

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO MECÂNICO I/II
PMC-580/PMC581**

**PROJETO DE UMA CAIXA DE CÂMBIO
MANUAL PARA CARRO POPULAR**

**Autor : Carlos Miguel de O.M.Borges Alves
Prof.Orientador : João Paulo Marcicano
Área de Especialização : Projeto e Fabricação**

**SÃO PAULO
1995**

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO VII
PMC-580PMC81

PROJETO DE UMA CAIXA DE CÂMBIO
MANUAL PARA CARRO POPULAR

Autor: Carlos Miguel de O.M. Borges Alves
Prof. Orientador: João Paulo Marcondes
Ass. de Especialização: Projeto e Fabricação

SÃO PAULO
1992

cad.

TF-95
AL 87P

Ferramentas
Veículos automotores

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010578

AGRADECIMENTOS

Ao Professor João Paulo Marcicano, pelas orientações e sugestões.

Aos Engenheiros do Laboratório de Motores e Transmissões da General Motors do Brasil, pelo incentivo e auxílio na obtenção de dados e material técnico.

A todos que de uma forma direta ou indireta, colaboraram na realização deste trabalho.

ÍNDICE

INTRODUÇÃO	I
1. ESTUDO DE VIABILIDADE	1
1.1 Estabelecimento da Necessidade	1
1.2 Especificações Técnicas	2
1.2.1 Especificações Funcionais	2
1.2.2 Especificações Operacionais	4
1.2.3 Especificações Construtivas	4
1.3 Síntese de Soluções	5
1.3.1 Síntese das Possíveis Soluções	6
1.3.2 Valor Econômico	12
2. PROJETO BÁSICO	13
2.1 A Escolha da Melhor Solução	13
3. PROJETO EXECUTIVO DE UMA CAIXA DE TRANSMISSÃO	17
3.1 Cálculo das Marchas	18
3.2 Engrenagens	26
3.2.1 Cálculo dos Parâmetros Geométricos das Engrenagens	26
3.2.2. Algoritmo de Cálculo	27
3.2.3 Correções	35
3.2.4 Cálculo dos Esforços Atuantes nas Engrenagens	37
3.2.5 Análise dos Resultados	38
3.2.6 Cálculo das demais Dimensões Fundamentais das Engrenagens	39
3.2.7 Verificação das Engrenagens	40
3.2.7.1 Verificação quanto à Resistência do Flanco ao Pitting ou Pressão de Contato (Hertz)	40
3.2.7.2 Verificação dos Resultados (Hertz)	44
3.2.7.3 Verificação quanto à Ruptura por Fadiga a Flexão do Pé do Dente (Lewis)	45
3.2.7.4 Verificação dos Resultados (Lewis)	46
3.2.8 Seleção de Materiais para Engrenagens	47
3.3 Eixos	48
3.3.1 Dimensionamento do eixo por flexão e torção combinados (norma ASME)	49
3.3.1.1 Análise dos Resultados	49
3.3.2 Dimensionamento do Eixo pela Máxima Flecha Admissível	50
3.3.2.1 Análise dos Resultados	51
3.3.3 Materiais dos Eixos	51
3.4 Lubrificação	52
3.5 Rolamentos	54

ÍNDICE- CONTINUAÇÃO

3.5.1 Procedimento para Seleção	54
3.5.2 Cálculos e Seleção	54
3.5.3 Cálculos Efetuados	56
4. DEMAIS COMPONENTES DE UMA CAIXA DE TRANSMISSÃO	58
4.1 O sincronizador	60
5. CONCLUSÕES	63
6. Bibliografia	67

ANEXOS :

Tabelas e 10 planilhas de cálculo, bem como fotos da caixa já existente e o desenho de conjunto final.

1 ESTUDO DE VIABILIDADE

1.1 Estabelecimento da Necessidade

A utilização de uma caixa de transmissão em veículo dotado de motor de combustão interna ou a explosão (notadamente ciclo Otto ou ciclo Diesel), é primordial, uma vez que as curvas de torque dos motores simplesmente exigem a construção de um dado dispositivo que compatibilize da maneira mais adequada e confortável para o motorista, a velocidade do veículo à velocidade do motor.

Desta forma, durante toda a evolução do automóvel sempre se lançou mão de uma *caixa de transmissão*, ou *caixa de velocidades*, ou ainda *caixa de câmbio*. Esta vem a ser portanto parte do trem de força que adequará através do escalonamento de suas marchas as grandezas mecânicas produzidas pelo motor (notadamente torque e potência) às necessidades do veículo.

Normalmente, considera-se como *transmissão* de um veículo o sistema que *transmite*, o torque e a rotação produzida pelo motor até as rodas através de mecanismos como a embreagem, a caixa de transmissão e o diferencial.

Sabe-se que na história recente da indústria automobilística brasileira, proliferaram de maneira rápida e ampla os veículos ditos populares. A definição de "carro popular", transcende o nível da técnica, estando pois bem mais próximo dos meandros políticos e "lobbistas" do que propriamente da engenharia e da técnica. Desta forma, convencionou-se chamar e o que é mais importante *taxar* o carro popular como sendo aquele de até 1000 cm³ de deslocamento volumétrico, refrigerados a água*.

Como o mercado do carro popular mostrou-se altamente atrativo, todas as quatro montadoras instaladas no país apressaram-se em produzir seus carros de até 1000 cm³, fato este consumado em até dois anos depois do acordo do IPI (Imposto sobre Produtos Industrializados).

No presente momento temos disputando este nicho de mercado FIAT (com Uno Mille, e Mille Eletronic), VW (com Gol 1000 e Mille Eletronic), Ford (com Escort Hobby e futuramente Fiesta) e os importados (Renault Twingo, Peugeot 106, Subaru Vivio etc).

Este panorama traz à tona os seguintes fatos:

- Com exceção da FIAT, que à época do início dos carros 1000, já possuía um motor de aproximadamente 1000 cm³ (1050, para o seu modelo 147), todas as outras montadoras nacionais não tinham, de imediato, motores com tal deslocamento volumétrico e conseqüentemente não havia caixas de transmissão para tais motores.

* Ou até 1.6 l, refrigerados a ar

Logo surge a necessidade *óbvia* para um mercado em grande expansão, de que se adeque da melhor forma possível o produto à realidade nacional. Verificou-se que as montadora ou importaram caixas de transmissão prontas, ou simplesmente aproveitaram as que existiam em carros com maior cilindrada (notadamente 1.3/1.5/ ou 1.6 litros).

É justamente aí que a necessidade do projeto de uma caixa de transmissão, se faz claramente presente a fim de que se otimize ou pelo menos se adeque da melhor maneira possível o conjunto do trem de força dos carros ditos populares aos seus motores de pequena cilindrada. Assim sendo, este projeto destinar-se-á às montadoras nacionais que produzem veículos de 1000 cm³ (ou seja, todas elas), por um período de tempo longo (o mercado não mostra absolutamente nenhuma tendência de queda no consumo de carros importados, muito pelo contrário, o que se verifica é a prática constante dos carros populares 0 km), e de modo que satisfaça o cliente ao longo de toda vida útil do automóvel, com pouca manutenção, funcionamento suave e confortável, silenciosa etc...

Não podemos, pela própria natureza da caixa de transmissão, fazê-la de modo genérico (embora a metodologia e os cálculos envolvidos no projeto possam ser feitos desta maneira), para qualquer montadora, uma vez que o projeto da caixa de transmissão é função primordial do motor ao qual ela será acoplada.

Assim sendo, definiremos o projeto baseado no carro popular da General Motors, Corsa Wind, isto porque :

- A transmissão é importada e começara a ser produzida no Brasil (no segundo semestre de 1995)*.

- A transmissão atual foi projetada para o motor Opel europeu de 1.2 cm³, e não para o utilizado no Brasil (de 1.0 cm³), que embora da mesma família (denominada de família I), possui curvas de torque e potência diferentes.

- As relações de marcha utilizados permanecem inalteradas, embora a realidade do tráfego brasileiro e alemão seja substancialmente diferente.

- A produção do Corsa será aumentada com a introdução de uma nova unidade fabril, isto dá a dimensão exata de que tal projeto terá uma vida útil longa , e devido a grande produção prevista se beneficiará , indubitavelmente da chamada economia de escala.

* Segundo planejamento definido no 1.semestre de 1995.

Caixa de Transmissão

1.2 Especificações Técnicas

Segundo a metodologia do projeto adotada pelo Prof. Omar Moore de Madureira em sua apostila da disciplina de PMC-475 ("Metodologia do Projeto"), vamos identificar perfeitamente o projeto a ser realizado através de um conjunto de requisitos funcionais, operacionais e construtivos que devem ser atendido pelo produto.

1.2.1 Especificações Funcionais :

1.2.1.1 Desempenho : Compatibilizar da melhor maneira possível a velocidade e o torque produzidos por um motor GM, família I de 1.0 l , 50 cavalos de potência máxima e 75 Nxm de torque máximo a um veículo Corsa de 850 Kg, ao longo de toda a faixa de rotação do primeiro.

1.2.1.2 Conforto :

a-) Nível de ruído máximo o menor possível, o que gera profundo desconforto ao motorista em qualquer tipo de trajeto.

b-) Curso de alavanca de mudanças atendendo ao melhor compromisso possível entre força/curso de mudança de marcha. Um curso longo provoca uma diminuição na força exercida pelo motorista, mas faz com que a rotação do motor caia sobremaneira na troca de marchas diminuindo o desempenho e a necessidade maior de aceleração o que em altos regimes pode aumentar ainda mais o consumo (um carro dito popular com motor de 1.0.l deve manter um nível de consumo baixo, porém o desempenho pode significar segurança principalmente em estradas). Um curso curto torna o câmbio mais agradável com um tempo de mudança de marchas menor, mas via de regra torna muito maior a força que o motorista deve exercer causando desconforto e fadiga, principalmente no trânsito urbano.

Conclui-se portanto que o que se deve procurar é o compromisso ideal entre força e curso, tendo em mente que o ideal seria uma caixa de transmissão cuja força e o curso mínimos.

c-) Facilidade de mudança, o motorista deve mudar de maneira mais facilitada possível as velocidades, sem no entanto, ter incerteza de que marcha engatou (como, por exemplo, uma manopla "boba" ou "esponjosa").

1.2.1.3 Segurança :

Deve-se prever mecanismos internos para evitar o engate acidental da marcha a ré (como uma trava que só pode ser acionada com o carro imobilizado), bem como externos à caixa de transmissão como um limitador de rotação do motor que além de poupá-lo evitará que todo o trem de força e o veículo em geral (incluindo-se obviamente a caixa de transmissão), sejam submetidos a esforços além daqueles para os quais foram projetados.

1.2.2 Especificações Operacionais :

1.2.2.1 Durabilidade :

Para que seja competitiva e por consequência não prejudique a imagem do veículo na qual ela vai montada nem da montadora, a sua durabilidade deve acompanhar a vida útil dos principais componentes mecânicos do veículo, ou seja, jamais inferior a 150000 Km com o uso diário estimado em 3 a 4 horas em média, (Valor consiste apenas em uma primeira aproximação, mas na realidade ele será importante na determinação dos fatores de serviço) e levando-se em consideração que na cidade de São Paulo, um motorista gasta em média duas horas diárias no trânsito). Além daqueles que a utilizam como meio de trabalho, como taxistas etc.

1.2.2.2 Confiabilidade :

Não deve apresentar nenhuma falha que interrompa o funcionamento ao longo de pelo menos 10 anos de uso.

1.2.3 Especificações Construtivas :

Peso máximo : 40 Kg (estimativa grosseira).

3 eixos, sendo um de entrada, um de saída e o da ré.

5 pares de engrenagens sincronizados (para as cinco velocidades à frente), e 1 engrenamento com três engrenagens para a ré.

Capacidade de Óleo : até 4 litros.

Dimensões máximas (a fim de haver compatibilidade física com o veículo na qual vai montada): 30x30x30 cm.

1.3 Síntese de Soluções :

Vamos nesta parte gerar as concepções físicas que a caixa de transmissão pode eventualmente adquirir. Começaremos mencionando as saídas e entradas desejáveis e indesejáveis do produto, considerando-o como um sistema :

Entradas Desejáveis :

- Torque e rotação do motor
- Movimento correto para acionamento da troca de velocidade
- Sincronização no tempo certo

Saídas Desejáveis :

- Torque e rotação para o diferencial e posteriormente as rodas, de acordo com a velocidade do veículo e o desejo do motorista
- Troca de marchas feita com pouco esforço
- Troca para a velocidade desejada

Entradas Indesejáveis :

- Excesso de rotação do motor
- Excesso de esforço na troca de marcha
- Movimento incorreto de acionamento para troca de velocidade
- Troca feita para a velocidade errada
- Sincronização errada (tempos incompatíveis do conjunto motor-embreagem-caixa de câmbio)

Saídas Indesejáveis :

- Torque e rotação incompatíveis com a velocidade do veículo devido ao acionamento errôneo de uma velocidade
- Ruído
- Vibração
- Vazamentos

1.3.1 Síntese das possíveis soluções

Solução A : Caixa com marchas desengrenadas, de engrenagens cilíndricas.

Solução B: Caixa com marchas permanentemente engrenadas, de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais.

Solução C: CVT (" Continuously Variable Transmission ")

Solução D : Transmissão Automática.

Solução E : Transmissão Semi-Automática.

Solução F : Transmissão Manual com Engrenagens Planetárias

Consideraremos como funções primordiais para um produto que satisfaça os seus requisitos de desempenho , as seguintes :

- 1 -) Redução/Ampliação de torque/rotação do motor.**
- 2 -) Mecanismo de troca de marchas**
- 3 -) Número de velocidades possíveis**
- 4 -) Sincronização**

Solução A :

1) Feita através do engrenamento de um pinhão deslocável com uma coroa fixa.

2) Feito por mecanismo de hastes e/ou varões que transmitem o movimento manual do motorista até a caixa de transmissão

3) Número de velocidades limitado para que a carcaça não se torne excessivamente grande, ocupando demasiado espaço e prejudicando o "lay-out" do veículo como um todo.

4) Marchas não sincronizadas.
vide figura 1.1

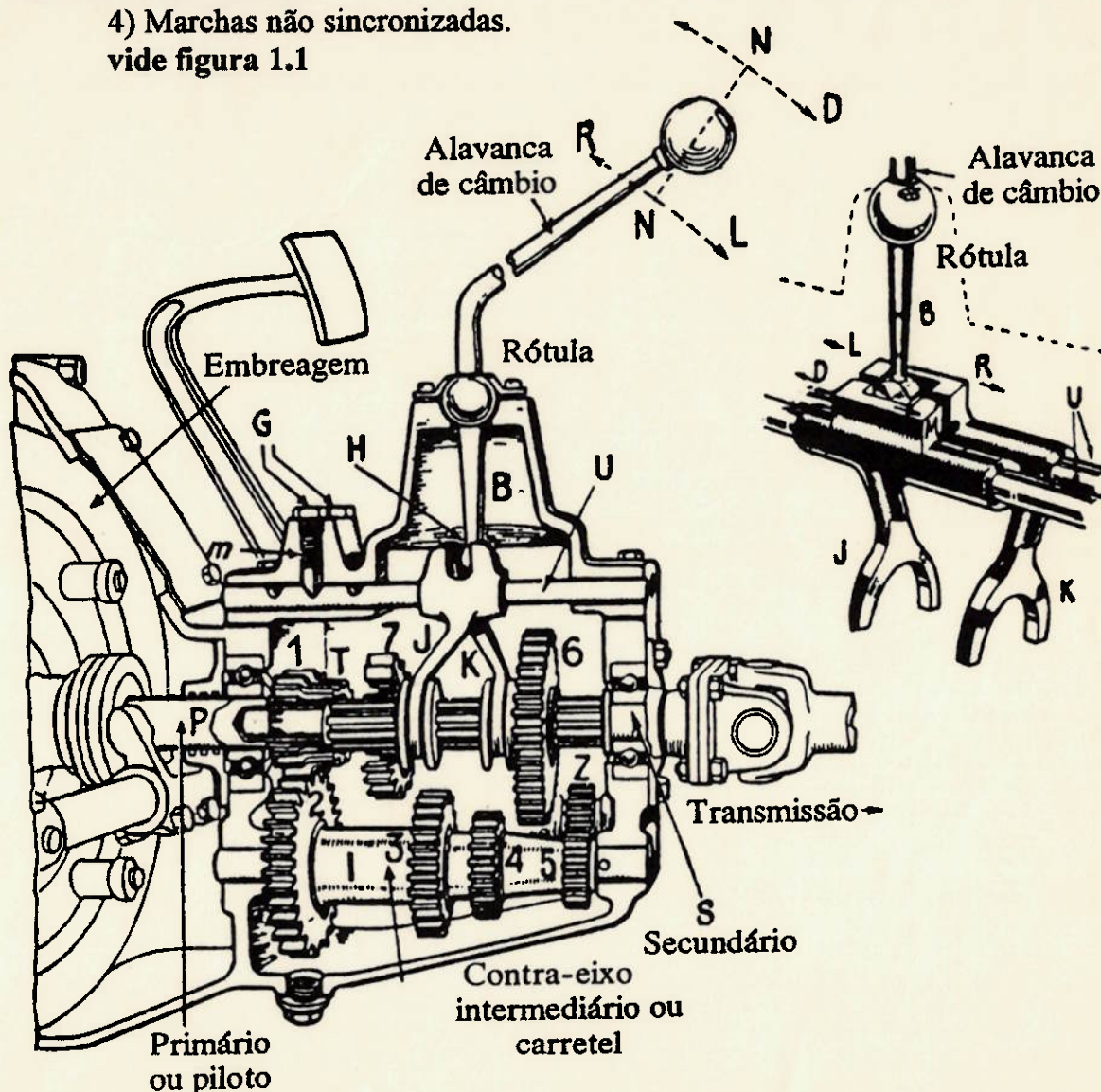


figura 1.1, caixa de transmissão com engrenagens deslocáveis

Solução B :

- 1) Feito através do engrenamento constante de um par de engrenagens.
 - 2) Feito por mecanismo de hastes e/ou varões que transmitem o movimento manual do motorista até a caixa de transmissão.
 - 3) Número de velocidades limitado pela necessidade do veículo, determinado através da curva de torque do motor.
 - 4) Sincronizado.
- vide figura .1.2

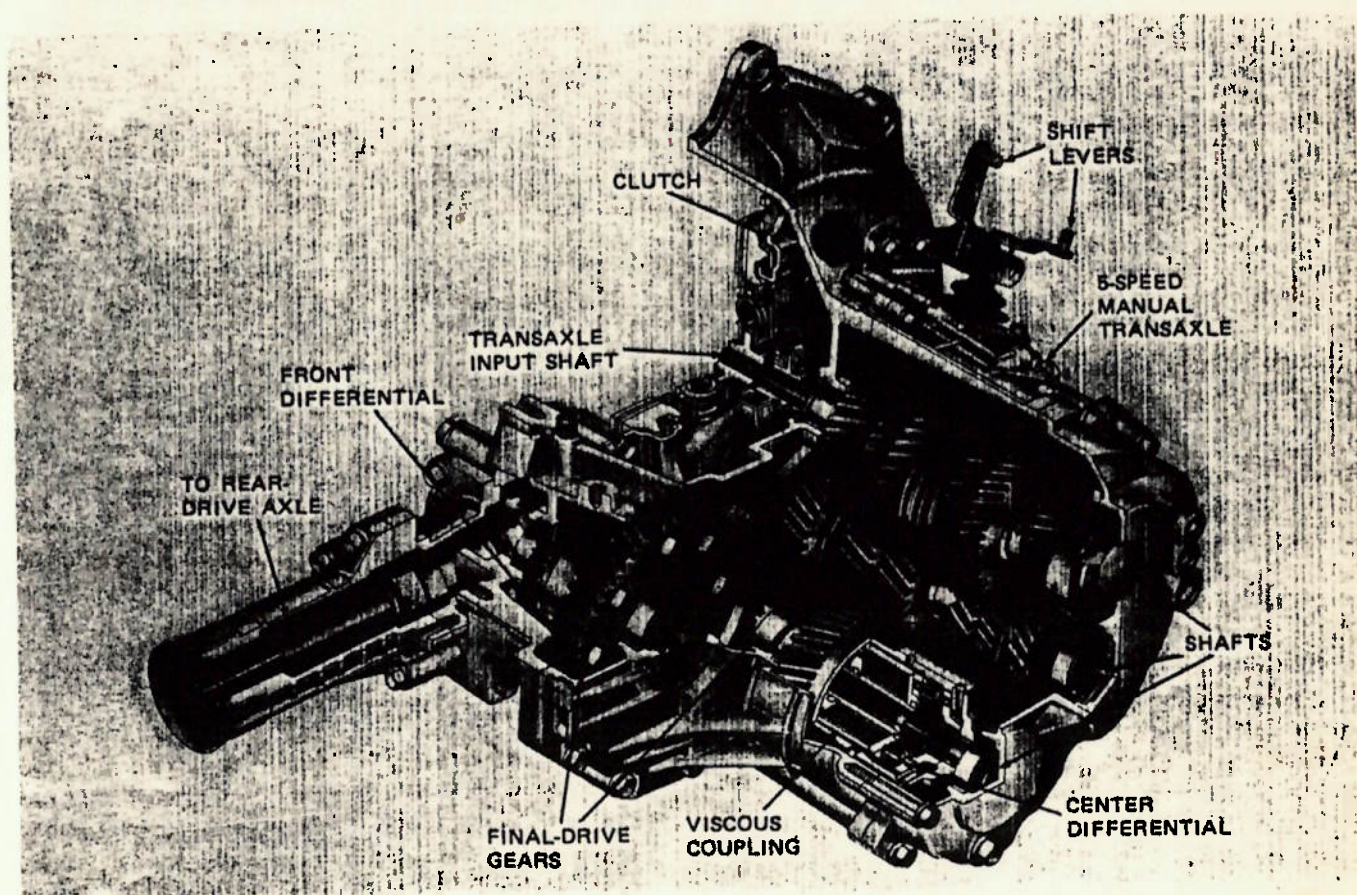


figura 1.2 , caixa de transmissão com engrenagens permanentemente engrenadas.

