças são solicitadas atualmente. Lançamentos de novos veículos são cada vez mais frequentes. Um desenvolvimento que, há dez anos atrás, levava dois para ser concluído hoje é trabalho para seis meses ou menos. Este período pode ser ainda menor quando se trata de soluções para problemas após a venda do veículo.

Quando o assunto é relativo a componentes de desgaste como molas, amortecedores, sistema de freio e embreagem, o problema torna-se ainda mais crítico, pois depende diretamente do modo como o veículo é utilizado. Mesmo com testes severos e longos não é possível detectar todos os modos de falha que os componentes devem apresentar.

O conjunto platô, disco e rolamento, em veículos comerciais deve, por convenção, durar em torno de 100.000 km em uma operação urbana e 300.000 km em uma operação rodoviária. O sistema de acionamento da embreagem acompanha a mesma convenção, mas alguns componentes têm, normalmente, maior durabilidade.

Para sistemas de acionamento de embreagem compostos por simples relações hidráulicas e alavancas, uma mola auxiliar torna-se indispensável se for aplicado a veículos comerciais leves. Esta medida reduz a força pedal. A mola pode ser dispensada em veículos de passeio

A força máxima durante a atuação do pedal de embreagem é denominada de esforço de pedal. É função da força de acionamento do platô e relações do sistema de acionamento, incluindo o próprio pedal. Isto significa que para um veículo de maior potência ou maior carga, o esforço de pedal irá aumentar, pois há necessidade de maior carga no platô. Aumentar as relações do pedal pode diminuir o esforço, mas irá afetar no curso do pedal.

Segundo Shaver (1997), um pedal de embreagem confortável para veículos de passeio e comerciais leves, deve ter esforço variando entre 10kgf e 13 kgf. Em veículos comerciais, valores entre 15kgf e 18 kgf são aceitáveis. O conforto também está relacionado ao esforço durante o acionamento: curso, manutenção da carga de acionamento e retorno, picos de carga, etc. Idealmente, o acionamento do pedal de embreagem tem o aspecto ilustrado no Gráfico 1.

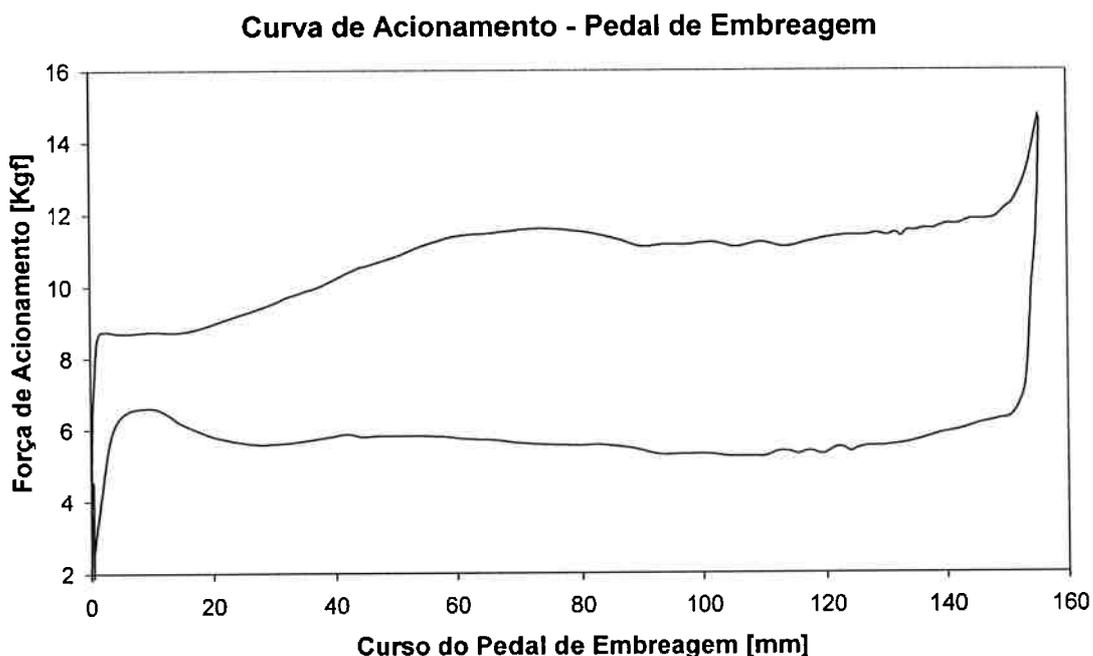


Gráfico 1: Curva de acionamento sugerida para um pedal de embreagem

A definição do pedal de embreagem é baseada nas limitações dimensionais e ergonômicas impostas ao veículo. As características ergonômicas básicas são: posição, esforço, distância até o piso do veículo e textura da placa do pedal.

O pedal de embreagem é projetado para ser operado pelo pé esquerdo do condutor e deveria estar idealmente, exatamente nesta linha em uma área a frente do operador e abaixo do painel de instrumentos, contudo, nestas condições, haveria pouco espaço para descansar o pé quando não atuando a embreagem. Portanto,

esta posição fica próxima à linha central do operador por volta de 80 mm deslocada para a esquerda.

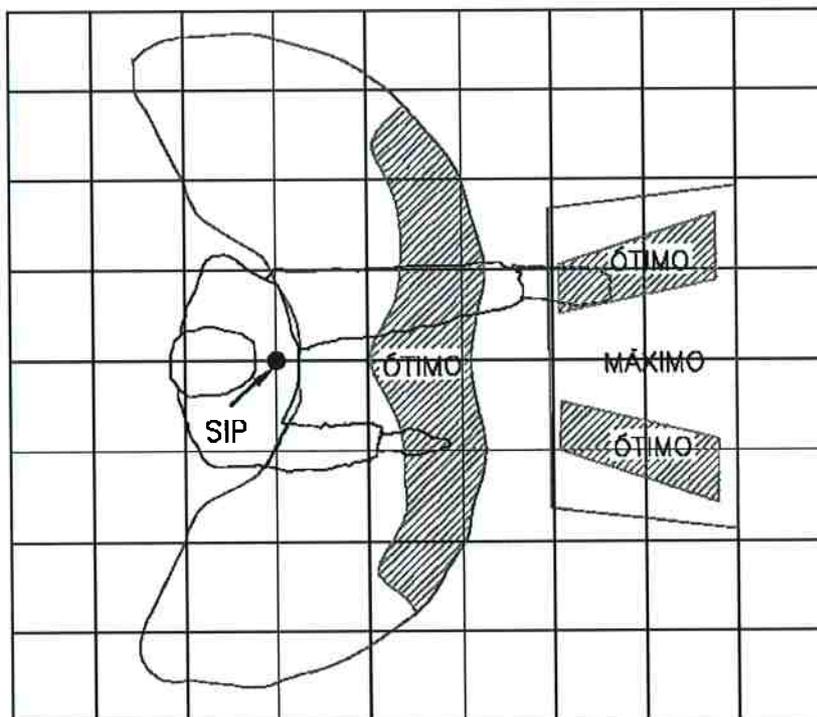


Figura 1: Posição sugerida para o pedal de embreagem (FONTANA, 2004)

A posição inicial do Pedal deve estar em uma altura onde o operador possa acioná-lo com o calcanhar apoiado no piso do veículo. A média de tamanho de um pé feminino está por volta de 150 mm. A placa do pedal deve ter 75mm x 75mm.

Além destas considerações também devem ser levados em conta o espaço disponível, o pedal de freio e um possível espaço para descanso do pé.

A distância que o pedal se desloca desde o batente superior até o inferior é conhecida como curso do pedal. Esta distância pode ser compensada pela regulagem longitudinal do banco do motorista, mas dados existentes de ergonomia apontam para um curso máximo de 175 mm em veículos de passeio. Este padrão também pode ser adotado para veículos comerciais, podendo ser um pouco maior em alguns casos.

Quanto ao curso do pedal de embreagem também pode-se destacar a reserva, o ponto de acoplamento e a região de modulação, determinados com o veículo ligado. A reserva é a distância entre o ponto onde a embreagem está totalmente desacoplada e o final do curso e é determinada durante o desacoplamento da embreagem, ou seja, no movimento descendente do pedal. O

ponto de acoplamento é o instante onde a embreagem é capaz de transmitir torque suficiente para iniciar o movimento do veículo e é determinado durante o acoplamento da embreagem, ou seja, no movimento ascendente do pedal.

Segundo Shaver (1997), a reserva do pedal deve ter, pelo menos, 25 mm até o fim do curso. Para veículos comerciais, este ponto deve ser distante de 20% a 25% do curso até o batente inferior. A não correta determinação do ponto de reserva irá forçar o condutor a acionar o pedal até o final. Este procedimento não é usual, portanto causará arranhamento, alto esforço no engate das marchas e desgaste de sincronização.

O ponto de acoplamento deve estar por volta de um terço do curso do pedal a partir do batente inferior. A região de modulação começa neste ponto e vai até próximo do batente inferior do pedal. Esta distância restante é o fator de segurança da embreagem. Nesta região a embreagem está totalmente acoplada, ou seja, velocidade do virabrequim é igual a do eixo piloto do câmbio.

## 1.2. MOTIVAÇÃO

A idéia do trabalho surgiu com a necessidade de aumentar a durabilidade dos componentes do acionamento de embreagem, de modo a reduzir custos com garantia e gerar um produto de maior durabilidade e satisfação para o cliente.

Atrelado a isto, a constante luta pela redução de custos dos produtos, também motivou a realização do trabalho no que diz respeito à aplicabilidade de seus recursos a veículos de maior porte que utilizam atualmente sistemas de acionamento com auxílio pneumático de alto custo.

A necessidade de diminuição no tempo dos testes de eficiência também foi fator determinante para a confecção deste trabalho que contou, inclusive, com dados colhidos em anos de medições reunidos em um único programa que pôde extrapolar os dados para novas situações.

Finalmente, a realização do Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva aliada às necessidades da empresa citadas foi decisiva para a concepção deste trabalho.

### 1.3. OBJETIVOS

Será realizado um breve histórico com base nas referências consultadas de modo a buscar uma visão mais ampla do tema em discussão.

O sistema de acionamento hidráulico, platô e disco de embreagem serão abordados de modo a detalhar os subsistemas destacando vantagens e desvantagens de itens como platôs convencionais e auto-ajustáveis, acionamento com e sem auxílio pneumático, facilidade de manutenção e flexibilidade de projeto. Serão, ainda, descritos ensaios funcionais e testes de durabilidade que devem ser realizados para a validação do sistema de embreagem.

O dimensionamento de um sistema de acionamento será detalhado destacando as perdas devido ao atrito e à expansão volumétrica. Parâmetros conceituais como pré-carga no rolamento e determinação de curso de acionamento também serão demonstrados, além de limitações dimensionais, tais como comprimento de alavanca de acionamento e curso de cilindros e pedal. Serão destacados os principais cuidados no projeto para minimizar o esforço de acionamento do pedal e aumentar durabilidade dos componentes.

A aplicação de mola auxiliar a sistemas de acionamento hidráulico também será explorada, de modo a destacar os principais benefícios e possíveis aplicações. Sua função será demonstrada no que diz respeito à relação com a determinação da curva pedal que compreende os esforços providos do sistema e o auxílio da mola.

O trabalho objetiva a confecção de um cálculo de curva pedal que represente a curva real. O cálculo será validado com medições objetivas obtidas com o testes de eficiência do acionamento.

## 2. DESCRIÇÃO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM

### 2.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Sistemas de acionamento de embreagem são estudados desde a criação dos veículos com transmissão manual. Desde então são desenvolvidos sistemas para melhorar o conforto e funcionalidade. Shaver (1997) descreve um histórico sobre o desenvolvimento de embreagens desde a criação da embreagem de Weston, placas múltiplas em 1863, até a embreagem com disco e mola membrana criada em 1937 e utilizada até os dias atuais. Nesta linha do tempo pode-se destacar: a embreagem por cones, que funcionava com duas superfícies metálicas em contato semelhante a um sincronizador; a embreagem com molas helicoidais, ainda utilizada em veículos comerciais pesados em locais onde o mercado não é muito exigente quanto ao conforto.

A obra ilustra o sistema de embreagem como um todo, desde o pedal até o disco de embreagem. Publicação da SAE Brasil, a obra visa caracterizar o sistema e determinar limites de projeto com ênfase em veículos de passeio, mas com conceitos aplicáveis a qualquer tipo de embreagem.

No livro são, ainda, citadas vantagens e desvantagens quanto ao uso de embreagens com platô puxado e empurrado, variação da força de placa e de acionamento do platô com mola membrana, cuidados quanto ao desgaste excessivo para evitar a perda de carga de placa. Cita, ainda, fatores que influenciam no conforto do pedal de embreagem, testes aplicáveis ao sistema de acionamento e diagnósticos de problemas relacionados.

Sachs (2005) aponta para a importância da manutenção do sistema de acionamento em veículos comerciais. Qualquer divergência no sistema em relação ao projeto pode afetar diretamente na durabilidade dos demais componentes (platô, disco e rolamento). A linha deve estar totalmente preenchida com o fluido adequado. Este deve ser substituído periodicamente, pois absorve água do ambiente. A água pode causar oxidação de componentes e perda de curso de acionamento em altas

temperaturas. As articulações de pedal e garfo de embreagem devem estar devidamente lubrificadas para evitar esforço excessivo e problemas de retorno. As carcaças da embreagem e volante devem apresentar somente o respiro na região inferior aberto. Atentar ao fechamento de tampas de inspeção e demais orifícios. Esta medida evita a entrada excessiva de impurezas que podem vir a prejudicar as articulações do garfo, rolamento de embreagem, disco e platô.

Kayano e Santos (2005) ilustram a severidade a que os componentes de um sistema de acionamento estão sujeitos em um veículo comercial. Estudos e medições em campo realizadas mostram que a embreagem pode ser acionada mais de vinte vezes por quilômetro. Sendo que um veículo desta aplicação pode chegar a 100.000 km em um ano de funcionamento, o sistema estará sujeito a dois milhões de ciclos no primeiro ano. Este número é base importante no desenvolvimento de sistemas de acionamento para veículos comerciais.

Na dissertação de mestrado de Teixeira (2004), é citada a embreagem auto-ajustável desenvolvida pela empresa LUK que propõe manter o esforço de acionamento em níveis aceitáveis durante a vida útil do componente. O trabalho destaca problemas de qualidade e custos envolvidos, aponta métodos para análise de risco e precauções na concepção do projeto.

“No cenário atual, para serem competitivas, as empresas enfrentam o desafio de desenvolver novos produtos em um espaço curto de tempo, com tecnologia superior à anterior e com custos reduzidos para garantir a sobrevivência do negócio. O sucesso está diretamente atrelado aos requisitos exigidos pelos clientes, onde Qualidade, Confiabilidade, Entrega e Preço são o mínimo que se espera”. (TEIXEIRA, 2004).

O trabalho destaca metodologias utilizadas para o “Planejamento e Garantia da Qualidade, as quais devem ser utilizadas já na fase de concepção do projeto do produto, pois é aqui que nasce em grande parte a qualidade, a confiabilidade e o preço final” (TEIXEIRA, 2004).

Os conceitos de Teixeira, 2004 estão diretamente ligados com esta a proposta de trabalho, visto que visa a concepção e um projeto limpo, rápido e livre de problemas de garantia desde sua concepção.

VALEO (2004) e SHAEFFLER (2006) destacam as vantagens de um sistema de embreagem auto ajustável. Apontam fatores econômicos e de satisfação do

cliente. Explora a maior capacidade de desgaste de disco que este sistema proporciona e citam a possibilidade de acionamentos com menos esforço.

SACHS (2005) aponta cuidados que devem ser tomados em um sistema de embreagem de veículos comerciais para prolongar a vida dos componentes. Destaca a especificação de diferentes tipos de platô, instrui quanto à montagem e desmontagem dos componentes e alerta para a importância da correta configuração do sistema de acionamento com diagnóstico de troca ou reparo dos componentes.

Notícias (2003) destaca dicas sobre manutenção do sistema de embreagem e descreve os sistemas a tirante e a cabo. A publicação conta com considerações sobre veículos de passeio, onde observa-se por volta de 4 acionamentos por quilômetro resultando, após 50.000 km em 170.000 acionamentos. Em um veículo comercial, é possível chegar a mais de 20 acionamentos por quilômetro. Destaca, ainda, como deve ser realizado o diagnóstico de problemas associados ao sistema e detalha os componentes de um acionamento via cabo.

Momisso (2004) estuda o sistema de embreagem como um todo e descreve os procedimentos do Banco de provas de embreagem, denominado teste de eficiência por Shaver (1997). O trabalho destaca cálculos teóricos para a obtenção de combinações de componentes que atendam a um determinado veículo.

O trabalho de Fontana e Silva (2004) ilustra fatores relacionados à ergonomia aplicáveis a um veículo agrícola. Suas teorias e considerações quanto ao posicionamento dos comandos englobam o pedal de embreagem e podem, analogamente, ser aplicáveis a outros veículos.

Crouse (1993) descreve o sistema de embreagem com maior enfoque nos componentes platô e disco. Aponta a mudança de características de carga e curso durante a vida útil do platô. O disco de embreagem também é assunto de grande destaque, desde o desgaste do revestimento orgânico até o dimensionamento do pacote torcional que diminui a intensidade das vibrações transmitidas do motor para a transmissão.

Canale e Gutierrez (2004) apontam as características de um trecho típico de aplicação de veículos comerciais. O trecho de serra. No trabalho é apontada a importância do correto dimensionamento e da correta operação dos sistemas de freio, freio motor e embreagem.

## 2.2. REVISÃO TEÓRICA

Um sistema de embreagem resume-se à responsabilidade de desacoplar o motor do sistema de transmissão no momento do engate de marchas. Para câmbio manual, o sistema de embreagem consiste de pedal, sistema de acionamento (mecânico, hidráulico, pneumático ou a combinação destes), mancal e rolamento, platô e disco de embreagem.

Existem, ainda, sistemas automatizados que dispensam o uso de pedal utilizando um sistema de controle eletrônico que identifica a troca de marcha através de um “joystick” ou alavanca convencional e determina qual será a melhor condição de troca de marchas não comprometendo a durabilidade do sistema e nem o conforto dos ocupantes. Este sistema pode ser utilizado com câmbio convencional sincronizado, onde a embreagem é solicitada em todas as trocas, ou com câmbio sem sincronizadores. Neste caso, a sincronização é feita através de um frio no eixo intermediário do câmbio e a embreagem é utilizada somente na partida do veículo.

Para melhor compreender o sistema de embreagem, é necessário ter uma visão geral de seu funcionamento. Os componentes listados a seguir são apontados na Figura 2:

- 1 – Platô de Embreagem;
- 2 – Disco de Embreagem;
- 3 – Sistema de Acionamento;
- 4 – Alavanca Pedal;
- 5 – Pedaleira;
- 6 – Cavalete de Fixação;
- 7 – Cilindro Mestre;
- 8 – Cilindro Auxiliar ou servo de embreagem;
- 9 – CSC (Concentric Slave Cylinder);
- 10 – Garfo de Embreagem;
- 11 – Mancal;
- 12 – Eixo Piloto.

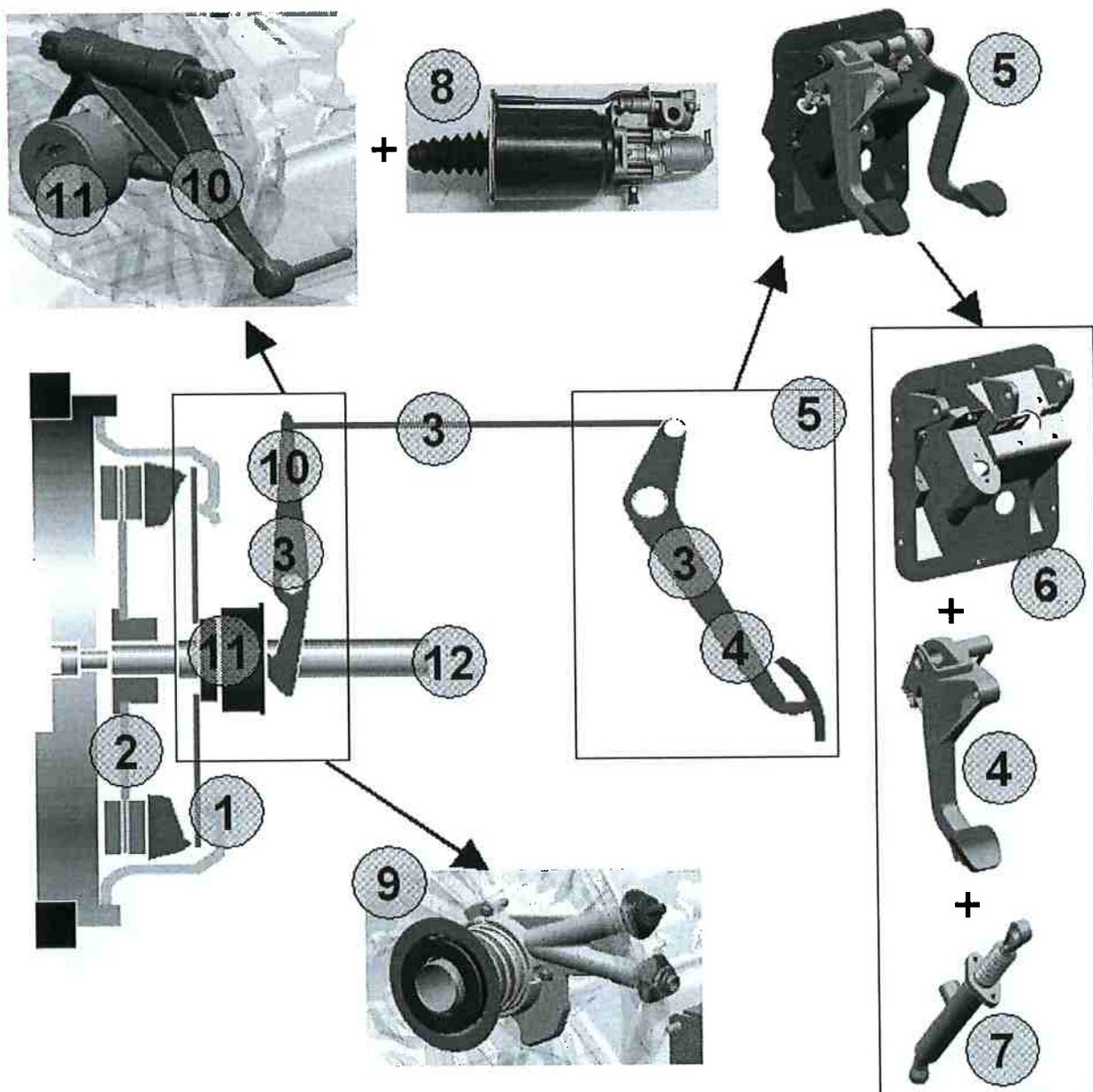


Figura 2: Sistema de embreagem (MOMISSO,2004).

### 2.2.1. Platô e Disco Convencionais

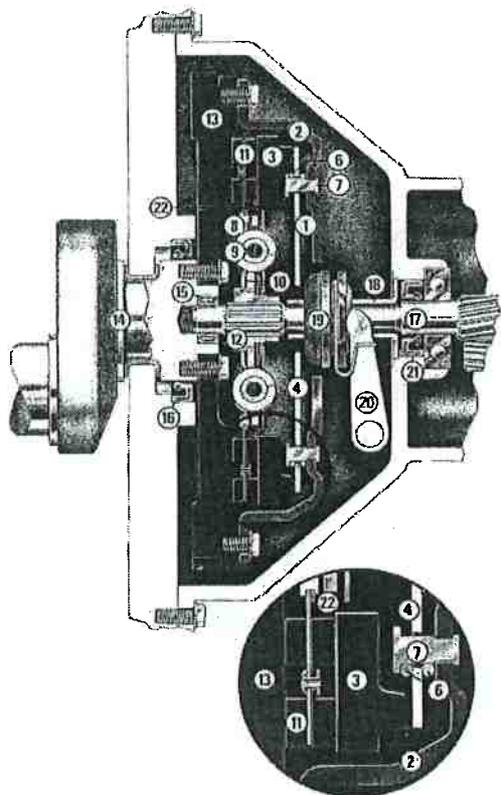


Figura 3: Embreagem acoplada (SHAVER, 1997).

