

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

MÉTODO DE PROJETO PARA EMBREAGENS DE VEÍCULOS AUTOMOTORES

Autor: Engenheirando Armin Wiederin Jr.

Orientador: Prof. Omar Moore de Madureira

1983

Agradecimentos

Ao Prof. Omar Moore de Madureira, pela orientação e cessão de literatura técnica.

Ao Engº Julio Claus Caspari, da Amortex S.A., pelo apoio e esclarecimento de dúvidas.

Sumário

O presente trabalho tem por objetivo básico estabelecer uma seqüência de procedimento para o cálculo de embreagens de veículos automotores.

Serão abordadas aqui as embreagens com um ou dois discos trabalhando a seco, que são as mais comuns e que normalmente atendem as exigências. Em alguns casos especiais podem ser utilizadas embreagens em banho de óleo.

Convém ressaltar que todo trabalho está baseado na experiência de uma indústria do ramo, o que torna a parte de cálculo relativamente reduzida. Isto se deve à grande dificuldade existente em se construir modelos matemáticos que representem com suficiente exatidão o comportamento do conjunto da embreagem. Daí a importância da experiência no ramo, que por analogia a projetos anteriores facilita a obtenção de soluções procuradas. Desta forma, o trabalho está estruturado como método de projeto de uma indústria.

Basicamente foi realizada uma descrição do que é uma embreagem, qual a sua função e como se dá o seu funcionamento. A seguir foram realizados o estudo de viabilidade da produção de uma embreagem (sempre sob o ponto de vista industrial) e o seu projeto básico.

O passo seguinte seria o projeto executivo, com o detalhamento de todos sub-conjuntos e seus componentes, e a posterior produção.

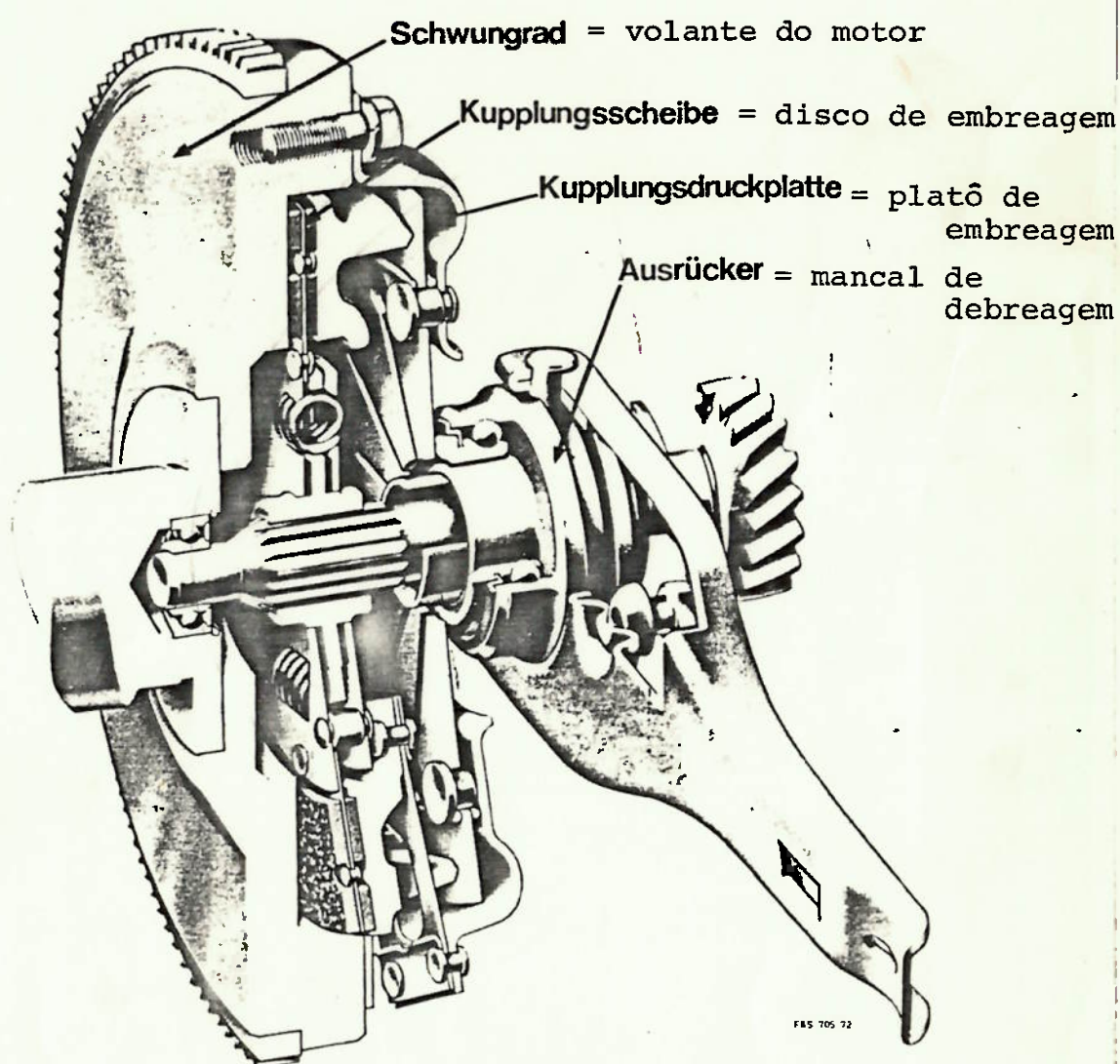
Índice

Capítulo I : A Embreagem	01
Capítulo II : O Estudo de Viabilidade	05
II.1. O Estabelecimento da Necessidade	06
II.2. A Formulação do Projeto - Especificação Técnica	06
II.3. A Síntese de Possíveis Soluções	08
II.4. A Exeqüibilidade Física	09
II.5. O Valor Econômico	09
II.6. A Viabilidade Financeira	09
II.7. Conclusão	09
Capítulo III : O Projeto Básico	10
III.1. A Escolha da Melhor Solução	11
III.2. A Construção de Modelos Matemáticos	17
III.3. A Análise da Sensibilidade	21
III.4. A Análise da Compatibilidade	24
III.5. A Análise da Estabilidade	24
III.6. A Otimização Formal	25
III.7. As Previsões para o Futuro	25
III.8. A Previsão do Tempo de Funcionamento	26
III.9. Os Ensaios e Testes dos Protótipos	26
III.10. A Simplificação do Projeto	26
III.11. Conclusão	26
Bibliografia	27
Anexo A : Nomenclatura de Embreagens e Componentes	28

Capítulo I

A Embreagem

A embreagem de um veículo automotor é um conjunto responsável pela interrupção da transmissão do torque do motor para as rodas. Esta interrupção é necessária tanto para partidas e paradas do veículo, assim como para mudanças de marchas com o veículo em movimento. A função da embreagem na partida do veículo é de unir o motor ao câmbio (e conseqüentemente às rodas) progressivamente, não havendo assim trancos ou desligamento do motor. Durante o movimento do veículo,



a embreagem interrompe o torque do motor para que as diferentes engrenagens do câmbio sejam acopladas sem carga.

Um conjunto de embreagem completo (conforme figura I.1.) consiste de:

- platô de embreagem
- disco de embreagem
- mancal de debreagem

A carcaça do platô de embreagem (vide nomenclatura de componentes no anexo A) está parafusada no volante do motor. O disco de embreagem é pressionado contra o volante através da placa de pressão do platô de embreagem. Essa pressão é proveniente de molas que podem ser: helicoidais, membrana ou prato. O torque do motor é então transmitido através de um acoplamento por atrito (conforme figura I.2.).