Solução C, CVT :

1) Através da variação do diâmetro de polias cônicas que dependendo da rotação do motor, alteram a sua relação de transmissão para mais ou para menos.

2) Função da rotação do motor (como mencionado acima), e da depressão no coletor de admissão.

3) Como o próprio nome diz, há uma variação contínua da relação de transmissão em função dos parâmetros acima citados.

4) As polias cônicas (ou toróides), permanecem sempre sincronizados.
vide figura 1.3

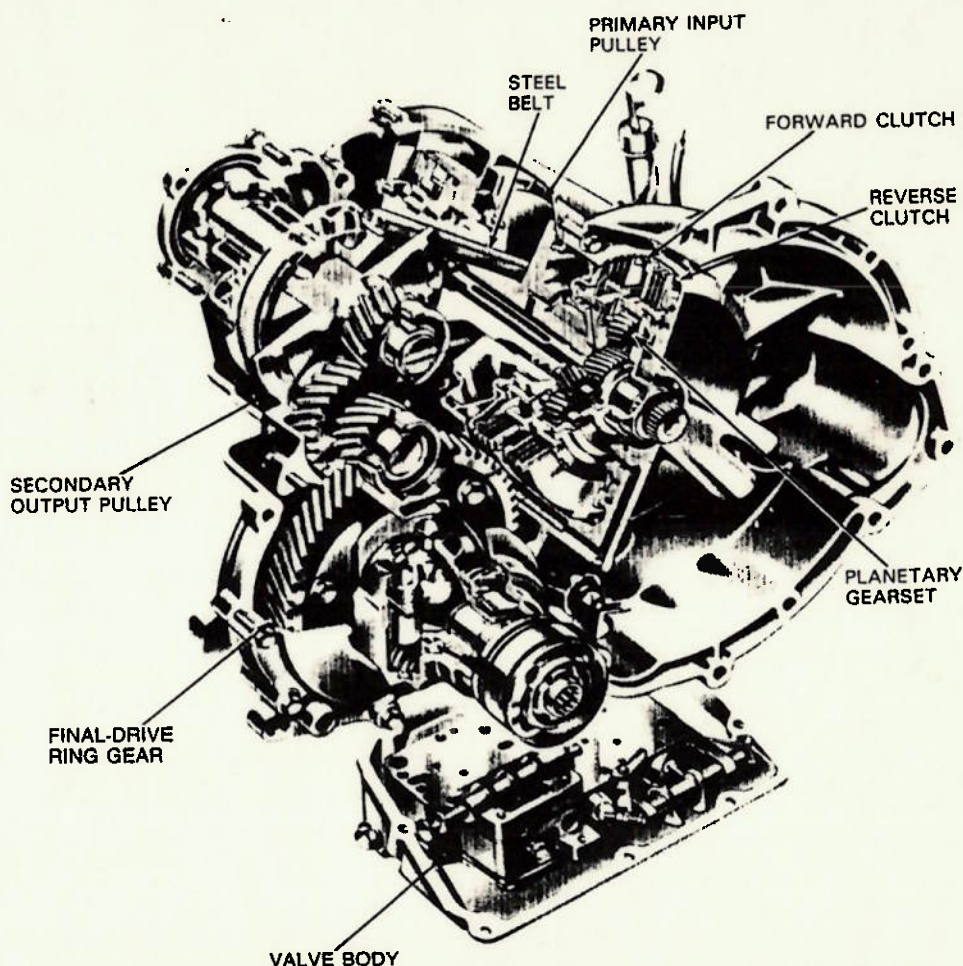


figura 1.3 , caixa de transmissão CVT

Solução D, Transmissão Automática

1) Troca de marcha através de conversor de torque e engrenagens epicicloidais ou mesmo cilíndricas como nos câmbios manuais.

2) Automático, não há intervenção do motorista. Posições usuais : D (drive), N (neutral), P (parking, para estacionamento), e 1,2,3,4 (para velocidades a frente).

3) Caixas de transmissão normalmente com três marchas a frente. Atualmente também existem de 4 velocidades, porém são mais caras e sofisticadas e ainda são destinadas a carros de luxo.

4) Acoplamento viscoso.

Vide figura 1.4

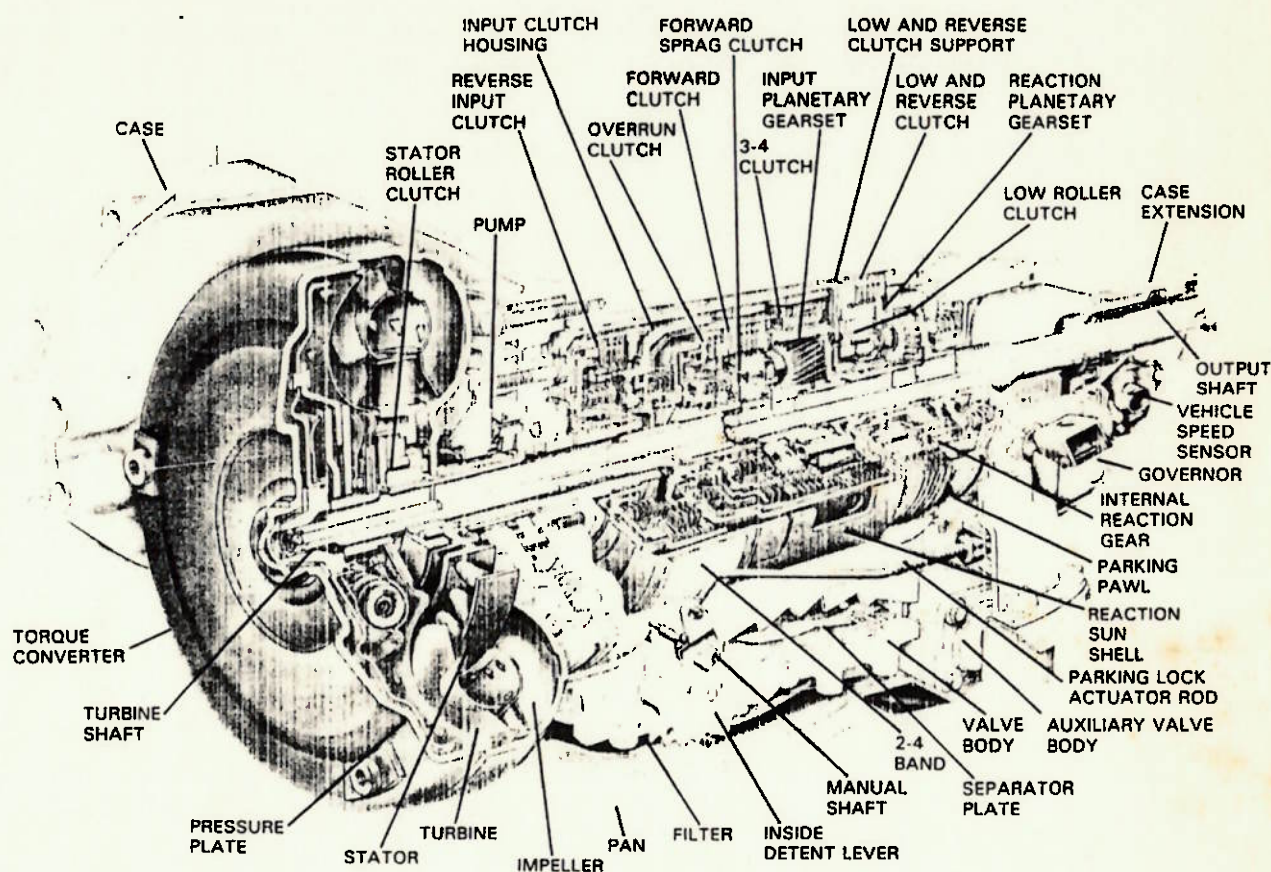


figura 1.4 : caixa de transmissão automática.

Solução E, Transmissão Semi-Automática

Itens 1,3,4 iguais a da transmissão mecânica

2) Não há, a exemplo do acelerador eletrônico "*fly-by-wire*", ligação física mecânica entre a alavanca de câmbio e o câmbio propriamente dito. Um botão aciona um comando elétrico que acionará a mudança de velocidades.

Solução F, Transmissão Manual com Engrenagens Planetárias

- 1) Feita através de engrenagens planetárias
 - 2) Por embreagem cônica; Embreagem de disco.
 - 3) Mecanismo "robusto", permite a construção de um número limitado de velocidades.
 - 4) Para cada troca de velocidades, freia-se imobiliza-se a coroa correspondente para que a rotação que entra obrigue o sistema a girar, resultando desta forma na desmultiplicação desejada.
- vide figura 1.5

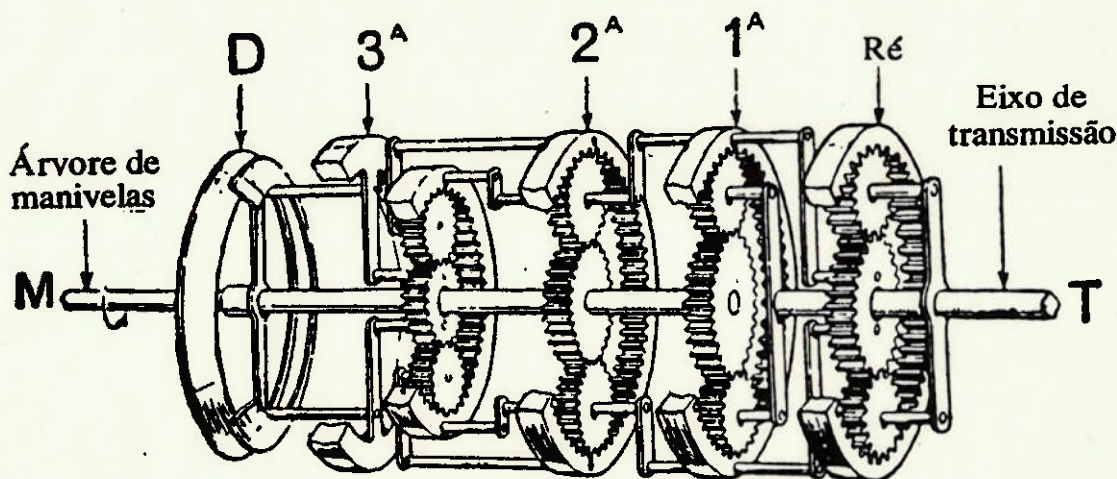


figura 1.5, caixa de transmissão com engrenagens planetárias.

As soluções acima apresentadas poderiam ser analisadas mais a fundo, porém deixaremos para fazê-lo no projeto básico, onde a necessidade da escolha da melhor solução tornará necessário o esclarecimento de várias peculiaridades e princípios de funcionamento dos sistemas anteriormente citados.

1.3.2 Valor Econômico

Analisando-se o projeto sob o ponto de vista do valor econômico, descarta-se imediatamente a alternativa E. Os câmbios semi-automáticos unem o que há de melhor em termos de câmbios automáticos e mecânico (com o acionamento rápido de um câmbio automático sem o escorregamento e a perda de potência que lhe é peculiar). Porém sua aplicação ainda é restrita a automóveis de alto desempenho como carros de fórmula 1 e modelos esportivos de produção como Porsche (através do sistema *Tiptronic*), sendo no entanto muito caros e inviáveis do ponto de vista econômico.

Seguindo esta linha de raciocínio também poderíamos excluir o câmbio automático, embora ele seja adequado (ao contrário da opinião generalizada) a carros de uso predominantemente urbano, uma vez que aumentam o conforto do motorista. Entretanto, seu uso representa um gasto adicional num segmento de mercado onde o sucesso é função primeira do custo final ao consumidor. Além disso, aumenta-se consideravelmente o peso em um veículo cujo motor é fraco (menos de 55 cavalos, via de regra) e adiciona-se componentes mecânicos e eletrônicos que são supérfluos para esta classe de veículo.

A escolha da melhor solução será feita entre as quatro alternativas restantes.

2. O PROJETO BÁSICO

2.1 A Escolha da Melhor Solução

Para a escolha da caixa de transmissão dentre aquelas mencionadas, lançaremos mão do recurso chamado *matriz de avaliação*. Nela listaremos as principais características, e atribuir-se-á a cada uma delas um peso. As soluções receberão uma nota em cada quesito e a matriz nos fornecerá o tipo adequado para que prossigamos com o projeto.

CARACTERÍSTICA	PES.	SOL. A	SOL. B	SOL. C	SOL. D
DESEMPENHO	8	3(24)	9(72)	10(80)	5(40)
DURABILIDADE	5	0(0)	10(50)	5(25)	3(15)
SUAVIDADE DE OPERAÇÃO	5	0(0)	9(45)	10(50)	5(25)
CUSTO DE FABRICAÇÃO	8	10(80)	8(64)	2(16)	0(0)
INVESTIMENTO NECESSÁRIO	9	9(81)	8(72)	2(18)	1(9)
CONFIABILIDADE	6	0(0)	9(54)	9(54)	8(48)
DIMENSÕES/ PESO	6	1(6)	8(48)	10(60)	2(12)
PRAZO DE IMPLANTAÇÃO	7	10(70)	9(63)	5(35)	5(35)
ADEQUABILIDADE	3	3(9)	10(30)	8(24)	2(6)
SOMATÓRIA	-	270	498	362	190

Pela matriz de solução, decidir-se-á claramente pela alternativa B, ou seja **Caixa de Mudanças Manual de Engrenagens Cilíndricas Permanentemente Engrenadas.**

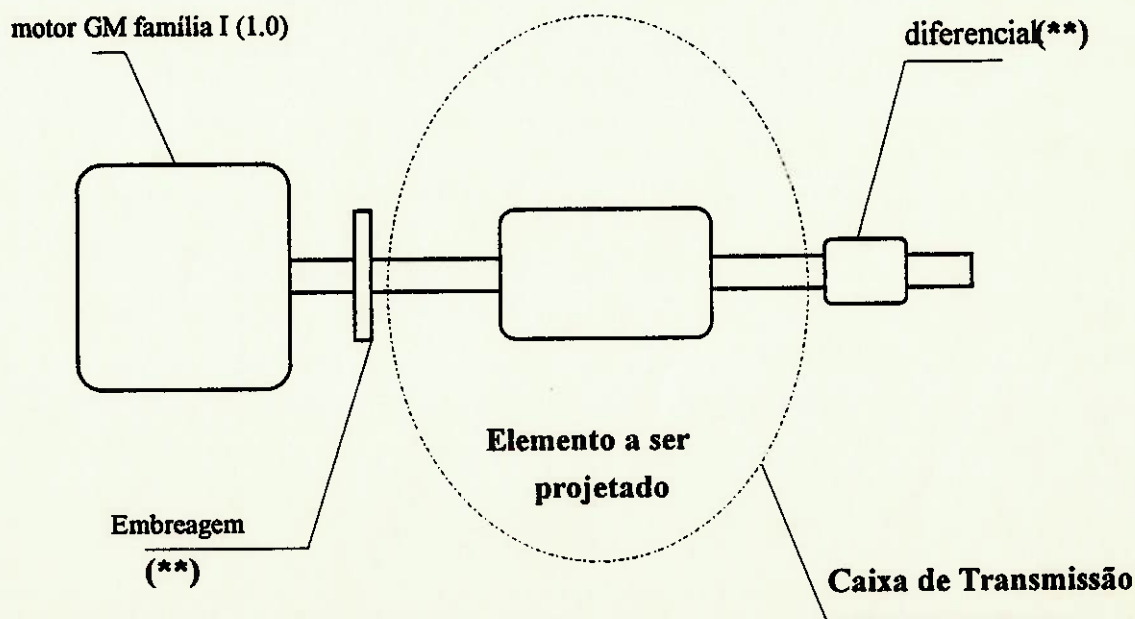
Aqui cabe um comentário, as soluções A e F, que receberam pontuação francamente inferior, na realidade, não poderia ser diferente, uma vez que representam formas construtivas e soluções extremamente antiquadas e/ou não adequadas as necessidades dos motores e veículos atuais, os quais necessitam de caixas capazes de suportar elevados valores de torque e rotação em espaços cada vez mais diminutos. Além do desempenho baixo, apresentam pouca confiabilidade e suavidade de operação, por isso, foram absolutamente descartadas e não servirão nem como opção futura.

Esta crítica obsolescência não é encontrada na solução C, que é encontrada em alguns carros pequenos (como por exemplo, o Ford Fiesta). O problema é justamente a novidade que isso acarreta. Como há poucas desse tipo rodando (em relação a alternativa vencedora B), sua durabilidade não foi tão comprovada. Além disso, por ser totalmente nova, o custo de fabricação, investimento necessário e o prazo de implantação praticamente decidiram a escolha em favor do tipo manual de engrenamento constante. Dado que o custo de inovação seria elevado e não compensador uma vez que a alternativa B tem-se revelado ao longo da história do automóvel como sendo a de uso mais comum, generalizado, eficiente, prático e barato.

O que se verifica neste caso, é que para a nossa realidade não vale a pena " reinventar a roda " e sim adaptá-la da melhor forma possível as nossas necessidades.

Temos portanto a esta altura perfeitamente definido o projeto que será realizado de forma tal que as especificações são as que se seguem :

Especificações do Projeto a Ser Executado :



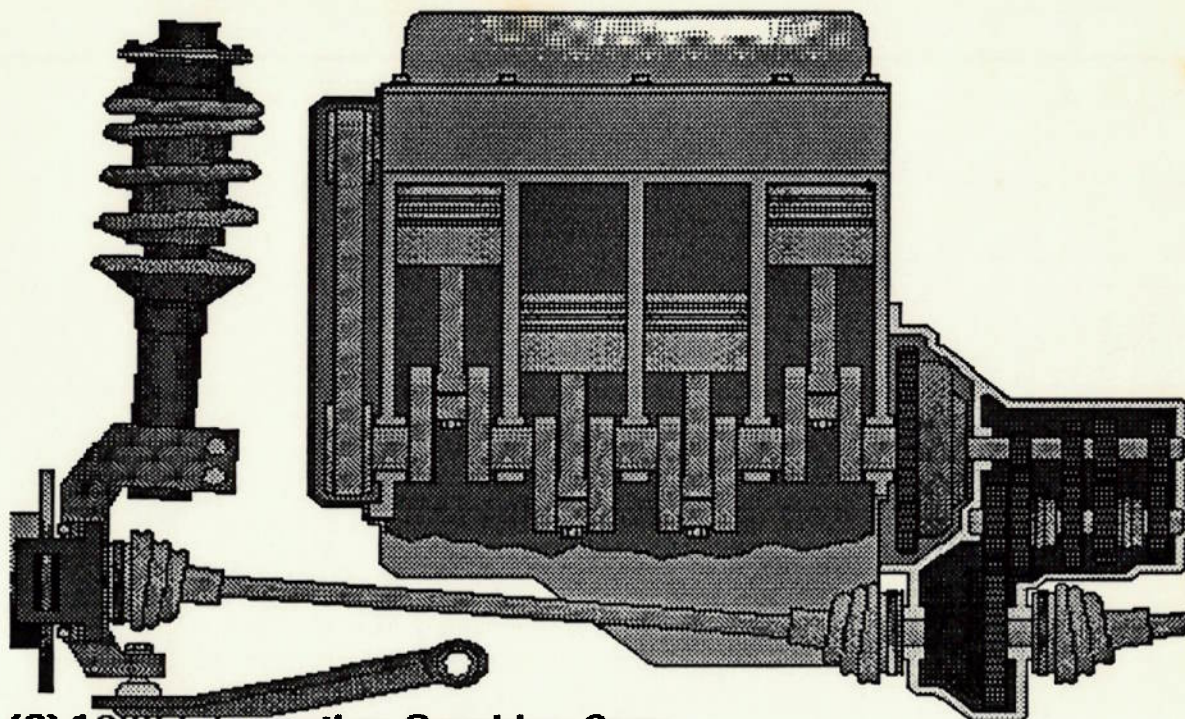
MOTOR :*GM família I**Potência Máxima : 50 cv(36.8 kW) @ 5800 rpm**Torque Máximo : 75.5 Nm (7.7 mkgf) @ 3200 rpm**Cilindrada : 1.0**Combustível : Gasolina E20 (20% de álcool anidro)**Injeção : Tipo TBI (Throttle Body Injection), monoponto**SOHC , Single Overhead Camshaft (Comando de**Válvulas Único no Cabeçote)**Taxa de Compressão : 9.2:1**Posição : transversal***CAIXA DE TRANSMISSÃO :***5 velocidades a frente, mais ré**Engrenagens Cilíndricas permanentemente engrenadas**Posição: transversal*

Obs 1. No desenho,(**) significa elemento da transmissão que não será alvo do projeto.

Obs 2. Como partimos desde o princípio da hipótese de que projetaríamos uma caixa de transmissão para um determinado automóvel e motor bem definidos (Corsa Wind 1.0), não levaremos em consideração a disposição longitudinal (que normalmente apresenta um eixo a mais), uma vez que ela não é exequível por simplesmente não caber e não poder ser adaptada ao referido veículo.

Para uma boa visualização da caixa de transmissão *transversal*, em relação ao resto do veículo vide figura 1.5 (próxima página).

figura 1.5 , posição da caixa de câmbio transversal no trem de força.



[C] 1993 Informative Graphics Corp.

3. PROJETO EXECUTIVO DE UMA CAIXA DE TRANSMISSÃO

Sabe-se da metodologia do projeto de máquinas que dada a potência e o torque produzidos pelo motor bem como a faixa de rotação na qual ele é utilizado, aproximam-se as velocidades intermediárias por uma série de Reynard normalizada.

Tal fato decorre de que as máquinas ferramentas (fresadoras), que usam as engrenagens, as fazem segundo um critério de módulo normalizado. Em outras palavras, a série de Reynard gera uma relação de redução que será feita através de engrenagens de módulos normalizados.

A realidade da indústria automobilística porém, é consideravelmente diferente, pois o grande volume de produção compensará a compra de máquinas específicas para a usinagem da engrenagem que se queira.

Dada essa liberdade de escolha, há de se definir critérios para fazê-la, sempre tendo em mente que o cálculo teórico pode não dar eventualmente os resultados finais, visto que a necessidade de verificação na prática (através de testes em protótipo) é indiscutível. Os dados teóricos porém, são imprescindíveis para que se tenha uma diretriz a seguir.