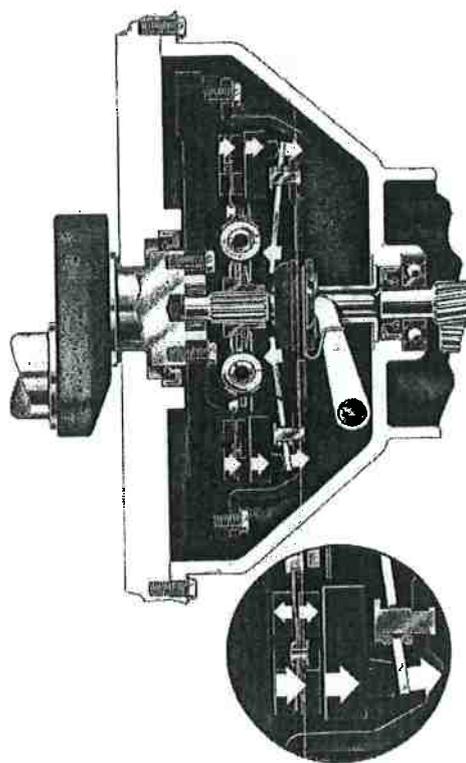


Figura 4: Embreagem desacoplada (SHAVER, 1997)

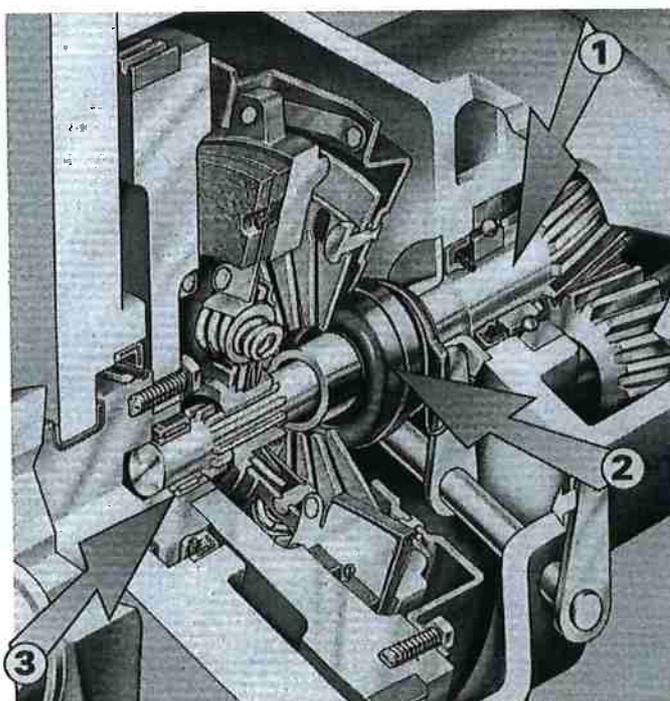


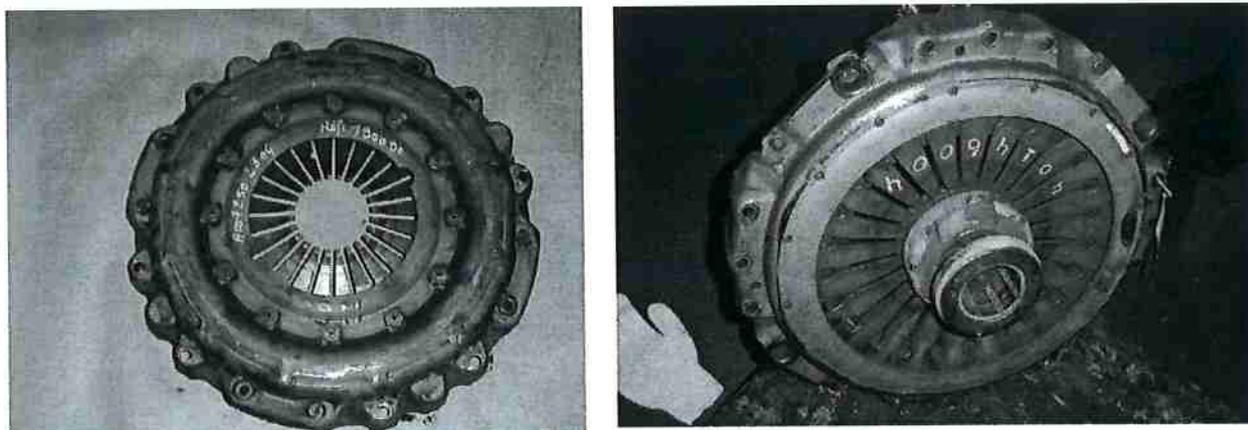
Figura 5: Detalhe da embreagem montada (SHAEFFLER, 2003)

Os principais elementos do conjunto estão listados a seguir:

2. Carcaça do Platô de Embreagem
3. Placa de Pressão
4. Mola Membrana
6. Anel de Apoio
- 8 Chapa de Condução
9. Pacote Torcional
11. Revestimentos do Disco de Embreagem
12. Cubo do Disco de Embreagem
13. Volante
14. Virabrequim
17. Eixo Piloto do Câmbio
18. Tubo Guia do Mancal
19. Mancal e Rolamento de Acionamento do Platô
20. Garfo de Acionamento

O platô de embreagem é solidário ao motor e acompanha seu movimento a todo instante. A placa de pressão do platô tem um grau de liberdade, além da rotação, que permite movimentação axial liberando e acionando o disco de embreagem.

O platô pode ser do tipo empurrado ou puxado. Neste, o rolamento de embreagem é axialmente solidário à mola membrana e naquele, o rolamento é um componente independente do platô. Na Figura 6, Tipos de platô convencionais, é possível observa-los.



Empurrado

Puxado

Figura 6: Tipos de platô convencionais

Shaver (1997) aponta as vantagens e desvantagens dos dois sistemas conforme apontado na Figura 7.

<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
<b>EMBREAGEM EMPURRADA</b>	
Projeto do rolamento simplificado	Maior deformação da carcaça do Platô durante o desacoplamento
Procedimentos de montagem e desmontagem são mais simples	
<b>EMBREAGEM PUXADA</b>	
Menor deformação da carcaça do Platô durante o desacoplamento	Projeto do rolamento dificultado Procedimentos de montagem e desmontagem são mais complexos
Maior possibilidade de relação entre a placa de pressão e o rolamento.	
Possível atingir menores cargas no rolamento	
Possibilidade de projeto de uma mola membrana mais simples e com menores esforços	
Possibilidade de projetar a placa de pressão com maiores esforços	

Figura 7: Comparativo entre embreagem puxada e empurrada

O sistema é normalmente fechado, encontrando-se acoplado quando o pedal de embreagem não é solicitado. Se o veículo não tiver marchas engrenadas, o motor transmite movimento somente para o eixo piloto do câmbio, mantendo o veículo sem movimento.

Se há acionamento do pedal de embreagem, a seleção de marchas é permitida e o motor não transmite movimento. Neste instante o platô (carcaça e placa de pressão) segue o movimento do motor e o disco de embreagem tem rotação igual à do câmbio.

O acionamento da embreagem elimina a comunicação do trem de força com o motor. Nesta condição torna-se possível impor rotação adequada ao eixo

intermediário, piloto e disco de embreagem, permitindo o acoplamento das engrenagens e corpos de sincronização do eixo principal que tem rotação dependente da velocidade do veículo.

A Figura 8 exhibe como há a transmissão de torque do motor para o câmbio: volante do motor, carcaça do platô e placa de pressão transmitem energia para os revestimentos. Estes transmitem para chapa de condução, pacote torcional, cubo do disco e finalmente eixo piloto do câmbio.

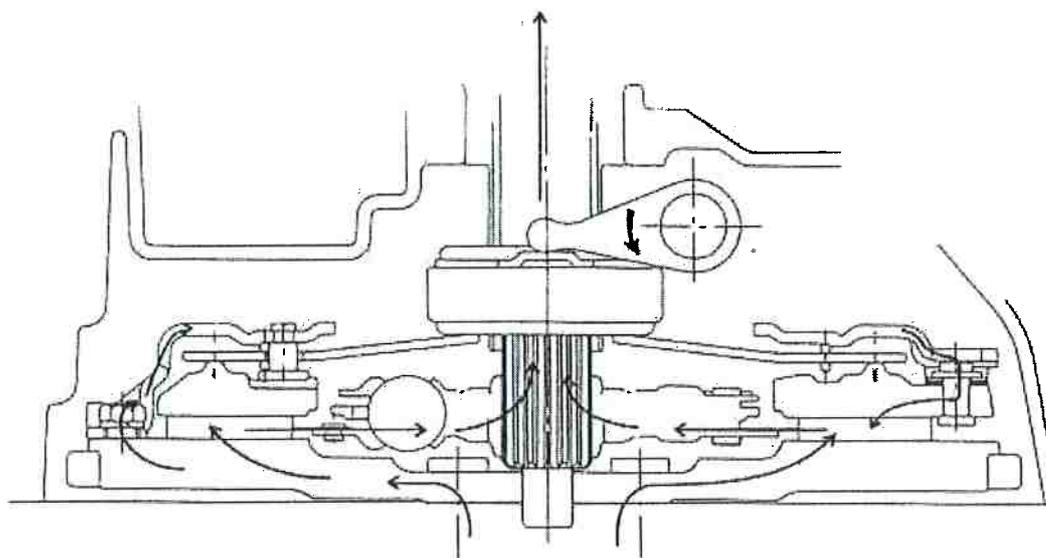


Figura 8: Transmissão de força em um sistema de embreagem (SHAVER, 1997).

A força da placa de pressão provém da mola membrana que, através de um sistema de alavancas, atua sobre a primeira na condição de montagem do conjunto. Para o desacoplamento, o garfo de embreagem atua sobre o mancal e o rolamento (formam um único componente) que, por sua vez, atua sobre a mola membrana em sua porção central, fazendo com que articule sobre o Anel de apoio e levante a placa de pressão, liberando o disco.

Três componentes determinam o conceito de funcionamento da embreagem: disco, platô e volante. Na condição "desacoplada", os dois últimos, solidários ao virabrequim do motor, giram e o primeiro acompanha a rotação do eixo piloto. Assim que o pedal de embreagem é solto, a placa de pressão do platô pressiona o disco contra o volante e os três componentes passam a girar ao mesmo tempo, solidários, transmitindo movimento ao eixo piloto, passando à condição "acoplada".

Um fato importante a ser citado sobre o conjunto Platô e Disco convencional é que durante sua vida útil, o esforço de acionamento aumenta significativamente. Esta variação pode comprometer alguns projetos de acionamento hidráulico, pois na condição “novo”, é possível projetar um acionamento dentro dos padrões aceitáveis, mas o mesmo pode não ser aplicável à condição “usado”, pois o esforço máximo aumenta em até 30% do inicial. Na curva contida no Gráfico 2 é possível observar o diferente comportamento com disco novo e disco usado.

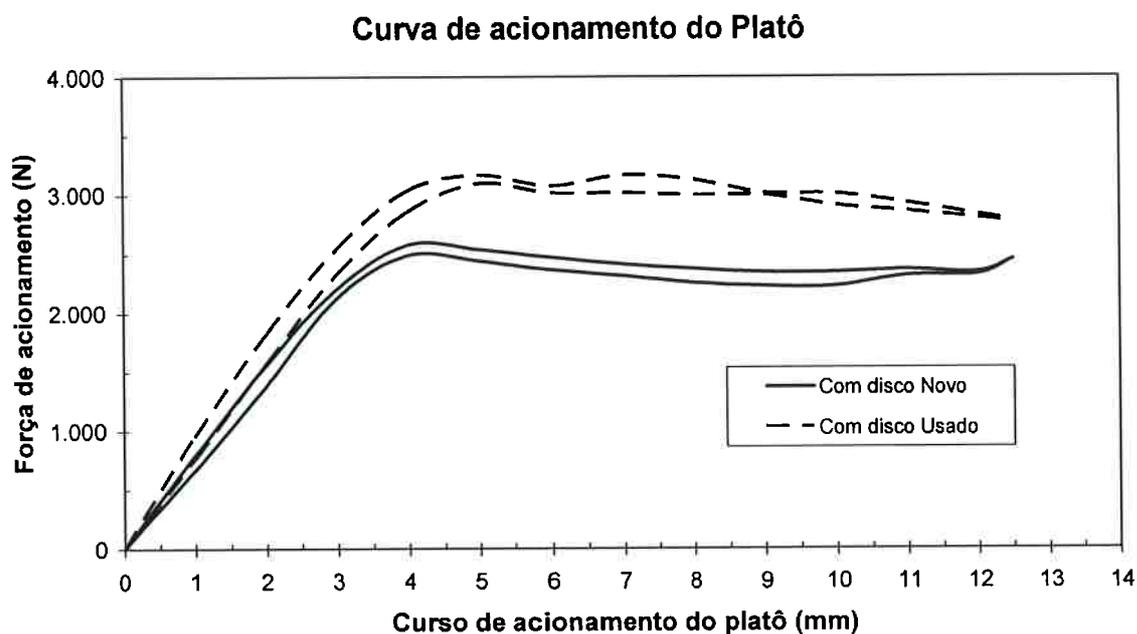


Gráfico 2: Curva de acionamento de um platô convencional

Esta diferença de esforço durante a vida útil do sistema pode ser eliminada com o uso de um platô auto-ajustável

### 2.2.2. Platô Auto Ajustável

O Platô auto-ajustável é utilizado para aumentar a capacidade de desgaste do disco de embreagem e para manter o esforço de acionamento constante durante toda a vida útil. Pelo fato de este componente ser muito mais caro do que um convencional, não é comumente utilizado em veículos leves, mas se associado a

uma redução de custos no sistema de acionamento do sistema, pode ser uma interessante solução. No Gráfico 3 é possível observar o comportamento do esforço de acionamento de um platô auto ajustável.

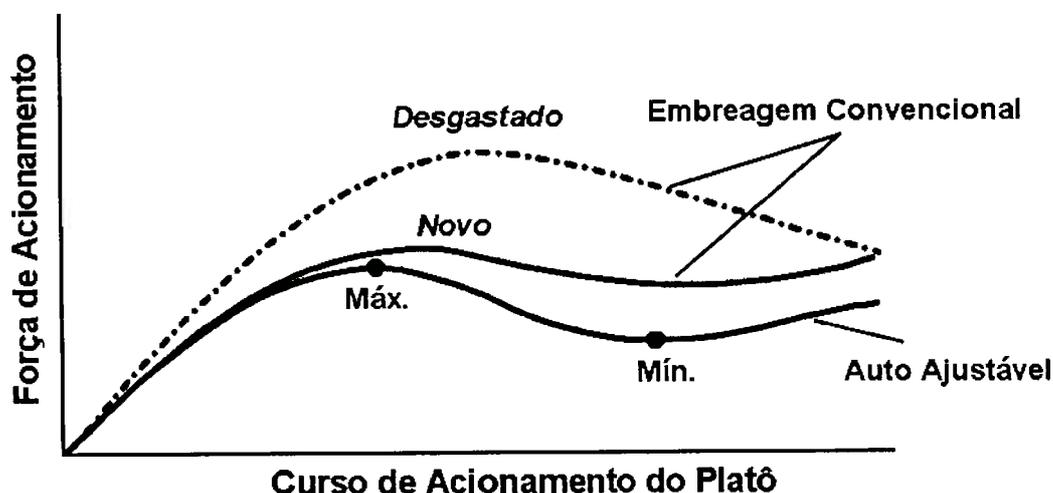


Gráfico 3: Comparativo entre embreagem convencional e auto ajustável (SCHAEFFLER, 2006)

Existem diversos mecanismos e denominações utilizadas pelos fabricantes, mas os objetivos deste tipo de embreagem são sempre os mesmos. Na Figura 9 pode-se observar um tipo de mecanismo utilizado por um dos fabricantes de Embreagem.



Figura 9: Variante de mecanismo para platô auto ajustável (VALEO, 2004)

### 2.2.3. Sistemas de Acionamento

Um sistema de acionamento de embreagem caracterizado como mecânico é composto por tirantes e alavancas ou por cabo e alavancas conforme ilustrado na Figura 10 e na Figura 11. Estes sistemas são bastante utilizados em veículos de

passageiro e veículos comerciais leves, pois a multiplicação da força aplicada pelo motorista é suficiente para deslocar a placa de pressão do platô.

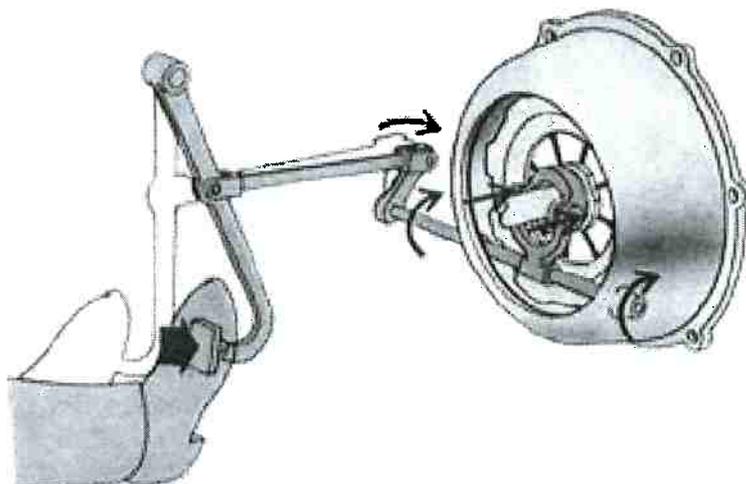
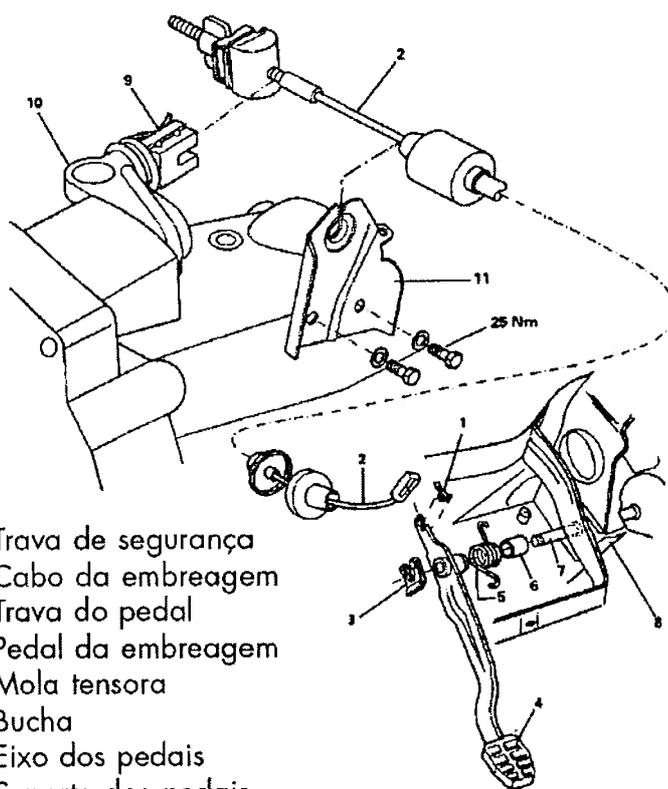


Figura 10: Acionamento de embreagem por tirante (NOTÍCIAS, 2003).



- 1 - Trava de segurança
- 2 - Cabo da embreagem
- 3 - Trava do pedal
- 4 - Pedal da embreagem
- 5 - Mola tensora
- 6 - Bucha
- 7 - Eixo dos pedais
- 8 - Suporte dos pedais
- 9 - Alavanca do garfo de embreagem
- 10 - Suporte do garfo de embreagem
- 11 - Suporte do cabo de embreagem

Figura 11: Acionamento de embreagem por cabo (NOTÍCIAS, 2003).

A aplicação de sistemas hidráulicos torna-se necessária em casos onde a força da placa de pressão do platô é maior, como, por exemplo, veículos comerciais leves e alguns médios. O sistema hidráulico proporciona maiores possibilidades de multiplicação de força, contando, além das alavancas mecânicas (pedal e garfo de embreagem), com a relação hidráulica entre cilindro mestre e auxiliar.

Existem inúmeros fatores a serem considerados no dimensionamento de um acionamento hidráulico, mas o primeiro deles é a relação total entre o deslocamento do pedal de embreagem e a placa de pressão do platô. Deve-se explorar ao máximo o curso de pedal disponível e atingir valores de atuação do platô próximos ao limite inferior. Este é o primeiro passo quando se deseja obter o mínimo esforço de acionamento.

Apesar da simplicidade da primeira consideração, atingir esta meta nem sempre é uma tarefa fácil. Se, para cada tipo de sistema, fosse possível dimensionar elementos específicos, o trabalho se tornaria bem mais simples, mas, com a necessidade de redução de custos para toda a família de produtos, a unificação dos sistemas pode vir em primeiro lugar.

Cada fabricante tem suas variantes de pedal, cilindros mestres, auxiliares, tubulações, garfos de acionamento, discos e platôs de embreagem. A combinação destes deve atender a todos os veículos. Na Figura 23 consta variantes disponíveis para o projeto de sistemas de acionamento de uma determinada montadora.

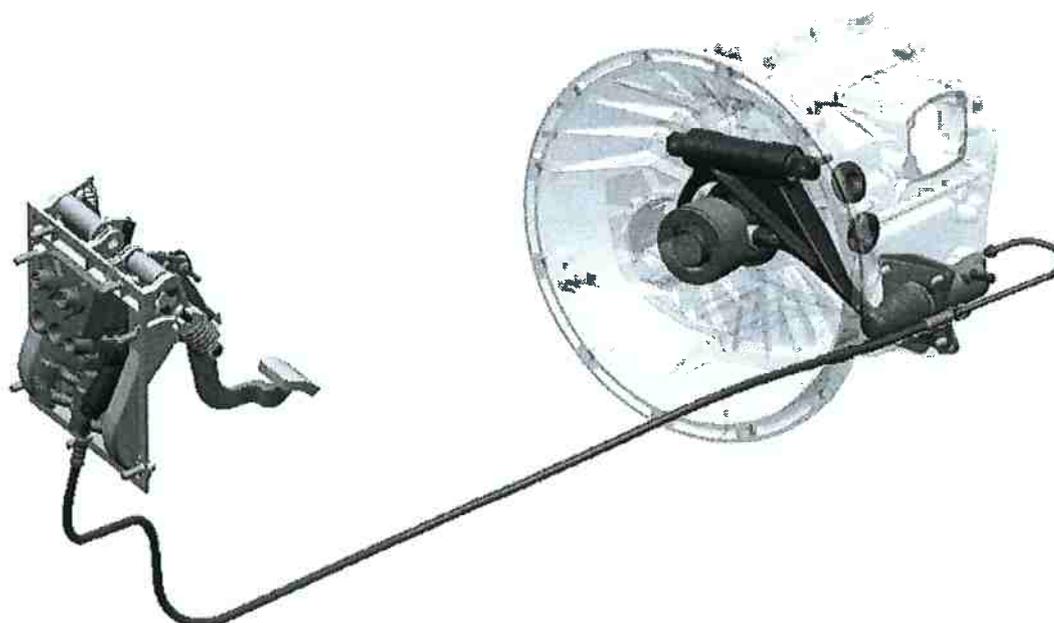


Figura 12: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento

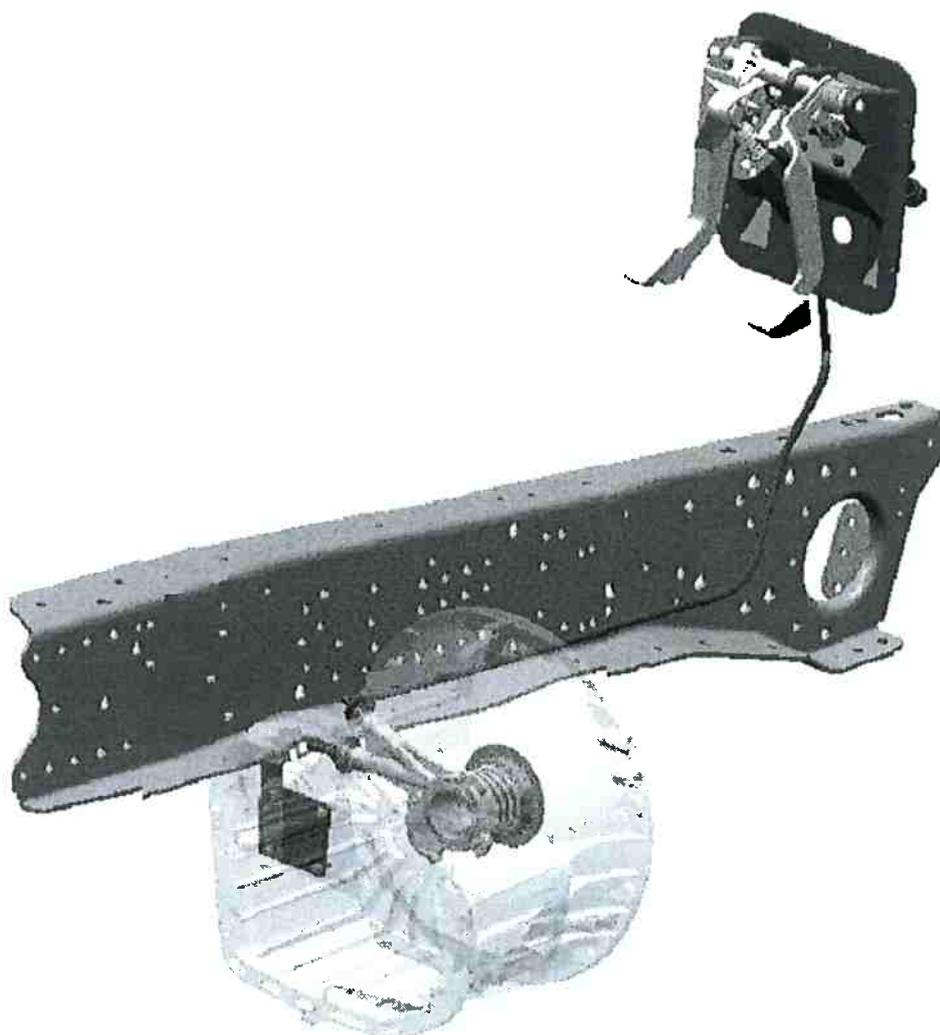


Figura 13: Acionamento hidráulico com CSC

Na Figura 12: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento, a presença de muitos componentes traz desvantagem em relação ao sistema contido na Figura 13: Acionamento hidráulico com CSC ("Concentric Slave Cylinder") quanto a custo e possibilidade de perdas mecânicas. Aquele sistema tem a vantagem de ofertar mais opções para projeto, além de ter menor dificuldade e custo de manutenção, visto que, para tanto, não há necessidade de retirar o câmbio do veículo. O Sistema CSC ainda traz outra desvantagem para a manutenção. Quando ocorre falha, geralmente vazamento, devido ao fim da vida do componente, o fluido contamina platô e disco que devem, também, ser trocados. A Figura 13 mostra um sistema hidráulico com CSC. Este segue a mesma metodologia descrita anteriormente, mas possui menos possibilidades de variação no sistema.