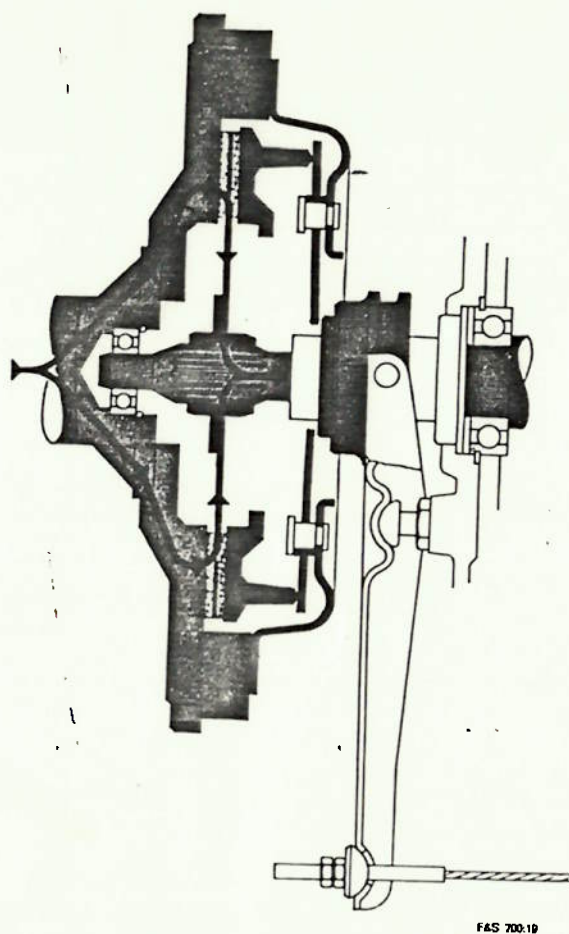


Figura I.2. Esquema de embreagem acoplada.

Para a interrupção da transmissão do momento do motor, a placa de pressão deve ser afastada do volante, o que exige um esforço para vencer a força das molas. Isto é feito através de um sistema acionado pelo operador com o pé (vide figura I.3.), que pressiona o / mancal contra alavancas (ou lingüetas de mola membrana). Desta forma, o disco de embreagem se liberta e se desloca axialmente sobre o eixo piloto do câmbio, interrompendo o fluxo de carga.

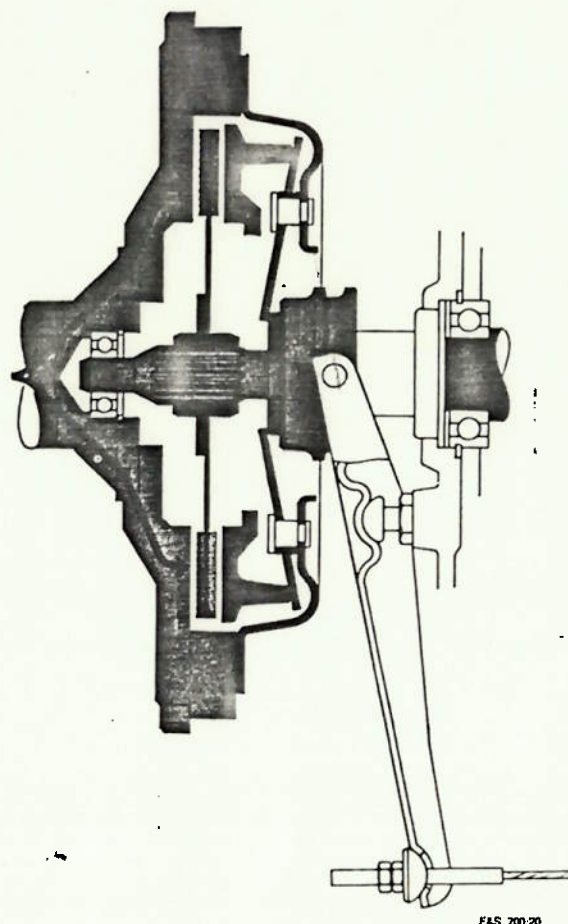


Figura I.3. Esquema da embreagem desacoplada.

Uma última função da embreagem é de servir de elemento de segurança para o sistema de transmissão caso ocorra uma incompatibilidade entre os momentos envolvidos. Antes de ocorrer alguma avaria mais séria a embreagem "patina".

Capítulo II

O Estudo de Viabilidade

II.1. O Estabelecimento da Necessidade

Uma empresa do setor automobilístico vai lançar um novo modelo de veículo de carga. Para tal solicitou um projeto de conjunto de embreagem com oferta de preço.

Trata-se de um veículo de tamanho médio (semi-pesado). / Sua utilização é rodoviária de curtas e médias distâncias e urbana.

No que tange o projeto da embreagem, as principais características do veículo são:

- peso total do veículo (com carga)
- relações de transmissão do câmbio e do diferencial
- tipo do motor (ciclo Otto ou Diesel)
- torque máximo do motor
- rotação de torque máximo
- potência máxima do motor
- rotação máxima do motor
- raio dinâmico efetivo da roda motriz

Em termos de desempenho, é esperado que o veículo seja capaz de partir (com carga total) em um aclive de até 20% de inclinação. E ainda, durante uma partida o tempo de escorregamento da embreagem, ou seja, o tempo em que parte da energia é gasta na fricção do disco com o volante e o platô, não deve ultrapassar um determinado valor.

II.2. A Formulação do Projeto - Especificação Técnica

A embreagem deve possuir certas características de forma a cumprir sua função. Essas características podem ser divididas em três classes: funcionais, operacionais e construtivas.

II.2.1. Características Funcionais

A primeira característica funcional, de certa forma até evidente, é que a embreagem deve ter a capacidade de proporcionar ou permitir que o veículo tenha o desempenho desejado.

Uma outra característica é que a embreagem deve proporci

onar um desacoplamento efetivo do motor em relação às rodas. Essa característica é traduzida em termos de um afastamento mínimo do elemento de pressão do platô (placa de pressão) em relação ao volante, entre os quais está o disco de fricção (disco de embreagem). Em outras palavras, é desejado um recuo mínimo da placa de pressão.

O conjunto da embreagem deve ainda apresentar uma determinada segurança à centrifugação. Geralmente a rotação máxima que a embreagem deve suportar é fixada em duas vezes a rotação máxima do motor para veículos de carga e em 1,5 a 1,8 vezes a rotação máxima do motor para veículos de passageiros (automóveis).

O desbalanceamento da embreagem deve estar abaixo de um valor máximo. O desbalanceamento excessivo gera vibrações que provocam a fadiga dos mancais tanto do motor quanto do câmbio, além de um desconforto para o usuário do veículo.

II.2.2. Características Operacionais

Uma primeira característica operacional é a força máxima que o operador (no caso o motorista) deve realizar para a debreagem, ou seja, o desacoplamento. Com este dado, somado às relações de alavanca do garfo da embreagem, pode-se determinar a força máxima de acionamento dos elementos de pressão da embreagem.

Ainda relacionado ao esforço do operador existe outra característica. Existem certos tipos de embreagem (que serão abordados a diante) que apresentam um esforço de acionamento progressivo até certo ponto, a partir do qual ele regride caindo com relativa rapidez (em relação ao curso) para um valor menor. Essa diminuição, chamada de diferencial da força de debreagem, não deve ultrapassar um valor máximo para que não ocorra uma "perda de sensibilidade" do operador.

O sistema de transmissão apresenta certas características torcionais que podem levar a vibrações torcionais excessivas. Com essas características (e ainda o tipo de motor) procura-se conferir ao sistema uma amplitude de torção máxima, através de elementos de amortecimento. Essa amplitude geralmente é fixada em aproximadamente 14 graus (7 graus de semi-amplitude).

A durabilidade ou vida do conjunto de embreagem é especificada para o fabricante de embreagem não em termos de quilometragem

rodada pelo veículo, mas sim em termos de número de acionamentos. Esse número é geralmente fixado em um milhão de acionamentos.

II.2.3. Características Construtivas

Muitas características construtivas podem advir de exigências do próprio cliente ou simplesmente de limitações geométricas. Por exemplo, em função da geometria podemos ter limitações no diâmetro da embreagem, na altura da embreagem (altura do conjunto completo incluindo o mancal), etc. Eventualmente podemos estipular um momento de inércia máximo para o conjunto.