Isto posto, teremos como parâmetros para cálculo :

- Capacidade máxima de subida em rampa (considerar-se-á rampas com inclinação de pelo menos 30%).
- Velocidade máxima do veículo.
- Curva de potência e torque em função da rotação.
- Peso do veículo
- Raio dinâmico do pneu
- Área frontal do veículo
- Coeficiente de resistência aerodinâmica
- Rendimento da transmissão

Dos itens mencionados, acima desprezaremos a área frontal do veículo e o coeficiente de resistência aerodinâmica, visto que não têm efeito considerável no resultado final.

É importante, também, a relação do diferencial, que como não será projetado, tomaremos como 4.53 (valor este existente no Corsa Wind).

3.1 Cálculo de Marchas:

Procedimento :

Existem vários procedimentos para determinação das relações de marcha a serem empregues em uma caixa de transmissão. Todos levam em conta a curva de torque e potência do motor, sendo que existem alguns mais sofisticados que empregam softwares que levam em conta além do comportamento motor-transmissão, os dados do veículo como um todo o relevo em que ele será utilizado e o tipo de utilização.

Vamos demonstrar neste trabalho, um método mais tradicional (no qual o próprio programa se baseia), e que é comumente utilizado. É o chamado diagrama "dente de serra" ou diagrama de velocidades e torques. (*Encontrado na Apostila do Curso de Transmissões da F.E.I e no BOSCH handbook*).

Este diagrama é um diagrama de velocidade em função da rotação do motor (vide figura 3.1 e 3.2), por onde se traçam duas verticais paralela ao eixo das ordenadas (o das velocidades), correspondentes a rotação de potência máxima e a de torque máximo. Dado uma velocidade máxima em cada marcha e um Δv correspondente adequado (que é a velocidade máxima em uma marcha menos a velocidade na marcha imediatamente inferior), sempre lembrando que via de regra os Δv s devem ser "adequados" (Não há sentido em um escalonamento com a 1. marcha indo até 40 km/h e a 2. até 45km/h !), determina-se através das expressões abaixo as relações de marcha da caixa de transmissão. (Vide também a curva de torque e potência do motor na figura 3.3, observar as suas verticais acima citadas traçadas, bem como os pontos 1 e 2 relacionados com o torque e a potência máxima).

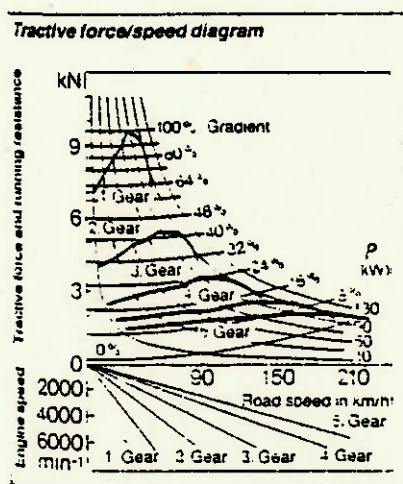


figura 3.1

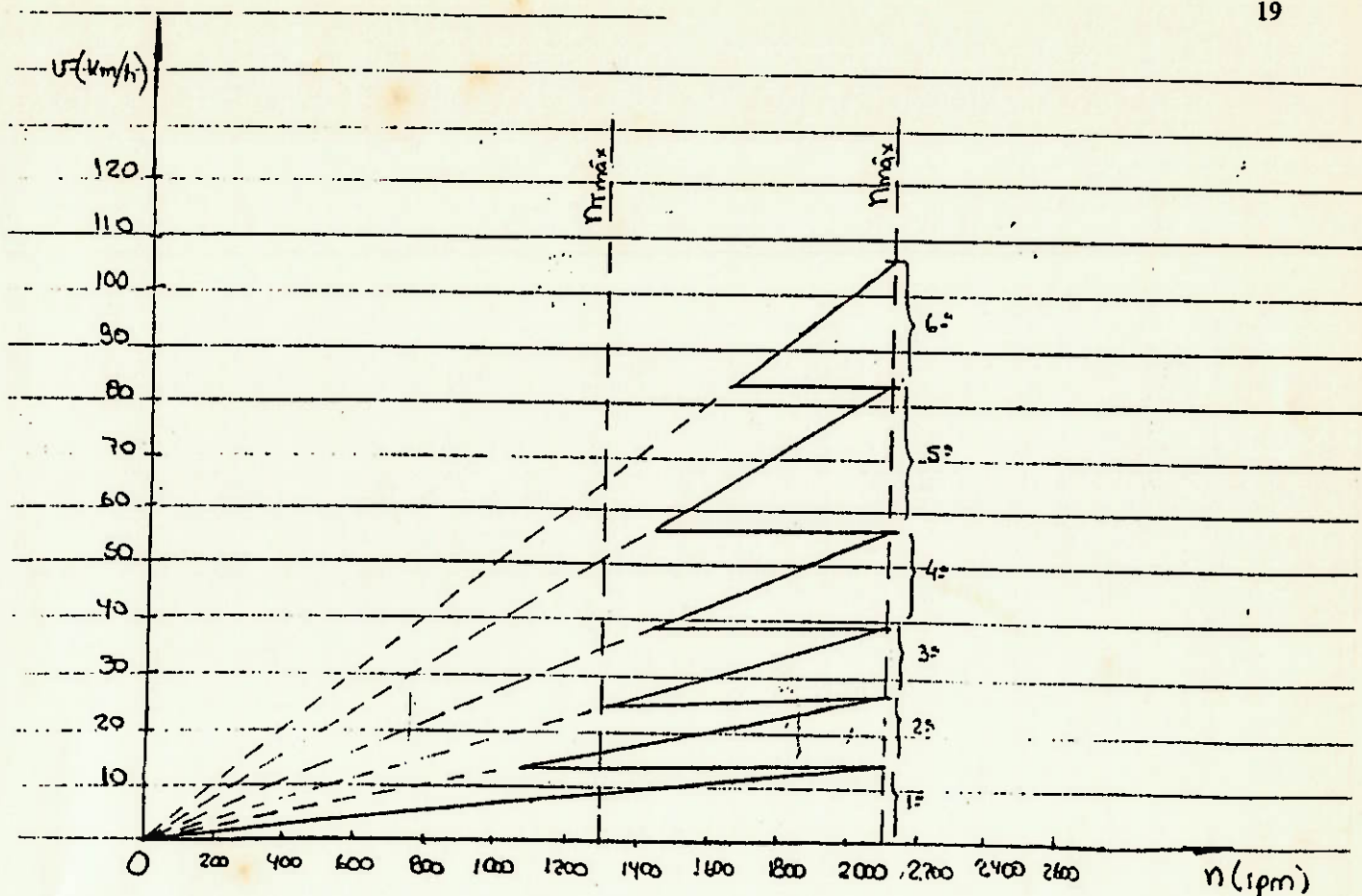


figura 3.2, diagrama "dente de serra", fonte : Apostila de transmissões FEI.

A 5. marcha se determina pela velocidade máxima aproximada requerida para o veículo e a 1. pela capacidade de subir uma rampa. As demais pelo diagrama "dente de serra".

Relação entre a velocidade do motor e a velocidade das rodas, ou seja, a velocidade do veículo.

$$\omega_{motor} * \frac{1}{rel.marcha} * \frac{1}{rel.difere.} = \omega_{roda}$$

$$v = \omega * r$$

$$v_{carro} = v_{roda} = \omega_{roda} * r_{roda}$$

$$\frac{\omega_{motor}}{rel.marcha * rel.difer.} = \frac{v_{carro}}{r_{roda}}$$

$$v_{\text{carro}} = \frac{\omega_{\text{motor}} * r_{\text{roda}}}{\text{rel.marcha} * \text{rel.difer.}} (a)$$

$$v = \frac{2\pi * n}{60} * \frac{r_{\text{roda}}}{i_m * i_d} (b)$$

$$v = \frac{2\pi * n}{60} * \frac{r_{\text{roda}}}{i_m * i_d} * 3.6 (c)$$

Sendo (b), expresso em m/s e (c) expresso em km/h.

Onde :

i_d , relação de redução do diferencial, fixa = 4.53 (hipótese do projeto).

n máx (rotação máxima) = 5800 rpm.

i_m é a incógnita que eu quero determinar para cada marcha.

Velocidade máxima requerida : 190 km/h

Motivo :

- Limite para eventuais aumentos de potência.
- Coeficiente de segurança
- Consumo de combustível.

Então, para o cálculo de relação da quinta marcha, impondo-se um velocidade de 190 km/h, temos:

$$190 = \frac{2\pi * 5800}{60} * \frac{0.02888}{i_5} * \frac{3.6}{4.53}$$

$$51642 * i_5 = 37888.51$$

$$i_5 = 0.73$$

A relação encontrada é a de 0.71. A aproximação da caso teórico para o caso real neste caso pode ser considerada muito boa. Deve-se lembrar que o ajuste final é sempre feita em veículo e que o cálculo do r da roda é aproximado. (feito através das medidas do pneu).

Cálculo da 1ª marcha :

Critério : Capacidade do automóvel de subir uma rampa com algo em torno de 35% de inclinação.

Massa do veículo : Corsa : 845 kg + Carga adicional(passageiros,bagagens etc) = 845+450(estimado)=1295kg.≈1300 kg.

Para uma rampa de 30%, teremos um triângulo retângulo de catetos 100 e 30, chamando de β , o ângulo formado entre a horizontal (100 m), e a hipotenusa, teremos valores de 16.7° (com 30%) e 19.3° (com 35%)..

Então, teremos :

Matematicamente :

Força de tração máxima . r_{roda} = Torque máximo nas rodas

Para um rampa de 30% :

$$F_t = Mg \cdot \sin \beta$$

$$F_t = Mg \cdot (\sin \beta)$$

$$= 1300 \cdot 9.8 (\sin 16.7) = 13181 \cdot 0.275 = 3660.97 \text{ N}$$

$$M_t = F_t \cdot R_{roda} = 3660.97 \cdot 0.2888 = 1057.29 \text{ Nxm}$$

$$\frac{1057.29}{i_{total}} = 66$$

$$i_{total} = 16, 16 = i_{diff} \cdot i_{1a} \quad \text{Então, } i, \text{ primeira marcha} = 3.53$$

Para um rampa de 35%

De maneira absolutamente análoga

$$F_t = 4510.8 \text{ N}$$

$$M_t = F_t \cdot R_{roda} = 1302.72 \text{ Nxm}$$

$$\frac{1302.72}{i_{total}} = 66$$

$$i_{total} = 19.74 \quad 19.74 = i_{diff} \cdot i_{1a} \quad \text{Então, } i, \text{ primeira marcha} = 4.358$$

Aproximação teórica bastante aceitável uma vez que

- Subida de 35%/30 % bastante pronunciada
- Aproximação por um μ constante e invariável.
- Peso bruto aproximado
- O valor final é sempre obtido em veículo

Relações Intermediárias :

Fato Observado: Carros dotados de câmbios ditos curtos (com relação de marchas de maior redução que os de demais, ditos longos), apresentam uma força trativa nas rodas maior, devido ao maior torque disponível pela maior redução. Em compensação, se caracterizam por maior nível de ruído e consumo de combustível sensivelmente mais alto.

O motorista brasileiro, por características culturais e "topográficas", via de regra aprecia este tipo de câmbio desde que não se penalize excessivamente ruído e consumo. Como exemplo, podemos citar os automóveis Santana (VW) e Tempra (FIAT), que à época de seus lançamentos apresentavam relações de marchas derivadas diretamente das de origem (alemã e italiana respectivamente). O que se observou foi a não aceitação do consumidor que alegava falta de "potência" no motor. A fim de satisfazer o desejo do consumidor, as fábricas providenciaram o "encurtamento" de suas transmissões através de uma "redução" no diferencial. A alteração no diferencial e não na caixa propriamente dita justifica-se pela maior facilidade de mexer nas engrenagens do primeiro do que no segundo. O resultado de tal alteração, como se sabe, foi o aumento das vendas dos produtos com melhorias significativas para as suas imagens.

Idéia : Fixam-se os limites superiores e inferiores e escalonam-se as marchas de modo a que, na troca de marcha para cima ("upshifting") tenhamos a mesma velocidade mas com a rotação caindo o mais possível na faixa de torque máximo.

Para melhor aproveitamento, teremos que o Δv de cada marcha seja menor da 1ª para a 2ª (onde há maior quantidade de torque disponível), e vá crescendo até ter-se a maior (de 4ª para 5ª portanto).

Para o nosso caso particular, temos :

n torque máximo: 3200 rpm.

Faixa de torque máximo : 2500 rpm até 3800 rpm.

$$v_{\text{máx em } 1^{\text{a}}} = \frac{2\pi * 5800}{60} * \frac{0.2888}{4.35 * 4.53} * 3.6 = \frac{37888.51}{1182.33} = 32 \text{ km / h}$$

com relação real 3.55 : $v_{\text{máx em } 1^{\text{a}}} = 40 \text{ km/h}$.

Para as relações reais, verificadas na f13(Corsa) , calculadas de maneira absolutamente análoga :

$v_{\text{máx em } 2^{\text{a}}} = 71 \text{ km/h}$.

$v_{\text{máx}}$ em 3ª = 107 km/h:

$v_{\text{máx}}$ em 4ª = 156 km/h.

$v_{\text{máx}}$ em 5ª = 190 km/h.

fazendo-se uma verificação quanto aos Δv s, temos :

$$\Delta V1 = 32 \text{ km/h}(v2-v1).$$

$$\Delta V2 = 39 \text{ km/h}(v3-v2)$$

$$\Delta V3 = 35 \text{ km/h}(v4-v3)$$

$$\Delta V4 = 34 \text{ km/h}(v5-v4)$$

O que se verifica é que, coincidentemente ou não as relações de marcha aproximam-se por uma P.A de razão 35.

Para efeito de comparação, iremos aproximar por uma PG :

$$V1=32$$

$$V5=190$$

$$V5 = V1 * q^{(5-1)}$$

$$190 = 32 * q^4$$

$$q = 1.56$$

Então teremos :

$$V1=32 \text{ km/h.}$$

$$V2=32*1.56=49.92 \text{ km/h.}$$

$$V3=77.8752 \text{ km/h}$$

$$V4=121.48 \text{ km/h.}$$

$$V5=190 \text{ Km/h.}$$

Pelo visto acima, a experiência mostra escalonamento de velocidades pouco usual na indústria automobilística.

Aplicando o método através das expressões acima teremos então o seguinte escalonamento das marchas.

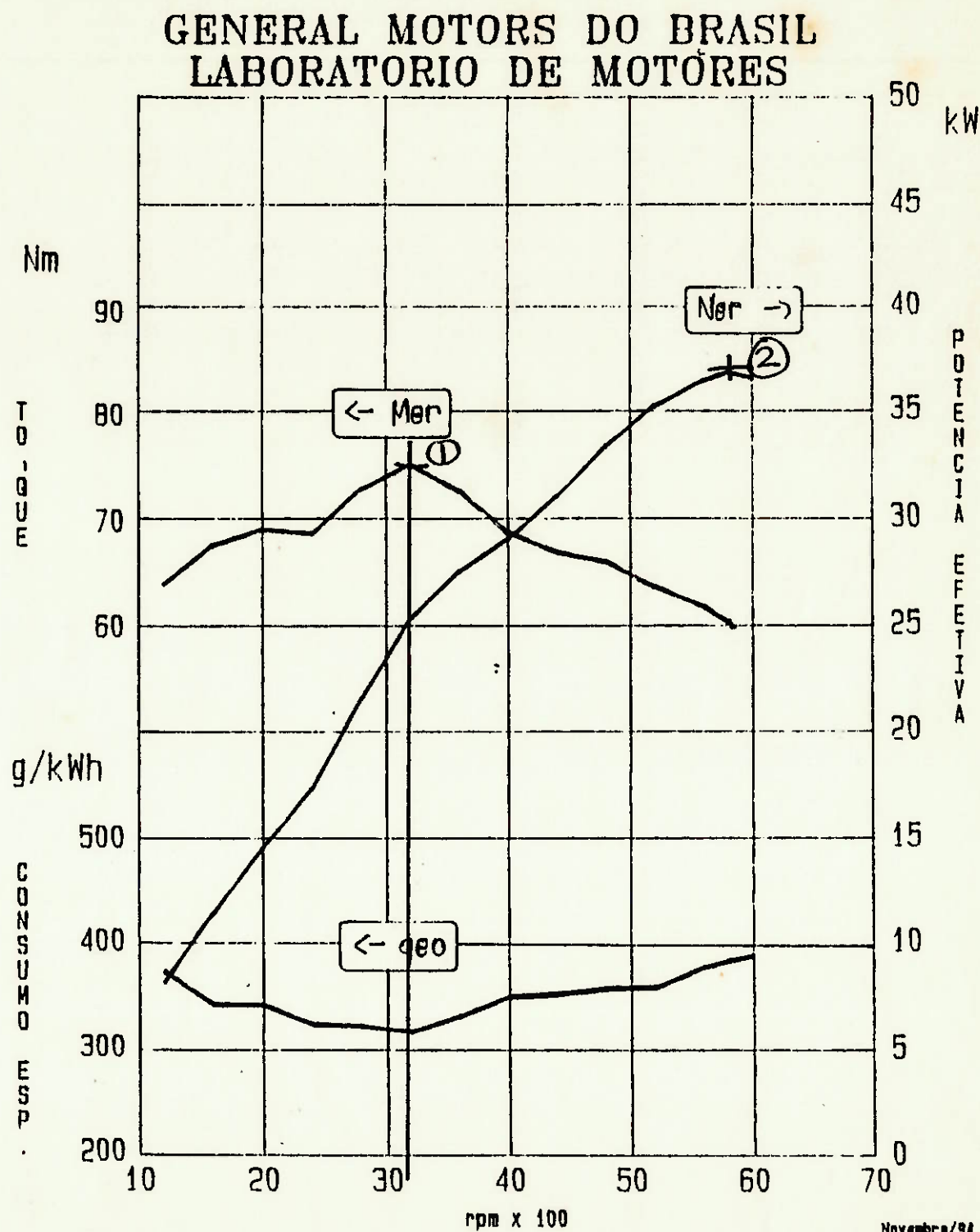
tabela 3.1 : Comparação dos valores calculados com os verificados na caixa real.

MARCHA	REDUÇÃO REAL	REDUÇÃO CALCULAD A
1 (C/ 35%)	-----	4.358
1 (C/ 30%)	3.55	3.53
2	1.96	1.94
3	1.30	1.28
4	0.89	0.86
5	0.71	0.73
RÉ	3.31	---

Conclusões : Conclui-se facilmente pelos dados apresentados na tabela, que o método é perfeitamente eficaz e válido. Assim sendo, tenderíamos a exatamente os mesmos resultados que os reais, se os parâmetros e hipóteses de entrada fossem iguais. (Como a exata velocidade máxima requerida, o coeficiente exato de atrito e o raio da roda por exemplo, entre outros citados no cálculo acima). Como comprovação dessa tese, temos o caso da primeira marcha que foge consideravelmente da relação real quando se considera uma rampa de 35%. Isto porque para este tipo de veículo, destinado a sua aplicação peculiar, esta *não* é a rampa considerada, e sim a de 30%, que como se vê, requererá uma relação de marcha bem próxima da já existente.

Como um dos objetivos deste projeto é a verificação dos métodos tradicionais de projeto em um dispositivo mecânico real, e dado que a diferença entre as relações de marcha foi muito pequena, adotaremos doravante as *reais já existentes* como sendo as relações do nosso projeto, para que se possa fazer as verificações desejadas e necessárias quanto aos métodos de dimensionamento. Como se verá adiante por problemas geométricos e de fabricação, a caixa final terá relações ligeiramente diferentes (no máximo 3.5% de discrepância, como adotado no curso de projeto de máquinas), mas partiremos como base das acima citadas.

figura 3.3: curva de torque e potência do motor GM 1.0



Novembro/94

Ner max/5800 rpm	Mer max/3200 rpm
36.8 kW	75.5 Nm
50 CV	7.7 mkgf

CORSA 1.0 l. "95"
TBI - SOHC - TAXA COMP. - 9.2:1
GASOLINA E20 - NBR 5484

3.2 Engrenagens

3.2.1 Cálculo dos Parâmetros Geométricos das Engrenagens :

Dentro da sequência de nosso projeto de caixa de transmissão, uma vez definidas as relações de transmissão (vide item anterior) passaremos a determinação dos parâmetros principais geométricos dos pares de engrenagem.

Dada uma relação de transmissão i , trataremos de achar o número de dentes *inteiro*, para os pares de engrenamento constante. O desvio entre o i encontrado e o calculado é aceitável se menor que 3.5%, via de regra.

Será fixada também a distância entre centros (a_0) que com base em valores adotados para transmissões desse tipo será de 65 mm.

Assim, fixada a relação de transmissão e a distância entre centros, determinaremos os ângulos de hélice (para engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, ou seja, todas menos a ré) de pressão e o módulo normal.

Aqui, cabe um comentário : normalmente o módulo e os ângulos mencionados devem apresentar valores normalizados (vide tabela 3.4). O que se verifica na prática é que isso não acontece, uma vez que o grande número de engrenagens a ser produzida para aplicações automobilísticas justifica plenamente a fabricação e compra de máquinas ferramenta que possam produzir peças com o módulo os ângulos mais adequados.

**Module series for spur and bevel gears
in mm (excerpt from DIN 780)**

0.3	1	3	10	32
0.35	1.125	3.5	11	36
0.4	1.25	4	12	40
0.45	1.375	4.5	14	45
0.5	1.5	5	16	50
0.55	1.75	5.5	18	55
0.6	2	6	20	60
0.65	2.25	7	22	70
0.7	2.5	8	25	
0.75	2.75	9	28	
0.8				
0.85				
0.9				
0.95				

Modules given in bold type are preferred.

tabela 3.4 : módulos normalizados

3.2.2 Algoritmo de Cálculo :

- a) Dado i , encontra-se o número de dentes, Z , dos pares engrenados.
- b) Verifica-se se a nova relação de transmissão é aproximadamente igual a original calculada. (tolerância de 3.5%).
- c) Calcula-se os diâmetros primitivos, com um sistema de duas equações a duas incógnitas, respectivamente a distância entre centros a_0 e a relação de transmissão.
- d) Através da expressão $D_p = \frac{Z * m_n}{\cos \beta}$, calculo o termo $\frac{m_n}{\cos \beta}$
- e) Encontro o valor mais adequado para m_n e $\cos \beta$ dentre os valores mais usuais na indústria automobilística para este tipo de aplicação particular.