Para sistemas de acionamento de veículos comerciais médios e pesados torna-se necessária a aplicação de sistemas com auxílio pneumático. Podem ser conforme Figura 14: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento e auxílio pneumático, onde o cilindro auxiliar hidráulico é substituído por um hidro-pneumático ou conforme Figura 15: Acionamento hidráulico com CSC e auxílio pneumático inserido à linha hidráulica, onde o primeiro trecho trabalha em baixa pressão e o segundo, após o amplificador, em alta. A comparação entre os dois sistemas é análoga àquela feita entre os sistemas hidráulicos.

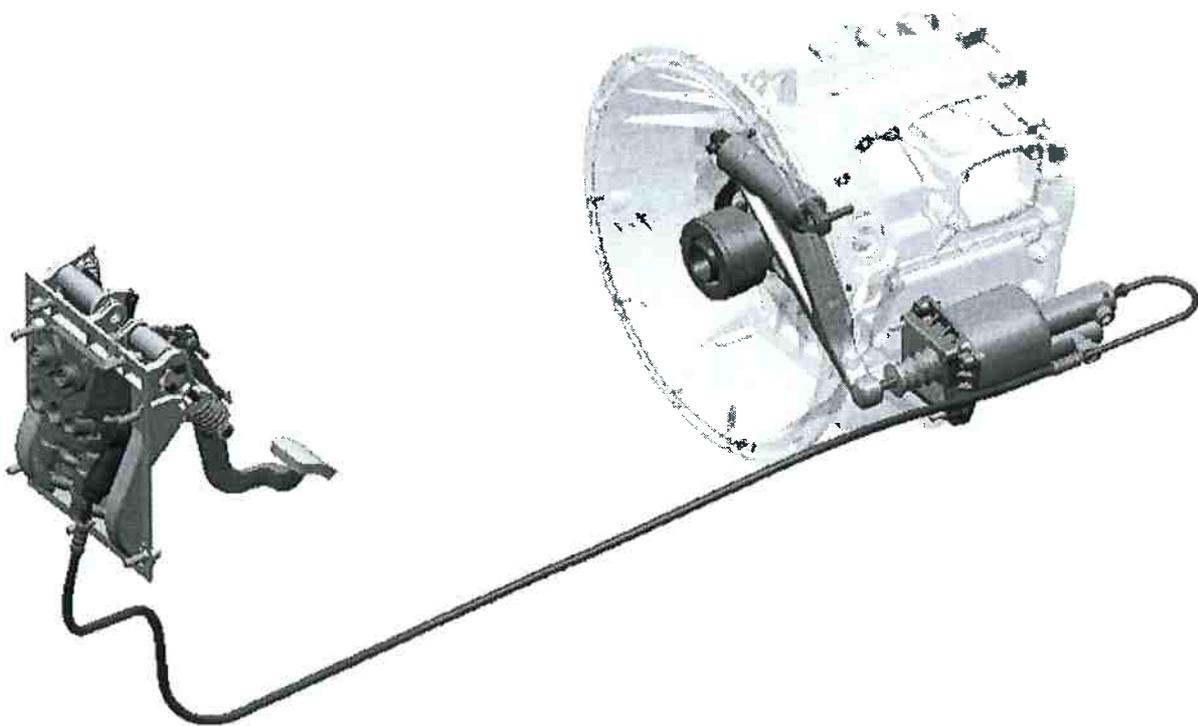


Figura 14: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento e auxílio pneumático



Figura 15: Acionamento hidráulico com CSC e auxílio pneumático

### 2.3. ENSAIOS

A realidade a que os sistemas de acionamento de embreagem comerciais estão sujeitos nos dias de hoje é muito diferente daquela vivida há 10 anos atrás. Há cada vez mais trânsito, os veículos estão cada vez mais potentes, as legislações de emissão de gases forçam os fabricantes a gerar curvas de torque de motor cada vez mais desfavoráveis à embreagem, levando a um número ainda maior de trocas de marcha e níveis de energia antes não atingidos. Na aplicação leveiro, por exemplo, o

número de trocas chega a 23 por quilômetro em regiões de difícil acesso e muitos trechos de terra.

A primeira verificação realizada é o teste de eficiência, onde o sistema de acionamento é reproduzido em bancada sem movimento rotacional com os componentes que serão montados no veículo. A bancada de testes pode ser visualizada na Figura 16.

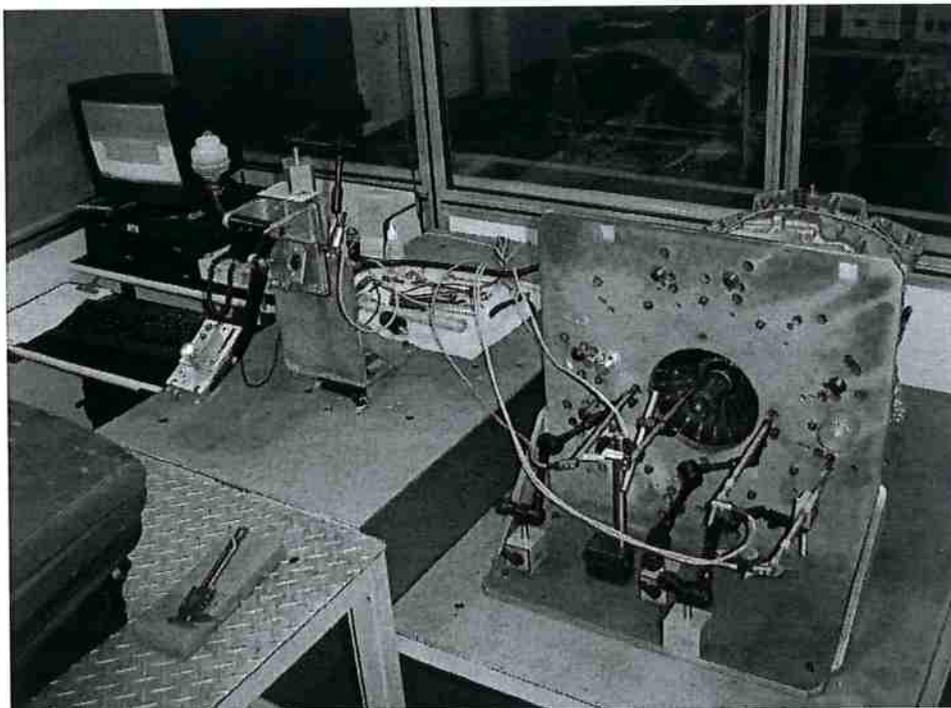


Figura 16: Bancada para teste de eficiência

A pressão de trabalho de um sistema somente hidráulico não varia muito durante a vida útil dos componentes, somente devido ao aumento da carga do platô que é fator previsível. O teste de durabilidade em bancada pode ser realizado com pressões semelhantes àquelas definidas no projeto para a condição mais crítica. Esta verificação conta com pistões pneumáticos que submetem o sistema à quantidade de ciclos necessária.



Figura 17: Bancada para teste de durabilidade

Sistemas com auxílio pneumático têm um agravante. A pressão de trabalho da porção hidráulica é bem inferior a do primeiro sistema citado, mas perante condições normais de funcionamento. Se houver qualquer problema com o auxílio pneumático, o sistema é projetado para continuar funcionando, mas a pressão de trabalho pode aumentar em até doze vezes. Por isso, componentes unificados, tais como cilindro mestre e tubulação de embreagem, devem ser submetidos a duas fases de testes de bancada. Uma em baixa pressão e outra, com menor número de acionamentos sob alta pressão.

O teste de durabilidade em bancada é realizado sob condições reais de funcionamento, tais como pressão, esforço e curso. Além disso podem ser realizados em atmosfera controlada em temperaturas que variam de trinta graus negativos a cento e vinte graus positivos. Aliado a estas condições é possível adicionar impurezas ao ambiente com partículas controladas para avaliar a capacidade de vedação.

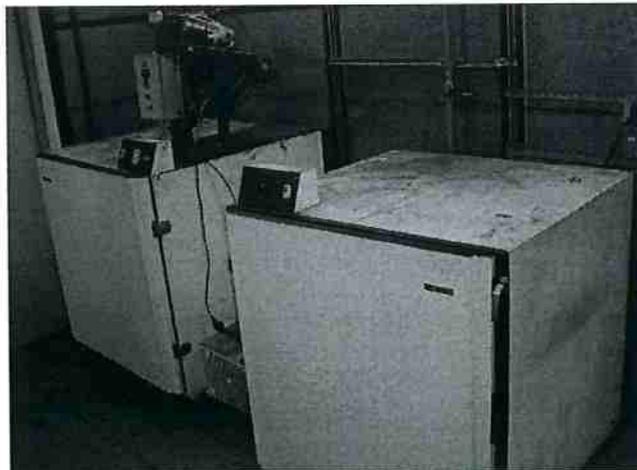


Figura 18: Câmaras quente e fria.

Além do teste de durabilidade em bancada, a verificação do esforço no batente superior do pedal sob condição de emergência, também é indispensável. Consiste em acionar o pedal de embreagem até o final do curso e soltar sem oferecer resistência. Esta é uma situação típica na operação do veículo realizada por condutores menos cuidadosos.

Este teste é inicialmente realizado para medir o esforço no batente e estimar o número de ciclos necessário para aprovação do componente. O conceito do cilindro mestre influencia diretamente neste teste. Existem dois tipos de cilindro: aqueles que possuem batentes internos e têm haste fixa em seu corpo e aqueles que possuem haste móvel e o batente superior deve ser externo. Na Figura 19 é possível observar os dois tipos.

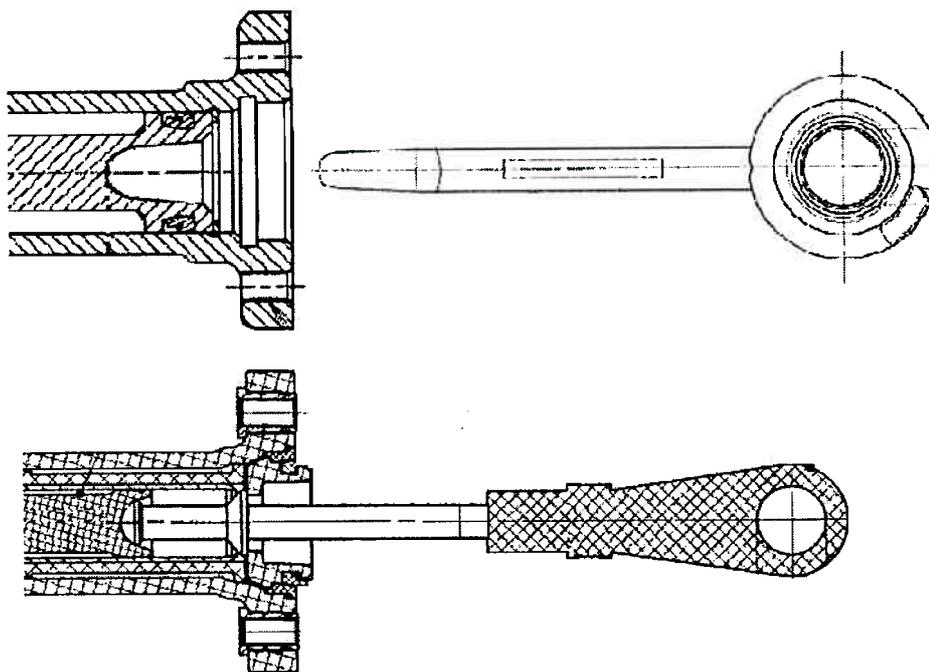


Figura 19: Tipos de haste de cilindros mestre

O teste mais confiável é a durabilidade em veículo que sujeita os componentes à condição real da aplicação. Apesar de desejado pelos engenheiros de desenvolvimento de produto devido à sua confiabilidade, este teste demanda muito tempo e está cada vez mais excluído dos cronogramas de projeto. O objetivo é que os cálculos e testes de bancada sejam cada vez mais confiáveis para acelerar os desenvolvimentos, mas a durabilidade em veículo ainda é indispensável para a maioria dos componentes.

Shaver (1997) descreve em sua obra alguns testes sugeridos para um sistema de acionamento. Testes em laboratório são projetados para simular o ambiente de operação do veículo e acelerar os efeitos do tempo nos componentes. Os testes são definidos pelos fabricantes de veículo em parceria com os fornecedores a fim de definir métodos e condições de teste. Freqüência de ciclagem, extremos de temperatura de operação, tipo e quantidade de contaminantes, severidade do teste, vibrações, limites de desgaste e forças envolvidas.

Há três grandes frentes de testes para o sistema de atuação completo ou seus componentes individualmente: testes mecânicos (durabilidade), metalúrgicos (análises de material) e metrologia (características dimensionais).

Testes de durabilidade em laboratório são os mais elementares em um projeto. São tipicamente testes de desgaste e fadiga que obedecem condições

específicas de temperatura, pressão, curso e esforço e devem durar até um limite especificado ou até a falha.

No desenvolvimento de embreagem há, inicialmente, o teste para definição dos componentes do acionamento, tema central deste trabalho, segundo Shaver (1997) denominado teste de eficiência. Este teste define cursos e esforços do pedal com base no curso e esforços do platô de embreagem. A definição em bancada, sem rotação de componentes é definida por Shaver como "stroke test" e a verificação em veículo, com rotação dos componentes é definida como "spin and stroke test". As medições de curso e esforço são realizadas antes e depois dos testes de durabilidade para certificar que o sistema de atuação funcionou até o fim da vida útil dos componentes.

Os testes de vibração realizados em sistemas de acionamento são normalmente relacionados a ruídos e realizados antes e depois dos testes de durabilidade para efeito comparativo.

Há, ainda, os testes de perda de fluido. As perdas podem ocorrer em forma de lubrificação entre as interfaces das vedações motrizes ou mesmo vazamento. Este é definido como o fluido utilizado em excesso para lubrificação ou fluido perdido através de vedações não móveis ou conexões. A perda de fluido é monitorada durante testes de durabilidade e é importante para definição de reservatórios de fluidos. Está diretamente ligada à durabilidade planejada para o sistema. O teste pode ser acelerado sob condições extremas de temperatura.

Testes de desgaste podem ser feitos separadamente ou juntamente com os testes de durabilidade. Este define a quantidade de desgaste que um componente estará sujeito sob determinadas condições.

### 3. DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM

#### 3.1. PERDAS ATRIBUÍDAS AOS COMPONENTES

##### 3.1.1. Alavancas

As alavancas de um sistema de acionamento são: Pedal e Garfo. Se a placa de pressão do platô também for considerada como acionamento, a alavanca da mola membrana também faz parte desta lista, mas, normalmente, não participa do cálculo.

Para um cálculo com o mínimo de erros, é necessário considerar as perdas de todos os componentes envolvidos, conhece-las previamente através de ensaios ou cálculos ou, até mesmo, avaliar quais podem ser desprezadas. A Figura 20 ilustra algumas variantes de alavanca pedal disponíveis.

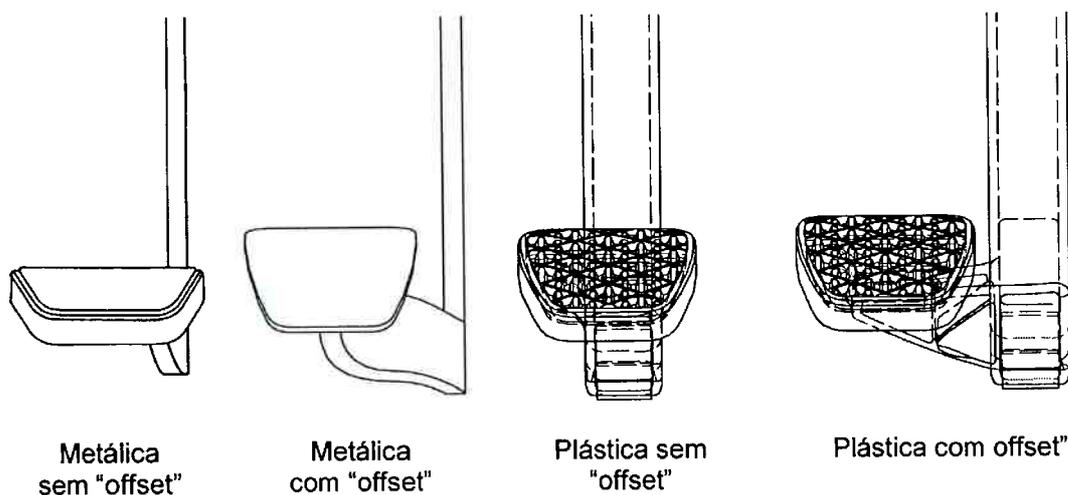


Figura 20: Variantes de alavanca pedal

Os pedais ditos sem “offset” têm perda em curso desprezível para o cálculo de acionamento. Sobre aquelas com “off-set” pode-se dizer que a injetada tem muito pouca perda e pode ser desconsiderada. Já a alavanca com “off-set” metálica tem

perda significativa, mas, ainda assim é pequena. Está na ordem de 2% do curso útil do pedal.

Existem quatro grupos de Pedaleira. As alavancas de pedal são confeccionadas em chapa de aço estampadas e soldadas ou injetada em plástico, e seus cavaletes de fixação são de alumínio injetado.

A Pedaleira do tipo único com fixação na parede frontal é utilizada em veículos com o motor situado a frente da cabina. Esta pode, também, ser fixada a uma estrutura intermediária que incorpora o pedal de freio e é fixada à parede frontal. Entende-se por Parede frontal, a estrutura da cabina que comporta estes componentes. Este tipo de Pedaleira comporta Pedal com três alavancas de acionamento: alavanca principal, alavanca de acionamento do cilindro mestre e alavanca da mola auxiliadora. Possui grande gama de regulagens tornando possível atender facilmente às condições de contorno do sistema, mas tem como desvantagens a dificuldade de controle seriado, custo elevado devido grande número de componentes e problemas com tolerância devido aos componentes soldados.

A Pedaleira do tipo conjugada com pedal de freio, estampada e com fixação na parede frontal é utilizado em veículos do tipo cabina avançada e ônibus. São geralmente compostos por duas alavancas de acionamento sendo elas: alavanca principal e alavanca de acionamento do cilindro mestre, neste caso a mola auxiliadora fica apoiada entre uma haste fixada na alavanca principal, e um suporte no próprio cavalete. É facilmente regulável devido à simplicidade de seus componentes e facilita a montagem seriada no veículo, pois tem o pedal de freio incorporado à sua estrutura, mas também apresenta problemas de tolerância devido aos componentes soldados.

A Pedaleira do tipo conjugada com pedal de freio, injetada em plástico e com fixação na parede frontal é utilizado em veículos do tipo cabina avançada. São compostos por uma única alavanca de acionamento injetada em plástico com alojamentos para fixação da haste de acionamento do cilindro mestre e mola auxiliadora. É, também, facilmente regulável devido à simplicidade de seus componentes, facilita a montagem seriada, pois o pedal de freio também é incorporado à sua estrutura, não apresenta problemas de tolerância por se tratar de uma peça injetada, mas tem um custo muito alto.

A Pedaleira conjugada com pedal de freio e com fixação sob o piso do veículo é pouco utilizada. Alguns ônibus ainda utilizam este tipo de pedal. São compostos por duas alavancas de acionamento sendo elas: alavanca principal e alavanca de acionamento do cilindro mestre. Neste caso não é montada mola auxiliadora e somente uma mola de tração, responsável em auxiliar o retorno do pedal uma vez que todos seus componentes são extremamente longos e pesados. Esta estrutura facilita a montagem seriada, mas tem custo elevado, dificuldades para regulagens, dificuldades de manutenção devido à posição de trabalho e a riscos de acidentes.

O garfo de acionamento também apresenta perdas em curso. Na Figura 21, é possível observar o teste de elasticidade do garfo, realizado para avaliar a perda em curso causada por este componente. Neste teste, o rolamento da embreagem é travado com um dispositivo. Nesta condição, aplica-se força, equivalente à faixa de trabalho, à outra extremidade do garfo e o curso é medido. Esta informação é utilizada no cálculo do curso, descrito no item VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO.

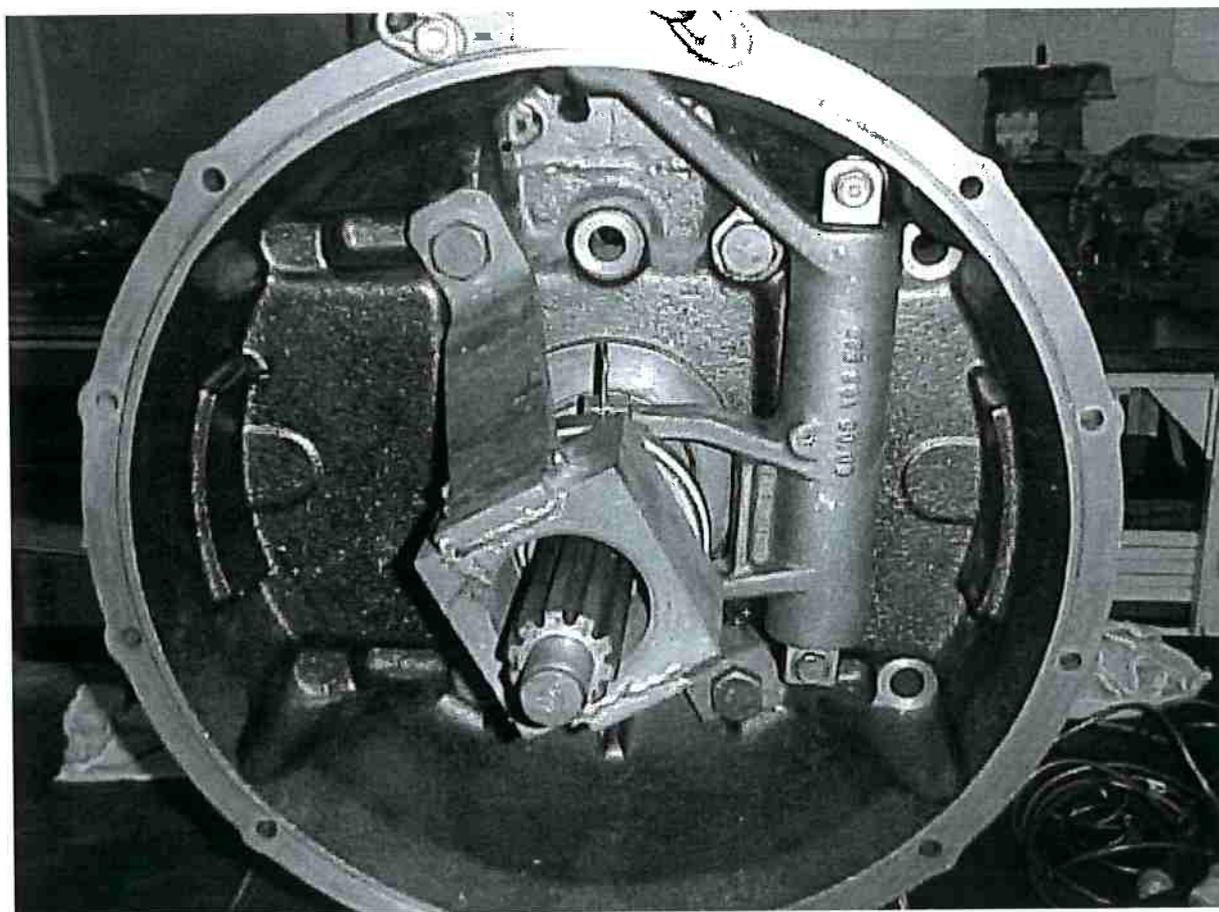


Figura 21: Garfo travado – Verificação de elasticidade

Outra perda que deve ser considerada é aquela por atrito no eixo do garfo e do pedal de embreagem (Figura 22). Através de verificações empíricas é possível estimar as perdas relativas a esforço de acionamento comparando o valor calculado com o valor medido.