O diâmetro e o perfil do eixo piloto do câmbio geralmente também estão fixados. Eixo piloto é o eixo de entrada da caixa de câmbio, que está ligado ao disco de embreagem.

Dentro das exigências do cliente pode estar a escolha de um determinado tipo construtivo ou o acréscimo de determinado acessório.

II.3. A Síntese de Possíveis Soluções

Existem algumas alternativas disponíveis do fabricante de embreagens para os elementos básicos que compõem a embreagem. Basicamente, são elas:

- a carcaça, que é o elemento estrutural do platô, pode ser de ferro / fundido ou de chapa estampada
- o elemento de pressão do platô pode ser uma mola membrana, uma mola prato ou um conjunto de molas helicoidais
- se for utilizada uma mola membrana, a embreagem pode ser tracionada ou convencional (pressionada), ou seja, os sentidos da força de debreagem e do recuo da placa de pressão iguais ou opostos
- o platô pode se destinar a um volante liso ou a um volante fundo
- o material de fricção do disco de embreagem pode ser revestimento orgânico ou pastilhas cerâmicas
- a embreagem pode ter um freio para parar o disco quando acionada

Os componentes da embreagem estão indicados no anexo A.

II.4. A Exeqüibilidade Física

Devido à experiência da empresa no ramo e à semelhança do projeto com outros modelos existentes, conclui-se que o projeto é exeqüível fisicamente.

II.5. O Valor Econômico

Em primeiro lugar será avaliado o custo total médio, ou seja, o custo unitário de um conjunto de embreagem. Esse custo é dado pela soma do custo fixo médio com o custo variável médio, que inclui o ferramental, energia, matéria-prima, mão-de-obra, etc.

O preço será dado então pela soma do custo total médio com o lucro médio desejado. O lucro médio desejado será determinado em função do interesse da empresa, e influenciado pela concorrência e pelo volume de produção.

II.6. A Viabilidade Financeira

Uma vez que a empresa dispõe dos recursos financeiros necessários, a decisão será tomada com base na tríade investimento/amortização/lucro. A amortização e o lucro serão funções do volume de produção. Se o investimento realizado for amortizado no tempo desejado / gerando o lucro desejado, o projeto é viável financeiramente.

II.7. Conclusão

Concluimos, então, a viabilidade do projeto com a apresentação de soluções preferenciais, estas dadas com base na experiência da empresa.

Capítulo III

O Projeto Básico

III.1. A Escolha da Melhor Solução

Como visto no capítulo anterior existem diferentes opções a serem feitas para os diversos elementos básicos da embreagem. Estas opções serão agora discutidas.

III.1.1. Carcaça

A carcaça pode ser de ferro fundido ou de chapa estampada. O ferramental da carcaça de ferro fundido é mais barato. Entretanto, este tipo de carcaça requer uma posterior usinagem, o que implica na disponibilidade de máquinas operatrizes da firma.

A carcaça de ferro fundido é mais pesada. Por outro lado, a questão de peso não é muito importante, devido ao fato que em muitos casos um valor mínimo é até desejável. Isto se dá principalmente em / veículos de carga desse porte, em que um peso mínimo da embreagem (que implica em um momento de inércia mínimo) colabora para manter a regularidade do movimento.

A carcaça de ferro fundido pode ser fabricada com reforços e ranhuras para ventilação, o que a torna ideal para aplicações / mais solicitadas, tanto termicamente quanto estruturalmente.

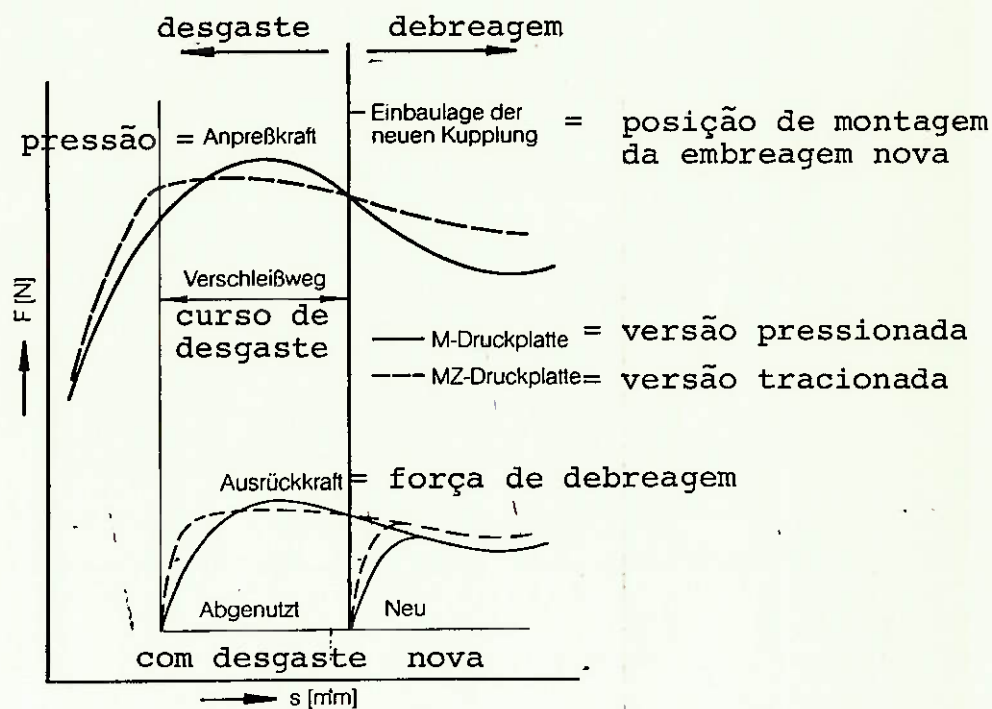
III.1.2. O Elemento de Pressão

Para a escolha do elemento de pressão, o primeiro ponto a ser enfocado é o que já se dispõe em produção. Se fosse a primeira embreagem a ser fabricada, o tipo construtivo que utiliza um conjunto / de molas helicoidais sairia mais caro, pois envolve uma série de outros componentes, como por exemplo, alavancas, cavaletes, porcas, etc., enquanto que o tipo que se utiliza de uma mola membrana possui menor / número de componentes. Eventualmente, sendo que esses componentes já são fabricados, estes podem ser utilizados no novo projeto, eliminando os gastos com o ferramental da mola membrana que é relativamente caro.

A utilização de molas prato como elemento de pressão se limita a aplicações especiais, por exemplo, em máquinas agrícolas, onde pode ser feito o acionamento da máquina e do implemento simultanea-

mente e/ou separadamente.

A mola membrana apresenta algumas vantagens em relação / ao conjunto de molas helicoidais. A primeira delas é a sua curva característica que é mais plana (vide figuras III.1. e III.2.), garantindo assim uma carga constante ao longo da vida útil do conjunto.



curso da placa de pressão e do mancal

Figura III.1. Curva característica de embreagem com mola membrana.

Outra vantagem é a sua insensibilidade à força centrífuga devido a sua simetria. Também a curva de força de debreagem é mais plana, chegando inclusive a decair no fim do acionamento. Por fim, as / molas membrana apresentam uma durabilidade maior.

Uma desvantagem da mola membrana é que comparativamente o seu recuo é menor devido ao fato de que a relação de alavanca das lingüetas da mola é um pouco menor, além de fletirem um pouco sob carga.