Nas próximas paginas, apresentamos os valores numéricos e os cálculos utilizados, bem como o valor de relação de transmissão obtido.

Cálculo da 1a. marcha (reduzida):

Relação de transmissão calculada : 4.53

Assumindo $Z_1=11, Z_2=48$

$45/23 = 4.3636$ (O.K !)

Distância entre centros $a_0=65$

Então

$$65 = r_1 + r_2$$

$$65 = \frac{D_1 + D_2}{2} \Rightarrow D_1 + D_2 = 130$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 4.36$$

$$D_1 = 24.23, D_2 = 105.7625$$

$$mas, D_p = \frac{Z * m_n}{\cos \beta}$$

$$Então: \frac{m_n}{\cos \beta} = 2.20$$

Fixando-se o ângulo de hélice ($\beta=30$), temos $m_n=1.914$

Pela norma DIN 780, com $m_n=2.0$ $\beta=24.23$

Cálculo da 1ª marcha (longa) :

Relação de transmissão calculada : 3.53

Assumindo $Z_1=11, Z_2=39$

$45/23 = 3.54$ (O.K !)

Distância entre centros $a_0=65$

$$65 = r_1 + r_2$$

$$65 = \frac{D_1 + D_2}{2} \Rightarrow D_1 + D_2 = 130$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 3.54$$

$$D_1 = 28.634, D_2 = 101.366$$

$$mas, D_p = \frac{Z * m_n}{\cos \beta}$$

$$Então: \frac{m_n}{\cos \beta} = 2.26$$

Então

Fixando-se o ângulo de hélice ($\beta=30$), temos $m_n=2.26$

Pela norma DIN 780, com $m_n=2.5$, $\beta=19.88$.

Cálculo da 2a. marcha :

Relação de transmissão calculada : 1.96

Assumindo $Z_1=45$, $Z_2=23$

$45/23 = 1.9565$ (O.K !)

Distância entre centros $a_0=65$

Então

$$65 = r_1 + r_2$$

$$65 = \frac{D_1 + D_2}{2} \Rightarrow D_1 + D_2 = 130$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 1.9565$$

$$D_1 = 43.97, D_2 = 86.03$$

$$mas, D_p = \frac{Z * m_n}{\cos \beta}$$

$$Então: \frac{m_n}{\cos \beta} = 1.911$$

Fixando-se o ângulo de hélice ($\beta=30$), temos $m_n=1.65$

Pela norma DIN 780, com $m_n=1.5$, $\beta=38.28$.

Cálculo da 3a. marcha :

Relação de transmissão calculada : 1.30

Assumindo $Z_1=43$, $Z_2=33$

$43/33 = 1.303$ (O.K !)

Distância entre centros $a_0=65$

Então

$$65 = r_1 + r_2$$

$$65 = \frac{D_1 + D_2}{2} \Rightarrow D_1 + D_2 = 130$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 1.3$$

$$D_1 = 56.52 \quad D_2 = 93.26$$

$$mas, D_p = \frac{Z * m_n}{\cos \beta}$$

$$Então: \frac{m_n}{\cos \beta} = 1.71272$$

Fixando-se o ângulo de hélice ($\beta=30$), temos $m_n=1.5$

Pela norma DIN 780, com $m_n=1.5$ é um módulo normalizado (O.K.!).

Cálculo da 4a. marcha :

Relação de transmissão calculada : 0.89

Assumindo $Z_1=33$, $Z_2=37$

$33/37=0.891$ (O.K !)

Distância entre centros $a_0=65$

Então

$$65 = r_1 + r_2$$

$$65 = \frac{D_1 + D_2}{2} \Rightarrow D_1 + D_2 = 130$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.89$$

$$D_1 = 68.783 D_2 = 61.2169$$

$$mas, D_p = \frac{Z * m_n}{\cos \beta}$$

$$Então: \frac{m_n}{\cos \beta} = 1.859$$

Fixando-se o ângulo de hélice ($\beta=30$), temos $m_n=0.8$

Pela norma DIN 780, com $m_n=1.75$, $\beta=19.71$.

Cálculo da 5a. marcha :

Relação de transmissão calculada : 0.7143

Assumindo $Z_1=42$, $Z_2=30$

$30/42=0.7143$ (O.K !)

Distância entre centros $a_0=65$

Então

$$65 = r_1 + r_2$$

$$65 = \frac{D_1 + D_2}{2} \Rightarrow D_1 + D_2 = 130$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.7143$$

$$D_1 = 75.83 \quad D_2 = 54.167$$

$$mas, D_p = \frac{Z * m_n}{\cos \beta}$$

$$Então: \frac{m_n}{\cos \beta} = 1.57$$

Fixando-se o ângulo de hélice ($\beta=30$), temos $m_n=1.57$

Pela norma DIN 780, com $m_n=1.5$, $\beta=33.82$

Cálculo da marcha a ré

Peculiaridades :

- 1) São usados três eixos ao invés de dois, para inverter o sentido de rotação do movimento.
- 2) São usadas engrenagens cilíndricas de dentes retos, desta forma reduzindo o custo, mas introduzindo o barulho característico desta marcha.

A redução de 3.31 será conseguida com

1. redução : eixo de entrada (input) com eixo intermediário

Definindo :

$Z_{input}=13$, $Z_{interm}=29$

$i = 29/13=2.23$

Dado que $D=mZ$, para um diâmetro pequeno de 30mm (engrenagem já existente), temos módulo de 2.3

Assim $D(\text{eixo intermediário})=2.23*30=66.9 \text{ mm}$.

2. redução : eixo intermediário com eixo de saída mainshaft

Definindo :

$m=2.3$ (do engrenamento definido acima).

Para que se tenha um Zinteiro, $Z=44$.

Então $44/29=1.517$

$D(\text{mainshaft})=2.3*44=101.2 \text{ mm}$.

Com três eixos e tais características de engrenagens pode-se manter a distância entre centros=65 mm, variando a posição do eixo intermediário.

OBS: Para os pinhões da 1 marcha e ré, o número de dentes é muito pequeno, abaixo do limite mínimo. Faremos as devidas correções para que não ocorra pitting ou undercutting em seções posteriores.

OBS2. Os valores do ângulo de pressão α , serão considerados os padrão normalizados, ou seja 20 graus, a menos da marcha a ré que terá 25 graus. Tal decisão será explicitada adiante.

3.2.3 Correções

Existe um valor de número de dentes mínimo que deve ser observado, para que não haja interferência com a ferramenta. Este valor para engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais é função do ângulo de hélice. Para um ângulo de hélice de 30 graus, o z mínimo é o de 10. Como em 1. marcha temos z do pinhão igual a 11, não haverá necessidade de correção.

Se a correção fosse necessária utilizaríamos as seguintes expressões. (Bibliografia: Apostila do Curso PMC-460, Prof. Hélio Nanni), a saber :

- Correção mínima do pinhão para evitar interferência com a ferramenta (undercutting):

$$z_{min} \geq 2(1-x) \cos \beta_0 \frac{\cos^2 \beta_0 + \tan^2 \alpha_0}{\tan^2 \alpha_0}$$

- Correção da coroa para ajuste perfeito com o pinhão :

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \text{tg} \alpha_{0n}} (ev \alpha - ev \alpha_0)$$

Onde x_1 é a correção do pinhão, calculada pela expressão anterior, e x_2 é a correção da coroa que se quer calcular.

O pinhão da ré apresenta interferência (número mínimo de dentes para engrenagens cilíndricas de dentes retos é de 17, quando o ângulo de pressão é de 20 graus). Assim para que não haja undercutting devemos corrigir. Pela tabela apresentada, baseada na norma DIN 3972, a correção deve ser de +0.25 mm.

Porém este número mínimo é função do ângulo de pressão, segundo a expressão (Apostila do Curso PMC-460, Prof. Hélio Nanni),

$$z_{min} \geq \frac{2}{\sin^2 \alpha_o}$$

Expressão que é válida para engrenagens cilíndricas de dentes retos, como é o caso das engrenagens da ré. Assim se tivermos um ângulo de pressão de 25 graus, teremos um número de dentes mínimo de 11,2, como o previsto para o pinhão foi de 13, não precisaremos de correção alguma. (Vide figura 3.5)

Apresentamos desta forma duas maneiras de resolver o mesmo problema, adotaremos este último, para evitar qualquer correção nas engrenagens da ré.

Addendum modification coefficient x

For straight teeth, $\alpha = 20^\circ$, Basic rack 1 as per DIN 3972 ($h_{fp} = 1.167 \cdot m$)

1	2	3	4
Number of teeth z , for helical teeth z_h	Tooth free from undercut if $x \geq$	Top land width $0.2 \cdot m$, if $x =$	Tooth pointed if $x \geq$
7	+0.47	—	+0.49
8	+0.45	—	+0.56
9	+0.4	+0.4	+0.63
10	+0.35	+0.45	+0.70
11	+0.3	+0.5	+0.76
12	+0.25	+0.56	+0.82
13	+0.2	+0.62	+0.87
14	+0.15	+0.68	+0.93
15	+0.1	+0.72	+0.98
16	0	+0.76	+1.03

figura 3.5, correção em função do número de dentes

3.2.4 Cálculo dos Esforços Atuantes nas Engrenagens

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais estão submetidas a Forças Tangenciais, Forças Axiais, e Forças Radiais.

Os valores das mesmas são fundamentais para todo o projeto da caixa de transmissão, pois serão parâmetro fundamental no dimensionamento de eixos, rolamentos e na própria verificação dos parâmetros geométricos das engrenagens.

A força tangencial é devida ao torque aplicado pelo motor. Este é obviamente o próprio torque do motor no eixo de entrada (Input-shaft, na planilha coluna is), e o torque multiplicado pela redução i , no eixo principal (Main-shaft, na planilha ms).

Para efeitos de dimensionamento, e a favor da segurança, serão considerados sempre os esforços máximos, decorrentes do torque máximo fornecido pelo motor.

Os esforços são determinados, pelas seguintes expressões, a saber:

$$F_{tm\acute{a}x} = \frac{T.m\acute{a}x}{r_p}$$

$$F_{rm\acute{a}x} = F_{tm\acute{a}x} \cdot \tan \alpha$$

$$F_{am\acute{a}x} = F_{tm\acute{a}x} \cdot \tan \beta$$

Onde, α = ângulo de hélice

β = ângulo de pressão

r_p = (raio primitivo = $D_p/2$)

Com estas fórmulas, podemos construir a tabela que nos dará os esforços nas engrenagens. Cabe salientar que por ação e reação elas são iguais em cada par engrenado.

Na tabela, temos :

G=gear , marcha.

MS=MainShaft, ou eixo principal. Local onde se encontra a engrenagem.

IS= InputShaft, ou eixo de entrada. Idem.

i =relação de transmissão.

Z=número de dentes

M_n =módulo normal da engrenagem

D_p =Diâmetro primitivo

$T_{m\acute{a}x}$ =Torque máximo no eixo.

Pelas tabelas que se seguem (vide *PLANILHA 1, PLANILHA 2, PLANILHA 3*), verificamos que, genericamente, os esforços axiais são maiores quando o módulo não é normalizado. Isto decorre da necessidade de ângulo de hélice β , via de regra maior. Como a força axial cresce diretamente com a tangente de β , é de se esperar um aumento na mesma como de fato verificado.

Todas as verificações quanto a resistência das engrenagens e o projeto propriamente dito serão feito daqui em diante com α e β normalizados (com valores 30° e 20° respectivamente), e conseqüentemente módulos não normalizados, isto porque :

- A maioria das caixas de transmissão possui ângulos próximos aos citados acima, com razoável variação do módulo.

- Como visto, este tipo apresenta maiores esforços e portanto representa uma situação de maior exigência dimensional (embora a diferença não seja significativa).

- Para um engrenamento suave e pouco ruidoso β deve se situar em torno de 30° . Nos cálculos se apresenta β , variando muito, inclusive com valores menores que 20° (na 1^a e 4^a marchas) e maiores que 30° (como na 2^a). Para um funcionamento mais homogêneo, teremos sempre 30° .

- Caso apresente algum problema quanto ao dimensionamento no item seguinte (por Lewis ou por Hertz), a segunda opção (módulo normalizado), pode ser considerada.

3.2.5 Análise dos Resultados

Foram geradas duas planilhas com as características fundamentais das engrenagens da caixa de transmissão.

A PLANILHA 1, está relacionada com α e β normais, ou seja 20 e 30° . Podemos verificar que o módulo normal (M_n), assume valores não normalizados como já seria de se esperar. As forças foram obtidas através das expressões acima citadas. Pela ação e reação a força que atua no pinhão é igual a que atua na coroa apenas com sentido contrário. Por este motivo, só aparece um valor nominal por par engrenado. Seram estes valores que servirão como base para todo o dimensionamento em seções posteriores.

A PLANILHA 2, por sua vez aborda o caso do módulo normalizado com conseqüente variação de α e β . Como o β é ora maior, ora menor que 30 , a força também varia da mesma forma. Notadamente a força axial.

A marcha a ré, será conseguida pelo engrenamento de três engrenagens cilíndricas de dentes retos, como conseqüência, como vemos em ambas as tabelas, é o não aparecimento de forças axiais. Além disso, o ângulo de pressão, será considerado 25° , por razões de interferência que serão discutidos posteriormente. (Tal fato decorre do pinhão ter um número de dentes inferior ao mínimo necessário para que não haja interferência nem undercutting).

Fazendo-se uma análise inicial dos esforços, vemos que as marchas críticas neste sentido são a primeira e a ré. Este fato decorre obviamente do maior torque que estas marchas precisam fornecer ao veículo. Porém, devido ao seu posicionamento, estas marchas podem eventualmente não serem as críticas em termos de dimensionamento e verificação dimensional. Para tanto é fundamental que as posicionemos perto de um apoio, para reduzir os momentos fletores. Tal situação já foi prevista no layout inicial da caixa de transmissão e, como veremos adiante esta situação é perfeitamente contornável.

3.2.6 Cálculo das demais Dimensões Fundamentais das Engrenagens

Para a verificação de seu dimensionamento, bem como a perfeita caracterização das engrenagens, precisamos das dimensões restantes que são obtidas através das primordiais já citadas. A saber :

Adendum(h_a) = Módulo Normal

Dedendum (h_f) = 1.25xMódulo Normal

Altura do dente = $h_a + h_f$

Raio de Base (r_b) = diâmetro primitivo/2 + h_a

Raio de Cabeça (r_a) = (diâmetro primitivo/2) * $\cos \alpha$

Passo de base = $\frac{2\pi \cdot r_b}{Z}$

Grau de Recobrimento ϵ_α :

Calculado da maneira que se segue:

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{pb} + \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{pb}$$

Onde o índice 1, refere-se ao pinhão e o 2 a coroa.

Todos os resultados obtidos para as engrenagens da caixa, encontram-se na PLANILHA 3.

Vide figura 3.6

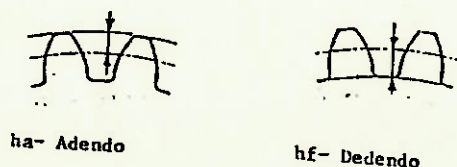


figura 3.6

3.2.7 Verificação das Engrenagens

Vamos agora verificar se os parâmetros geométricos escolhidos para as engrenagens são adequados aos esforços a que ela será submetida em suas aplicações.

Para tanto, faremos uma verificação por dois métodos, o da tensão de contato de Hertz e da pressão no pé do dente de Lewis.

Nestas expressões, aparecem termos dependentes unicamente da geometria, como no caso da relação de transmissão e do diâmetro primitivo, e termos que dependem do material e do acabamento da peça. Vamos impor que os parâmetros geométricos só sejam alterados em último caso, alterando (caso se faça necessário) apenas os dados relativos ao material.

É importante salientar também que as dimensões devem satisfazer os dois critérios com relativa margem de segurança.

3.2.7.1 Verificação quanto à Resistência do Flanco ao Pitting ou Pressão de Contato (Hertz)

Pela norma ISO DP 6336, o diâmetro primitivo mínimo do pinhão é dado pela expressão que se segue:

$$d_{prim. \text{ pinhão}} \min = \left[(Z_h \cdot Z_e \cdot Z_\beta \cdot Z_\epsilon)^2 \frac{2 M t_{pinhão}}{\theta \cdot (\sigma_{ha})^2} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_a \cdot K_\beta \cdot K_\alpha \cdot K_v \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{prim. \text{ coroa}} \min = \frac{Z_h Z_e Z_\epsilon Z_\beta}{\sigma_{hacoroa}} \left[\frac{2 M t_2}{b_{pinhão}} (i+1) K_a \cdot K_v \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \right]^{\frac{1}{2}}$$

Daremos uma explicação sucinta do que vem a ser cada um dos coeficientes da equação e os valores adotados neste caso particular. Para maiores detalhes vide apostila de PMC-323, do Prof. Carlos Tu, capítulo de "Engrenagens".

Determinação de σ_{ha} (Tensão Limite de Contato Admissível)

$$\sigma_{ha} = \frac{\sigma_{h \text{ lim}}}{SH} z_n * z_r * z_w$$

Onde

$\sigma_{h \text{ lim}}$ é a Tensão limite de contato de Hertz, dado do material. Vamos adotar como sendo igual a 1500 MPa.

SH é o coeficiente de segurança ao contato, adotado com 20%. (Padrão para a indústria automobilística neste tipo de aplicação).

z_n , é o fator de vida requerida. Determinado da seguinte forma :

NL (número de ciclos) = $N \times L \times 60$ (N em rpm e L em horas)

Se $NL \geq 3.10^6$ Então $z_n = 1$. (Vide apêndice)

Caso contrário $z_n < 1$.

Como no nosso caso particular $NL \geq 3.10^6$, então $z_n = 1$.

z_r , fator de rugosidade do pinhão, quantifica a influência do acabamento superficial dos flancos dos dentes das engrenagens na capacidade de carga.

z_w , fator de dureza superficial, calculado pela seguinte fórmula :

$$z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}, \text{ onde HB é a dureza Brinell do material do}$$

pinhão, em torno de 300 a 500 HB, para engrenagens com esta aplicação. Lembrando que o material da coroa deve ser o mais mole.

Demais coeficientes :

K_a , (Fator de aplicação de serviço), pela tabela, considerando regime de carga do equipamento motor e movido como sendo moderado/médio temos um valor igual a 1.5 (vide apêndice)

K_α e K_β , valores de distribuição de carga e concentração de carga.

K_v , fator de velocidade, considerar para esta aplicação.

Para a determinação do fator de velocidade temos,

$$K_v = \frac{A}{A + v}, \text{ vide tabela 3.7, onde } f_v = 1/k_v.$$

Onde A é a qualidade média da engrenagem, e v é a velocidade periférica.

Para tabela com qualidade de engrenagens e aplicações típicas, ver figura

3.10

Steel and other metals	Velocity factor f_v							$f_v = \frac{A}{A + v}$
	0.96	0.93	0.86	0.75	0.67	0.55	0.38	

tabela 3.7 : tabela para fatores de velocidade (K_v ou f_v)

tabela 3.10 : valores de qualidade de engrenagens e aplicações típicas

DIN gear qualities (DIN 3961 to DIN 3964)

Quality	Examples of applications	Manufacture
2	Primary-standard master gears	Form grinding (50 ... 60 % scrap rate)
3	Master gears for the inspection department	Form grinding and generative grinding
4	Master gears for the workshop, measuring mechanisms	
5	Drives for machine tools, turbines, measuring equipment	
6	As 5, also highest gears of passenger-car and bus transmissions	
7	Motor-vehicle transmissions (highest gears), machine tools, rail vehicles, hoisting and handling equipment, turbines, office machines	Non-hardened gears (carefully manufactured) by hobbing, generative shaping and planing (subsequent shaving desirable); additional grinding is required for hardened gears
8 and 9	Transmissions for motor vehicles (middle and lower gears), rail vehicles, tools and office machines	Hobbing, generative shaping and planing (non-ground but hardened gears)
10	Transmissions for farm tractors, agricultural machinery, subordinate gear units in general mechanical equipment, hoisting equipment	All of the usual processes apply, additionally extrusion and sintering, injection molding for plastic gears
11 and 12	General agricultural machinery	

Z_h , fator geométrico , calculado do seguinte forma :

$$Z_h = 2 \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin 2\alpha}}$$

onde:

$$\beta_b = \sin^{-1}(\cos \alpha \sin \beta)$$

Z_e , fator de elasticidade .Para o aço : $189,8 \sqrt{N} \text{ xmm}$ (vide tabela 3.8)

Z_β , fator de ângulo de hélice : $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$

Z_ϵ , fator de recobrimento, calculado da maneira que se segue:

Para ECDR (Engren. Cilíndrica de Dentes RETOS)

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}, \text{ Onde } \epsilon_\alpha \text{ é o grau de recobrimento.}$$

Para ECDH (Engren. Cilíndrica de Dentes HELICOIDAIS)

Dado que $\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{m_n \pi}$, temos que

Se $\epsilon_\beta \geq 1$,

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\beta}}$$

Senão

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)(1 - \epsilon_\beta)}{3}} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}$$

i , é a relação de transmissão em cada marcha.

$2Mt$, é o termo devido ao dobro do torque aplicado ao pinhão.

O problema do Teta (θ) θ

θ é a relação entre a largura da engrenagem (b), e o seu diâmetro. Ele é um parâmetro geométrico e será imposto de maneira que tenhamos um b razoável de modo a não termos uma caixa de transmissão excessiva e desnecessariamente grande (como no caso em que $\theta > 1$). Imporemos $b = 20\text{mm}$, e calcularemos o θ . Se pelo critério de Hertz, o diâmetro mínimo for maior que o encontrado então alteraremos da maneira a satisfê-lo, tendo sempre em mente que é desejável uma caixa a menor possível.