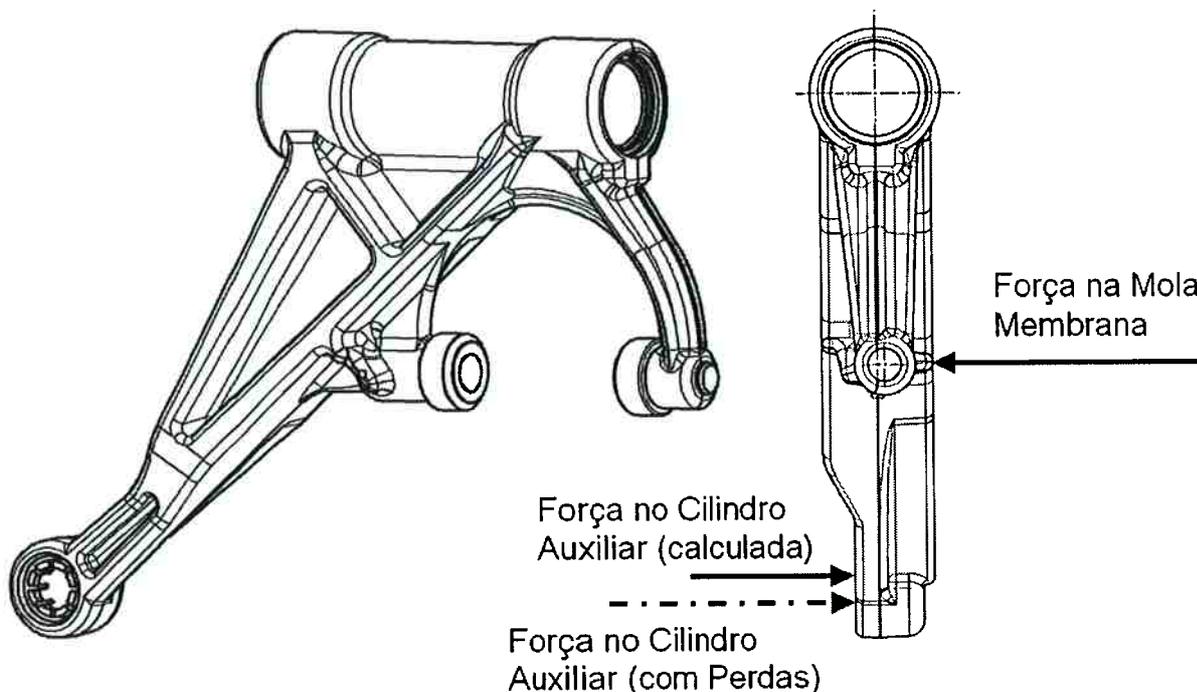


Figura 22: Perda no garfo devido ao atrito

No Gráfico 4 é possível determinar a perda imposta pelo garfo de acionamento de embreagem comparando as pressões no cilindro auxiliar calculada e medida. Para efeitos de cálculo de esforço de acionamento, deve-se considerar a perda por volta de 15% e 20%. A perda no eixo da alavanca de acionamento (pedal de embreagem) é verificada da mesma maneira, mas, ao invés da pressão, são medidas e calculadas forças de acionamento. Neste componente, considera-se a perda entre 10% e 15%, visto que utiliza rolamento de rolos ao invés de bucha, como é o caso do garfo.

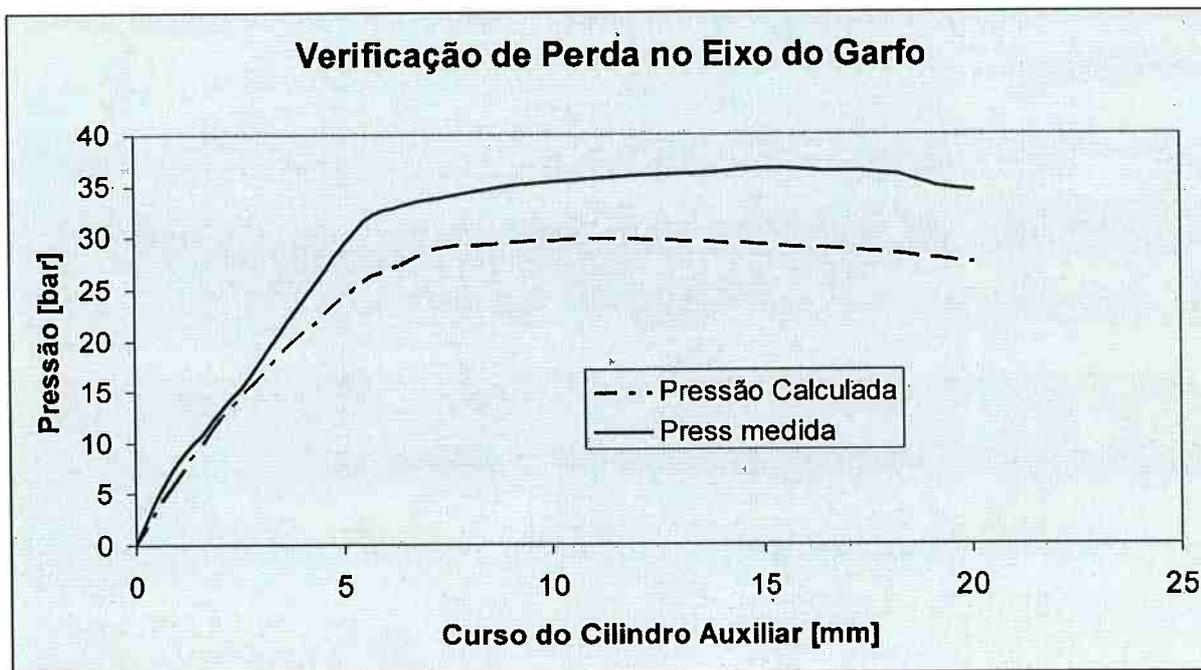


Gráfico 4: Perda em esforço devido ao atrito no eixo do garfo

### 3.1.2. Linha Hidráulica

A perda na linha hidráulica é atribuída à expansão dos componentes e tem impacto direto na determinação do curso de acionamento. Sua determinação também é empírica, mas exige ensaio mais detalhado.

Uma observação importante quanto às perdas no sistema de acionamento é a pressão de trabalho. Esta está diretamente ligada com a carga to platô e com o diâmetro do cilindro auxiliar. Como este pode ser alterado no projeto, é aconselhável optar por diâmetros maiores. O esforço de acionamento não deve ser alterado, visto que, o diâmetro do cilindro mestre também deve ser aumentado de modo a manter a relação hidráulica constante.

Na Figura 24 observa-se o dispositivo criado para fazer testes de expansão volumétrica. As perdas são sempre expressadas em curvas de pressão x volume deslocado. Todos os componentes disponíveis são submetidos às verificações e os dados são utilizados para cálculos posteriores. Alguns exemplos estão ilustrados na Figura 23.

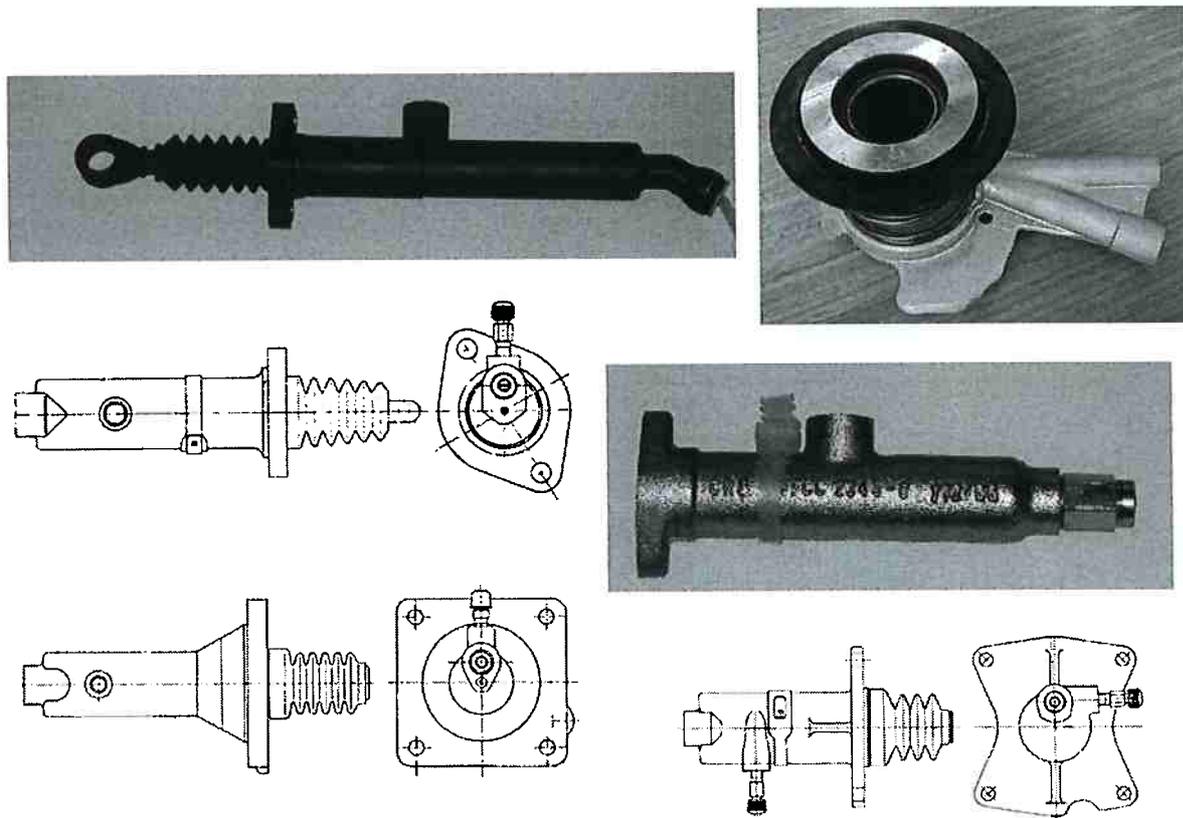


Figura 23: Variantes de componentes para sistema hidráulico

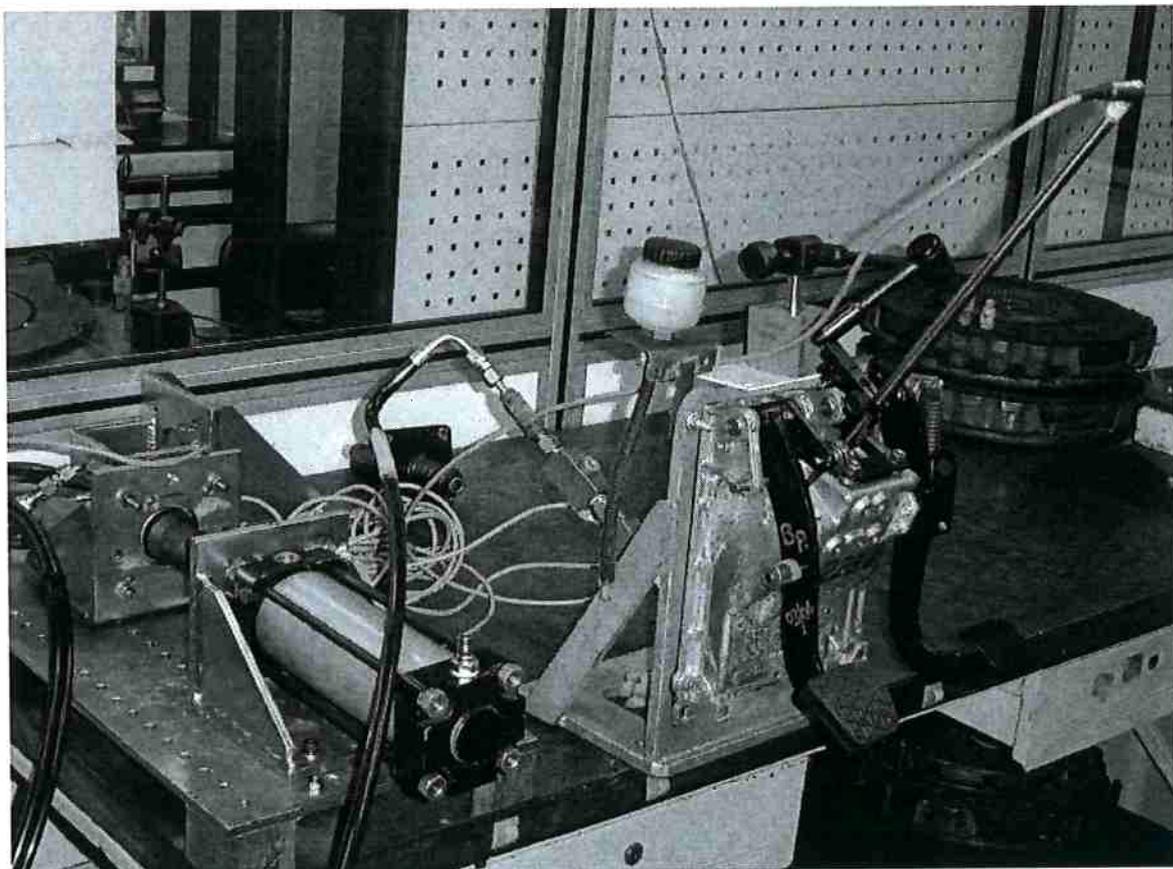


Figura 24: Bancada para verificação de perdas na linha hidráulica

A Figura 25 representa esquematicamente o sistema utilizado para as verificações.

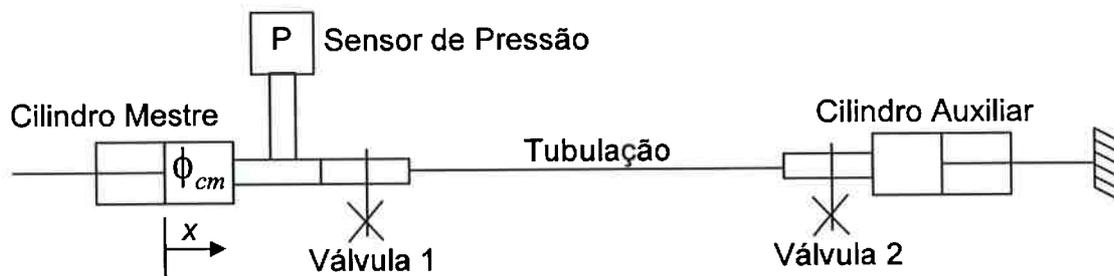


Figura 25: Representação da bancada de perdas hidráulicas

A primeira etapa é preencher o circuito com fluido de modo que não restem bolhas de ar que possam levar à expansão excessiva.

Feito isso, a válvula um é fechada e aplica-se deslocamento no cilindro mestre até que o sensor de pressão indique valores equivalentes à máxima pressão de trabalho:

$$V_{cm} = \frac{\pi * \phi^2}{4} * x$$

Em que:

$V_{cm}$  = perda em volume;

$\phi$  = diâmetro do CM;

$x$  = curso medido.

O segundo passo é repetir o procedimento, mas com a válvula um aberta e a dois fechada:

$$V_{cm + tub} = \frac{\pi * \phi^2}{4} * x$$

Em que:

$V_{cm+tub}$  = perda em volume do cilindro mestre somada à perda da tubulação.

Analogamente, o procedimento deve ser repetido com as duas válvulas abertas, obtendo-se:

$$V_{cm+tub} + V_{aux} = \frac{\pi * \phi^2}{4} * x$$

Em que:

$V_{cm+tub}+V_{aux}$  = perda em volume dos cilindros mestre e auxiliar e da tubulação.

Com os dados em mãos utilizando a tabela contida na Figura 26 obtêm-se os volumes deslocados de cada componente para cada valor de pressão que possa estar na faixa de trabalho de um sistema de acionamento de embreagem.

Pressão Sequencial	Volume Deslocado Cilindro Mestre	Volume Deslocado CM + Tub.	Volume Deslocado TUBULAÇÃO	Volume Deslocado CM + Tub. + AUX	Volume Deslocado AUXILIAR
	(medido)	(medido)	(calculado)	(medido)	(calculado)
[bar]	[mm <sup>3</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]	[mm <sup>3</sup> /m]	[mm <sup>3</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]
5,54	651,91	1456,82	804,91	2108,73	752,73
5,55	700,00	1456,82	756,82	2156,81	800,82
5,56	700,00	1456,82	756,82	2156,81	800,82
5,57	700,00	1456,82	756,82	2156,81	800,82
5,58	700,00	1456,82	756,82	2156,81	800,82
5,59	695,82	1460,99	765,17	2156,81	796,64
5,6	695,82	1460,99	765,17	2156,81	796,64
5,61	695,82	1460,99	765,17	2156,81	796,64

Figura 26: Expansão volumétrica

Nesta tabela, os valores de pressão são fornecidos sequencialmente em um intervalo de 0,01 bar. O programa se encarrega de buscar o valor de expansão correspondente àquela pressão para cada componente ou trecho medido experimentalmente

Os passos descritos a seguir ilustram quais são as medidas a serem tomadas de modo que o sistema de acionamento atue corretamente até o fim da vida dos componentes e que possa proporcionar maior durabilidade ao sistema. Alguns problemas relacionados ao mau dimensionamento também são ilustrados.

### 3.2. PRÉ - CARGA NO ROLAMENTO

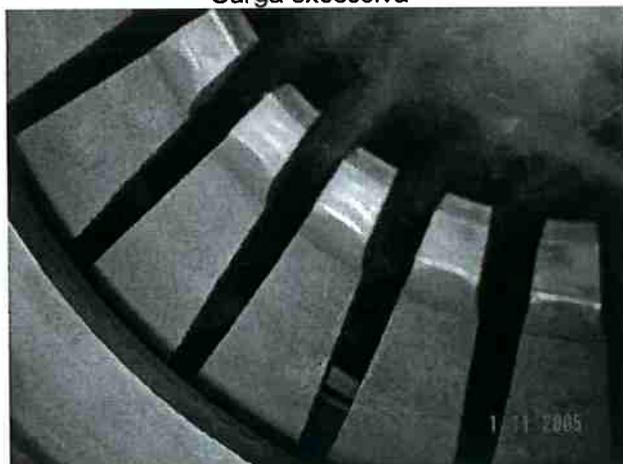
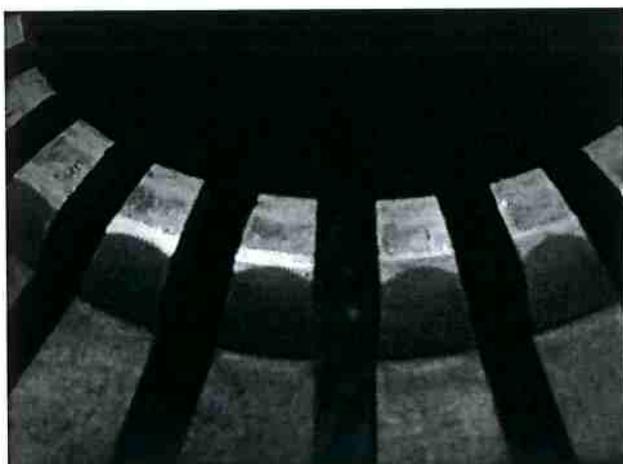
O rolamento da embreagem é sujeito a forças axiais e é responsável pelo acionamento da mola membrana do platô. Para o melhor funcionamento e durabilidade, o rolamento não pode ter folga axial nem, tampouco, carga excessiva. Isto pode ocasionar ruído, perda de lubrificação, desgaste da pista do rolamento e dos dedos da mola membrana, podendo ocasionar perda de curso e possível danificação do disco de embreagem. Na Figura 27 observam-se os defeitos apontados.



Falta de pré-carga



Carga excessiva



Desgaste nos dedos da mola membrana.

Figura 27: Problemas relacionados à pré-carga no rolamento de embreagem

A pré-carga no rolamento deve ser, segundo o fabricante, no mínimo de 100N. É determinada com base na posição de montagem do cilindro auxiliar. Há uma mola interna a este componente cuja curva é ilustrada na Figura 28.

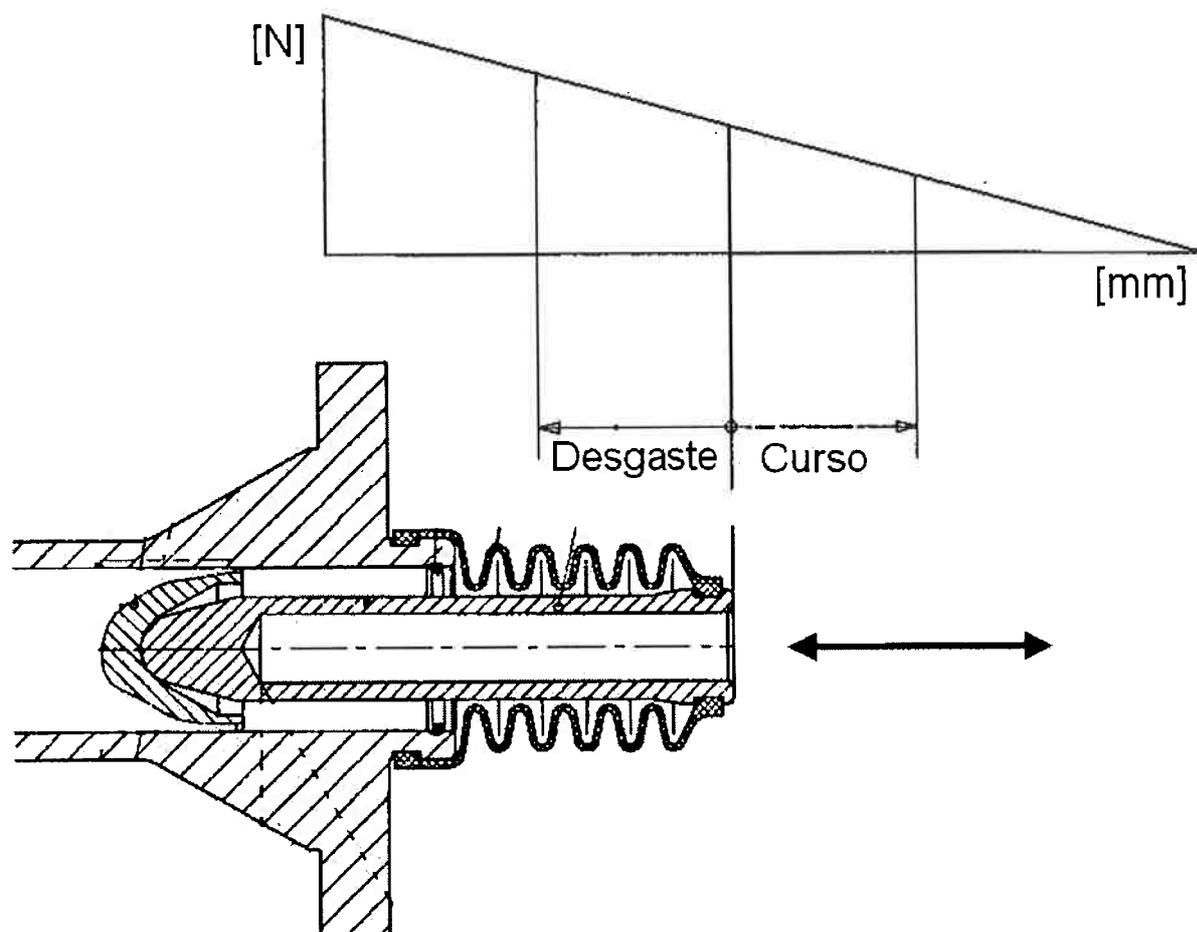


Figura 28: Curva da mola do cilindro auxiliar

A força no cilindro auxiliar na posição de montagem multiplicada pela relação do garfo de embreagem, determina a pré-carga no rolamento.