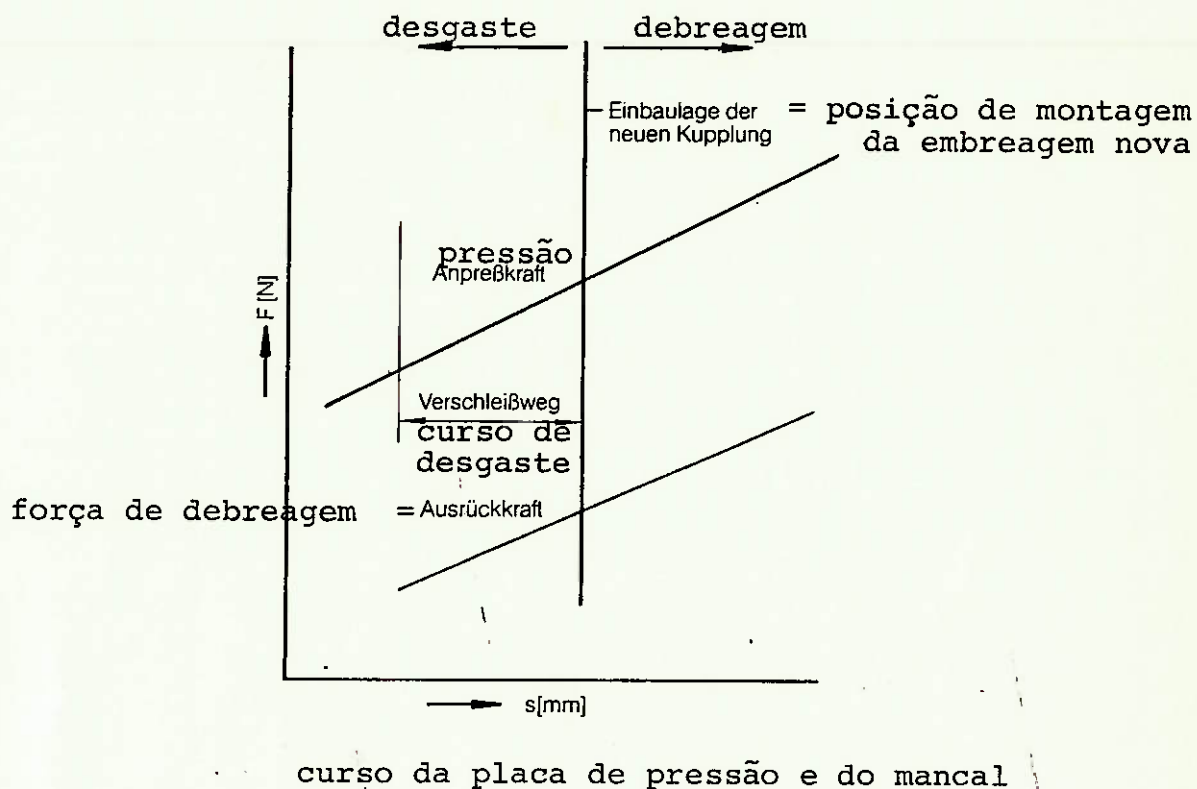


Figura III.2. Curva característica de embreagem com conjunto de molas helicoidais.

III.1.3. Acionamento

A embreagem, quando utilizar uma mola membrana, pode ser / tracionada ou convencional (pressionada). Em primeira instância esse / dado é uma exigência do cliente.

A embreagem tracionada apresenta algumas vantagens:

- curva característica ainda mais plana (figura III.1.)
- possibilidade de transmissão maior
- altura menor do conjunto
- peso menor
- garantia maior do recuo durante a vida útil do conjunto (inclusive porque o desgaste das articulações não influi no recuo)

Uma desvantagem é que a embreagem tracionada torna a mon

tagem do motor com o câmbio mais complexa, pois dificulta o encaixe / do garfo da embreagem.

III.1.4. Volante

A embreagem pode se destinar a um volante liso ou fundo. Novamente este dado é uma exigência do cliente.

De modo geral o volante liso apresenta pequena vantagem em relação à refrigeração e à saída de material de fricção desgastado.

O material do volante é pressuposto pelo fabricante de / embreagens como sendo ferro fundido cinzento, que é o material que forma o melhor par de atrito com os materiais de fricção utilizados.

III.1.5. Material de Fricção

Geralmente é utilizado revestimento orgânico. A utilização de pastilhas cerâmicas só compensa em aplicações muito severas, devido ao seu alto custo (são importadas). Outro inconveniente é que a operação inadequada da embreagem (patinação excessiva) reduz acentuadamente sua vida útil.

III.1.6. Freio

O freio de embreagem é um acessório raro e antigo. Sua utilização se limita a veículos de primeira marcha não sincronizada. Basicamente trata-se de uma embreagem com curso de acionamento em 2 estágios, sendo que no segundo é acionado o freio que pára o disco de embreagem.

III.1.7. Amortecimento Torcional e Axial

Esses dois itens são quase que pressupostos para garantir certas características do conjunto.

O amortecimento torcional se destina ao controle de vibrações. Ele consiste basicamente de um conjunto de molas e anéis de atrito montados no disco de embreagem. Pode ser simples ou estagiado,

ou seja, diferentes tipos de molas são comprimidas conforme o ângulo de torção, alterando a inclinação da curva. Algumas dessas curvas teóricas estão exemplificadas na figura III.3.

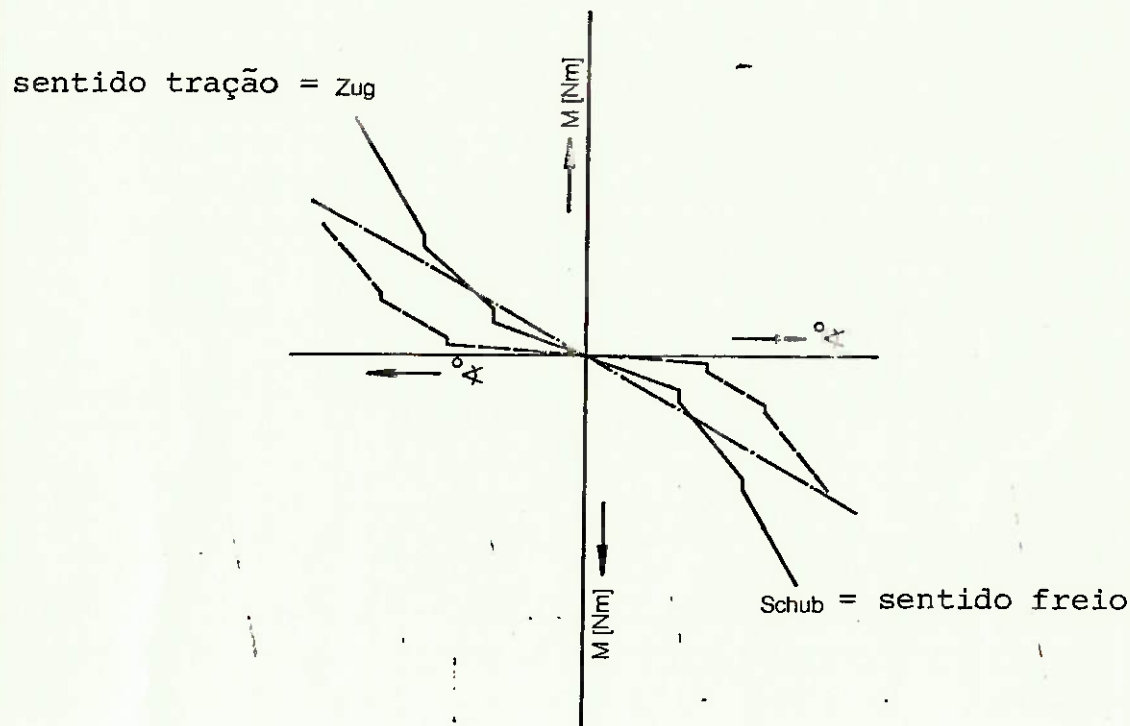


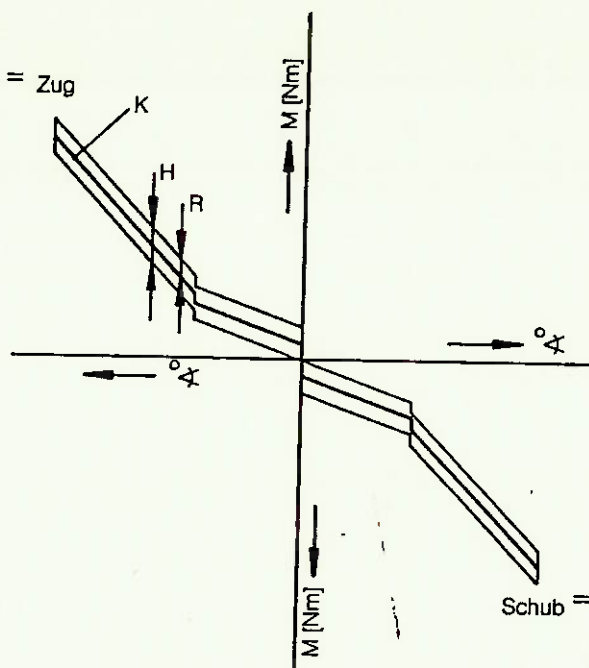
Figura III.3. Curvas teóricas de amortecimento torcional.