3.2.7.2 Verificação dos Resultados (Hertz)

Os resultados obtidos, através do método de Hertz encontram-se nas planilhas 4 e 5. Adotaremos as seguintes convenções:

- Parâmetros de entrada de natureza geométrica, encontram-se em *itálico negrito*.

- Parâmetros de entrada do material, encontram-se em **negrito**.

- Parâmetros calculados auxiliares, segundo expressões acima, encontram-se no formato normal.

- Parâmetros genéricos (como o Beta, ou Zn, referente à visa aparecem em *itálico*).

- A saída, ou seja, os diâmetros mínimos das engrenagens encontram-se em **negrito**, com células sombreadas.

Como são muitos os parâmetros de entrada, adotamos a seguinte metodologia, para que os resultados fossem analisáveis e de boa confiabilidade : primeiramente definimos todas as constantes, que não podem ser modificadas a priori (como valores relativos a geometria da engrenagem) e valores desejáveis quanto ao material (a partir de diretrizes dadas por tabelas), e verificamos os diâmetros mínimos para coroa e pinhão. Chegamos a um resultado satisfatório como se apresenta na planilha 4. Assim, lá verificamos, que ainda cabe um refinamento.

Este refinamento é feito através da variação de θ , que a princípio era elevado para caixas de transmissão destinadas a motores de pouca cilindrada (0.2, como na PLANILHA 4). Assim, utilizou-se os valores mais comuns (como apresentado na PLANILHA 5), e o resultado continuou mostrando um bom dimensionamento. Não refinamos ainda mais, visto que na fase final do desenho, poderemos precisar compatibilizar os elementos, o que justifica a adoção de uma certa "folga" dimensional, além das vantagens em termos de confiabilidade, vida útil, etc.

Faremos abaixo uma sucinta explicação de cada um dos termos da planilha.

SHLCP, Tensão de contato limite de Hertz para o pinhão. O valor adotado é o usual em engrenagens de aplicação automobilística ou seja 1500 (MPa).

SHLMCC, idem a anterior com um material de características semelhantes as para a coroa.

SH, coeficiente de segurança, que como já mencionado será considerado de 20%, para aplicações automobilísticas deste tipo.

KA = 1.5 (fonte : *Manual Gearbox Design, Alec Stokes*)

KALFA, KBETA = 1 1.5 (fonte : *Manual Gearbox Design, Alec Stokes*)

KV = 2.2 , definida através da velocidade média de utilização 1.5 (fonte : *Manual Gearbox Design, Alex Stokes*), e da qualidade das engrenagens adotadas (A=8, segundo aplicação padrão, fonte : *BOSCH HANDBOOK*).

PRODK, é uma célula auxiliar que guarda o valor da produtória dos diversos Ks, mencionados anteriormente.

G, marcha.

b, parâmetro de largura da engrenagem. O usual em engrenagens para esta gama de torque (no máximo 100 N.m), é o de 20 mm. Este valor, pelo critério de Hertz, mostrou-se suficiente. É, no entanto, um valor passível de "refinamento".

TETA, é o termo largura por diâmetro primitivo da engrenagem (b/d).

HB, É a dureza Brinell da engrenagem. Na literatura, encontra-se valores usuais em torno de 400 para a Coroa e 500 para o pinhão. Por serem os mais comuns, foram os utilizados.

TERMO1, coluna auxiliar de cálculo.

ZEPS, É o Zépsilon, mencionado anteriormente.

PRODZQ, PRODZS, PRODZ, SIGMA, também são auxiliares.

2Mt, É o termo correspondente a duas vezes o momento torçor (Torque), atuante na engrenagem.

D.MIN.C., ainda é uma variável auxiliar, que contém o valor do cubo do diâmetro mínimo da engrenagem.

D.MIN.P : Valor do mínimo do diâmetro primitivo pelo critério de Hertz, para o pinhão.

d.COROA : Valor do mínimo do diâmetro primitivo pelo critério de Hertz, para a coroa.

Concluindo, genericamente, todas as engrenagens passaram com satisfatória folga por este critério. Com valores de largura satisfatórios.

3.2.7.3 Verificação quanto a Ruptura por Fadiga a Flexão do Pé do Dente (Critério de Lewis)

Para este critério faremos uma avaliação do Força Tangencial Máxima que pode atuar nas engrenagens. Esta força, pelo critério de Lewis deve ser menor que aquela que efetivamente está atuando na engrenagem para que não ocorra ruptura por fadiga a flexão no pé do dente.

A verificação se faz da seguinte forma, segundo o mesma referência:

$$F_{t_{máx}} = \frac{\sigma_{fa} \cdot b \cdot m_n}{Y_F \cdot Y_S \cdot Y_B}$$

De modo que.

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_f \text{ lim}}{SH}$$

SH, é o coeficiente de segurança que para aplicações deste tipo varia entre 1 e

1.5. Vamos considerar 1.25.

$\sigma_f \text{ lim.}$, é a tensão de flexão limite. (Valor Tabelado, tabela 3.9)

b, largura adotada da engrenagem

m_n , é o módulo normal.

Y_s , fator concentrador de tensões, adotamos como 2. (fonte : *Manual Gearbox Design, Alex Stokes*)

Y_β , fator de ângulo de hélice, calculado da seguinte maneira:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\varepsilon_\beta \cdot \beta}{120}, \text{ com } \beta, \text{ em graus. Se } \begin{matrix} \varepsilon_\beta > 1, \text{ adotar} \\ \varepsilon_\beta = 1 \end{matrix}$$

Y_F , tabelado em função do número de dentes virtuais, de forma que :

$$Y_F = 0.485 - \frac{4.4}{Z_v + 6.4}$$

Onde Z_v (número de dentes virtuais, sai da seguinte expressão)

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

3.2.7.4 Verificação dos Resultados (Lewis)

Este critério quer avaliar, se a máxima força que a engrenagem suportaria (limite) é maior do que ela suporta nas condições de operação.

Os resultados para este critério de Lewis apresentam-se na *planilha 6*. Como podemos ver, este por este critério o dimensionamento é amplamente aprovado, com as forças tangenciais limites bem menores que as atuantes em todas as engrenagens.

Na *PLANILHA 6*, temos :

SIGLIM, tensão limite de Lewis, valor usual de 300 MPa, conforme tabelado.

SH, coeficiente de segurança. Neste caso valor adotado o padrão de 25%.

SIGFA, é a tensão limite real, já dividida pelo coeficiente de segurança.

Como mencionado na expressão, são necessários coeficientes para o cálculo da $F_{tm\acute{a}x}$, eles se encontram tabelados com o mesmo nome, a saber:

ZV, YF, EPSBETA (Epsilon Beta), YBETA, PRODY (auxiliar) e finalmente o resultado $F_{tm\acute{a}x}$. A coluna " $F_{tm\acute{a}x}$ cal" é a dos valores atuantes de fato na engrenagem. Este valor corresponde (como sempre fizemos em nossa sistemática, como sendo aquele devido ao torque máximo, portanto a favor da segurança).

3.2.8 Seleção de Materiais para Engrenagens

A partir de parâmetros meramente técnicos, faz-se a seleção dos materiais para engrenagens, a partir das propriedades do material impostas na verificação de seu dimensionamento (combinando tanto Lewis, como Hertz).

Assim, a partir da tabela 3.9 (fonte: *Bosch Handbook*), entrando-se com os valores de tensão limite de contato (Hertz) e tensão no pé do dente (Lewis), bem como valores de dureza, optaremos, por estar em uma faixa adequada, pelo aço tratado termicamente 50 Cr V 4 para as coroas (ligeiramente mais mole) e aço tratado termicamente 50 Cr V 4, ligeiramente mais duro para os pinhões.

Gear materials

Material	Condition	Tensile strength R_m N/mm ²	Fatigue strength reversed bending stress σ_{-1} N/mm ²	Hardness HB or HRC	Perm. root stress ²⁾ σ_{rms} N/mm ²	Life factor $(Y_{H,2})$ at number of load changes $N_L = L_n \cdot 60 \cdot n$				
		min	min	min	min	$\geq 3 \times 10^6$	10^6	10^5	10^4	10^3
Heat-treatable steel	St 60-2, C 45	annealed heat-treat heat-treat	590 685 980	255 295 410	170 HB 200 HB 280 HB	160 185 245	1	1.25	1.75	2.5
	St 70-2, C 60	annealed heat-treat heat-treat	585 785 980	295 335 410	200 HB 230 HB 280 HB	185 209 245				
	50 Cr V 4	annealed heat-treat heat-treat	585 1130 1370	335 550 665	200 HB 330 HB 400 HB	185 294 344				
	37 Mn Si 5	annealed heat-treat heat-treat	590 785 1030	285 355 490	170 HB 230 HB 300 HB	160 200 270				
	RSt 34-2, C 15	annealed surface-hardened	335 590	175 255	100 HB 57 HRC	110 160	1	1.25	1.75	2.5
	18 Mn Cr 5	annealed surface-hardened	800 1190	— —	150 HB 57 HRC	— 300	— 1	— 1.2	— 1.5	— 1.9
Case-hardening steel	20 Mn Cr 5	annealed surface-hardened	590 1190	275 590	170 HB 57 HRC	172 330	— 1	— 1.2	— 1.5	— 1.9
	18 Cr Ni 8	annealed surface-hardened	540 1370	315 590	190 HB 57 HRC	200 370	— 1	— 1.2	— 1.5	— 1.9
	Gray iron GG-18	—	175	—	200 HB	50	1	1.1	1.25	1.4
Castings	Steel GS-52.1	—	510	—	140 HB	110	1	1.25	1.75	2.5
	Tin bronze G-SnBz 14	—	195	—	90 HB	100	1	1.25	1.75	2.5

figura 3.9 : Materiais para Engrenagens

3.3 EIXOS

Depois de calculados os esforços atuantes nas engrenagens, iremos dimensionar o eixo onde as mesmas estão engrenadas.

Existem três eixos a serem dimensionados numa transmissão deste tipo, que são o de entrada (inputshaft) o principal (mainshaft) e o eixo da ré.

Faremos o dimensionamento de duas maneiras, e no final será feita uma comparação.

Para ambos os métodos citados, a avaliação do diâmetro do eixo não será feita para uma eventual seção crítica, e sim para cada um das seções onde há o engrenamento. A conclusão óbvia deste fato, é que não teremos um eixo de seção constante e sim variável.

Para o dimensionamento dos eixos, por um método ou por outro, precisamos da exata avaliação das forças e momentos atuantes nos eixos da caixa de transmissão. Como o levantamento é exatamente igual para os 6 engrenamentos, fizemos um planilha denominada *planilha 7*, que nos fornecerá os máximos momentos fletores (devido a flexão e torção) e as reações nos apoios (será importante para o cálculo dos rolamentos).

Na tabela, temos as seguintes variáveis :

Em *itálico*, variáveis de entrada, a saber:

x, distância do rolamento esquerdo ao ponto de aplicação da força em mm. Se o ponto de aplicação estiver a esquerda do rolamento esquerdo assumirá valor negativo (como no caso da quinta marcha).

-*ri*, raio primitivo da engrenagem situada no inputshaft.

-*rm*, raio primitivo da engrenagem situada no mainshaft.

-*Fri, Frm*, forças radiais no inputshaft e mainshaft. Por ação e reação devem ser iguais. Serve portanto como verificação.

-*Fai, Fam*, idem ao caso anterior para as forças axiais.

-*Ft*, força tangencial.

-*ratio*, variável auxiliar no cálculo das reações.

-*RBT*, reação no mancal B, devido a esforços de torção.

-*RAT*, idem para o mancal B.

Depois segue-se, em **negrito**, as saídas :

1) **MAI**, momento devido a força axial.

2) **RBR**, reação no mancal B, devido a esforços radiais.

3) **RAR**, idem para o mancal A.

4) **MFF1**, Momento fletor devido aos esforços radiais máximo.

5) **M**, Máximo momento fletor resultante. Devido tanto aos esforços radiais como axiais.

Os itens de 1 a 5, são repetidos tanto para o INPUTSHAFT, como para o MAINSHAFT como mostra a planilha.

3.3.1 Dimensionamento do eixo por flexão e torção combinados (Norma ASME)

Para o dimensionamento do diâmetro do eixo, na seção de cada engrenamento, faremos da seguinte forma:

$$d_{min}^3 = \frac{16}{\pi \cdot \tau_a} \sqrt{(C_f F)^2 + (C_t T)^2}$$

(fonte : Apostila de exercícios PMC-323, Prof. João Batista Aguiar, Dimensionamento, Prof. Boris Zampese).

Onde F, é o momento fletor máximo atuante na seção do engrenamento devido as forças radiais e axiais (em um plano) e tangenciais (em outro plano).

T, é o momento torçor aplicado na seção.

C_f, é o coeficiente devido a flexão.(valor adotado: 1.5)

C_t, é o coeficiente devido a torção.(valor adotado : 1.0)

τ_a , é calculado pelo seguinte critério :

Será igual ao valor mínimo entre 0.18xTensão de ruptura (Su) e 0.30xTensão de escoamento(Sy) (fonte : fonte : Apostila de exercícios PMC-323, Prof. João Batista Aguiar)

3.3.1.1 Análise dos Resultados

A planilha 7, fornecerá M, momento fletor máximo devido às forças axiais e radiais. Este será dado de entrada, chamado de F, nas planilhas 8 e 9, que calcularão os diâmetros mínimos Di, em cada marcha, através do método ASME apresentado acima. Nas planilhas 8 e 9, usamos a mesma convenção, ou seja, entradas em *itálico* e saídas em **negrito**.

Verifica-se, que tanto os diâmetros do eixo de entrada, como os do eixo de saída, apresentam valores coerentes, e que podem perfeitamente ser construídos.

Este é o método tradicional de dimensionamento de eixos, tal qual é apresentado nos cursos de elementos de máquinas. Só que não é esta a forma, nem o critério, que se utiliza no projeto de uma caixa de transmissão para aplicações automobilísticas e sim a que segue, através da flecha máxima. Utilizamos este método apenas como demonstração e também a fim de se comparar com o seguinte. Veremos que as diferenças não são, nem podem ser muito grandes

3.3.2 Dimensionamento do Eixo pela Máxima Flecha Admissível.

Este método é o mais comum para se determinar o diâmetro dos eixos de transmissão em aplicações automobilísticas.

Consiste em estipular a flecha máxima admissível no eixo, como sendo 0.1 mm. (valor padrão normalizado, fonte : *Apostila de Transmissões F.E.I.*).

Através da expressão, da Resistência dos Materiais, tem-se :

$$\delta = \frac{W \cdot x^2 \cdot y^2}{3EI}$$

(fonte : *Manual Gearbox Design, Alec Stokes*)

Onde :

l, comprimento do eixo entre apoios (rolamentos)

x, comprimento entre o apoio esquerdo e a engrenagem.

y, comprimento entre a engrenagem e o apoio direito.

E, módulo de elasticidade do material

I, momento de inércia do eixo

W, carregamento do eixo na seção

$\delta = 0.1 \text{ mm}$

Desenvolvendo a expressão acima temos que:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}, E=210 \text{ MPa}, l=220 \text{ mm}, \text{ temos que}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{Wx^2 \cdot y^2}{680.4}}$$

com W em Newton e a,b em mm.

3.3.2.1 Análise dos Resultados

O cálculo do diâmetro mínimo do eixo, em cada uma das seções onde se encontram as marchas encontra-se na *planilha 10*.

Nesta planilha usamos a mesma convenção estando em *itálico*, as seguintes entradas, a saber :

DEF, deflexão máxima no eixo em mm.

L, comprimento dos eixos em mm.

E, módulo de elasticidade do material.

y, x, w, conforme explicitado acima, os dois primeiros em mm e *w*, em Nxmm.

D⁴, variável auxiliar.

Dmin, saída, diâmetro mínimo do eixo na seção do par engrenado considerado, em mm.

Comparando-se os resultados com o da caixa de transmissão real, verificamos que este método se aproxima bem mais, com valores quase iguais aos existentes. tal fato advém, do modelo adotado ser exatamente o da máxima flecha, e não o da flexo-torção. É importante salientar também que o uso deste último não acarretaria nenhum problema, visto que ele propõe um eixo de maiores dimensões e portanto superdimensionado para o caso.

No desenho de conjunto final procuraremos partir das dimensões do método da deflexão, podendo em certos casos, dependendo da necessidade, utilizar valores maiores que o mínimo recomendado. Não faremos obviamente o contrário, utilizar valores menores que o mínimo, por motivos óbvios.

De qualquer forma, o que se verifica é que os métodos dão valores bem próximos do real como se pode verificar. O método da deflexão inclusive, proposto por Alec Stokes, em "Manual Gearbox Design", tem aplicação bastante ampla, sendo utilizado até no dimensionamento de eixos de caixas de transmissão de fórmula 1, como frisa o autor em sua obra.

3.3.3 Material dos Eixos

Pelo modelo proposto acima devemos ter um material cujo módulo de elasticidade seja em torno de 210000 MPa. Um aço tem essas características, embora obviamente existam vários aços com essa característica, um mais apropriados que os outros para essa aplicação.

Segundo recomendação de Alec Stokes, em seu guia de materiais para caixas de transmissão podemos usar, um aço de cromo níquel molibdênio, S28 (En 30B), tratado termicamente e temperado para que se atinja Brinell 444. (*Vide Manual Gearox Design, "Materials Guide", pág 158*).

3.4 Lubrificação

A importância da lubrificação em qualquer dispositivo mecânico é indiscutível. Porém, foi comum, que ao menos no estágio de projeto não se desse a devida atenção para este tema, motivado pela falta de conhecimento técnico, dificuldade de se obter informações e de um estudo verdadeiramente científico do tema.

Desta forma, pode-se reunir os diversos métodos de lubrificação aplicados à engrenagens da seguinte maneira:

1) Lubrificação "manual": onde o lubrificante é aplicado manualmente de uma lata de óleo, ou similar.

2) Lubrificação "por gotejamento": onde o lubrificante é aplicado por gotejamento, a partir de uma lata de óleo (ou container) através de um tubo próprio ou mesmo um pavio.

3) Lubrificação por "banho de óleo": onde os dentes das engrenagens são usados como palhetas para circular o lubrificante.

4) Lubrificação por pressão : onde o lubrificante é circulado por um dos vários tipos de bombas através de galerias ou tubulações de óleo , onde jatos de óleo são direcionados para as engrenagens.

Dentre os métodos de lubrificação os dois primeiros são designados como sistema de *perda total*, enquanto que os dois últimos são chamados de sistemas de *recirculação*.

Para que se selecione o tipo de lubrificação requerida é essencial que se faça um estudo completo dos carregamentos das engrenagens, o meio em que a caixa estará situada e que as diferentes formas de lubrificação sejam corretamente entendidas.

Escolha do Tipo de Lubrificante :

Definidos os tipos de engrenagens (Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais, menos a ré) e o método de lubrificação, a última etapa consistirá em definir o tipo de lubrificante a ser utilizado.

O *Lubrificante* tem a função primeira de evitar o contato metal-metal nos dentes das engrenagens. O desgaste das engrenagens formarão depósitos, que por sua vez farão com que estas percam o seu formato original acarretando barulhos e eventualmente quebras. Assim sendo o lubrificante deverá ter necessariamente as seguintes propriedades :

1) O lubrificante deve ter a apropriada "adesiva", ou seja, deve permanecer no dente da engrenagem resistindo a forças centrífugas e a pressão criada devido ao carregamento.

2) Deve proteger a superfície do dente contra toda e qualquer forma de corrosão.

3) Deve ter a sua viscosidade praticamente inalterada em função da temperatura (óleo multiviscoso portanto).

4) Deve ser estável quimicamente, num meio onde há rejeição de calor; Deve ser evitada a oxidação.

5) Deve ser capaz de dissipar o calor produzido por atrito tão rápido quanto possível.

6) Deve resistir à emulsificação, ou seja, manter as suas devidas propriedades mesmo com pequenas quantidades de água em suspensão.

7) Não deve formar espuma.

Um óleo para transmissão deve ter necessariamente as características citadas acima. Para que isso realmente ocorra existe um bateria de testes homologados pelo *American Petroleum Institute (API)* e e pela *American Society for Testing and Materials (ASTM)*. Estes testes comprovam as seguintes características do óleo, a saber: Viscosidade, Índice de Viscosidade, Adesão, Proteção a corrosão, emulsibilidade, oxidação e degradação térmica, dissipação de calor entre outros.

A maioria dos óleo usados em transmissões são óleos minerais refinados, algumas transmissões de uso mais abusivo podem usar inclusive óleos sintéticos. Aditivos do tipo E.P. (Extreme Pressure), químicos, podem ser misturados ao óleo para algumas sua capacidade de suportar altas cargas de trabalho. Há também aditivos que reduzem os efeitos do calor na viscosidade do óleo, prevenindo também a formação de espuma, ferrugem, corrosão, e ataque aos componentes vedadores da caixa de transmissão.

O tipo de óleo mais comumente usado em transmissões de carros de passeio e até caminhões tem um índice de viscosidade variando de SAE 75W (W de winter, inverno em inglês) até SAE (140).

Com as caracteísticas citadas acima, o lubrificante escolhido deverá necessariamente de operar as seguintes funções na caixa de transmissão:

1) Lubrificar as engrenagens e rolamentos a fim de prevenir o atrito.

2) Reduzir o atrito, diminuindo as perdas de torque e aumentando o rendimento global da transmissão.

3) Proteger os elementos da caixa contra oxidação e corrosão.

4) Remover partículas de superfícies metálicas.

5) Ajudar a refrigerar os elementos da caixa (engrenagens, rolamentos etc).

3.5 Rolamentos

Calculadas as engrenagens e os eixos que compõe a caixa de transmissão, passaremos para o cálculo dos rolamentos.

O número de rolamentos varia de acordo com o tipo de caixa de transmissão, para uma do tipo longitudinal, como há um maior número de eixos (3) o número de mancais associado é o de 6. Para uma caixa transversal como a nossa com dois eixos o número de mancais (conforme adotado em todos os cálculos prévios) é de 4. Dois para o eixo de entrada (input shaft ou gear cluster) e outros dois para o eixo de saída ou principal (mainshaft).