Para acionamento do tipo CSC (Figura 13), a posição de montagem proporciona curso na mola do componente capaz de gerar força suficiente para a pré-carga do rolamento.

Para ambos os casos, a posição de montagem deve coincidir idealmente com a posição "zero" apontada na Figura 30.

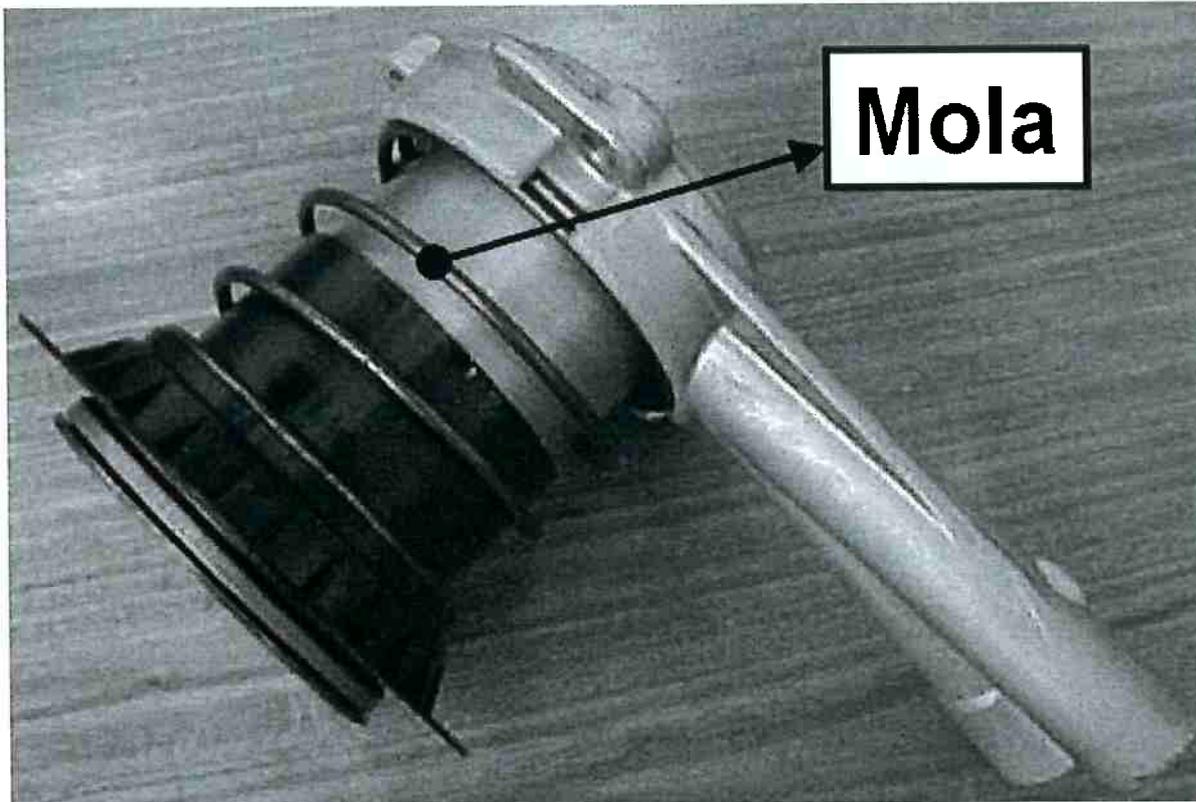
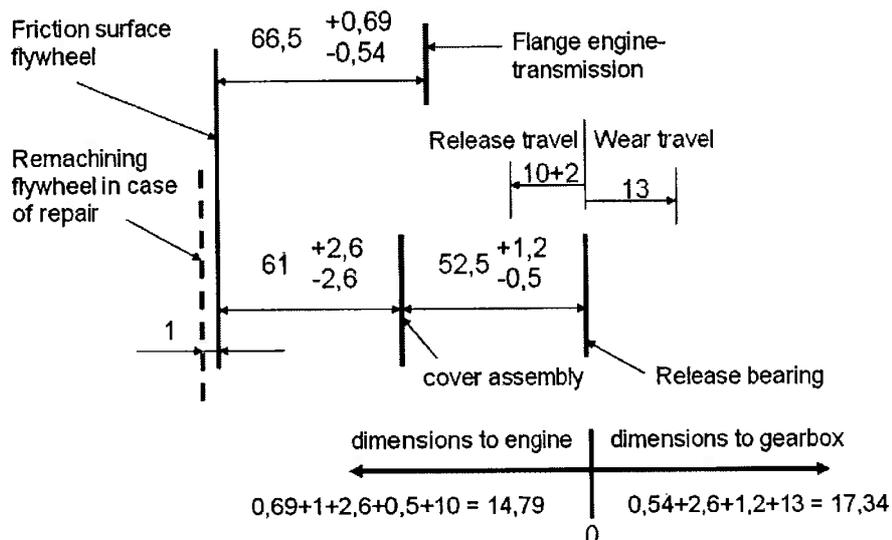


Figura 29: Mola do CSC para pré-carga de rolamento

### 3.3. CURSO NO CILINDRO AUXILIAR

Determinada a pré-carga no rolamento torna-se necessária verificação de curso útil do cilindro auxiliar. Esta verificação certifica que o sistema funcionará até o fim da vida útil dos componentes independentemente das tolerâncias envolvidas. Em uma análise simples poderia se dizer que o curso necessário para o cilindro auxiliar seria o curso do rolamento multiplicado pela relação do garfo, mas muitos outros parâmetros estão envolvidos.

O exemplo contido na Figura 30 contém dados hipotéticos que ilustram a movimentação axial do mancal e rolamento da embreagem para o máximo de tolerâncias e desgaste dos componentes.



Stroke at release bearing:  $14,79 + 17,34 = 32,13$   
 Ratio of release fork: 1,826  
 Stroke of clutch booster:  $32,13 * 1,826 = 58,7$  (without fork deflection)

Figura 30: Curso do cilindro auxiliar

Admite-se que o volante do motor pode ser retificado em até um milímetro e que a mola membrana do platô desloca-se de treze milímetros durante a vida útil do disco. Este deslocamento (Figura 31) é o curso de desgaste da mola membrana do platô devido à diminuição da espessura do disco e ao desgaste de suas articulações.

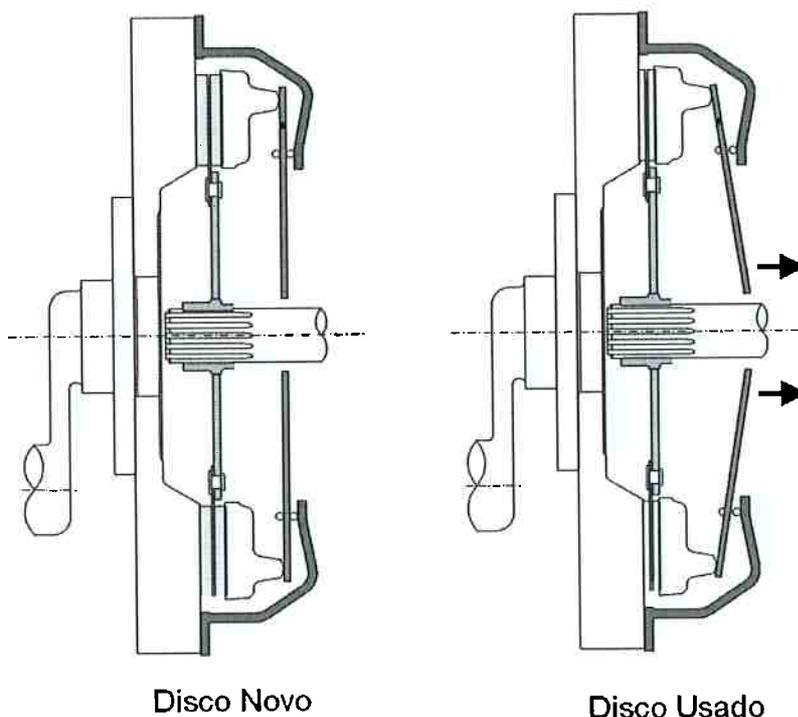


Figura 31: Deslocamento da mola membrana (SCHAEFFLER, 2006)

Este cálculo é importante para determinar se os componentes escolhidos são adequados. Se houver dúvida sobre o cilindro auxiliar, seu curso não deve ser menor do que o obtido. Se a limitação for o platô, deve-se optar por aquele que tenha um curso de desgaste que não afete significativamente o curso útil do cilindro auxiliar.

### 3.4. VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO

O ponto de partida para qualquer verificação é o dado conhecido. Portanto, o estudo é iniciado com base no curso de acionamento desejado no platô. Este parâmetro é especificado em desenho e seus limites inferiores e superiores variam de 10 mm a 12 mm e de 12 mm a 14mm respectivamente. O Platô utilizado neste estudo exige curso de 10 mm a 12 mm. Para evitar problemas com a tolerância do sistema adota-se 11 mm como objetivo para o cálculo.

A determinação correta do curso de acionamento do platô é fundamental para a durabilidade dos componentes envolvidos. Se o curso atingido for insuficiente, haverá arranhamento de marchas e os sincronizadores do câmbio sofrerão desgaste excessivo. Se o curso for maior do que o especificado, prejudicará a durabilidade da mola membrana do platô de embreagem.



Novo



Danificado

Figura 32: Efeito da falta de curso nos sincronizadores do câmbio

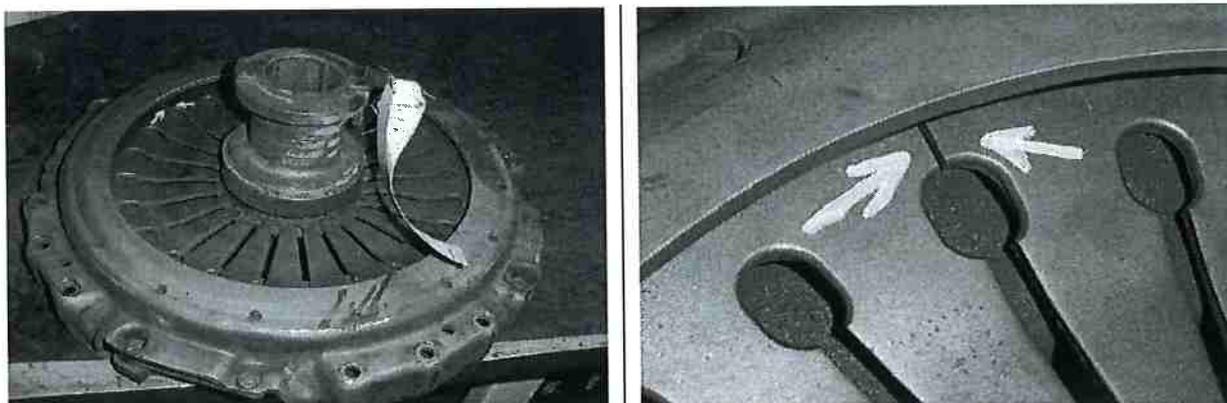


Figura 33: Quebra de mola membrana devido ao excesso de curso

Um princípio básico da mecânica ilustrado na Figura 34 indica que para minimizar a força de acionamento do pedal da embreagem, é desejável que o curso seja máximo. Portanto, durante o cálculo procura-se atingir o curso máximo disponível pelo cilindro mestre utilizado.

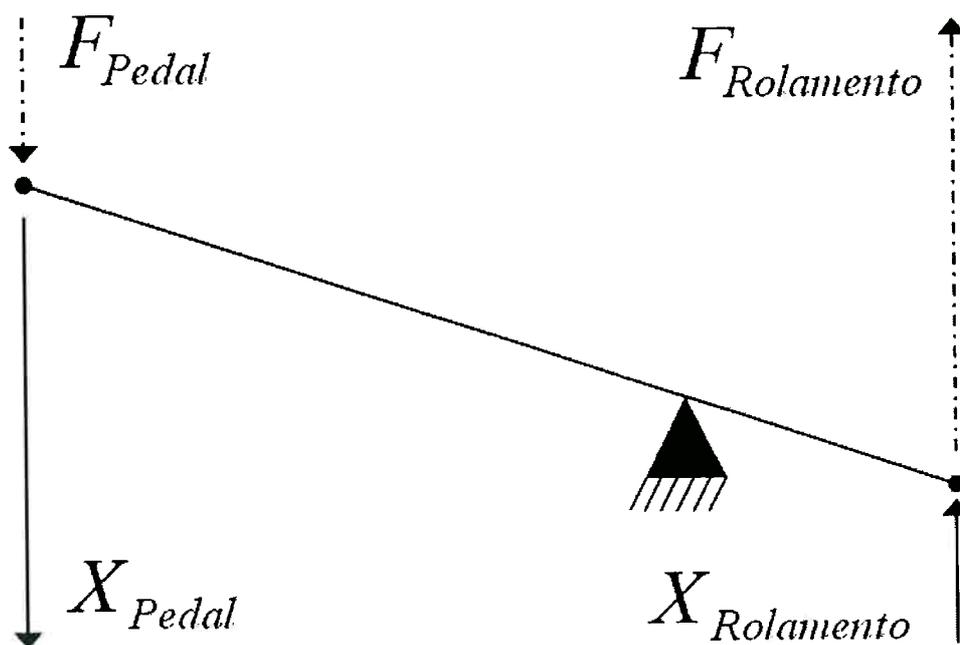


Figura 34: Relação total

Com os objetivos definidos, é necessário estipular quais serão os componentes utilizados. Para tanto, existem duas possibilidades. Testar as combinações até que seja conseguido um valor ou utilizar um sistema semelhante e conhecido como base para cálculo.

Todo o cálculo de curso de acionamento tem como base o volume deslocado, portanto, com a relação do garfo é possível determinar o volume de fluido deslocado no cilindro auxiliar sem considerar as perdas.

$$C_{Aux} = C_{Rol} * R_{Gar}$$

Em que:

$C_{Aux}$  = curso do cilindro auxiliar;

$C_{Rol}$  = curso desejado no rolamento;

$R_{Gar}$  = relação do garfo.

$$VD_{Aux} = \frac{\pi * D_{Aux}^2}{4} * C_{Aux}$$

Em que:

$VD_{Aux}$  = volume deslocado no cilindro auxiliar

$D_{Aux}$  = diâmetro do cilindro auxiliar.

As perdas envolvidas com a linha hidráulica (determinadas no item PERDAS ATRIBUÍDAS AOS COMPONENTES) são indispensáveis para a verificação do curso de acionamento, mas, para tanto, é necessário determinar a pressão na linha hidráulica.

$$P = \frac{F_{Rol}}{R_{Gar}} * \frac{4}{\pi * D_{Aux}^2}$$

Em que:

P = pressão na linha hidráulica;

$F_{Rol}$  = força no rolamento.

A tabela contida na Figura 26: Expansão volumétrica servirá de consulta para as pressões determinadas e o volume a ser deslocado pelo cilindro mestre será:

$$VD_{CM} = VD_{Aux} + EV_{Aux} + EV_{CM} + EV_{Tub} * L_{Tub}$$

Em que:

$VD_{CM}$  = volume deslocado no cilindro mestre;

$EV_{Aux}$  = expansão volumétrica do cilindro auxiliar;

$EV_{CM}$  = expansão volumétrica do cilindro mestre;

$EV_{Tub}$  = expansão volumétrica da tubulação em mm<sup>3</sup>/m

e  $L_{Tub}$  = comprimento da tubulação.

Com  $VD_{CM}$ , calcula-se:

$$C_{CM} = VD_{CM} * \frac{4}{\pi * D_{CM}^2}$$

Em que:

$C_{CM}$  = curso do cilindro mestre;

$D_{CM}$  = diâmetro do cilindro mestre.

No Gráfico 5 observa-se a eficácia do cálculo com base no procedimento descrito.

### Curso do Cilindro Mestre x Curso do Rolamento

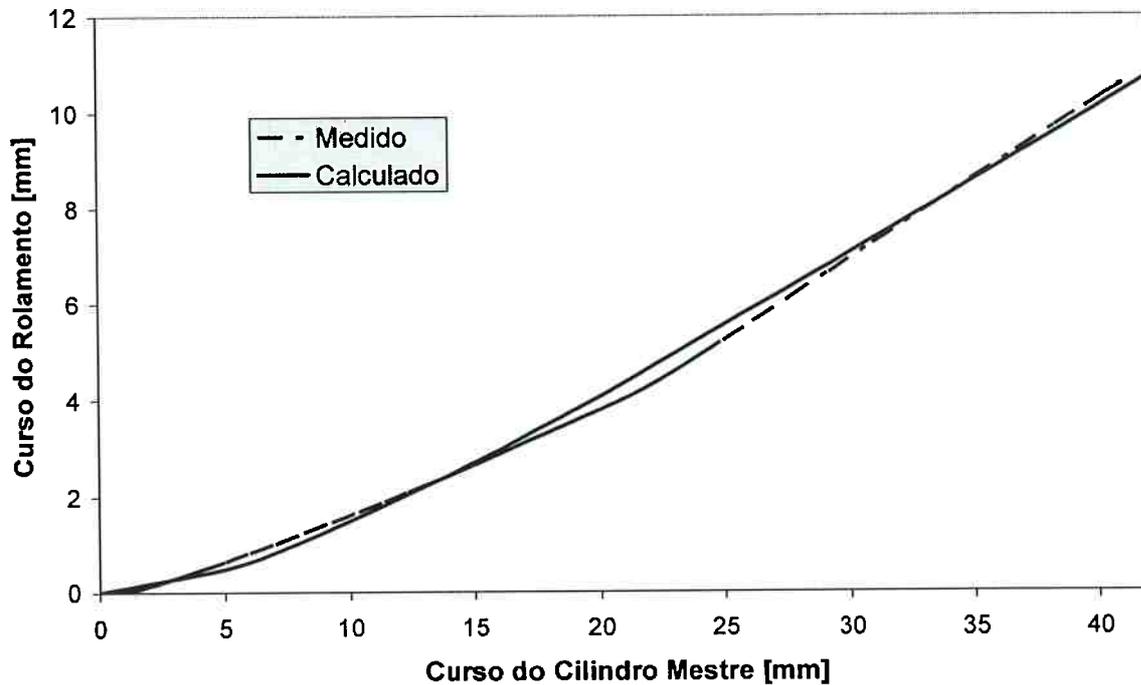


Gráfico 5: Curso do cilindro mestre x rolamento – Comparativo entre medição e cálculo

### 3.5. DETERMINAÇÃO DA ALAVANCA DE ACIONAMENTO

A partir da determinação do curso de acionamento, é necessário considerar os limites físicos para atuar o cilindro. Estes são determinados pelo tipo de pedaleira e alavanca utilizada. Ângulo de montagem do cilindro mestre e distância entre este e a articulação da alavanca pedal são alguns dos parâmetros importantes para a determinação da alavanca de acionamento do cilindro mestre.

Na Figura 35 é possível observar o conjunto pedaleira utilizado no estudo e a alavanca de acionamento do cilindro mestre (ACM)

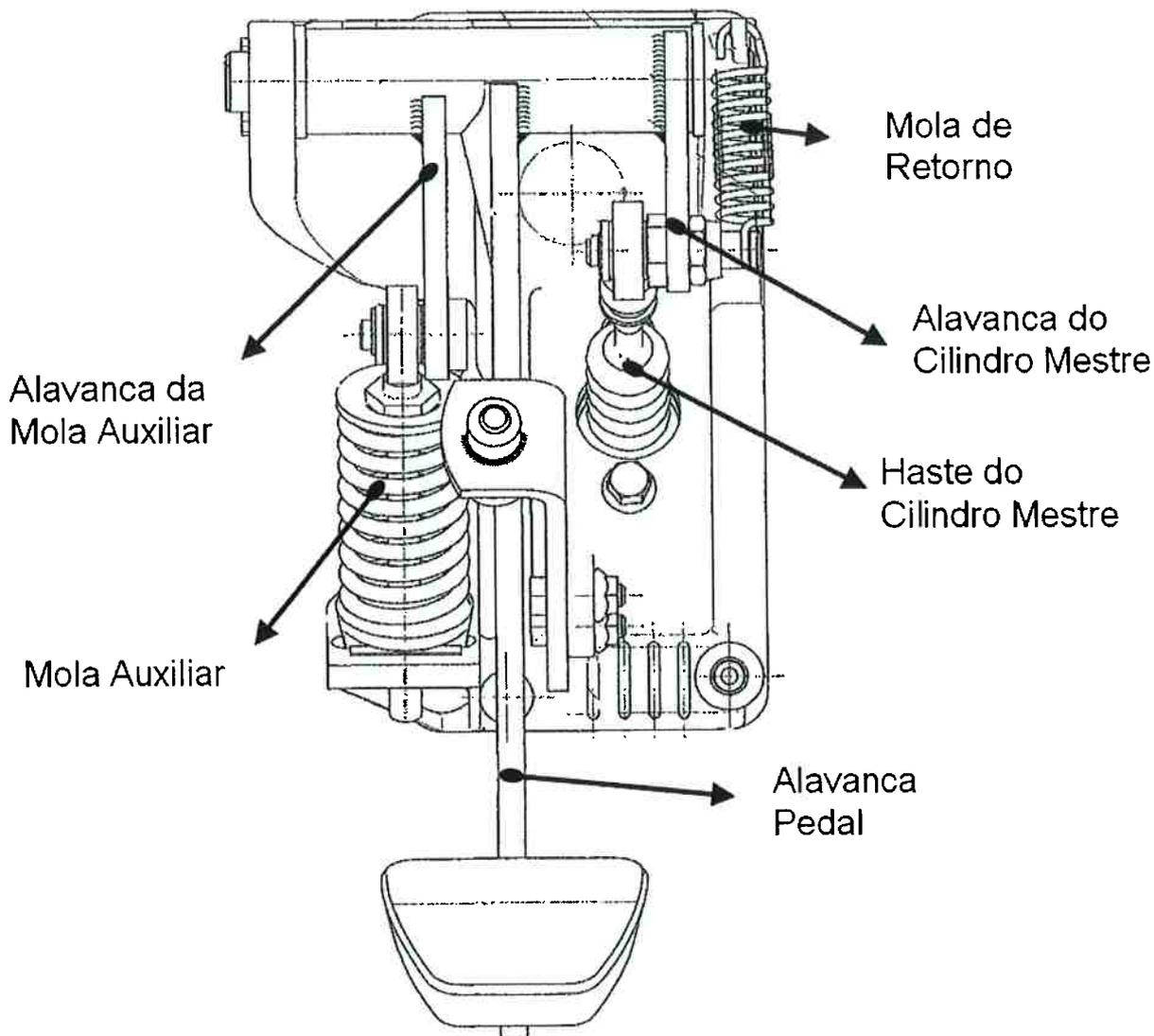


Figura 35: Conjunto pedal de embreagem em estudo

A Figura 36 contém os parâmetros necessários para a determinação do comprimento da alavanca e haste do cilindro mestre. Na posição ilustrada, o sistema contém um dos ângulos  $\beta$  críticos de funcionamento, correspondente ao meio do curso, onde  $\alpha = 270^\circ$  e ACM forma um ângulo de 90 graus com a linha do cilindro mestre. "A" é a distância ortogonal entre a face do cilindro mestre e o centro de articulação do pedal, "B" é a distância ortogonal entre a linha do cilindro mestre e aquele mesmo ponto, "C" é a distância entre a face do cilindro mestre e o centro da esfera da Haste de acionamento na posição inicial do cilindro, onde o curso ("X") é igual à zero. Vale lembrar que a posição inicial do cilindro é correspondente ao instante onde o pedal toca o batente superior sem nenhuma atuação.