Na figura III.4. está exemplificada a curva real de um disco com amortecimento torcional de dois estágios.

O amortecimento axial se destina ao controle da partida do veículo, que deve ser suave e progressiva. Basicamente são molas de chapa colocadas entre os revestimentos do disco da embreagem. A curva característica dessas molas é que determina o comportamento na partida do veículo. Sua determinação é feita de acordo com a carga e o recuo do platô de embreagem. Exemplo de curva de amortecimento axial está na figura III.5.

sentido tração

= Zug



Schub = sentido freio

Figura III.4. Curva de amortecimento torcional de dois estágios.

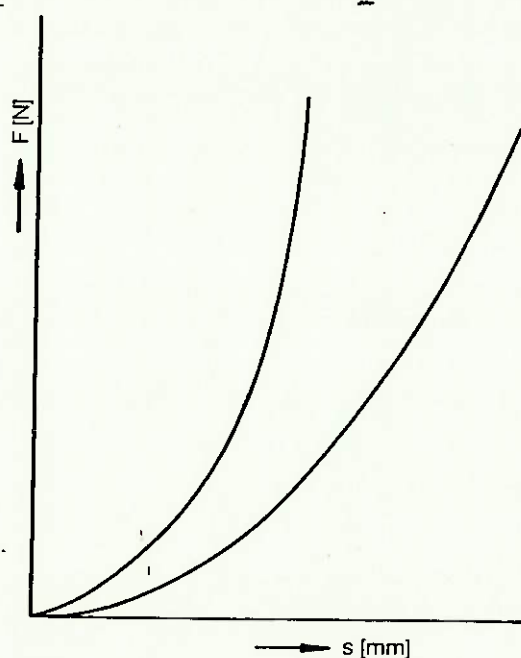


Figura III.5. Curva de amortecimento axial.

III.2. A Construção de Modelos Matemáticos

Os modelos matemáticos foram desenvolvidos[1] enfocando dois aspectos: capacidade de transmissão do máximo momento motor com a segurança desejada e capacidade de suportar a carga térmica de / fricção de partidas e trocas de marchas do veículo.

III.2.1. Capacidade de Transmissão do Máximo Momento Motor

O momento de transmissão da embreagem é dado por:

$$M_E = P \cdot \mu \cdot z \cdot r_m \text{ (N.m)}$$

onde,

P = pressão da embreagem (N)

μ = coeficiente de atrito

z = número de áreas de fricção (duas por disco)

r_m = raio médio do revestimento do disco (m)

O raio médio do revestimento do disco é dado por:

$$r_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} \text{ (m)}$$

onde,

r_e = raio externo do revestimento do disco (m)

r_i = raio interno do revestimento do disco (m)

O coeficiente de segurança será dado então por:

$$s = \frac{M_E}{M}$$

onde,

M = máximo momento motor (N.m)

$$s = \frac{P \cdot \mu \cdot z \cdot r_m}{M}$$

[] Os números entre colchetes se referem à bibliografia

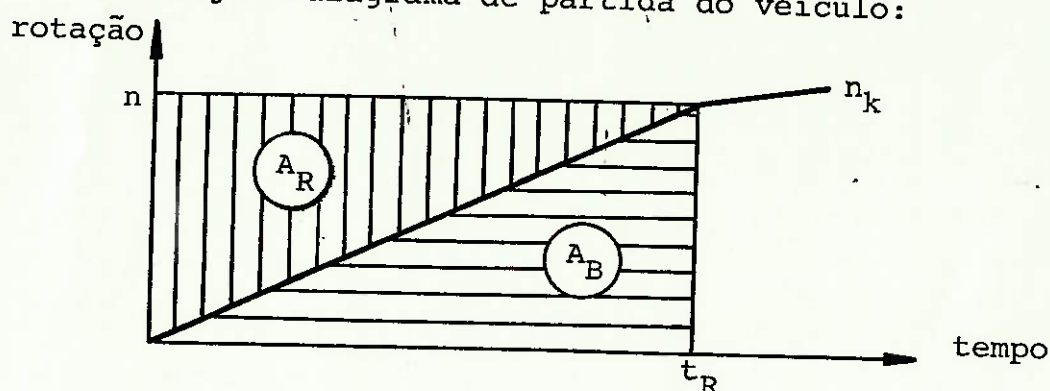
O valor do coeficiente de atrito depende basicamente dos materiais e da temperatura. A variação do valor do coeficiente de atrito em função da velocidade relativa entre os dois materiais de fricção é desprezada.

III.2.2. Capacidade de Suportar a Carga Térmica de Fricção

Aqui será determinado o trabalho equivalente ao calor produzido durante uma partida do veículo em determinadas condições. Esse trabalho equivalente é dividido pela área total de fricção.

Duas simplificações são feitas de imediato: são consideradas constantes a rotação do motor ($\tilde{n}$) na partida e o torque (M) que a embreagem transmite durante a partida. Sendo assim, a aceleração do veículo durante a partida também será constante.

Seja o diagrama de partida do veículo:



O trabalho que o motor realiza no tempo t_R é:

$$1. \quad A_M = A_B + A_R = M \cdot w \cdot t_R = \frac{\tilde{n} \cdot M \cdot n \cdot t_R}{30} \quad (J)$$

onde,

A_B = trabalho de aceleração do veículo (J)

A_R = trabalho de fricção na partida (J)

M = torque máximo do motor (N.m)

w = velocidade angular do motor na partida (rd/s)

n = rotação do motor na partida (rpm)

t_R = tempo de fricção (s)

n_k = rotação da embreagem (rpm)

A rotação do motor na partida é dada por:

para ciclo Otto $n = \frac{n_M}{3} + 1500$

n_M = rotação de torque
máximo do motor

para ciclo Diesel $n = 0,75 \cdot n_{max}$

n_{max} = rotação máxima do
motor

Do diagrama de partida temos que:

$$2. \quad A_B = A_R = \frac{A_M}{2} = \frac{\int M \cdot n \cdot t_R}{60} \quad (J)$$

O trabalho de aceleração do veículo é igual à energia cinética somada à energia potencial e ao trabalho de rodagem do veículo. Admitindo um coeficiente de eficiência mecânica de 0,95 temos:

$$3. \quad 0,95 \cdot A_B = \frac{m}{2} \cdot v^2 + m \cdot g \cdot s \cdot \sin \alpha + m \cdot g \cdot f \cdot s \quad (J)$$

onde,

m = massa total do veículo com carga (kg)

v = velocidade do veículo (m/s)

g = aceleração da gravidade = $9,81 \text{ m/s}^2$

α = inclinação do plano (graus)

f = coeficiente de rodagem

s = percurso do veículo (m)

Os valores adotados para o coeficiente de rodagem são:

para estrada asfaltada	0,015
para estrada de terra	0,030
para tratores no campo	0,150

Como a inclinação do plano é normalmente dada em porcentagem, utilizaremos daqui para frente $\tan \alpha$ ao invés de $\sin \alpha$. Para ângulos pequenos o erro introduzido com esta alteração é desprezível.