3.5.1 Procedimento para a seleção

O procedimento para a seleção de rolamentos é sempre o mesmo e feito da maneira que se segue:

- Determinam-se os esforços radiais e axiais a que está sendo submetido o rolamento, através da somatória de esforços e momentos.
- Com base no tipo de esforço que o rolamento deve suportar (axial e radial combinados, só radial, só axial etc), e no diâmetro desejável (próximo ao calculado para o eixo), faz-se uma pré seleção do rolamento em catálogos de fabricante (Adotaremos o catálogo da S.K.F.).
- Em seguida, calcula-se as cargas equivalentes dos rolamentos (P), com base nos esforços calculados, da seguinte maneira :

$$P = XF_r + YF_a, \text{ de modo que } F_r = \text{força radial resultante}$$

$$F_a = \text{força axial resultante.}$$

X e Y, fatores obtidos no catálogo de rolamentos

- Utilizando-se as cargas equivalentes e a capacidade de carga dinâmica (C), calcula-se a vida nominal dos rolamentos em milhões de rotações. Através da seguinte expressão :

$$L = \left(\frac{C}{P_m} \right)^p, \text{ onde o fator p será : 3 para rolamentos de esferas}$$

(b) $1/3$ para rolamentos de rolos.

- Em seguir, calcula-se a vida requerida para o mancal, em milhões de rotações, da seguinte forma:

$$N = \frac{L \cdot U}{2 \pi \cdot r}, \text{ onde } L = \text{vida estimada do veículo (em Km).}$$

(a)

U = redução no eixo traseiro (4.35)

r = raio dinâmico do pneu. (400 mm)

Vamos considerar um L de 150000km.

- Compara-se finalmente os valores da vida nominal dos rolamentos escolhidos com aqueles de vida requerida. Se :

$\frac{L}{N} > 1$, então o rolamento pré-escolhido estará aprovado.

3.5.2 Cálculos e seleção

Antes de seleccionar o rolamento, vamos assumir as seguintes hipóteses :

1. Em cada eixo, o rolamento mais próximo da primeira deverá suportar os esforços axiais e radiais, sendo portanto o mais exigido. Para tal tipo de aplicação é usual a utilização de rolamentos de esferas de contato angular.

2. O rolamento mais distante, suportará os esforços radiais apenas.

3. Mostraremos duas maneiras de se avaliar a carga equivalente. Por segurança adotaremos o maior valor, ainda que o tipo de rolamento selecionado seja verificado quanto as duas. A saber:

3.1 Cálculo do P, levando-se em conta a utilização de cada marcha:

De forma que, para o eixo de entrada :

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot fu_1 \cdot U_1 + P_2^3 \cdot fu_2 \cdot U_2 + P_3^3 \cdot fu_3 \cdot U_3 + P_4^3 \cdot fu_4 \cdot U_4 + P_5^3 \cdot fu_5 \cdot U_5}{fu_1 \cdot U_1 + fu_2 \cdot U_2 + fu_3 \cdot U_3 + fu_4 \cdot U_4 + fu_5 \cdot U_5}}$$

fonte : Apostila de transmissões F.E.I (c)

Onde P_n, é a carga radial e axial nos rolamentos do input.

fu n, é o fator de utilização de cada marcha, fator este empírico. É usual adotar os que se seguem :

fu1=0.5=0.5% de utilização

fu2=2.5=2.5% de utilização

fu3=15=15% de utilização

fu4=50=50% de utilização

fu5=32=32% de utilização

Un, é a redução em cada marcha .

E para o eixo principal temos :

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot fu_1 + P_2^3 \cdot fu_2 + P_3^3 \cdot fu_3 + P_4^3 \cdot fu_4 + P_5^3 \cdot fu_5}{100}}$$

fonte : Apostila de transmissões F.E.I (d)

O termo 100, que aparece no denominador é devido, a somatória dos fu (fatores de utilização), que obviamente deve ser 100.

Este método permite, uma avaliação de P mais otimizada, mas peca exatamente nos fatores de utilização, em especial da primeira. Além disso, os mesmos são de difícil avaliação.

3.2 Cálculo do P, levando-se em conta os esforços máximos aos quais o rolamento estará submetido.

Este método tende a ser o mais seguro. Deve ser revisto caso o rolamento escolhido se mostre "superdimensionado".

Através do cálculo dos esforços internos, tem-se em qual marcha eles acontecem e qual o seu valor (que está na tabela de esforços por ocasião do cálculo do diâmetro do eixo). Considerando este caso crítico como constante e único (claramente a favor da segurança), calcula-se o P e depois verifica-se.

3.5.3 Cálculos Efetuados :

Pelo explicitado acima, os métodos variam quanto à avaliação de P

- Os máximos esforços acontecem em 1.marcha e são segundo as tabelas de esforços: Força radial=2156.9876 N
Força axial=3596.105 N

Os rolamentos mais próximos da primeira marcha (doravante chamados de A e B), devem suportar esforços radiais e axiais, portanto serão rolamentos de esferas de contato angular.

Devo também estimar, nesta etapa do projeto um *diâmetro interno* do rolamento, consultando o catálogo SKF.

Temos então $F_a/F_r > 1.14$, então

$P = 0.35F_r + 0.57F_a = 2804.7 \text{ N}$

Diâmetro interno estimado = 25 mm

Do catálogo (pág.292) : $C = 26000$, $C_o = 15600$

Número de ciclos requerido : $N=259.62$ milhões de ciclos
através da expressão (a)

Número de ciclos do rolamento , através da expressão (b) :
 $p=3$ (rolamentos de esferas)
 $L=796.61$ milhões de ciclos.

A razão de $(L/N)>1$ ($=3.07$), portanto rolamento 7305 BE, aprovado como pré-cálculo. (Há a necessidade de verificação no lay-out geral da caixa).

Os outros dois rolamentos, (doravante denominados C e D), devem, por especificação de projeto suportar apenas esforços radiais. Serão considerados portanto rolamentos de rolos.

A força radial máxima que aparece nos mancais C e D, é devida a quarta marcha e é de 550 N.

Neste caso $P=Fr$.

Pela página 338, do referido catálogo, escolhendo-se um de diâmetro interno 17 mm, teremos $C=17000$ e $Co=14300$.

Calculando de maneira absolutamente análoga (N , a vida requerida, é absolutamente a mesma), teremos $L=96357$ milhões de ciclos, ou seja, $L/N>>>1$ e os rolamentos estão aprovados. Serão de rolos, de designação NU 203 EC.

- As expressões (c) e (d), forneceram valores de P menores que os calculados acima, respectivamente (2500 N para os rolamentos A e B, e 450 para os rolamentos C e D). Este método leva em conta a utilização de cada marcha e tende a ser menos severo que o anterior que implica em um rolamento passará toda a sua vida útil na pior condição de carga possível. Acontece que neste método, em uma determinada etapa, estimamos o valor do diâmetro mínimo, e este diâmetro é de valor satisfatório no projeto. Como este valor de diâmetro desejável foi aprovado e com folga (como mostram os cálculos), então não há neste tipo de projeto necessidade de refinamento, uma vez o diâmetro interno final do rolamento provavelmente deverá ser maior que esta primeira estimativa, e dado que os carregamentos são os mesmos, então eles passarão com mais folga ainda. Na realidade faremos uma seleção "pelo diâmetro interno", visto que pelo critério dinâmico os rolamentos satisfazem-o plenamente.

4. DEMAIS COMPONENTES DA CAIXA DE TRANSMISSÃO.

Obviamente uma caixa de transmissão não é composta apenas dos elementos de máquinas dimensionados e projetados em itens anteriores (eixos, engrenagens e rolamentos), embora estes sejam os fundamentais.

Para que se tenha idéia dos elementos que compõe a caixa completa vide figura 4.1 e 4.2

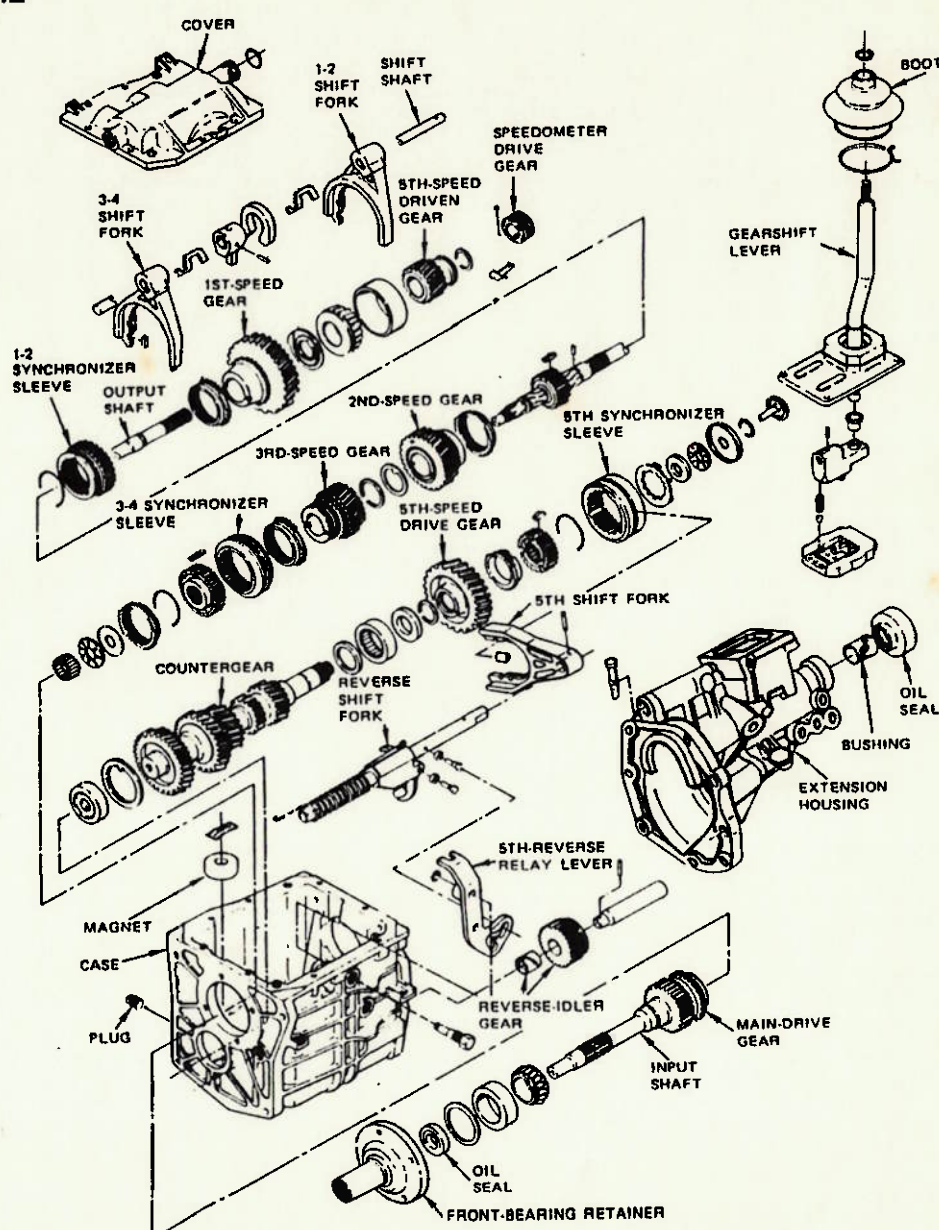
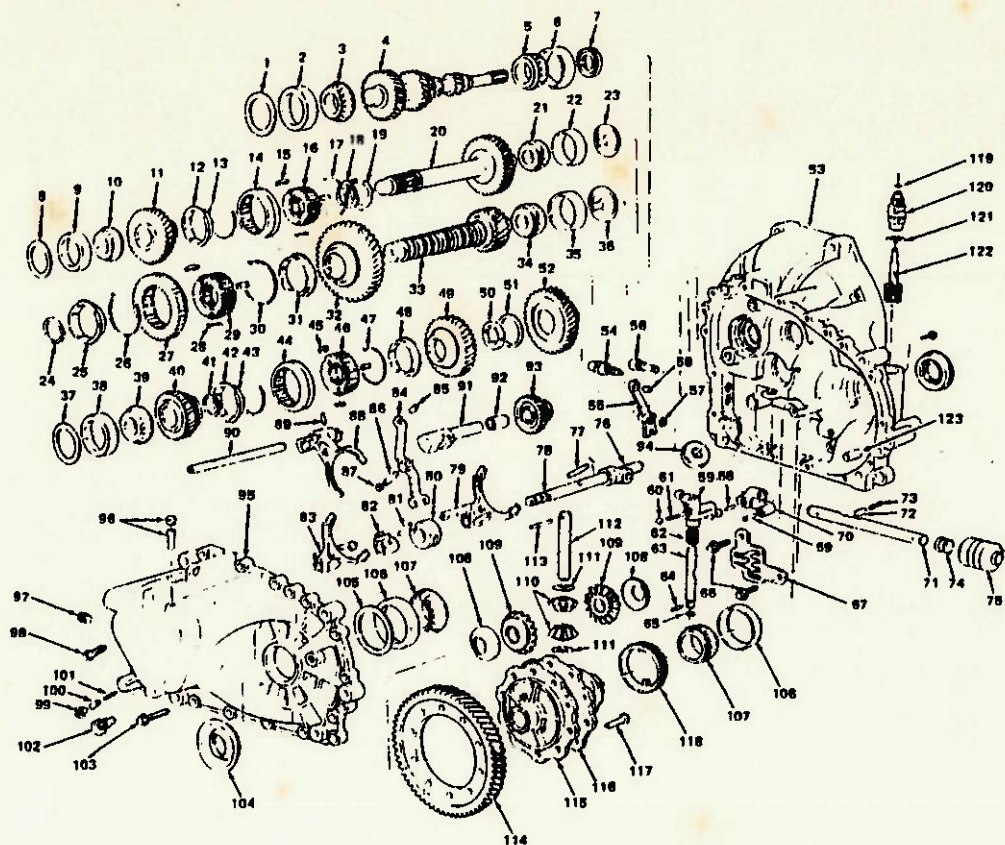


figura 4.1, uma caixa de transmissão de cinco velocidades (fonte: *Automotive Mechanics*, caixa: General Motors Corporation, divisão Chevrolet).



ITEM PART NAME

1	BEARING PRELOAD SHIM
2	ROLLER BEARING CUP
3	INPUT SHAFT REAR BEARING
4	INPUT CLUSTER SHAFT
5	INPUT SHAFT FRONT BEARING
6	ROLLER BEARING CUP
7	INPUT SHAFT SEAL
8	BEARING PRELOAD SHIM
9	ROLLER BEARING CUP
10	5TH GEAR SHAFT REAR BEARING
11	5TH SPEED GEAR
12	SYNCHRONIZER RING
13	SYNCHRONIZER SPRING
14	5TH SYNCHRONIZER SLEEVE
15	5TH SYNCHRONIZER HUB KEY
16	5TH SYNCHRONIZER HUB
17	SYNCHRONIZER SPRING
18	SYNCHRONIZER RETAINING SPACER
19	SYNCHRONIZER KEY RETAINER
20	5TH GEAR DRIVE SHAFT
21	5TH GEAR SHAFT FRONT BEARING
22	ROLLER BEARING CUP
23	5TH-GEAR FUNNEL
24	1 2 SYNCHRONIZER RETAINING RING
25	SYNCHRONIZER RING
26	SYNCHRONIZER SPRING
27	REVERSE SLIDING GEAR
28	1 2 SYNCHRONIZER HUB KEY
29	1 2 SYNCHRONIZER HUB
30	SYNCHRONIZER SPRING
31	SYNCHRONIZER RING
32	1ST-SPEED GEAR
33	MAINSHAFT
34	MAINSHAFT FRONT BEARING
35	ROLLER BEARING CUP
36	MAINSHAFT FUNNEL
37	BEARING PRELOAD SHIM
38	ROLLER BEARING CUP
39	MAINSHAFT REAR BEARING
40	4TH-SPEED GEAR
41	3 4 SYNCHRONIZER RETAINING RING

ITEM PART NAME

42	SYNCHRONIZER RING
43	SYNCHRONIZER SPRING
44	3 4 SYNCHRONIZER SLEEVE
45	3 4 SYNCHRONIZER HUB KEY
46	3 4 SYNCHRONIZER HUB
47	SYNCHRONIZER SPRING
48	SYNCHRONIZER RING
49	3RD SPEED GEAR
50	2 3 GEAR THRUST WASHER
51	2 3 THRUST WASHER RETAINING RING
52	2ND-SPEED GEAR
53	CLUTCH HOUSING
54	BACKUP LIGHT SWITCH
55	REVERSE RELAY LEVER
56	REVERSE RELAY LEVER PIVOT PIN
57	EXTERNAL RETAINING RING
58	REVERSE RELAY LEVER PIN
59	SHIFT LEVER
60	BALL
61	5TH REVERSE INHIBITOR SPRING
62	3 4 SHIFT BIAS SPRING
63	SHIFT LEVER SHAFT
64	SHIFT LEVER PIN
65	SHIFT LEVER SHAFT SEAL
66	SHIFT GATE ATTACHING BOLTS
67	SHIFT GATE PLATE
68	SELECTION ARM PIN
69	SHIFT GATE SELECTOR PIN
70	SHIFT GATE SELECTOR ARM
71	INPUT SHIFT SHAFT
72	SHIFT SHAFT DETENT PLUNGER
73	SHIFT SHAFT DETENT SPRING
74	SHIFT SHAFT SEAL
75	SHIFT SHAFT BOOT
76	FORK-CONTROL SHAFT BLOCK
77	REVERSE RELAY LEVER ACTUATING PIN
78	MAIN SHIFT FORK CONTROL SHAFT
79	1-2 FORK
80	FORK-INTERLOCK SLEEVE
81	SPRING PIN
82	FORK SELECTOR ARM

ITEM PART NAME

83	3-4 FORK
84	5TH-SHIFT RELAY LEVER
85	REVERSE SHIFT-RELAY-LEVER PIN
86	5TH RELAY-LEVER PIVOT PIN
87	EXTERNAL RETAINING RING
88	5TH FORK
89	5TH FORK RETAINING PIN
90	5TH FORK CONTROL SHAFT
91	REVERSE IDLER GEAR SHAFT
92	REVERSE IDLER GEAR BUSHING
93	REVERSE IDLER GEAR
94	CASE MAGNET
95	TRANSAXLE CASE
96	VENT ASSEMBLY
97	FILL PLUG
98	REVERSE-SHAFT RETAINING BOLT
99	DETENT-PLUNGER RETAINING SCREW
100	SHIFT SHAFT DETENT PLUNGER
101	SHIFT SHAFT DETENT SPRING
102	FORK-INTERLOCK-SLEEVE RETAINING PIN
103	TRANSAXLE CASE BOLT
104	LEFT DIFFERENTIAL SEAL
105	DIFFERENTIAL BEARING PRELOAD SHIM
106	DIFFERENTIAL BEARING CUP
107	DIFFERENTIAL BEARING
108	SIDE GEAR THRUST WASHER
109	SIDE GEAR
110	PINION GEARS
111	PINION GEAR THRUST WASHER
112	PINION GEAR SHAFT
113	PINION-GEAR SHAFT RETAINING PIN
114	FINAL-DRIVE GEAR
115	LEFT DIFFERENTIAL CASE
116	RIGHT DIFFERENTIAL CASE
117	CASE-AND-DRIVE GEAR ATTACHING RIVET
118	SPEEDOMETER DRIVE GEAR
119	O-RING SEAL
120	SPEEDOMETER GEAR RETAINER
121	SPEEDOMETER RETAINER-TO-CASE SEAL
122	SPEEDOMETER-DRIVEN GEAR
123	CASE-TO-CLUTCH-HOUSING DOWEL

figura 4.2 : caixa desmontada com componentes (fonte: Automotive Mechanics, caixa: Ford Motor Company).

Nesta figura podemos ver, além dos elementos citados:

- O sincronizador, que será discutido a frente.
- Garfos (Forks), que atuam no sincronizador, através de movimento imposto pelo motorista no momento da troca de marcha (via trambulador, mecanismo espacial que leva o movimento da manopla de câmbio, *gearshift lever*, até o garfo).

Material utilizado: Ferro Fundido (FoFo). Material alternativo para alto desempenho : Aço com 3% de cromo molibdênio (*fonte: Manual Gearbox Design, Alec Stokes*).

- Buchas, selantes, espaçadores e juntas conforme a necessidade (vide desenho de conjunto final.

- Plugs e magnetos, com a função de preenchimento/esgotamento de óleo e de retenção de partículas de sujeira em suspensão, respectivamente.

- Carcaça, que agrupará toda a caixa de transmissão. O ideal é que ela seja o mais leve e compacta possível. Existem carcaças em caixas de transmissão de carros de fórmula 1, cujo desenho acompanha o formato das engrenagens !.

O formato da carcaça deste projeto encontra-se no desenho de conjunto.

Material utilizado : Ferro Fundido (FoFo). Material alternativo para alto desempenho : Liga de magnésio, RZ5, cromada depois de tratada termicamente (*fonte: Manual Gearbox Design, Alec Stokes*).

- Parafusos, para fixação da carcaça.

4.1 Sincronizador

O sincronizador é utilizado em transmissões manuais para prevenir os choques que ocorreriam entre as engrenagens sem a sua atuação (devido as diferentes velocidades que elas têm no momento do engrenamento). Assim, pode-se ter um engrenamento suave.

Os componentes principais de um sincronizador encontram-se na figura 4.3.