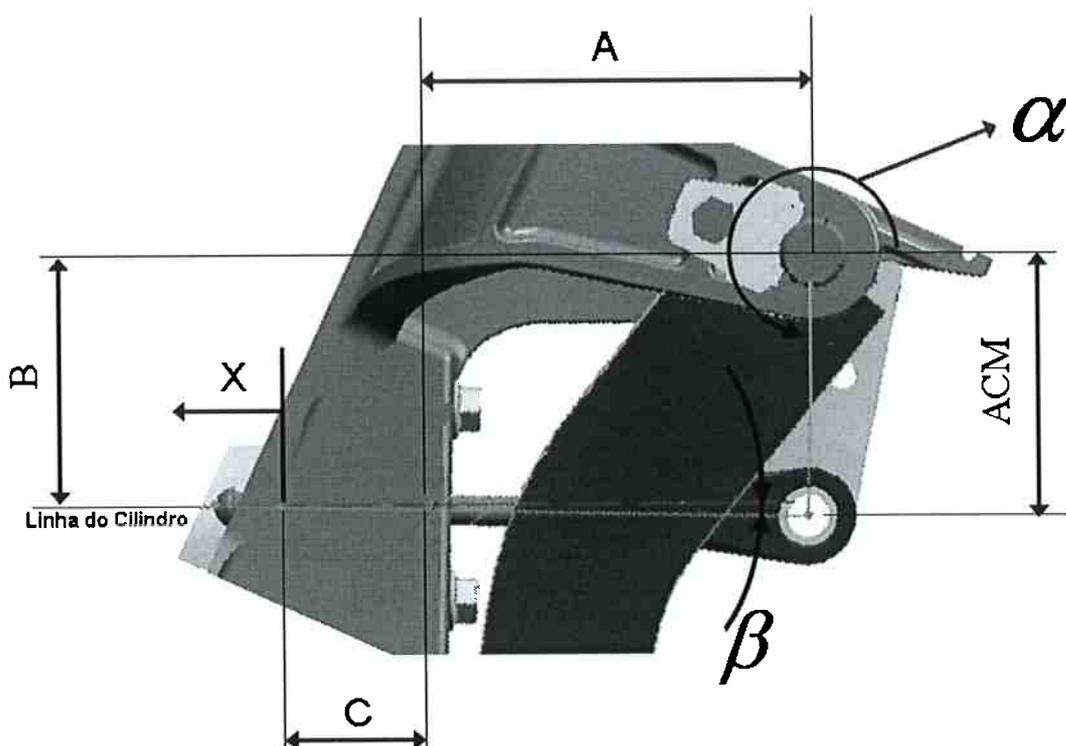


Figura 36: Dados para determinação da alavanca de acionamento do cilindro mestre

$\beta$  é o ângulo entre a linha do cilindro mestre e sua haste. Esta medida é muito importante no dimensionamento do acionamento. É em função dela que os outros parâmetros devem ser determinados, visto que cada fabricante de cilindros mestre estipula um valor máximo para evitar problemas futuros com o componente. O mau dimensionamento deste ângulo pode causar desgaste irregular na camisa do cilindro e no êmbolo de acionamento, ilustrados na Figura 37.

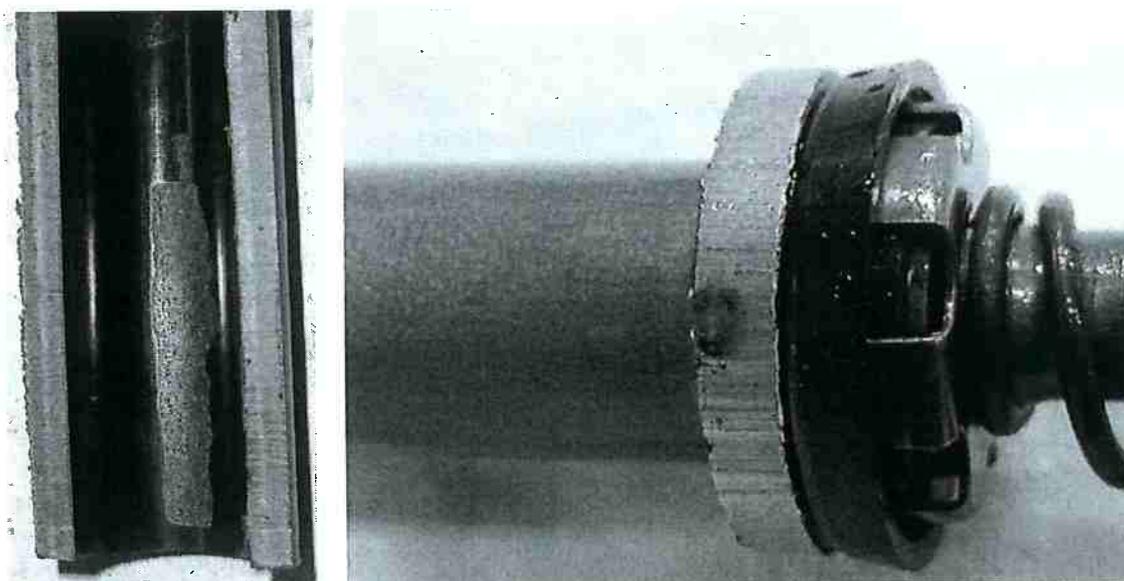


Figura 37: Problemas causados por mau dimensionamento do pedal de embreagem

O esquema da Figura 38 mostra como é determinado o ângulo  $\beta$ .

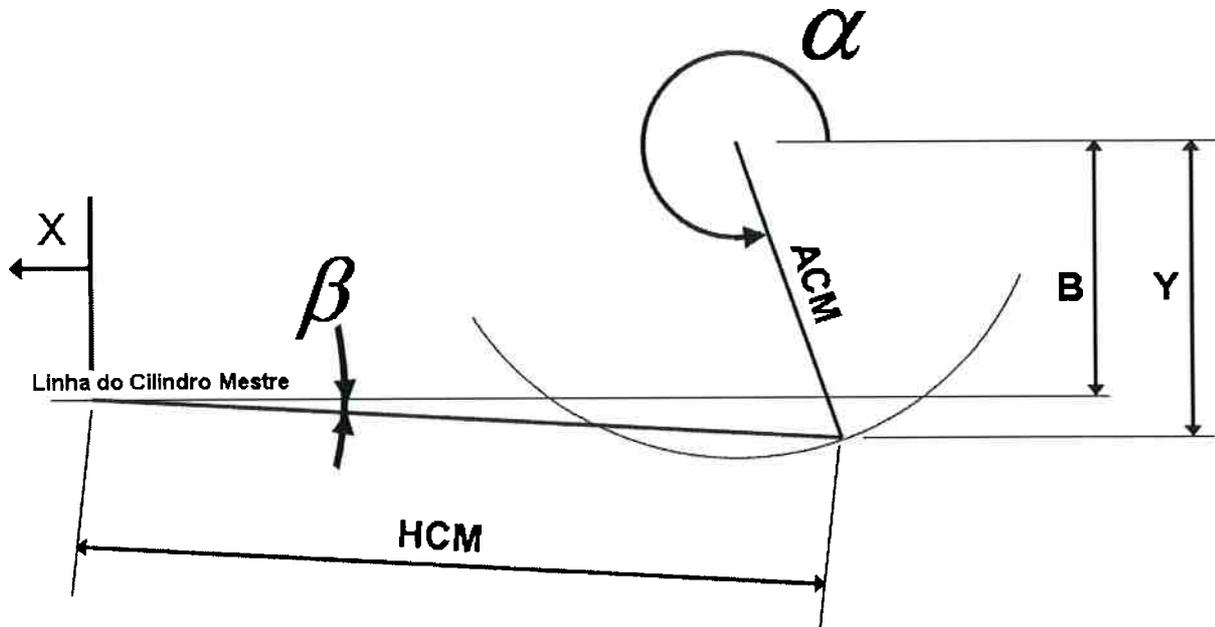


Figura 38: Determinação de  $\beta$

$$\text{sen}(-\alpha) = \frac{Y}{ACM} \Rightarrow Y = \text{sen}(-\alpha) * ACM$$

$$\text{sen}(-\beta) = \frac{(Y - B)}{HCM} \Rightarrow Y = \text{sen}(-\beta) * HCM + B$$

Igualando as equações:

$$\beta = -\text{asen}\left(\frac{\text{sen}(-\alpha) * ACM - B}{HCM}\right)$$

O esquema da Figura 39 mostra como é determinado deslocamento do cilindro mestre.

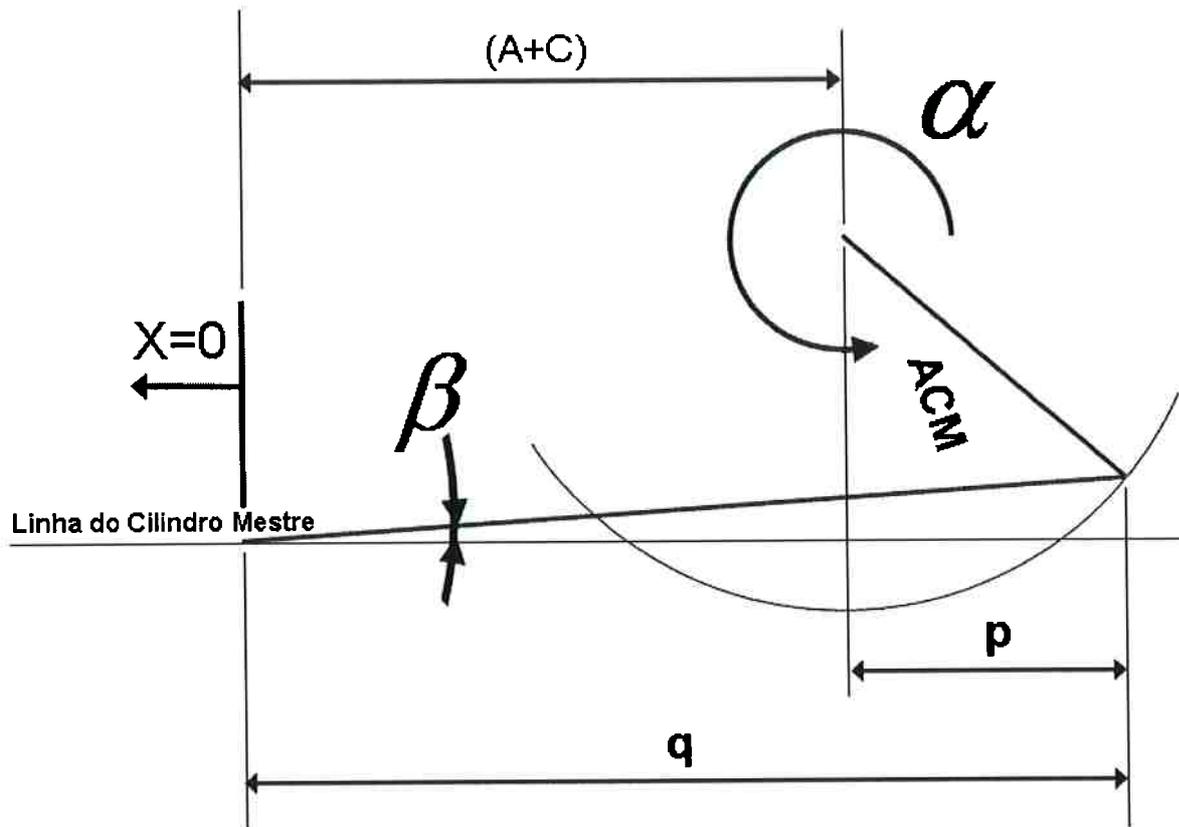


Figura 39: Determinação do curso de acionamento

$$q = HCM * \cos(\beta)$$

$$p = ACM * \cos(-\alpha)$$

O curso do cilindro mestre é determinado pela equação:

$$X = (A + C) - (p + q)$$

$$X = A + C - ACM * \cos(-\alpha) - HCM * \cos(\beta)$$

Com as equações e condições de contorno do conjunto é possível determinar valores de ACM e HCM de modo que os ângulos  $\beta$  sejam mínimos no início do movimento ( $X=0$ ), na metade do curso ( $X/2$ ) e no final do Curso ( $X$ ). A condição ideal e de melhor distribuição é quanto  $\beta$  atinge valores iguais no início e no meio do curso conforme Gráfico 6.

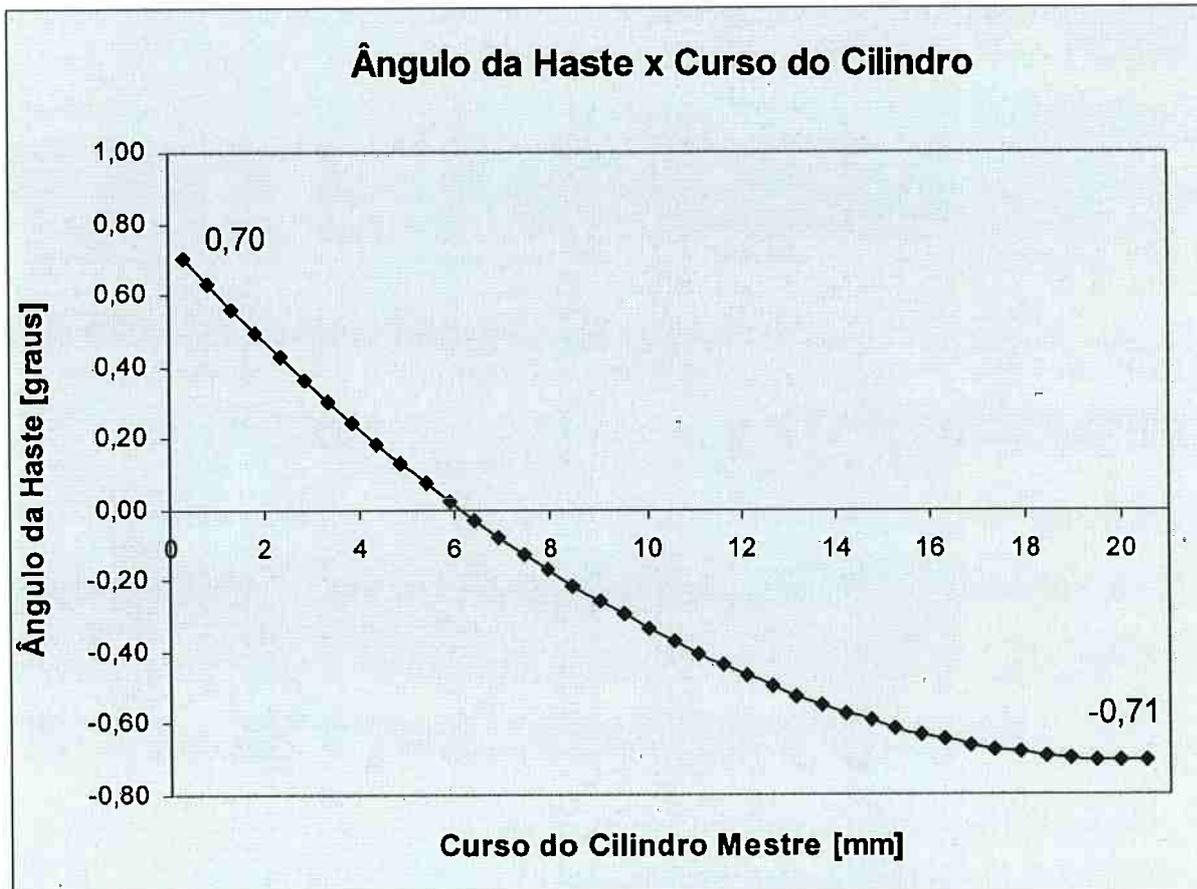


Gráfico 6: Ângulo da haste em função do curso do cilindro mestre

### 3.6. DETERMINAÇÃO DA CURVA DE SISTEMA

Até o momento, a única consideração realizada quanto ao esforço de acionamento foi a necessidade de atingir curso máximo para obter mínimo esforço (Figura 34: Relação total). A primeira curva a ser determinada é a de sistema, que representa o acionamento puro, sem auxílio de mecanismos de diminuição de esforço. Utilizam-se somente as relações das alavancas existentes e a relação hidráulica.

Em uma análise simples, seria possível obter a curva de sistema somente com diâmetro e pressão no cilindro mestre e alavanca pedal:

$$F_{Pedal} = \frac{P * A_{CM}}{R_{Pedal}}$$

Esta forma de determinação da curva não leva em conta os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$  obtidos anteriormente podendo levar a erros significativos.

A Figura 40 apresenta os parâmetros necessários para a determinação da FTACM (força tangencial à alavanca do cilindro mestre). Esta força deve ser utilizada na determinação da força de acionamento do pedal de embreagem.

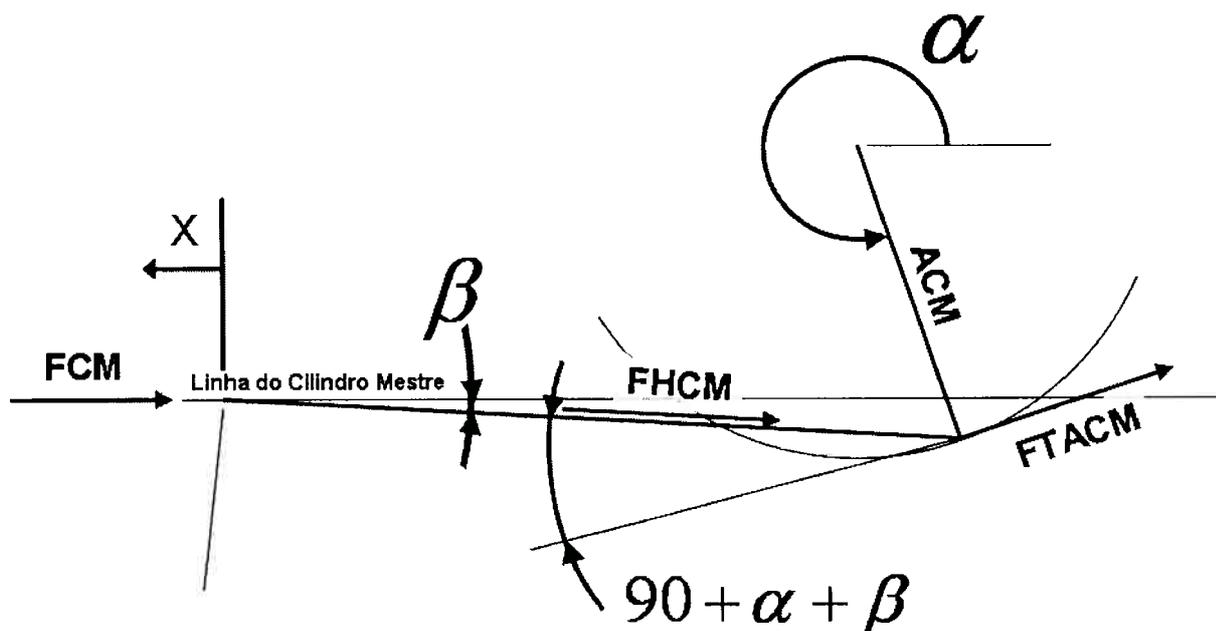


Figura 40: Determinação de forças no acionamento do cilindro mestre

$$F_{CM} = P * A_{CM}$$

Em que:

$F_{CM}$  = força no cilindro mestre;

P = pressão no sistema (determinada no item VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO)

$A_{CM}$  = área do cilindro mestre.

$$F_{HCM} = \frac{F_{CM}}{\cos(\beta)}$$

Em que:

$F_{HCM}$  = força na Haste do Cilindro mestre.

$$F_{TACM} = \cos(90 + \alpha + \beta) * F_{HCM}$$

$$F_{Pedal} = \frac{T_{Eixo}}{A_{Pedal}} = \frac{F_{TACM} * ACM}{A_{Pedal}}$$

Em que:

$F_{Pedal}$  = força no pedal;

$T_{Eixo}$  = torque gerado no eixo do pedal devido ao sistema;

$A_{Pedal}$  = comprimento da alavanca pedal.

O Gráfico 7 ilustra a eficiência do cálculo em relação à medição realizada. A curva obtida sem adição de mola auxiliar ou de retorno é denominada curva de sistema.

#### Comparativo entre Curva de Sistema Calculada e Medida

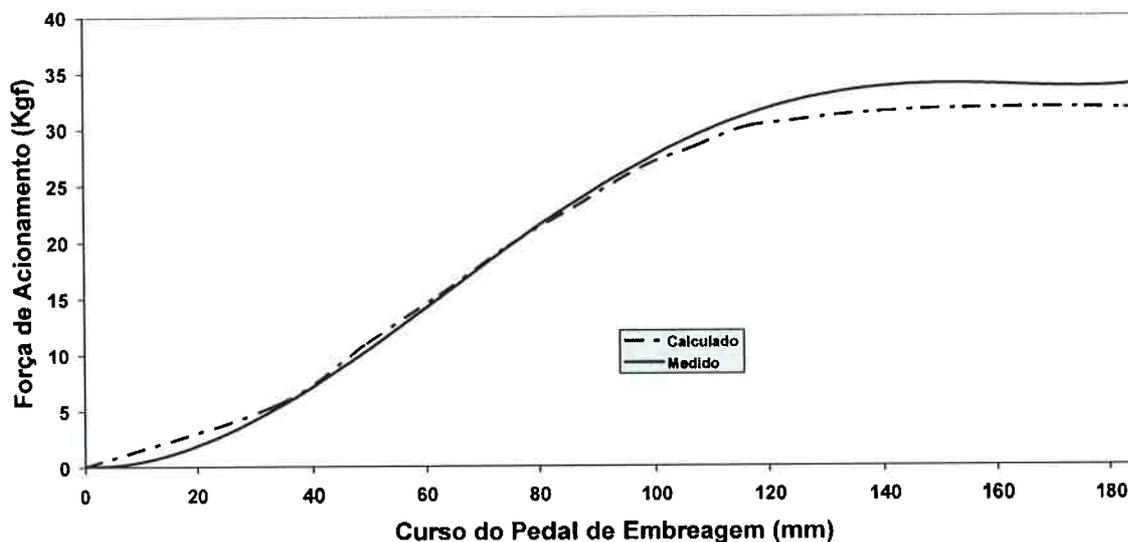


Gráfico 7: Curva de sistema – Comparativo entre medido e calculado

### 3.7. MOLA AUXILIAR

A função da mola auxiliar é aumentar o esforço de acionamento no início do curso do pedal e diminuí-lo a partir de ca. de  $\frac{1}{4}$  do curso. A mola pode atuar de diferentes maneiras de modo a gerar uma curva de acionamento o mais plana possível e que não cause desconforto ao condutor.

A Figura 41 ilustra a mola auxiliar e os parâmetros necessários para o cálculo de seu funcionamento. No início do movimento, faz força contra o pedal e no final do curso a favor (Gráfico 8). O limite de atuação da mola é dado pela dificuldade de retorno do pedal, visto que a mola o força para baixo. Para efeitos de cálculo, o esforço de retorno não é considerado, mas, para evitar problemas com este parâmetro, procura-se obter curvas onde o esforço no final do curso não tenha pontos inferiores a 10 kgf.

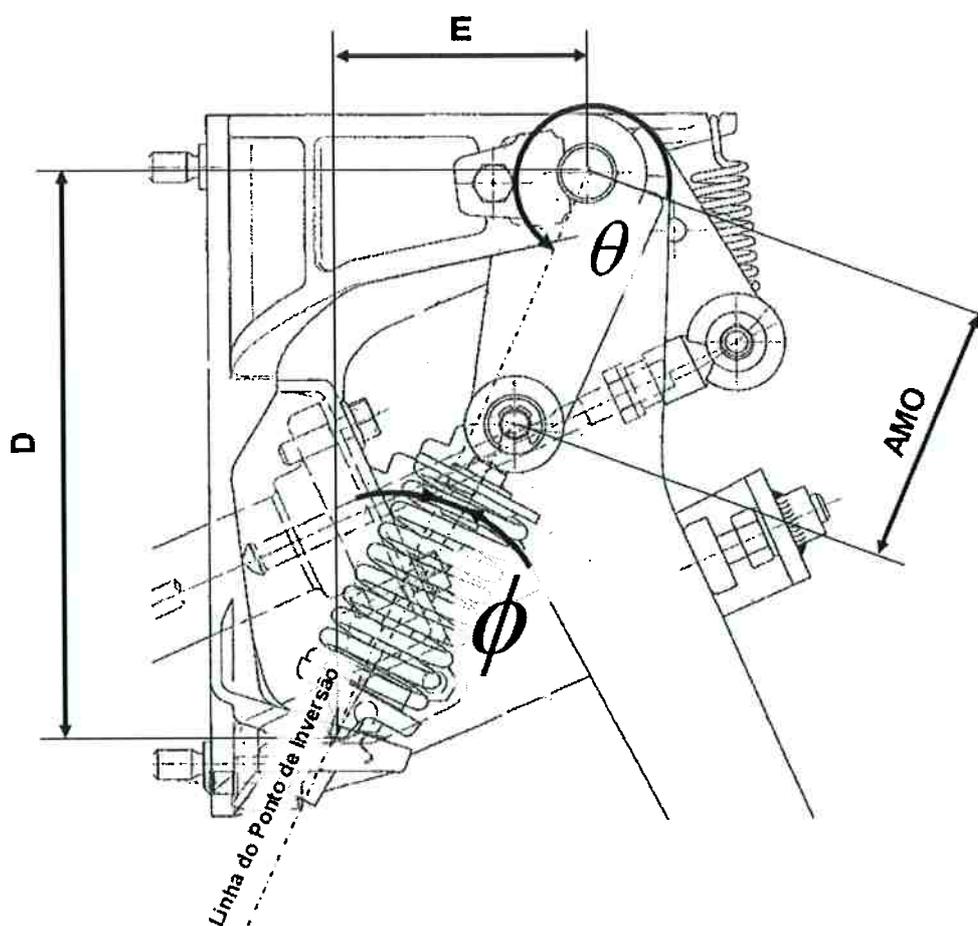


Figura 41: Dados para definição da mola auxiliar do pedal

Os parâmetros "D" e "E" são fixos. A alavanca da mola (AMO) é fator variável para o dimensionamento do auxílio da mola. Os ângulos  $\phi$  e  $\theta$  variam durante o movimento do pedal de embreagem, mas o ângulo  $\theta$  inicial define o ponto de inversão da mola e é fator determinante no resultado do estudo.