Para aceleração constante:

$$4. \quad s = \frac{v_0 + v}{2} \cdot t \quad (m)$$

Na partida temos:

$$5. \quad s = \frac{v}{2} \cdot t_R$$

E ainda:

$$6. \quad v = \frac{\omega \cdot R}{i} = \frac{\tilde{\omega} \cdot n \cdot R}{30 \cdot i} \quad (m/s)$$

onde,

R = raio dinâmico efetivo da roda motriz (m)

i = redução total da transmissão que é dada pela redução do câmbio (i_G) multiplicada pela redução do diferencial (i_H)

Substituindo s, v e A_B em 3. e transformando, temos:

$$7. \quad t_R = \frac{\tilde{\omega} \cdot n \cdot R \cdot m}{30 \cdot i \cdot \left[0,95 \cdot \frac{M \cdot i}{R} - m \cdot g \cdot (f + \tan \alpha) \right]} \quad (s)$$

que colocado em A_R fica

$$8. \quad A_R = \frac{54,8 \cdot m \cdot M \cdot R^2 \cdot (n/100)^2}{i \cdot \left[0,95 \cdot M \cdot i - m \cdot g \cdot R \cdot (f + \tan \alpha) \right]} \quad (J)$$

Dividindo-se A_R pela área total de fricção $F (cm^2)$ obtemos a carga específica de trabalho.

$$a = \frac{A_R}{F} = \frac{54,8 \cdot m \cdot M \cdot R^2 \cdot (n/100)^2}{F \cdot i \cdot \left[0,95 \cdot M \cdot i - m \cdot g \cdot R \cdot (f + \tan \alpha) \right]} \quad (J/cm^2)$$

O valor da carga específica de trabalho sozinho não representa muito, porém sua comparação com diversos outros cálculos ta

belados de projetos anteriores bem sucedidos permite uma boa avaliação.

Quando o valor da carga específica de trabalho alcançar valor negativo ou infinito, não é mais possível uma partida nas condições pré-determinadas.

III.3. A Análise da Sensibilidade

Conforme figura III.6., podemos verificar como varia a carga específica de trabalho calculada para um determinado caso, em função da alteração de M, m, n ou i . A figura III.7. comparada com a figura III.6. nos mostra o quanto mais influentes se tornam o momento (M) e a massa (m) em um aclave de 15% de inclinação.

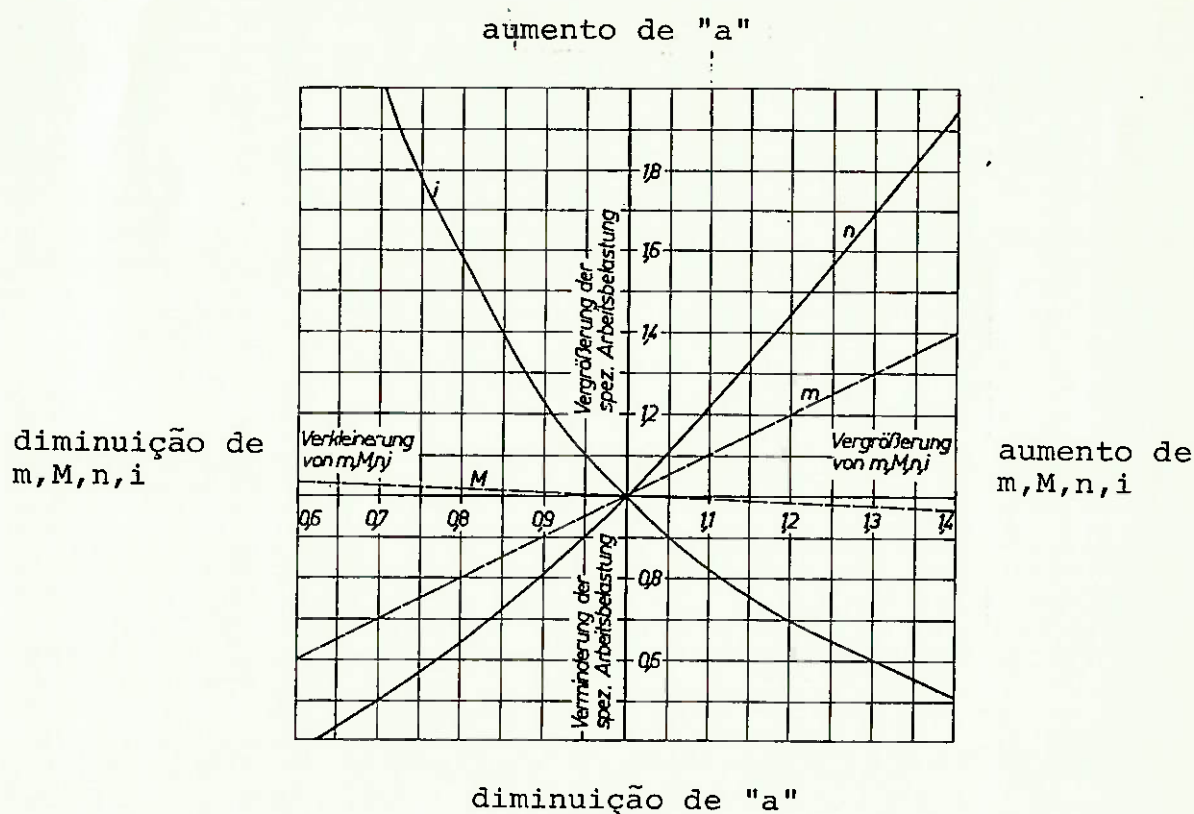
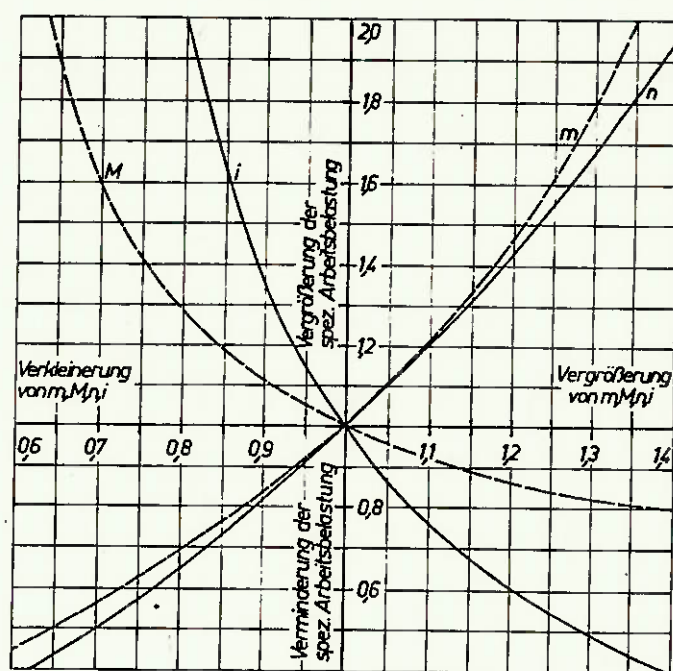


Figura III.6. Variação de "a" em função da alteração de m, M, n ou i , partida em plano.

aumento de "a"

diminuição de
m, M, n, i



aumento de
m, M, n, i

diminuição de "a"

Figura III.7. Variação de "a" em função da alteração de m, M, n ou i, partida em 15% de inclinação.