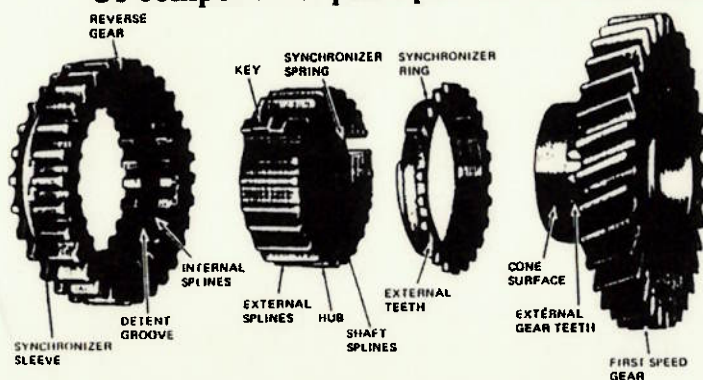


figura 4.3, componentes do sincronizador

O sincronizador é composto portanto de cones (*cones*), nas engrenagens e no *anél sincronizador* (*synchronizer ring*). Três chavetas (*keys*), que correm em fendas dentro do cubo do sincronizador (*synchronizer hub*). O cubo é chavetado ao eixo de saída (*output shaft*). Um par de molas em formato de anél aplicam uma ligeira força contra as chavetas.

A luva do sincronizador (*synchronizer sleeve*), corre por cima do cubo. Ela tem dentes externos, que se acoplam aos dentes da luva (*sleeve*). As chavetas têm as seções dos dentes ligeiramente levantadas que cabem perfeitamente na ranhura da luva provocando o desejado travamento.

A sincronização propriamente dita ocorre em três estágios, a saber: (vide figura 4.4)

1) A luva do sincronizador é movida na direção da engrenagem. A luva desliza sobre as fendas do cubo e leva consigo as três chavetas.

2) O anel sincronizador é encostado, primeiro, contra o cone de fricção do corpo de acoplamento. Devido à diferença de rotação, o anel sincronizador gira imediatamente até o encosto do cubo do sincronizador e bloqueia o avanço da luva de engate. A pressão constante da luva de negate, sobre o chanfro dos dentes de engate e a eliminação do atrito entre os cones sincronizadores que provocam a consequente igualdade das rotações das engrenagens, fazem com que o anel sincronizador volte a sua posição inicial.

3) A luva de engate pode então ser totalmente deslocada para a direita, para dentro dos dentes do acoplamento, finalizando o engate da marcha.

Vide figura 4.5

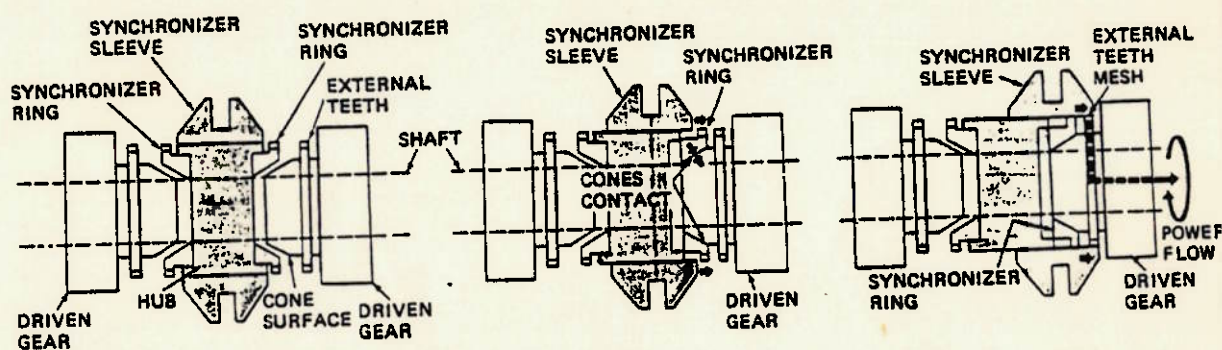
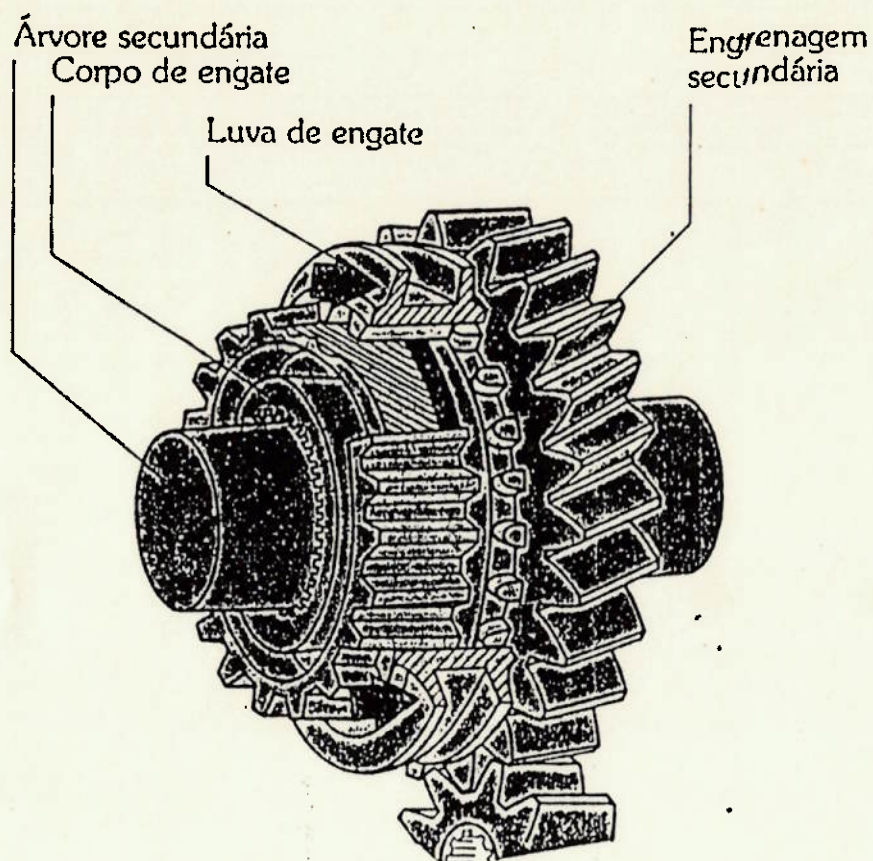


figura 4.5, o sincronizador e o processo de sincronização. (fonte: Apostila de Transmissões, FEI).

Seguem figuras demonstrativas do sincronizador, seus componentes e o processo de sincronização (*fonte: Apostila de Transmissões, FEI*).



Mediante o deslocamento da luva, consegue-se o engrenamento do corpo de engate com a engrenagem secundária.

5. CONCLUSÕES

O produto final de nosso trabalho é o desenho de conjunto apresentado em anexo. A partir dele é possível tirar conclusões e esclarecer dúvidas quanto ao projeto da caixa de transmissão.

- Verificamos no desenho, que a distância entre os apoios (rolamentos), não precisou ser alterada, o que é bom, visto que resulta numa caixa de transmissão compacta.

- As engrenagens, se desenhadas com a largura de dente da primeira tentativa (notadamente $b=20\text{mm}$), resultam em uma incompatibilidade geométrica, quando queremos manter a distância entre apoios e entre centros inalterada.

- As engrenagens com o b , igual ao encontrado na caixa de transmissão alemã, mostraram-se bastante satisfatórias. Isto porque conseguimos manter todas as características geométricas desejáveis, juntamente com materiais usuais para este tipo de aplicação. Não precisamos recorrer a materiais com características de resistência especiais, o que encareceria sobremaneira o produto final. Este encarecimento obviamente não é nada desejável em um veículo popular.

- Os modelos de verificação da resistência das engrenagens, notadamente Lewis e Hertz, mostraram-se válidos. Esta foi uma das principais conclusões, visto que nos cursos de Elementos de Máquinas é sugerido uma relação b/d em torno de 1.2, o que é impraticável para aplicações como esta, que tornariam a caixa demasiadamente grande e pesada. Assim, utilizando todos os fatores de acordo com a aplicação, bem como as variáveis relativas ao material tabeladas, conseguiu-se chegar a valores de resistência muito bons.

Verifica-se que mesmo utilizando-se valores de b/d pequenos (conforme as planilha em torno de 0.13 a 0.2), as engrenagens passam ainda com folga neste critério.

Assim, mesmo que o motor sofra um acréscimo em seu torque máximo (estimado em mais 3 Kgf.m), as engrenagens ainda assim resistiriam.

- No dimensionamento de eixos, mostramos um método que não é o usual, para aplicações automobilísticas (critério ASME), mas que mesmo assim mostrou resultados interessantes. Os seus valores são maiores que os apresentados pelo método da deflexão. Desta forma, como mostra o desenho, a fim de se ter um eixo geometricamente adequado (sem muitas variações em suas seções), o que acaba acontecendo é que temos valores maiores que os mínimos indicados pelos métodos, mas bem próximos do critério ASME. Conclui-se portanto que os eixos estão adequados aos dois critérios e que uma eventual otimização, principalmente no eixo de saída pode eventualmente ser feita.

Embora não seja necessária a priori, visto que o que se verifica é o mesmo eixo sendo aplicado para uma família inteira de transmissões tendo o seu limite superior destinado a veículos com aproximadamente 17 Kgf.m de torque máximo.

- Os sincronizadores não foram alvo de dimensionamento, porém devemos fazer um comentário. Verifica-se em caixas de transmissão similares que os mesmos podem encontrar-se distribuídos, ou seja, há sincronizadores tanto no eixo de entrada como no eixo de saída. Na nossa caixa, eles encontram-se todos no eixo de saída. Tal solução tem mostrado na prática que acarreta um maior esforço por parte do motorista em trocar a marcha, além de um maior desgaste. Deve ser repensado portanto.

- Conclui-se pelos cálculos de esforços e momentos fletores, que não há nenhum motivo para se manter a quinta marcha no local onde ela se encontra. Isto deve ser devido a uma evolução a partir de uma transmissão de quatro velocidades. Esta colocação obriga a utilização de um sincronizador só para esta marcha, quando o ideal é se ter um conjunto sincronizador para duas marchas pelo menos.

- A colocação da 1 e 2 marcha, bem como da ré próximo a um dos apoios é uma solução excelente. Como é nestas velocidades que temos a maior redução e portanto os maiores esforços atuando, tal solução, como mostra as planilhas compatibiliza de boa forma os máximos momentos fletores atuantes, mantendo-os em uma faixa aceitável para um dimensionamento mais favorável.

- Quanto aos rolamentos utilizados vemos que :

- 1) Os rolamentos de esferas, têm o mesmo diâmetro interno daquele que foi estimado a princípio (25 mm). Não precisamos fazer nenhuma alteração e portanto a especificação é a mesma da já citada. Vale lembrar que quanto ao critério de vida passa com satisfatória folga.

- 2) Os rolamentos de rolos, por características do layout geométrico da caixa, foram aumentados para um diâmetro interno de 30 mm. Assim, como o pré-cálculo foi feito em cima de rolamentos com 17 mm, conclui-se que os de 30 mm passam com mais folga ainda pelo critério de resistência.

- A carcaça é de ferro fundido de aproximadamente 3 mm de espessura ao longo de sua extensão.
- As engrenagens do eixo de saída, que giram loucas quando não estão engrenadas, assim o fazem com o auxílio de rolamentos de agulhas entre elas e o eixo. Outra solução é a sustentação hidrodinâmica através de filme de óleo. A primeira solução é encontrada na 4, 1, 2 e 5 velocidades. A segunda na segunda marcha apenas.
- Verifica-se que no eixo de entrada, as engrenagens foram usinadas no próprio eixo. Tal solução torna a caixa construtivamente mais simples, além de facilitar eventuais substituições. É uma solução a favor da economia portanto.
- Verificar fotos da caixa de transmissão alemã em anexo.

Este trabalho representou uma oportunidade valiosa de se aplicar conceitos vistos em disciplinas e confrontá-los com um dispositivo real já existente. A mais importante conclusão é que os modelos ensinados são perfeitamente válidos e se satisfeitas as hipóteses corretamente, teremos resultados bastante satisfatórios e abrangentes. Foi o que aconteceu nos elementos de máquinas projetados. Além disso, decisões que a priori não se entendem apenas com a avaliação visual, podem e foram justificadas mediante a confrontação dos resultados numéricos advindos dos modelos.

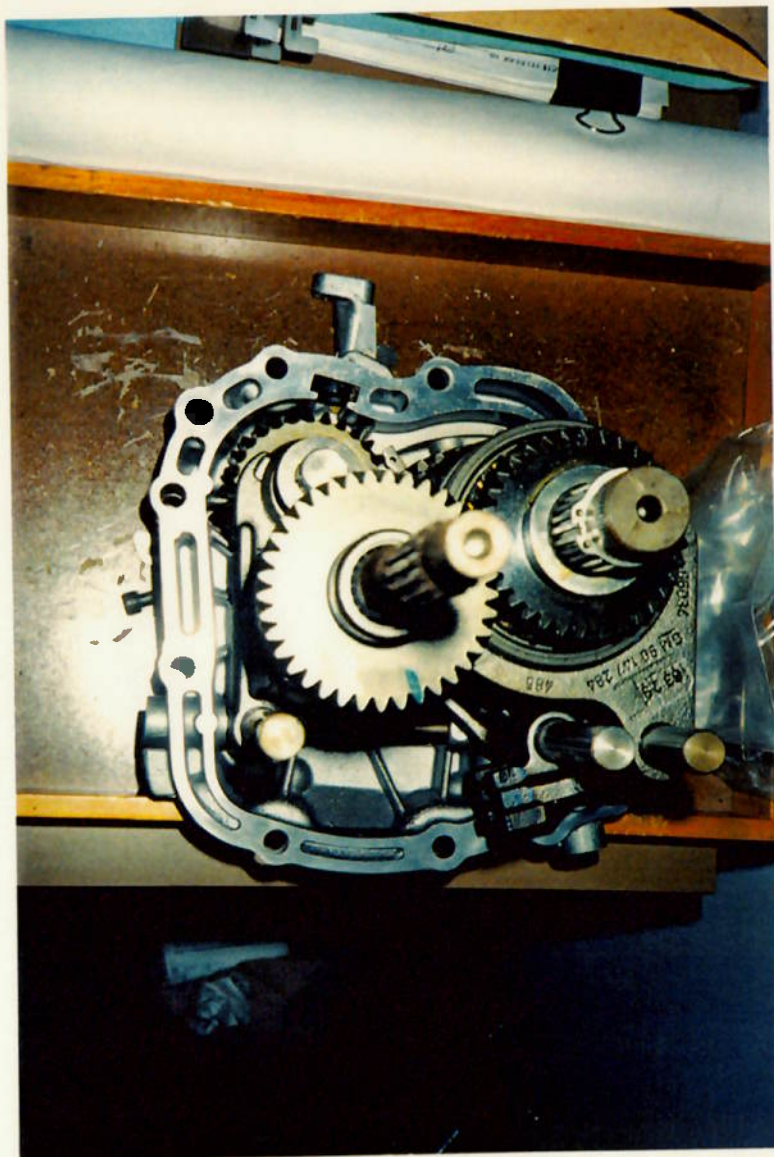
6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Argachoy, C. Apostila do curso de transmissões - FEI. Faculdade de Engenharia Industrial, 1994.
- [2] Bosch,R. Automotive handbook .Germany, 3rd Edition, 1993.
- [3] Censi, Alexandre L.C. AutoCAD:guia prático. Érica, 1987.
- [4] Crouse, Anglin. Automotive mechanics.10th Edition, Glencoe, 1993.
- [5] Juvinall, R.C. Fundamentals of machine component design. Singapore, John Wiley, 1983.
- [6] Nanni, Hélio. Apostila do curso PMC-460 (Transmissões Mecânicas). E.P.U.S.P , 1987.
- [7] Paz, Arias. Manual do automóvel. Hemus Editora,1993.
- [8] Provenza,F. Projetista de máquinas. 71. ed. São Paulo, Editora F. Provenza, 1990.
- [9] S.K.F. Catálogo geral de rolamentos, 1994.
- [10] Stokes, Alec. Manual gearbox design. Butterworth-Heinemann Ltd, 1992.
- [11] Tu, Carlos. Apostila do curso PMC-323 (Elementos de Máquinas). E.P.U.S.P., 1991.
- [11] Zampese, Boris. Manual de elementos de construção de máquinas. 5.ed. São Paulo, EDUSP, 1973.

foto da caixa de transmissão atual do Corsa Wind. Aparecem os principais componentes projetados (eixos, rolamentos e engrenagens).

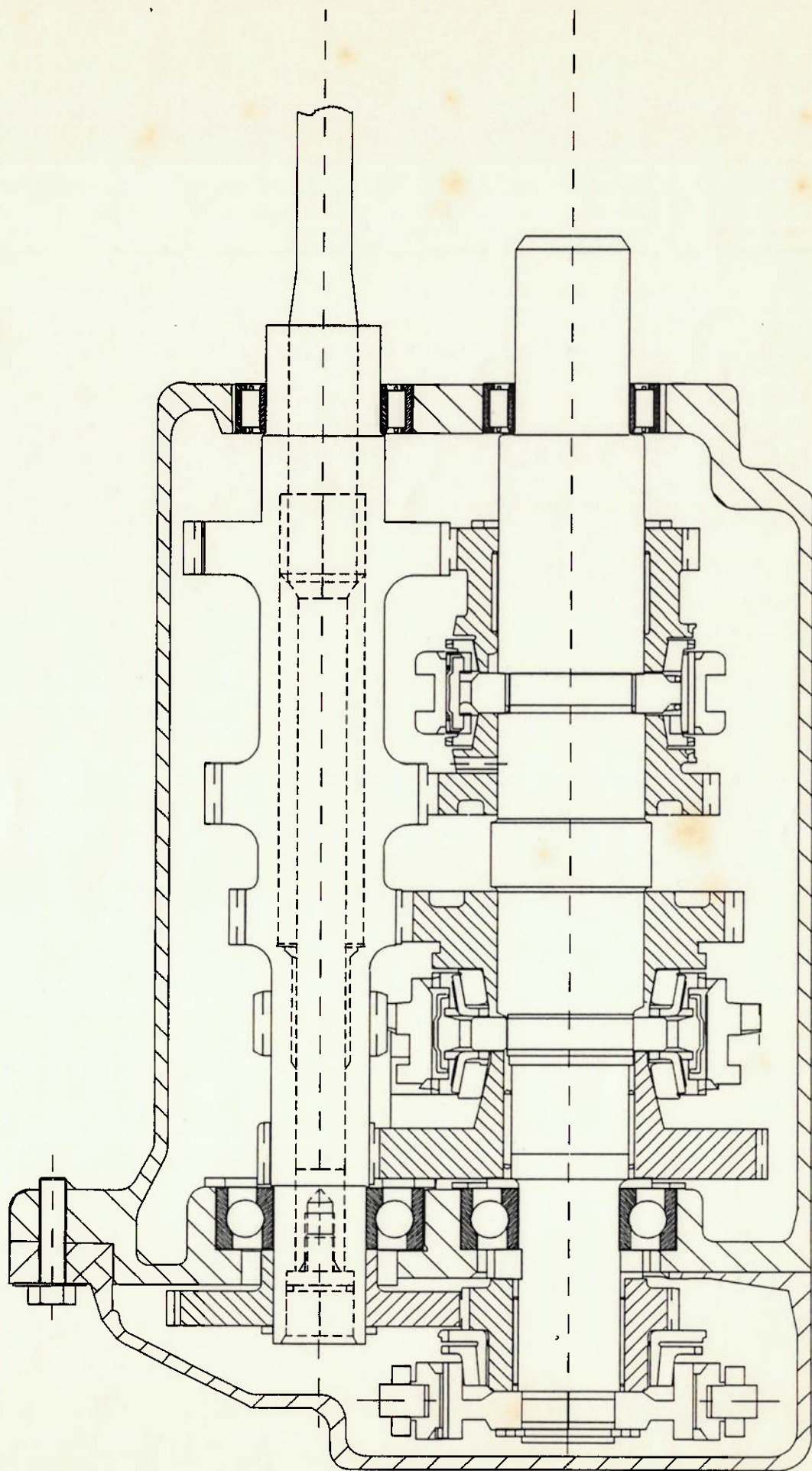


APÊNDICES

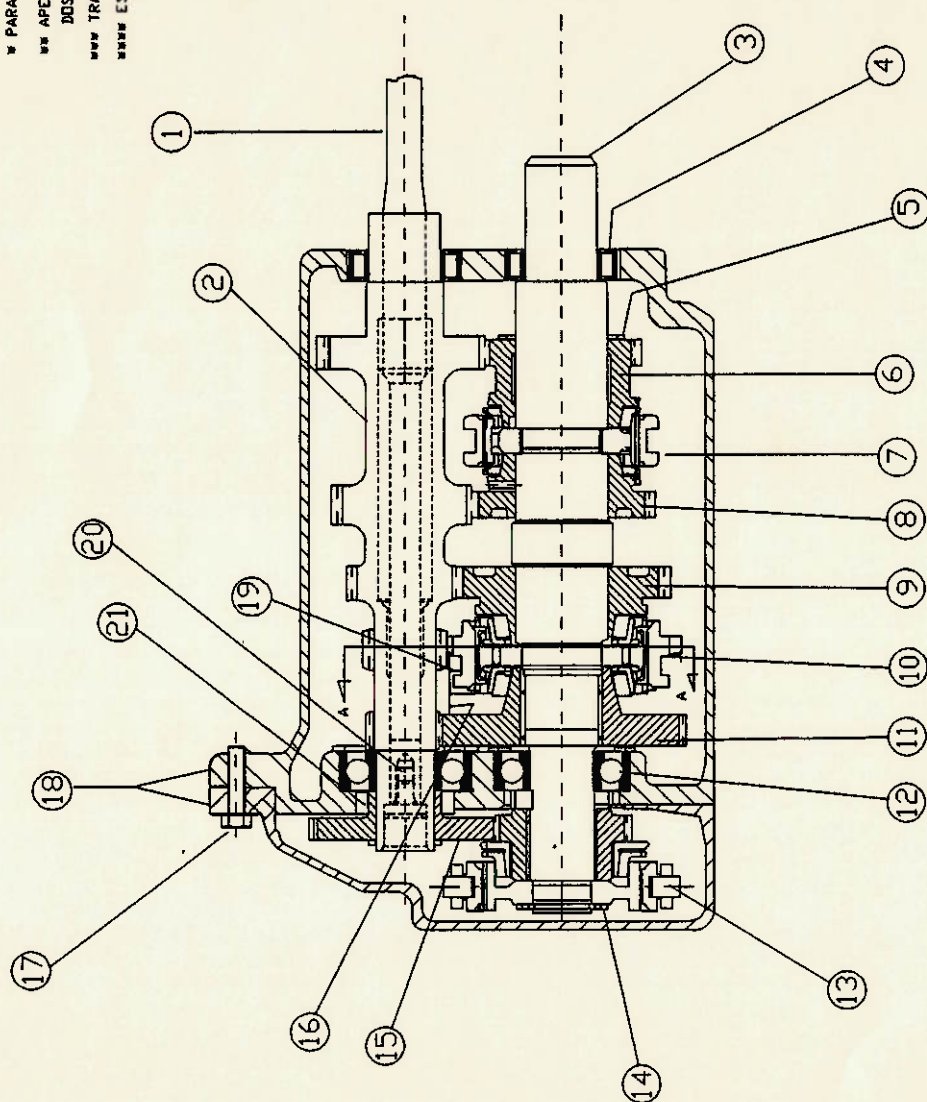


APÊNDICES

- Desenhos da caixa de câmbio projetada (4 desenhos)
- Planilhas de cálculo do dimensionamento (10 planilhas)
- Tabelas extras usadas no dimensionamento.
- Desenho de conjunto final.