O ângulo  $\theta$  é dependente da diferença em graus entre a Alavanca do Cilindro mestre e a Alavanca da mola. Ambas são solidárias ao eixo do Pedal de embreagem. Esta dependência é demonstrada na Figura 42.

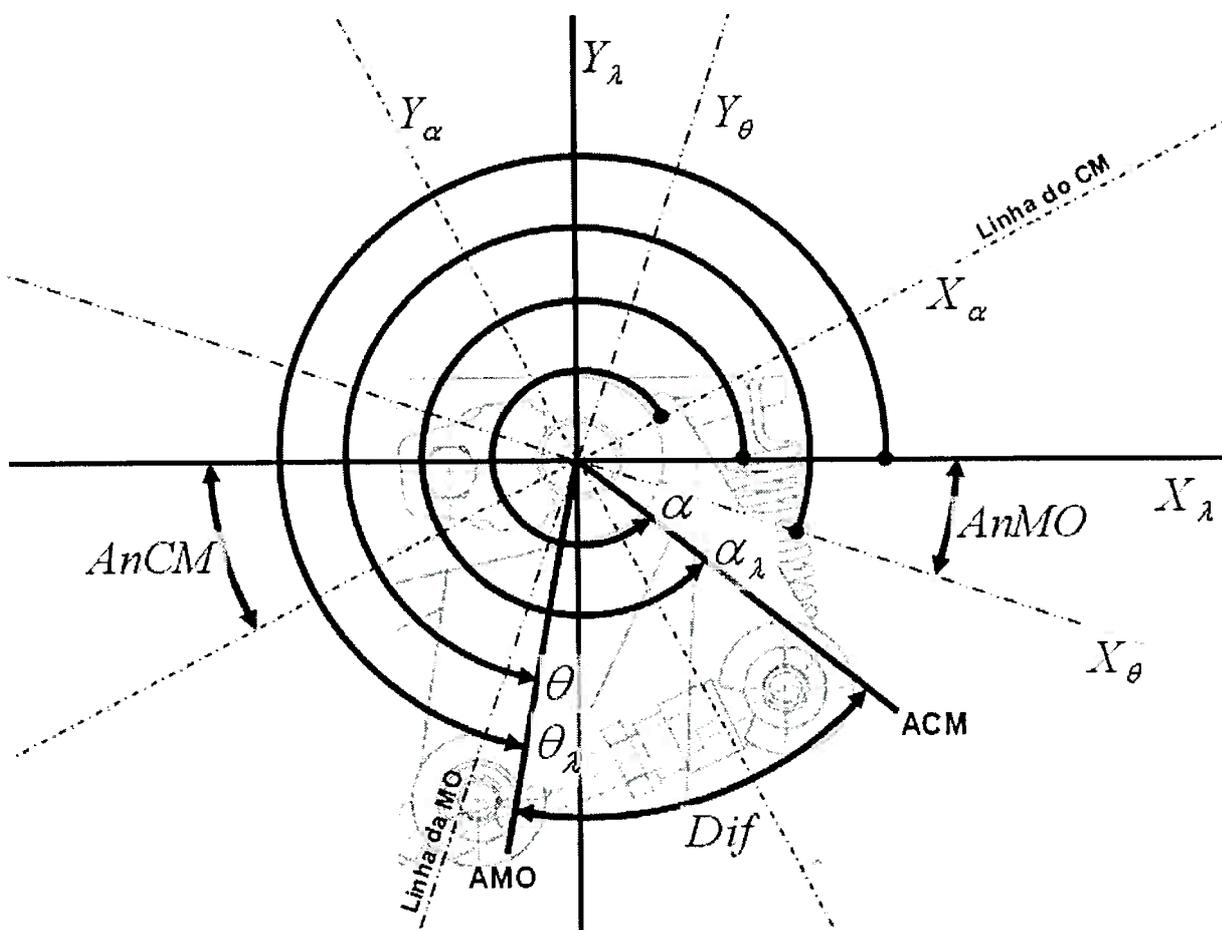


Figura 42: Coordenada global do sistema

$X_\lambda$  e  $Y_\lambda$  definem o sistema de coordenadas global do sistema. A relação entre  $\alpha$  e  $\theta$  é dada pela por:

$$\theta = \alpha + AnCM + AnMO - Dif$$

Em que:

AnCM = ângulo de montagem do cilindro mestre em Relação a  $X_\lambda$ ;

AnMO = ângulo da linha da mola em relação a  $Y_\lambda$

Dif = diferença em graus entre ACM e AMO.

Na Figura 43 observam-se as três posições de maior importância no estudo de uma mola auxiliar.

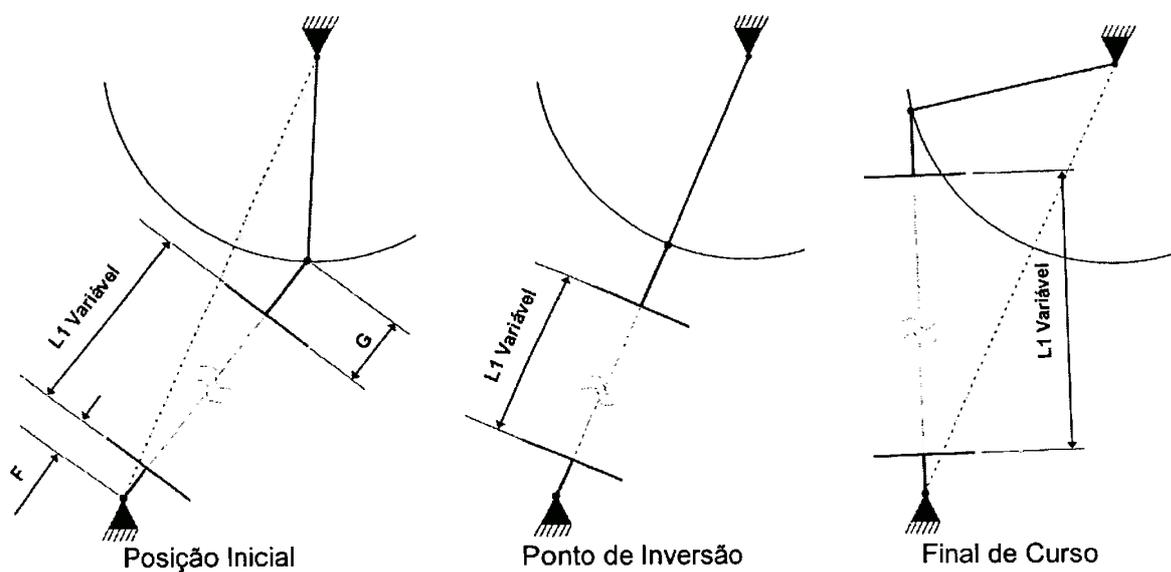


Figura 43: Movimento da mola auxiliar

A medida F é fixa e a medida G é variável para regular a força da mola.

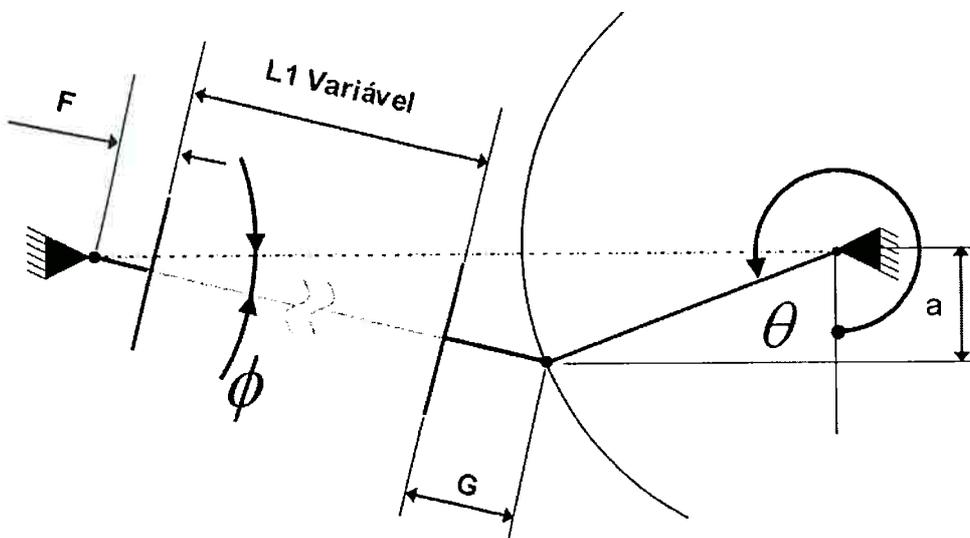


Figura 44: Determinação da relação entre os ângulos da mola de retorno

$$\cos(-\theta) = \frac{a}{AMO} \Rightarrow a = \cos(-\theta) * AMO$$

$$\text{sen}(\phi) = \frac{a}{F + L1 + G} \Rightarrow a = \text{sen}(\phi) * (F + L1 + G)$$

Igualando as equações:

$$\cos(-\theta) * AMO = \text{sen}(\phi) * (F + L1 + G)$$

$$\phi = \text{asen}\left(\frac{\cos(-\theta) * AMO}{(F + L1 + G)}\right)$$

Determinados os ângulos, é possível calcular as forças envolvidas.

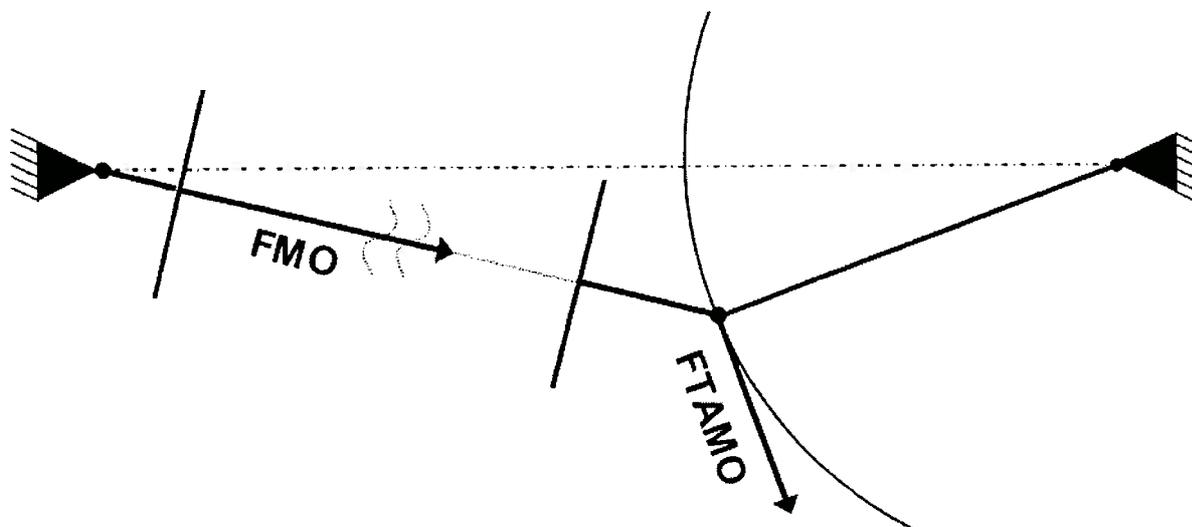


Figura 45: Forças na mola auxiliar

$$F_{mo} = k_{mo} * (L_0 - L1)$$

Em que:

$F_{mo}$  = força na mola;

$k_{mo}$  = constante da mola;

$L_0$  = comprimento livre da mola.

$$F_{TAMO} = \cos(-\theta - \phi) * F_{mo}$$

Em que:

$F_{TAMO}$  = força tangente à alavanca da mola.

$$T_{Eixo-mo} = F_{TAMO} * AMO$$

Em que:

$T_{Eixo-mo}$  = torque gerado no eixo do pedal devido a atuação da mola auxiliar.

$$F_{Pedal} = T_{Eixo-mo} * A_{Pedal}$$

A influência da mola auxiliar no esforço do pedal de embreagem está ilustrada no Gráfico 8.

### Curva da mola Auxiliar

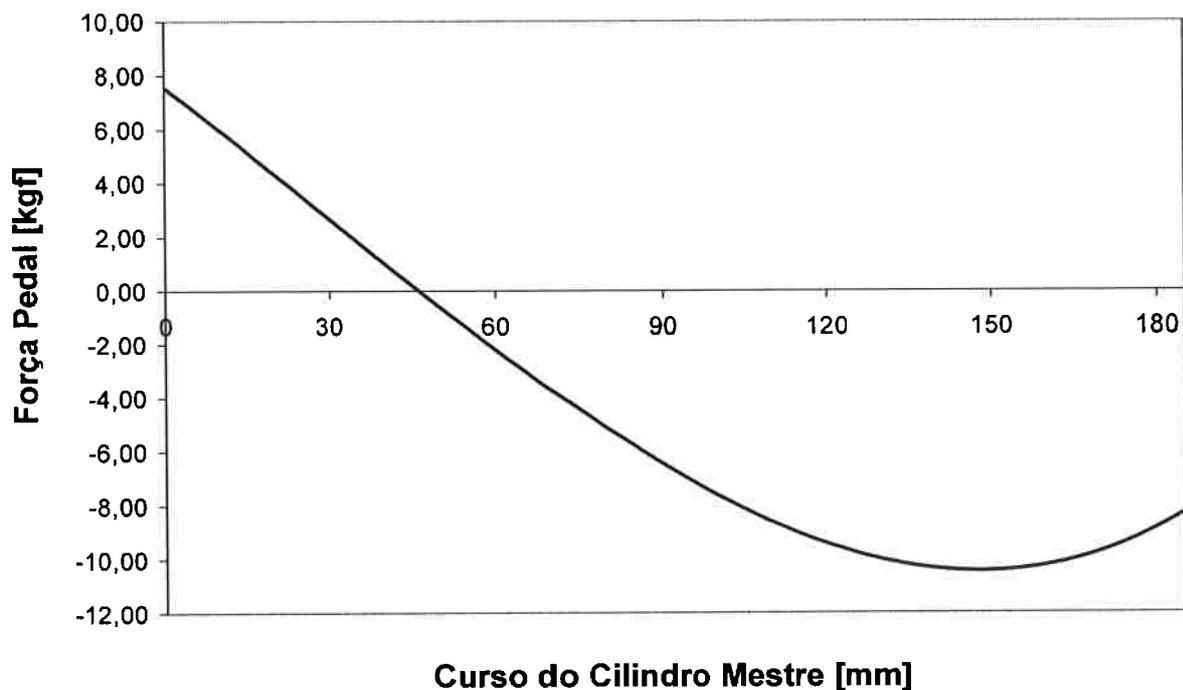


Gráfico 8: Curva da mola auxiliar

A mola auxiliar tem grande utilidade na definição de sistemas de atuação hidráulicos. A variação de parâmetros como  $\theta_0$  (ponto de Inversão), AMO, L0, L1, Kmo, podem conduzir a curva pedal na direção que for necessária em diferentes porções do curso de embreagem.

## 4. RESULTADOS E ANÁLISES

### 4.1. VALIDAÇÃO DO CÁLCULO

A curva de acionamento do Pedal de embreagem nada mais é do que a soma das curvas de sistema e da mola auxiliar conforme indicado na curva do Gráfico 9.

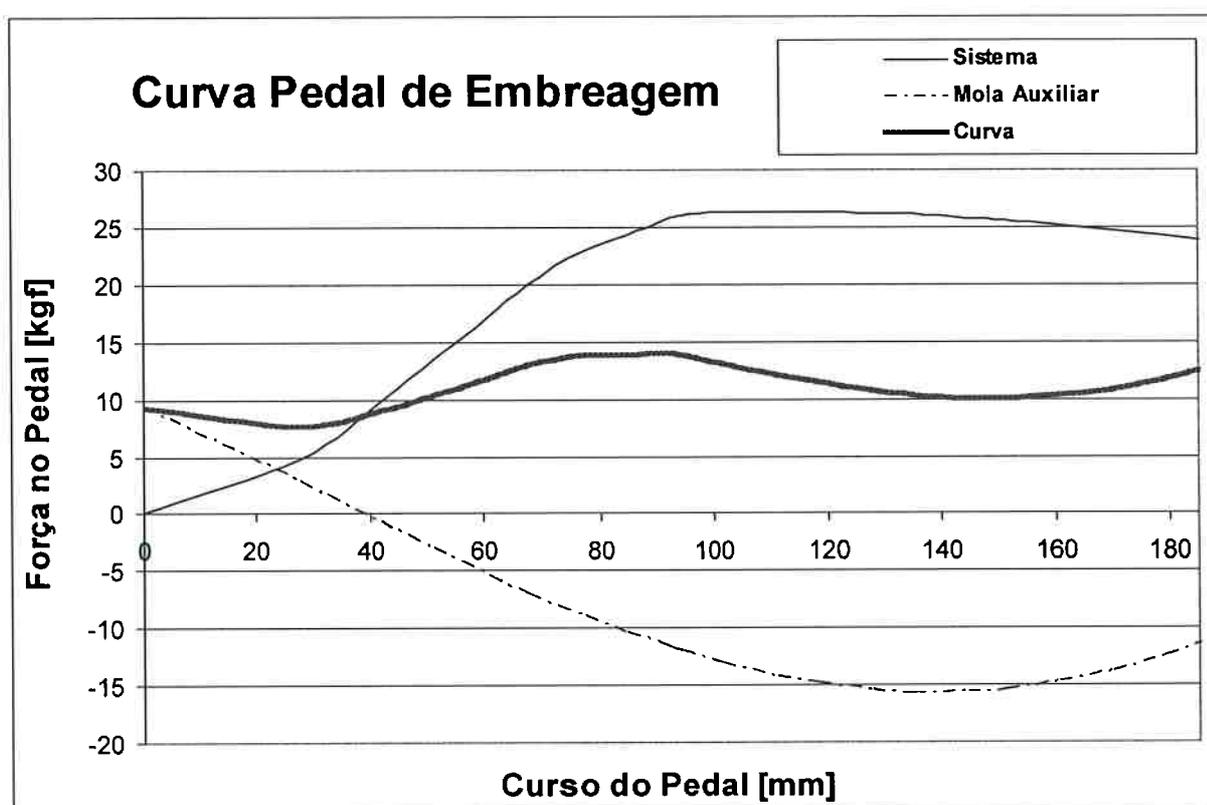


Gráfico 9: Curva pedal composta por sistema e mola auxiliar

No gráfico observam-se as curvas obtidas através do cálculo realizado, que utilizou as mesmas características de um sistema sujeito a medições objetivas. A curva final obtida comparada à medição está contida no Gráfico 10.

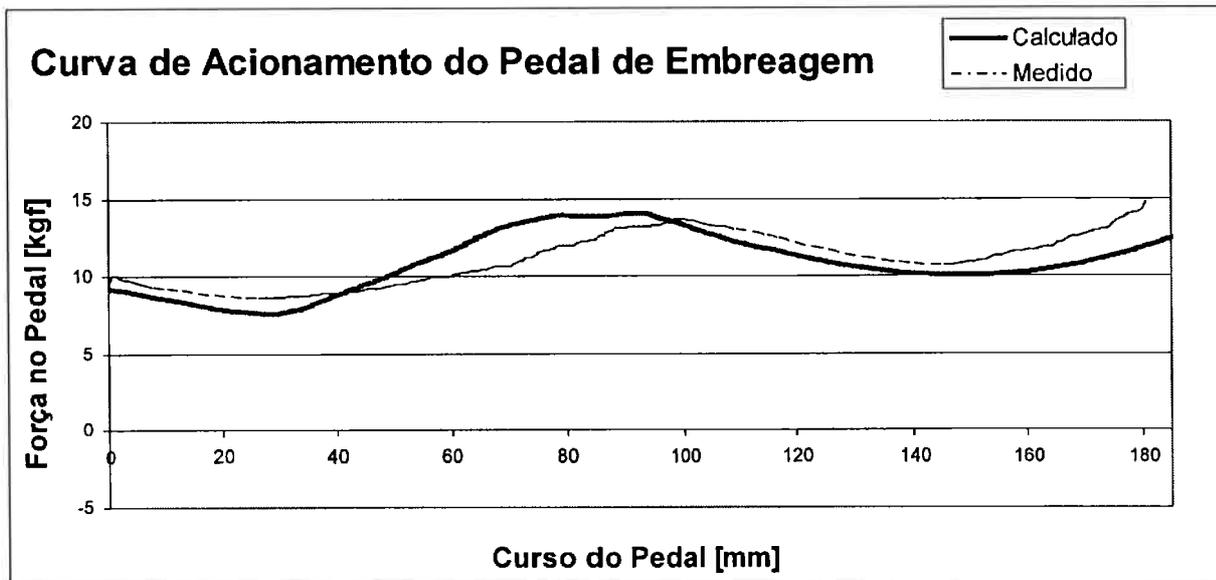


Gráfico 10: Validação da curva pedal

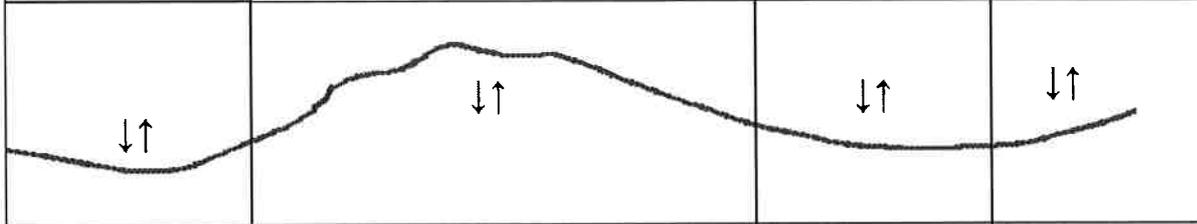
Observa-se alguma variação entre a curva real e a curva calculada, mas há um fator complicador nesta comparação. A velocidade de acionamento do pedal de embreagem. Pelo fato de o cálculo não considerar perda de carga na linha hidráulica e variações de pressão e velocidade de escoamento devido aos estrangulamentos, o acionamento real é feito em uma velocidade baixa, de modo que simule um acionamento extremamente lento do sistema e não incorpore as perdas citadas.

#### 4.2. CALIBRAÇÃO DA CURVA

O estudo de sistemas de sistemas de acionamento hidráulicos utilizando valores empíricos é de grande importância para aumentar a velocidade no desenvolvimento de sistemas. Antes deste trabalho, as determinações dependiam de verificações práticas e medições com muitas trocas de componentes como tubulação, cilindro mestre e auxiliar, mola auxiliar a alavancas, além de pedais com diferentes ângulos e alavancas. A introdução de um cálculo leva diretamente à verificação final com poucas possibilidades de erro.

As quatro regiões destacadas na Figura 46 podem ser modificadas com a alteração dos parâmetros indicados no estudo. É importante ressaltar que a variação

de qualquer um deles influencia em toda a curva, mas são apontados somente aqueles que mais influenciam em cada região.

	①	②	③	④
		$\downarrow < L1 < \uparrow$	$\downarrow < L1 < \uparrow$	$\downarrow < L1 < \uparrow$
$\downarrow < I < \uparrow$		$\downarrow < I < \uparrow$		$\uparrow < I < \downarrow$
		$\downarrow \uparrow$	$\downarrow \uparrow$	$\downarrow \uparrow$
		$\uparrow < AMO < \downarrow$		$\downarrow < AMO < \uparrow$
$\downarrow < KMO < \uparrow$				$\downarrow < KMO < \uparrow$

**L1 = Regulagem da mola na posição inicial**

**I = Ponto de inversão da mola auxiliar**

**AMO = Alavanca da mola auxiliar**

**KMO = Constante da mola auxiliar**

Figura 46: Parâmetros para definição da curva pedal

A região 1 (um) determina a força do acionamento no início do curso do pedal, a região 2 (dois) ilustra a região de máximo esforço de acionamento, a 3 (três) o vale de força ao longo do curso e a 4 (quatro) o esforço no fim do curso do pedal.