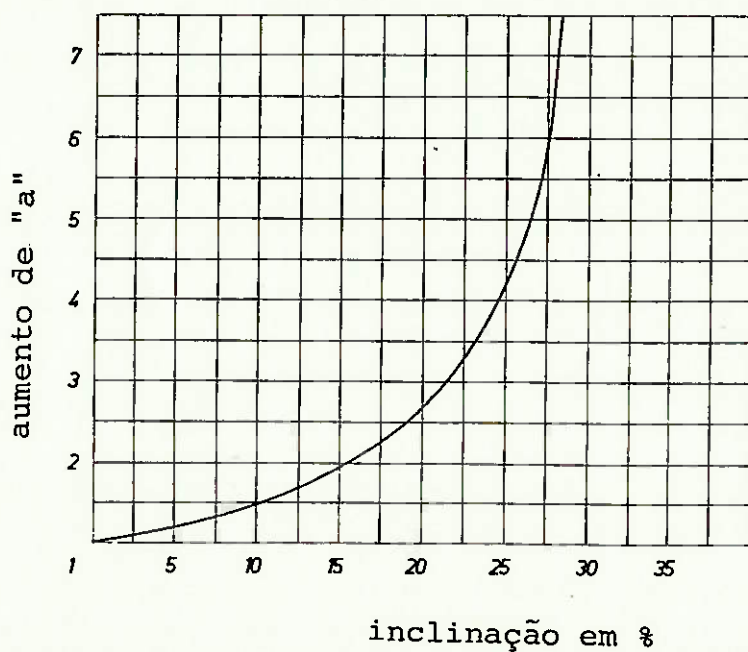


Figura III.8. Variação de "a" em função da alteração da inclinação.

A figura III.8. mostra a variação da carga específica de trabalho em dependência da inclinação do plano.

Fazendo-se ainda algumas substituições numéricas observamos que o parâmetro mais influente é a relação de transmissão(i).

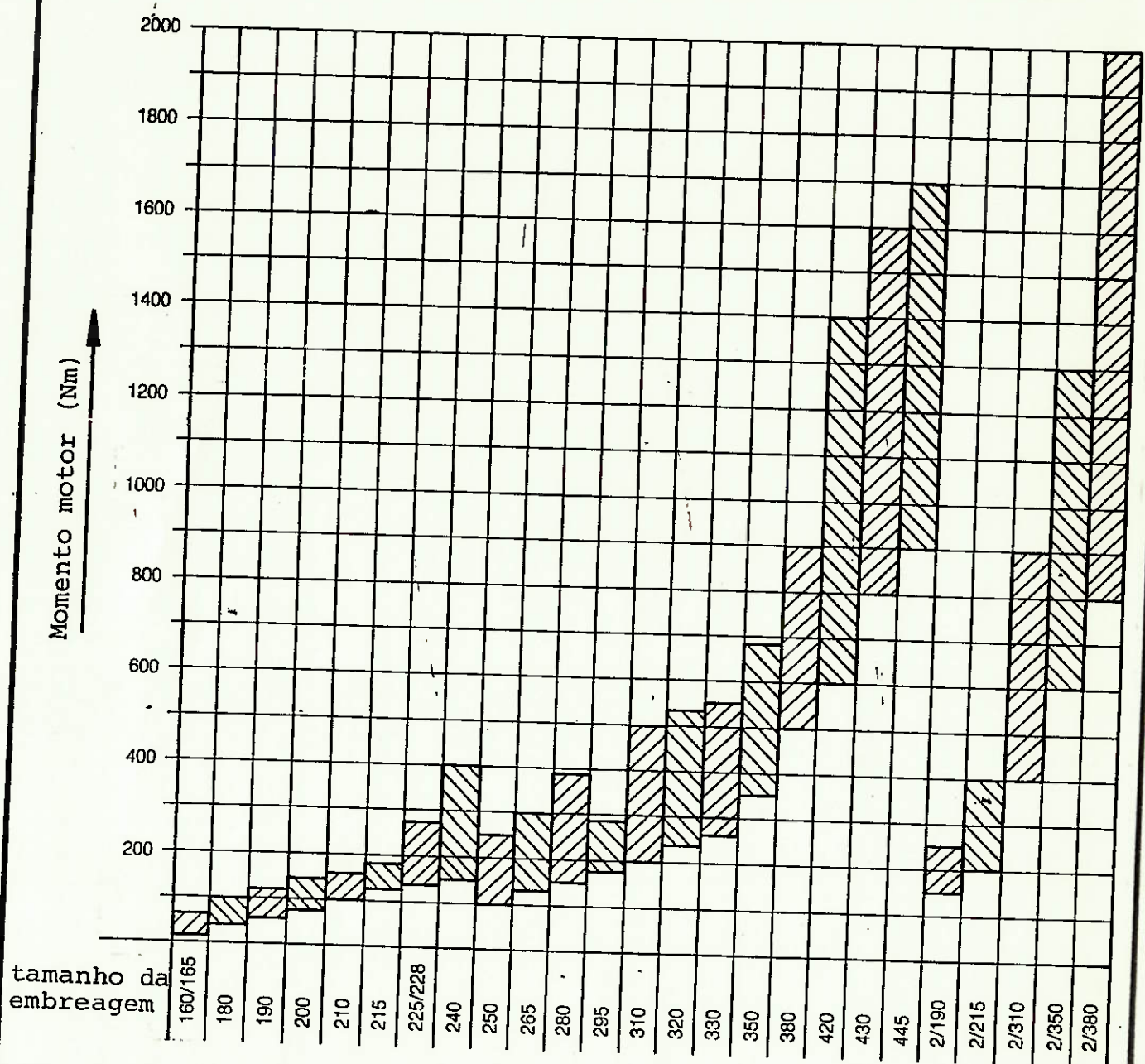


Figura III.9. Tabela de aplicação de embreagens.

Com o auxílio dos gráficos vistos anteriormente, conseguimos identificar os parâmetros mais importantes. Estes gráficos nos permitem inclusive avaliar o desempenho do novo projeto em função de um projeto semelhante já executado.

As embreagens utilizadas são de tamanhos pré-fixados em função do tamanho da área de fricção. A área de fricção fica determinada através dos diâmetros externo e interno do revestimento do disco, cujos valores utilizados são padrão.

Da análise dos modelos matemáticos vistos anteriormente foi possível tabelar, após inúmeros projetos, a faixa de aplicação de cada tamanho padrão de embreagem em função do momento a ser transmitido (conforme figura III.9.). O tamanho nominal da embreagem é dado / pelo diâmetro externo do revestimento do disco.

A partir deste momento já deve estar definida uma faixa bem estreita das dimensões e esforços da embreagem.

III.4. A Análise da Compatibilidade

O que é feito aqui é uma verificação das dimensões e esforços da embreagem para confirmar se estas estão de acordo com as exigências dos conjuntos com as quais ela vai interagir. Por exemplo, diâmetro e altura da embreagem devem estar dentro da faixa estipulada para que caiba na caixa-seca (que é o espaço entre o motor e o câmbio). O momento que a embreagem transmite deve oferecer a segurança / desejada em relação ao momento motor, e a força de desbreagem deve estar dentro dos limites pré-determinados.

Em função da carga e do recuo do platô deve ainda ser verificada a viabilidade da colocação das molas de chapa de amortecimento axial do disco da embreagem.

III.5. A Análise da Estabilidade

Fundamentalmente, a análise da estabilidade se resume na determinação do amortecimento torcional do disco de embreagem.

O equacionamento de todo sistema de transmissão da energia, partindo dos pistões do motor até chegar às rodas, é extremamente complexo, o que o torna inviável, não podendo sua frequência torcional natural ser calculada desta forma.

Uma aproximação que poderia ser feita [4] é através da idealização do sistema substituindo os pistões, etc. por discos equiva

lentes com mesmo momento de inércia e por trechos equivalentes de eixo retilíneo com a mesma flexibilidade torcional, reduzindo assim todos os elementos a um único eixo. Teríamos assim tantas frequências naturais quantos fossem os graus de liberdade desse sistema reduzido. Entretanto esse procedimento é indesejável do ponto de vista do tempo gasto.

Uma maneira de se estimar a menor frequência natural [3] é reduzindo-se o sistema de transmissão a um sistema de duas massas.