A primeira combinação de parâmetros relacionados à mola auxiliar adicionados à curva de sistema, levou à curva contida no Gráfico 11. Vale lembrar que as demonstrações a seguir não contam com modificações que foram definidas, com base no curso de acionamento necessário.

### Curva de Acionamento do Pedal de Embreagem

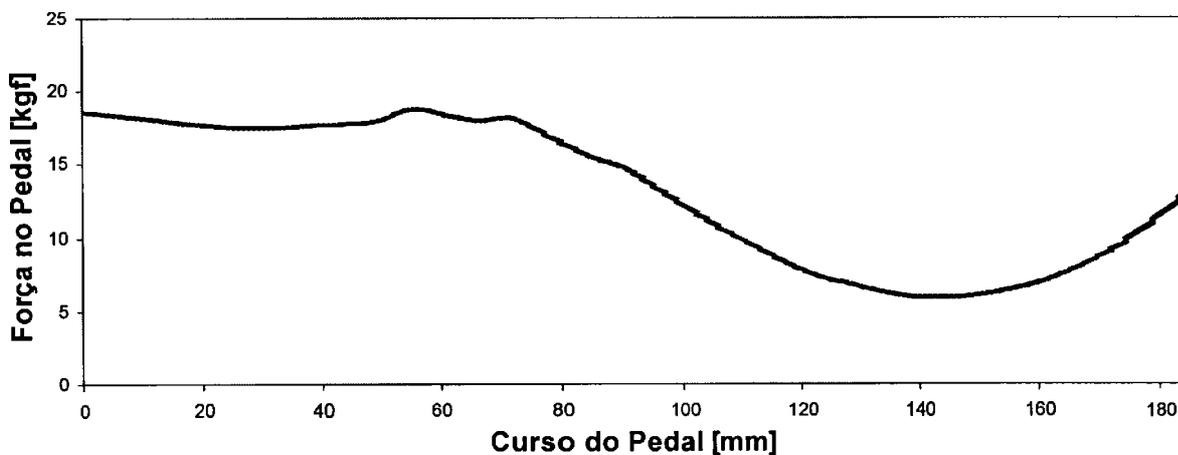


Gráfico 11: Curva pedal inicial

Observa-se que as regiões um, dois e quatro têm elevados esforços, ao passo que a região três encontra-se em patamares menores do que 10 kgf.

Como primeira tentativa, o comprimento da alavanca da mola foi aumentado. O Gráfico 12 ilustra o resultado.

### Curva de Acionamento do Pedal de Embreagem

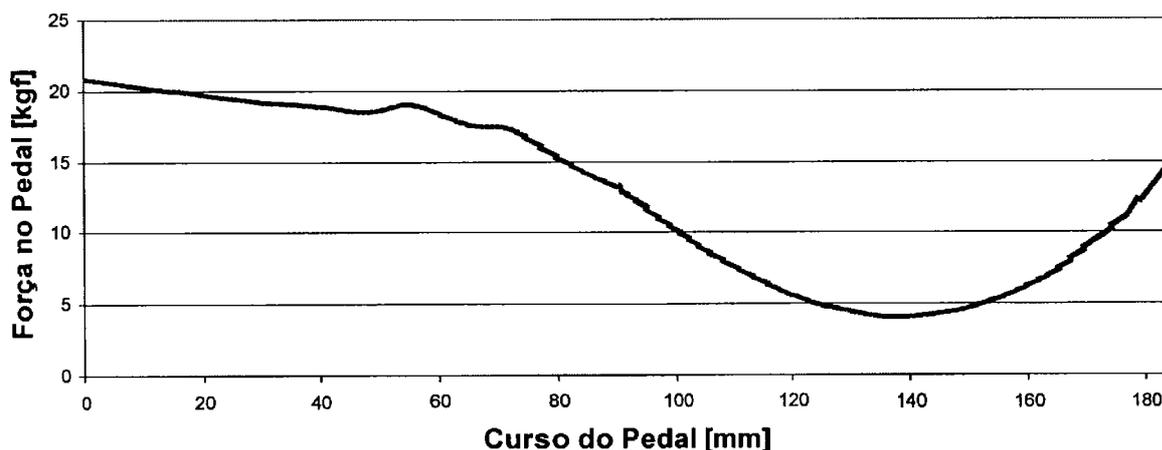


Gráfico 12: Curva pedal com alavanca da mola maior

O aumento da mola piora o aspecto da curva que intensifica seus picos. O Gráfico 13 demonstra a curva com a diminuição deste parâmetro.

### Curva de Acionamento do Pedal de Embreagem

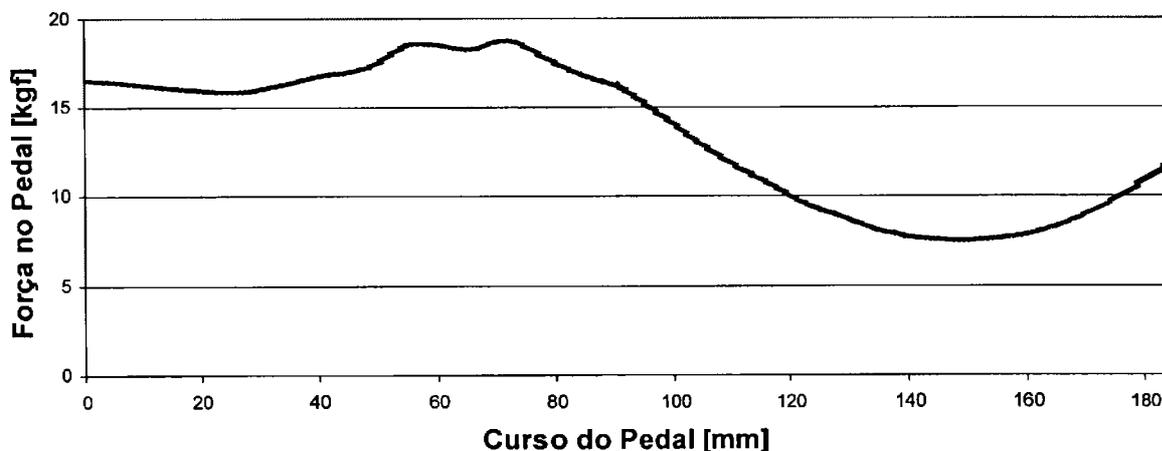


Gráfico 13: Curva pedal com alavanca da mola menor

Na Figura 46 observa-se que este fator influencia com maior intensidade as regiões 2 e 4, mas o efeito mais nítido desta modificação é planificar a curva. Todos os picos são diminuídos.

O segundo parâmetro a ser modificado é a constante da mola auxiliar. Inicialmente foi aumentada, resultando na curva do Gráfico 14.

### Curva de Acionamento do Pedal de Embreagem

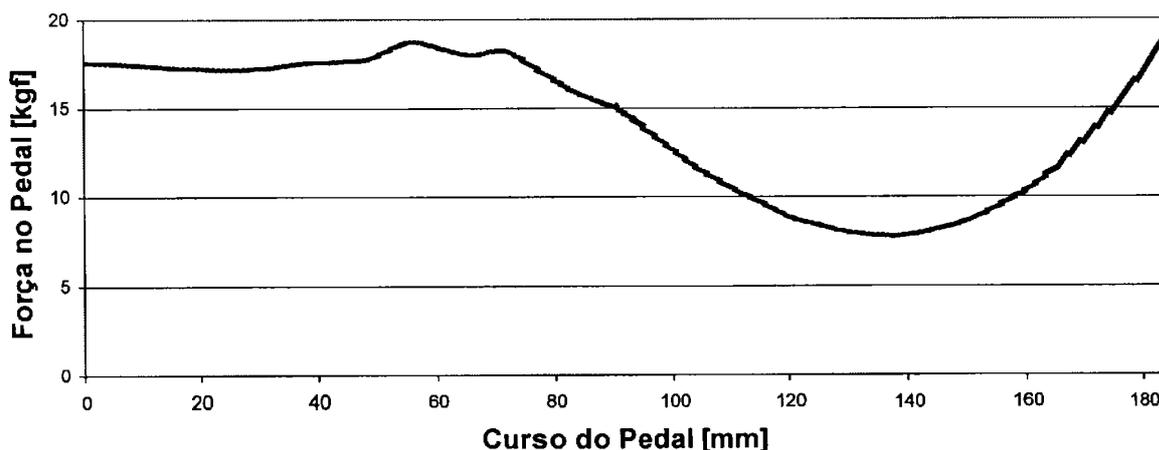


Gráfico 14: Curva pedal com constante da mola maior

Ao variar a constante da mola, deve-se atentar para manter a mesma carga inicial, de modo que o esforço de acionamento não seja alterado na região 2. Desta maneira é possível avaliar o real efeito da variação na constante.

O aumento da constante da mola aumenta a força de acionamento no final do curso do pedal. A variação no comprimento da mola auxiliar durante o acionamento continua sendo igual, pois não houve modificação na geometria, mas o L1 aplicado a mola deve ser maior. Desta maneira, a mola fica mais próxima de L0 no final do curso e perde sua função.

Com estas evidências em mãos conclui-se que a constante da mola deve ser diminuída. O resultado é observado no Gráfico 15.

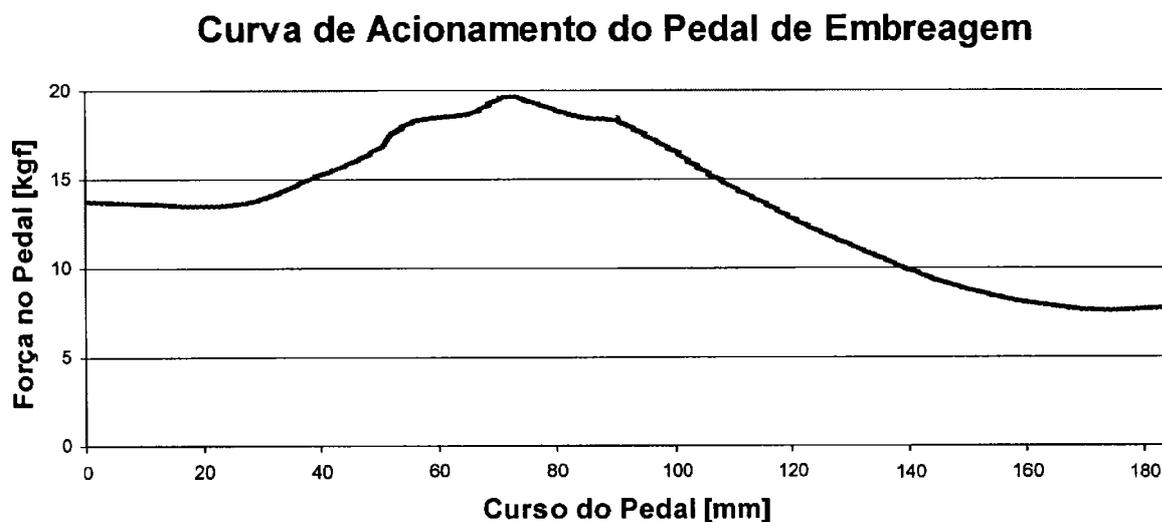


Gráfico 15: Curva pedal com constante da mola menor

Da mesma maneira, foi tomado o cuidado de não exercer influência na região dois do gráfico, assim, observa-se queda nas regiões um e quatro e aumento da carga na região três.

O último parâmetro a ser variado é o ponto de inversão da mola. Este é medido em porcentagem do curso do pedal e é definido pela diferença em graus entre a alavanca do cilindro mestre e a alavanca da mola (Figura 42 - "Dif"). Quanto maior é este ângulo, menor é o ponto de inversão.

### Curva de Acionamento do Pedal de Embreagem

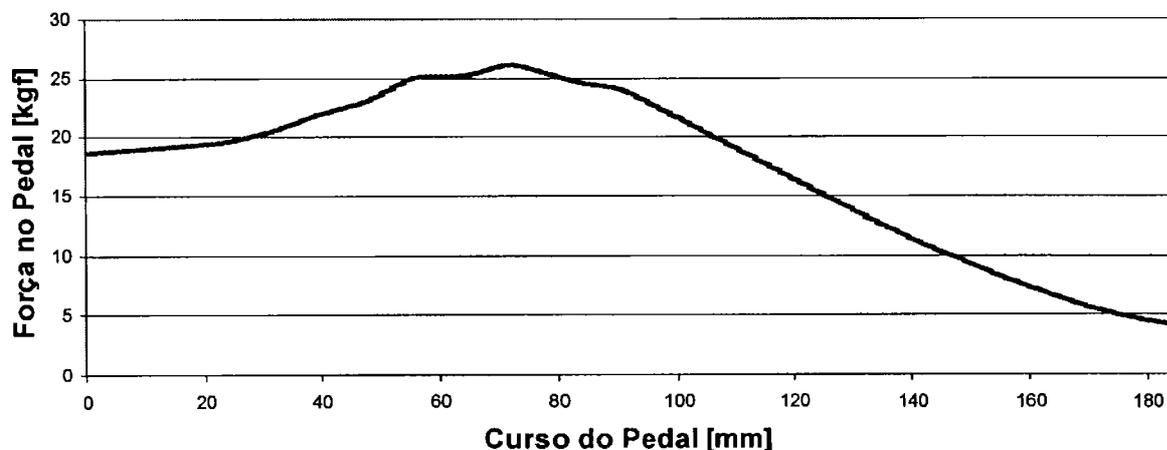


Gráfico 16: Curva pedal com ponto de inversão maior

Observa-se aumento nas regiões um e dois e diminuição na região quatro. Este não é um resultado desejável, portanto deve-se diminuir o ponto de inversão. A curva do Gráfico 17 ilustra o resultado desta modificação.

### Curva de Acionamento do Pedal de Embreagem

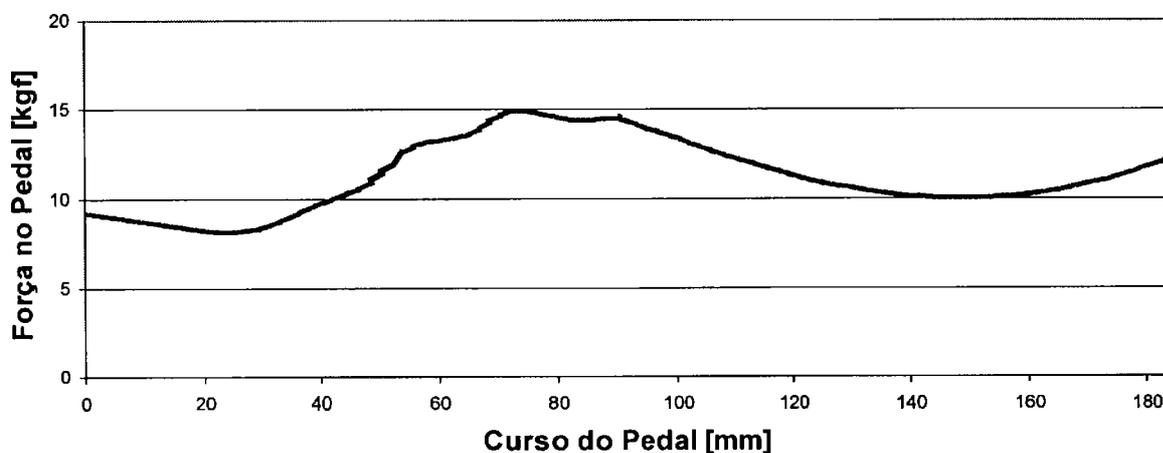


Gráfico 17: Curva pedal com ponto de inversão menor

A curva final obtida deve ser mais planificada possível para introduzir sensação de conforto ao acionamento da embreagem. Quando a região um é muito fraca, o descanso do pé do condutor no pedal de embreagem é ainda mais indesejável para o sistema. As regiões dois e três são diretamente relacionadas e causam no pedal um fenômeno denominado "Knick Effect". Este fenômeno é caracterizado pela grande diferença entre as regiões em questão, sendo que a dois

é muito maior do que a três. Se a região quatro tiver um esforço muito alto, causará fadiga do condutor, pois no fim do curso, a perna está esticada. Esta característica também é prejudicial ao sistema, pois a troca de marchas passa a ser realizada no final da região três, não sendo suficiente para o desacoplamento total da embreagem.

### 4.3. INFLUÊNCIA DA EXPANSÃO VOLUMÉTRICA NA CURVA PEDAL

Como exceção à consideração inicial, foi feita uma simulação de alteração nos componentes definidos com base no curso de acionamento. Esta modificação foi feita na tubulação do sistema de modo que esta tivesse maior expansão do que aquela definida como ideal para o curso.

#### Curva de Acionamento do Pedal de Embreagem

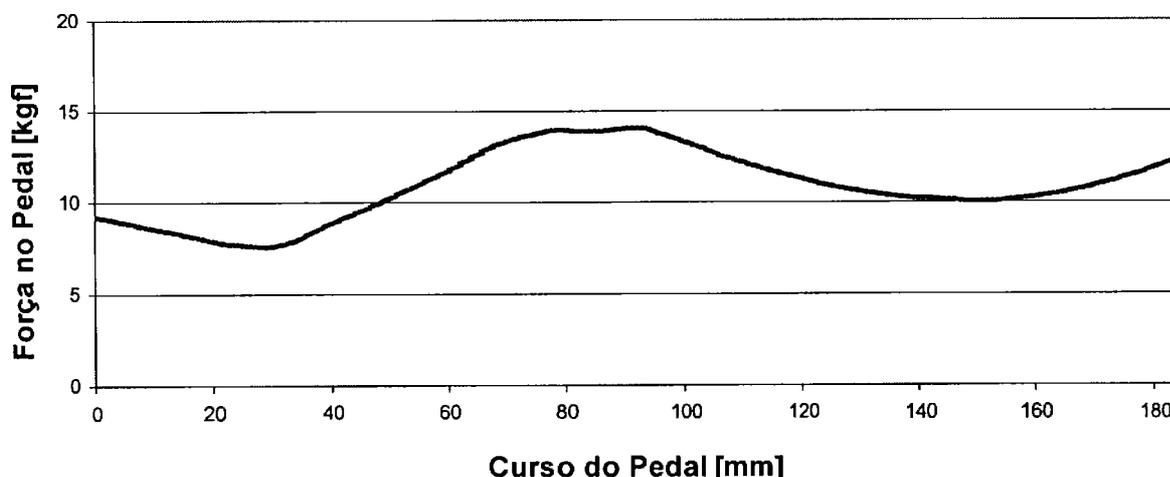


Gráfico 18: Curva Pedal com maior expansão do sistema

Observa-se que a região dois foi deslocada para a direita e que o pico de força diminuiu, apesar de ter aumentado o esforço no final do curso. Esta medida pode servir como ferramenta para melhorar o conforto no acionamento do pedal se houver folga no curso calculado para o sistema, mas é arriscada para sistemas “justos”, pois compromete o curso de acionamento.

## 5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A obtenção de dados como esforços máximos, ergonomia e outras condições de contorno, com base nas referências consultadas, foi indispensável para a conclusão do trabalho com uma visão geral sobre o sistema.

Os componentes do sistema de embreagem foram descritos de modo a apontar as vantagens e desvantagens de componentes como platôs convencionais e auto ajustáveis. Da mesma maneira, sistemas de acionamento com e sem auxílio pneumático foram descritos quanto à manutenção e funcionamento.

Foram realizadas verificações quanto ao dimensionamento do conjunto pedaleira para melhor acomodação do cilindro mestre, cuja haste atingiu baixos ângulos e curso máximo de acionamento. Os efeitos do mau dimensionamento foram citados assim como respectivas precauções a serem tomadas.

Ainda quanto ao dimensionamento, foram destacados cuidados quanto à definição da pressão de trabalho e expansão dos componentes. Conhecê-los e realizar a correta aplicação facilita a utilização comum em mais veículos e conseqüente redução de custos de produção e índices de garantia, além de aumentar a vida dos componentes e satisfação do cliente.

A importância da mola auxiliar na definição do acionamento também foi destacada e confirmada com o refinamento da curva pedal através da alteração de parâmetros relacionados

Desta maneira o trabalho atingiu seus objetivos inserindo um procedimento rápido e de baixo custo para auxiliar no desenvolvimento e verificação de sistemas de acionamento hidráulicos.

O estudo poderá ser aplicado a outros veículos disponíveis com base nos mesmo conceito e deverá ser expandido para verificações específicas sobre a linha hidráulica no que diz respeito a perdas de carga, estrangulamentos e influência da velocidade de escoamento do fluido. O comportamento do retorno do pedal também é importante na definição de sistemas de acionamento e deverá ser tratado em um próximo passo do trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

TEIXEIRA, C. A. R. **A confiabilidade como fator de valor na melhoria de produtos. Estudo de caso: Sistema de embreagem automotiva.** Trabalho Final de Mestrado Profissional. Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. 2004. 110p

Centea, D.; Rahnejat, H.; Munday, M.T. **Non-Linear multy body dynamics analysis for the study of clutch torsional vibrations (judder).** Applied Mathematical Modelling, 25 (2001), pp. 177 – 192.

SHAVER, R. **Manual transmission clutch systems.** Society of Automotive Engineers, Warrendale-USA, AE-17,1997. 191p

FONTANA, G.; SILVA, R. P; LOPES, A.; FURLANI, C. E. A. **Avaliação de características ergonômicas no posto do operador em colhedoras combinadas.** XXXI Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola. Jaboticabal, 2004 p684-694

Montanari, M.; Ronchi, F.; Rossi, C.; Tili, A; Tonielli, A. **Control and performance evaluation of a clutch servo system with hydraulic actuation.** Control Engineering Practice. 2004. pp. 1369 – 1379.

SACHS Aftermarket Center. **Manual de reparo de sistemas de embreagem – caminhões e ônibus.** Edição nº01. São Bernardo do Campo. ZF do Brasil Ltda – Divisão SACHS. Jan/2005.

Bartlett, H.; Whalley, R.; **Power transmission system modeling.** Department of Mechanical and Medical Engineering. University of Bradford. 1997.

VALEO Transmissions. **Self ajusting technology.** Trabalho apresentado à DaimlerChrysler do Brasil. São Bernardo do Campo.Mar/2004. Não Publicado

NOTÍCIAS da Oficina. Edição 4. [S.l.:s.n], jul/ago 2003

Reitz, A.; Biermann, J.W.;Kelly, P. **Special test bench to invesigate NVH phenomena of the clutch system.** Institut für Krafffahrwesen Aachen. RWTH-Aachen e Unidade Ford Alemanha. Köln. [ca 2000].

CANALE, A. C.; GUTIÉRREZ, J. C. H. **Estudo do desempenho da frenagem e do controle da velocidade de descida longo e acentuado no trecho da serra do mar da rodovia dos imigrantes de veículos comerciais representantes da frota nacional**. Pós Doutorado. São Carlos. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo – Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e automobilística. 2005. 406p.

KAYANO, N. T.; SANTOS, W. M. **Avaliação da aplicação ônibus urbano para a melhoria do desenvolvimento de componentes**. Campinas. Society of Automotive Engineers – III Seminário SAE de Power Train. 2005

Küpper, K.; Seebacher, R.; Werner, O. **Think systems – Software by LUK**, 7th LUK Symposium. 2002. pp. 219 – 230.

INMETRO. **Inspeção de veículos rodoviários para o transporte de produtos perigosos**. RTQ-5 RTA0009245. [S.I.]. [ca. 2004]. 22p

SCHAEFFLER Group – Divisão LUK. **SAC - Embreagem auto ajustável – Princípio de funcionamento**. Trabalho apresentado à DaimlerChrysler do Brasil. São Bernardo do Campo. Fev/2006. Não Publicado

Duan, C.; Singh, R. **Transient responses of a 2-dof torsional system with nonlinear dry friction under a harmonically varying normal load**. Journal of Sound and Vibration. 2005. pp. 223–1234.

CROUSE, W. H.; ANGLIN, D. L. **Automotive mechanics**. 10.ed. New York, McGraw-Hill, 1993.

MOMISSO; P. C. et al. **Development of clutch systems for commercial vehicles**. São Paulo. Society of Automotive Engineers – Congresso SAE. 2004.

Khamlichi, A.; Bezzazi, M.; Parrón, V.M.A. **Optimizing the thermal properties of clutch facings**. Journal of Materials Processing Technology, 142 (2003), pp. 634 – 642.

SICE – Sistema de Informação sobre comércio exterior. **Regulamento técnico MERCOSUL de veículos da categoria M3 para o transporte automotor de passageiros**. [S.I.].

Disponível em <http://www.sice.oas.org/trade/mrcsrs/resolutions/res1902p.asp>  
Acesso em 15 nov. 2006.