Com esta frequência natural estimada e com a faixa de frequências em que o motor vai trabalhar, pode-se fazer uma primeira aproximação dos parâmetros dos elementos de amortecimento (molas, anéis de atrito) do disco de embreagem. Entretanto, a determinação final é feita através de ensaios práticos de protótipos.

III.6. A Otimização Formal

Como vimos até agora, diversos parâmetros já foram fixados. É feita então uma análise da combinação formada por estes parâmetros fixados e, eventualmente, alguns poderão ser modificados em busca de uma melhor aproximação do desempenho que é desejado.

São fixados ainda os últimos parâmetros necessários para a fabricação de protótipos.

III.7. As Previsões para o Futuro

Os dois pontos básicos a serem previstos são: a colocação do produto no mercado e a obsolescência técnica.

Quanto ao primeiro ponto, de modo geral o mercado automobilístico é razoavelmente estável a curto e médio prazo, sendo que a expectativa de venda do veículo pode ser bem aproximada em relação à venda futura real. Dessa expectativa é que é avaliada a amortização / do investimento e o lucro.

Em face do grau de desenvolvimento alcançado pelos motores de combustão interna e pelas embreagens, a obsolescência técnica não preocupa. Para este veículo a embreagem atenderá perfeitamente as exigências. Eventualmente alguns componentes poderão ser alterados, o que não afetará o projeto como um todo.

III.8. A Previsão do Tempo de Funcionamento

O período real de utilização, neste caso, é definido pelo desgaste e não por obsolescência. Sendo assim, não existe uma preocupação excessiva em termos de que se esteja projetando uma embreagem muito durável (e conseqüentemente cara), pois sua durabilidade está bem de acordo com o período médio de utilização dos veículos atualmente.

III.9. Os Ensaaios e Testes dos Protótipos

Os protótipos construídos no projeto básico de uma embreagem visam apenas uma avaliação do funcionamento do conjunto. O desempenho da embreagem é analisado com base nas suas especificações vistas até aqui, sendo que sua durabilidade ainda não é o ponto primordial.

Como na maioria dos casos estamos tratando com um projeto evolutivo, pode-se eventualmente optar pela não realização destes ensaios, dada a similaridade com outros projetos já desenvolvidos.

III.10. A Simplificação do Projeto

Em geral, a preocupação com a simplicidade acompanha o projeto desde o seu início. Mas de qualquer forma deve ser feita uma revisão final com o intuito de se verificar a possibilidade de alguma característica ser modificada.

III.11. Conclusão

Em face a todas as questões levantadas durante o projeto básico, é decidido o prosseguimento do projeto, com o início do projeto executivo. Será estabelecido um cronograma e todos os componentes serão detalhadamente projetados. A partir daí começará a implantação da produção da embreagem.

Bibliografia

- [1] Catálogo FICHTEL & SACHS
Informações Técnicas para o Fabricante
Schweinfurt - 1973
- [2] MADUREIRA, Omar Moore de
PMC-516 Projeto Industrial
Escola Politécnica(USP) - 1981
- [3] DIN-740 Nachgiebige Wellenkupplungen
Berlin - Beuth Verlag GmbH
março 1975
- [4] DEN HARTOG, Jacob Pieter
Vibrações nos Sistemas Mecânicos
Ed. Edgard Blücher - São Paulo - 1972
- [5] SCHALITZ, August
Kupplungs-Atlas: Bauarten und Auslegung von Kupplungen/Bremsen
Ludwigsburg - Verlag Georg Thum - 1975
- [6] Literatura Geral da AMORTEX S.A.

Anexo A

Nomenclatura de Embreagens e Componentes (Amortex S.A.)



DENOMINAÇÃO DE DISCOS DE EMBREAG. F & S

NA 26 07 112

FOLHA Nº...2...DE...3...FOLHAS

A MARCAÇÃO FEITA É CONFORME TAMANHO E TIPO. O TAMANHO REFERE-SE AO Ø EXTERNO. PARA O TIPO VEJA LETRAS DE MARCAÇÃO.

TAMANHO DO DISCO DE EMBREAGEM (Ø EXTERNO)

EXECUÇÕES - TD

CONSTRUÇÃO MAIS SIMPLES (CUBO C/JANELAS)

C

AMORTECIMENTO DE BORRACHA

G

U

CONST. PESADA (NKW, ANÉIS DE ATRITO GRANDE)

G

DIPOSITIVO DE ATRITO (MOLA DE CHAPA)

S

" " (MOLA PRATO-INTERNO)

T

" " " " EXTERNO)

R

CARACTERÍSTICA PROGRESSIVA

P

EXECUÇÕES ESPECIAIS

EXECUÇÃO ESPECIAL

X

PARA CAMBIO E

A

TOMADA DE FORÇA PARAFUSÁVEL

N

AMORTECIMENTO INTEGRADO

M

AMORTECIMENTO

W

ALÉM DO TAMANHO SERÁ INDICADO P/EXECUÇÃO

"N" ou "A" TAMBÉM O TD - Ø EXTERNO

POR EXEMPLO

1 8 0 / 1 2 3

GUARN. C/ MOLEJO

ANÉIS DE DISCO ELÁSTICO (ANEL DE ATRITO)

E

GUARNIÇÃO - MOLEJO SIMPLES

B

" " DUPLIO

D

MOLA INTERMEDIÁRIA

Z

PAST. CERAM. (SINT) ou GUARNIÇÕES SINTERIZADAS

C

ATENÇÃO: AS MARCAÇÕES PARA OS SEGUINTES DISCOS DE EMBREAGEM PERMANECEM COMO

ATUALMENTE: BH/RZ/B

EXEMPLOS:

ANTIGO

NOVO

180 TPBL

180 TPB

215 P1MD

215 MPD

228 TPD

228 FPD

242 WXTBL

242 XWTB

350 WZGSD "CERAM"

350 WGSDC

285 GS

285 AGS

314/123 GS

314/123 NGS

AMORTEX S.A.

INDÚSTRIA E COMÉRCIO DE AMORTECEDORES E CONSUMÍVEIS

ESCALA

DATA

DESENHADO

CONTROL.

AUTORIZ.

08.2.82



DENOMINAÇÃO PARA DEBREADORES DE EMBREAGEM F&S

NA 26 07 112

FOLHA Nº...3...DE...3...FOLHAS

A MARCAÇÃO É FEITA CONFORME TIPO E TAMANHO-PART O TIPO VEJA LETRAS DE MARCAÇÃO. O TAMANHO REFERE-SE AO Ø ROTATIVO MÉDIO DA ESFERA

1. MANCAL DE DEBREAGEM

ROLAMENTO	K								
GUIA POR TUBO CENTRAL		Z							
ANEL EXTERNO ROTATIVO			A						
" INTERNO "			I						
ROLAMENTO AUTOCENTRANTE				S					
ACIONAMENTO "PUXANDO"					Z				

EXEMPLOS: KZIS-00 (ONDE 00 SIGNIFICA QUE O Ø ROTATIVO DA ESFERA É 40mm)
KZIZ-2

2. MANCAL DE DEBREAGEM COMBINADO COM ACIONAMENTO HIDRÁULICO

EXECUÇÃO COM PISTÃO	H								
" POR SISTEMA FOLE	R								
HIDRÁULICA DE ALTA PRESSÃO (>10 BAR)		H							
" DE BAIXA PRESSÃO (<10 BAR)		N							
ROLAMENTO AUTOCENTRANTE			S						
ACIONAMENTO "PUXANDO"				Z					

EXEMPLOS: HHSZ-00
RNS-1

ATENÇÃO: AS MARCAÇÕES PARA OS SEGUINTE MANCAIS DE DEBREAGEM PERMANECEREM COMO ATUALMENTE: G/GK/KT

AMORTEX S.A.
INDÚSTRIA E COMÉRCIO DE AMORTECEDORES E CONSÓRTEIS

ESCALA

DATA

DESENHADO

CONTROL.

AUTORIZ.

08.2.82