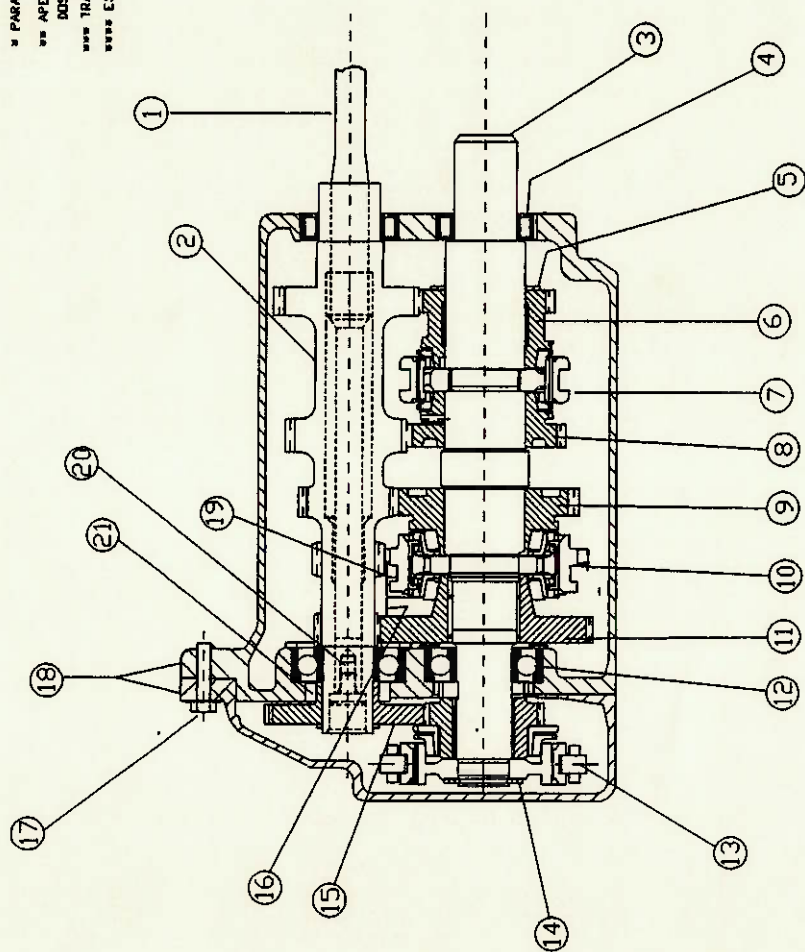


* PARA IDENTIFICAR PERFEITAMENTE O MATERIAL DOS EIXOS, VIDE MEMORIAL DE CALCULO
 ** APESAR DA MESMA DENOMINACAO, O ACO DAS CORDAS E LIGEIRAMENTE MAIS MOLE QUE O DOS PINHEIS. PARA COMPLETA IDENTIFICACAO, VIDE MEMORIAL DE CALCULO.
 *** TRATAMENTOS TERMICOS DOS MATERIAIS EMPREGUES, VIDE MEMORIAL DE CALCULO
 **** ESPECIFICACOES DOS ROLAMENTOS, VIDE MEMORIAL DE CALCULO



21	RETENTOR/ESPACADOR	BORRACHA
20	PARAFUSO TITANIO EIXO 1/2	----
19	EIXO DE ENTRADA II ENGRENAGEM INTERM. NE	ACD 50 Cr V4
18	CARCAÇA	Fd% ----
17	PARAFUSO CARCAÇA 16 PE	----
16	EIXO INTERMEDIARIO	ACD 4340
15	ENGRENAGEM (QUINTA)	ACD 50 Cr V4
14	ANEL ELASTICO	----
13	CONJUNTO SINCRONIZADOR 5 (QUINTA MARCHA)	----
12	2 ROLAMENTOS ESFERAS	----
11	ENGRENAGEM (PRIMEIRA)	ACD 50 Cr V4
10	CONJUNTO SINCRONIZADOR 1/2/3	VARIOS COMP **
9	ENGRENAGEM (SEGUNDA)	ACD 50 Cr V4
8	ENGRENAGEM (TERCEIRA)	ACD 50 Cr V4
7	CONJUNTO SINCRONIZADOR 4/5	VARIOS COMP **
6	ENGRENAGEM (QUARTA)	ACD 50 Cr V4
5	ANEL ELASTICO	----
4	2 ROLAMENTOS DE ROLO	----
3	EIXO DE SAIDA	ACD (H)
2	EIXO DE ENTRADA II	ACD (H)
1	EIXO DE ENTRADA I	ACD (H)
PDS.	DENOMINACAO	MATERIAL
E.P.U.S.P - PMC-581- TF		
CARLOS MIGUEL ALVES N.2021271		
PROF. ORIENTADOR: J.P. MARCICIANO		
TITULO:		
CAIXA DE TRANSMISSAO VEICULAR		
DATA: 11	DATA: 24/11/95	PAG: 1/1

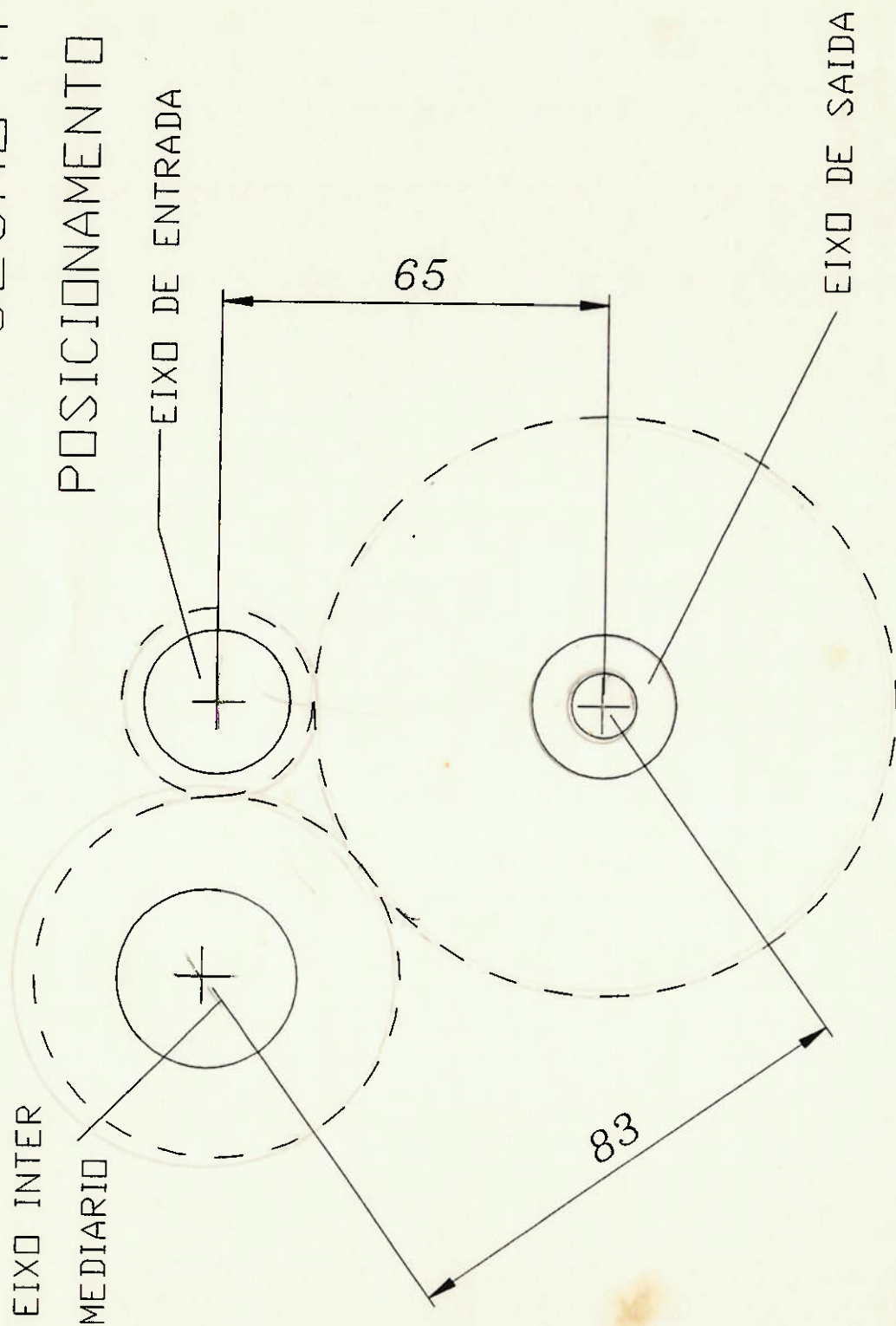
* PARA IDENTIFICAR PERFEITAMENTE O MATERIAL DOS EIXOS, VIDE MEMORIAL DE CALCULO
 ** APESAR DA MESMA DENOMINACAO, O ACO DAS COROAS E LIGEIRAMENTE MAIS MOLE QUE O DOS PINHOES. PARA COMPLETA IDENTIFICACAO VIDE MEMORIAL DE CALCULO
 *** TRATAMENTOS TERMICOS DOS MATERIAIS EMPREGUES. VIDE MEMORIAL DE CALCULO
 **** ESPECIFICACOES DOS ROLAMENTOS. VIDE MEMORIAL DE CALCULO



21	RETENTOR/ESPACADOR	BORRACHA
20	PARAFUSO EIXO IV	----
19	CONJUNTO ENGRENAGEM INTERM.	ACO 30 C-VA
18	CARCAÇA	FDS
17	PARAFUSO CARCAÇA IN	----
16	EIXO INTERMEDIÁRIO	ACO 4248
15	ENGRENAGEM QUARTIA	ACO 30 C-VA
14	ANEL ELASTICO	----
13	CONJUNTO SINCRONIZADOR 5ª GEARIA INFERIOR	----
12	2 ROLAMENTOS ESFERAS	----
11	ENGRENAGEM PRIMARIA	ACO 30 C-VA
10	CONJUNTO SINCRONIZADOR 4ª GEARIA	VARIOS COMP. **
9	ENGRENAGEM (SEGUNDA)	ACO 30 C-VA
8	ENGRENAGEM (TERCEIRA)	ACO 30 C-VA
7	CONJUNTO SINCRONIZADOR 3ª	VARIOS COMP. **
6	ENGRENAGEM QUARTIA	ACO 30 C-VA
5	ANEL ELASTICO	----
4	2 ROLAMENTOS DE ROL	----
3	EIXO DE SAIDA	ACO 60
2	EIXO DE ENTRADA II	ACO 60
1	EIXO DE ENTRADA I	ACO 60
POS.	DENOMINACAO	MATERIAL
	E.P.U.S.P. - PMC-581- TF	
	CARLOS MIGUEL ALVES N2021271	
	PROF. ORIENTADOR: J. PHAROTICIANO	
TITULO:		
CAIXA DE TRANSMISSAO VEICULAR		
FECHA: 14	DATA: 24/11/95	PAG: 1/1

SECAD A-A

POSICIONAMENTO DA RE



VALORES EM mm, ESCALA 1:1

G	MS	S	I	Z	Mn	Dp	I ₁ máx	F ₁ máx	F ₂ máx	F ₃ máx	F ₄ máx
1		x	4.35	11	1.914	24.23	75.46	6228.642	2267.046	3596.118	
	x		4.35	48	1.914	105.76	328.251				
1		x	3.54	11	2.26	28.63	75.46	5271.394	1918.635	3043.449	
	x		3.54	39	2.26	101.366	267.1284				
2		x	1.965	23	1.65	43.97	75.46	3432.34	1249.273	1981.668	
	x		1.965	45	1.65	86.03	148.2789				
3		x	1.303	33	1.5	56.62	75.46	2665.489	970.1612	1538.925	
	x		1.303	43	1.5	73.26	98.32438				
4		x	0.892	37	0.8	68.78	75.46	2194.243	798.641	1266.85	
	x		0.892	33	0.8	61.22	67.31032				
5		x	0.714	42	1.57	75.83	75.46	1990.241	724.3904	1149.07	
	x		0.714	30	1.57	54.17	53.87844				
ré		x	2.227	13	2.28	29.68	75.46	5084.906	2371.137		
	x	x	2.227	29	2.28	66.12	168.2758				
	x		1.517	44	2.28	100.32	255.2744				

Alfa e Beta normalizados

Alfa=20,Beta=30 (marcha:Ré,alfa=25)

G	M5	IS	I	Z	Mn	BE1A	BETA C	Ep	I max	F max	F max	Fa max
1		x	4.35	11	2	24.23	0.422894	24.23	75.46	6228.642	2267.046	2803.191
	x		4.35	48	2	24.23	0.422894	105.76	328.251			
1		x	3.54	11	2.5	19.88	0.346972	28.63	75.46	5271.394	1918.635	1906.142
	x		3.54	39	2.5	19.88	0.346972	101.366	267.1284			
2		x	1.965	23	1.5	38.28	0.668114	43.97	75.46	3432.34	1249.273	2708.763
	x		1.965	45	1.5	38.28	0.668114	86.03	148.2789			
3		x	1.303	33	1.5	30	0.5236	56.62	75.46	2665.489	970.1612	1538.925
	x		1.303	43	1.5	30	0.5236	73.26	98.32438			
4		x	0.892	37	1.75	19.71	0.344005	68.78	75.46	2194.243	798.641	786.0866
	x		0.892	33	1.75	19.71	0.344005	61.22	67.31032			
5		x	0.714	42	1.5	33.82	0.590272	75.83	75.46	1990.241	724.3904	1333.361
	x		0.714	30	1.5	33.82	0.590272	54.17	53.87844			
ré		x	2.227	13	2	ECDR		29.68	75.46	5084.906	2371.137	
	x	x	2.227	29	2	ECDR		66.12	168.2758			
	x		1.517	44	2	ECDR		100.32	255.2744			

Módulos normalizados

Alfa=20, (marcha ré 25)

G	rp	ha	hf	ra	rb	pb	epsilon
1	12.115	1.914	2.3925	14.029	10.97991	6.271727	2.082799
	52.88	1.914	2.3925	54.794	47.92553		
1	14.315	2.26	2.825	16.575	12.97379	7.410829	1.944372
	50.683	2.26	2.825	52.943	45.93438		
2	21.985	1.65	2.0625	23.635	19.92517	5.443209	2.25579
	43.015	1.65	2.0625	44.665	38.98481		
3	28.31	1.5	1.875	29.81	25.65756	4.8852	3.270615
	46.63	1.5	1.875	48.13	42.26111		
4	34.39	0.8	1	35.19	31.16791	5.292817	1.669318
	30.61	0.8	1	31.41	27.74207		
5	37.915	1.57	1.9625	39.485	34.36264	5.140651	2.334513
	27.085	1.57	1.9625	28.655	24.54733		
ré	14.84	2.28	2.85	17.12	13.4496	6.500503	1.092309
	33.06	2.28	2.85	35.34	29.96252		
	50.16	2.28	2.85	52.44	45.46038		

VALORES EM MM

CRITÉRIO DE HERTZ									
SHLMCP=	1500	SHLMCC=	2000						
SH=	1.2	SH							
ZN=	1		ZH =	2.34376541		KA=		1.5	PRODK =
ZR=	1		ZBETA =	0.93060453		KBETA=		1	
			ZE =	189.9		KALFA=		1	
BETAB=	0.48911764					KV=		2	
2ALFA	0.69813333								
G	b	TETA	HB	TERMO1	ZEPS	PRODZO	2MT	ZW	
1(c)	20	0.82542303	500	1.22988506	0.39930655	27354.036	150920	0.98235294	
1	22	0.20801815	400				656502	1.04117647	
1(L)	20	0.69856794	500	1.28248588	0.3673436	23150.1325	150920	0.98235294	
1	22	0.2170353	400				534256.8	1.04117647	
2	20	0.45485558	500	1.50890585	0.42862006	31517.6272	150920	0.98235294	
2	22	0.25572475	400				296557.8	1.04117647	
3	20	0.35323207	500	1.76745971	0.45243776	35117.7125	150920	0.98235294	
3	22	0.23589964	400				196648.76	1.04117647	
4	20	0.2907822	500	2.12107623	0.43466691	32413.1841	150920	0.98235294	
4	22	0.35935969	400				134620.64	1.04117647	
5	20	0.26374786	500	2.40056022	0.44105314	33372.6257	150920	0.98235294	
5	22	0.40612885	400				107756.88	1.04117647	
R	20	0.67385445	500	1.44903458	0.39221711	26391.3496	150920	0.98235294	
R	21	0.31760436	450				336551.6	1.01176471	
R	22	0.21929825	400	1.65919578	#DIV/0!	#DIV/0!	510548.777	1.04117647	

1. ITERAÇÃO

VALORES PRELIMINARES DE b E HB

[illegible]

1. ITERAÇÃO

VALORES PRELIMINARES DE b E HB

CRITÉRIO DE HERTZ									
SHLMCP=	1500	SHLMCC=	2000						
SH=	1.2	SH							
ZN=	1		ZH=	2.34376541			KA=	1.5	PRODK =
ZR=	1		ZBETA =	0.93060453			KBETA=	1	
			ZE =	189.9			KALFA=	1	
BETAB=	0.48911764						KV=	2.2	
2ALFA	0.69813333								
G	b	TETA	HB	TERMO1	ZEPS	PRODZQ	2MT	ZW	
1(c)	20	0.82542303	400	1.22988506	0.39930655	27354.036	150920	1.04117647	
1	22	0.20801815	300				656502	1.1	
1(L)	16	0.55885435	400	1.28248588	0.3673436	23150.1325	150920	1.04117647	
1	13	0.12824813	300				534256.8	1.1	
2	13	0.29565613	400	1.50890585	0.42862006	31517.6272	150920	1.04117647	
2	13.5	0.156922	300				296557.8	1.1	
3	13	0.22960085	400	1.76745971	0.45243776	35117.7125	150920	1.04117647	
3	13	0.13939524	300				196648.76	1.1	
4	12	0.17446932	400	2.12107623	0.43466691	32413.1841	150920	1.04117647	
4	12	0.19601437	300				134620.64	1.1	
5	10	0.13187393	400	2.40056022	0.44105314	33372.6257	150920	1.04117647	
5	11	0.20306443	300				107756.88	1.1	
R	15	0.50539084	400	1.44903458	0.39221711	26391.3496	150920	1.04117647	
R	11	0.16636419	350				336551.6	1.07058824	
R	10	0.09968102	300	1.65919578			510548.777	1.1	

[illegible]

valores em MPA (sigmas), mm (geométricos) , N e Nxmm

CRITÉRIO DE LEWIS									
SIGLIM =	300	SIGFA =		YF =		1	PRODY =		2
SH =	1.25			YS =	240	2			
				YB =		1			
GEAR	ZV	YF	EPSBETA	YBETA	PRODY	Ftmáx	Ftmáx cal		
1	16.9356438	0.29644724	1.66306069	0.58423483	0.34638961	26522.7358	6228.64218		
1	73.9009912	0.43020616	1.82936676	0.54265831	0.46690989	21644.262	6228.642		
1	16.9356438	0.29644724	1.12676041	0.7183099	0.42588198	20377.4766	5271.39364		
1	60.0445553	0.41877937	0.91549284	0.77112679	0.64586399	10917.4689	5271.394		
2	35.4108916	0.37976426	1.25394776	0.68651306	0.52142625	9872.92064	3432.34023		
2	69.2821792	0.42686214	1.30217652	0.67445587	0.57579935	9284.48425	3432.34		
3	50.8069314	0.40808624	1.37934254	0.65516437	0.53472713	8752.12748	2665.48923		
3	66.2029713	0.42439642	1.37934254	0.65516437	0.55609882	8415.77039	2665.489		
4	56.9653474	0.41556142	2.38732363	0.40316909	0.33508304	6875.90757	2194.24251		
4	50.8069314	0.40808624	2.38732363	0.40316909	0.32905552	7001.85789	2194.243		
5	64.6633673	0.42308343	1.01372553	0.74656862	0.63172162	5964.65258	1990.24133		
5	46.1881195	0.40133091	1.11509808	0.72122548	0.57890016	7159.78384	1990.241		
R	20.0148518	0.31842704	1.04707177	0.73823206	0.4701461	17458.4028	5084.90566		
R	44.6485155	0.39880748	0.76785263	0.80803684	0.64450228	9339.29977	5084.906		
R	67.7425752	0.42565488	0.69804784	0.82548804	0.70274602	7786.59687	5084.906		

valores em MPa, N e mm.

2
F _t máx cal
6228.64218
6228.642
5271.39364
5271.394
3432.34023
3432.34
2665.48923
2665.489
2194.24251
2194.243
1990.24133
1990.241
5084.90566
5084.906
5084.906

DADOS E CÁLCULOS	1 m a r c h a	2 m a r c h a	3 m a r c h a	4 m a r c h a	5 m a r c h a	r m a r c h a
x (mm)	196	133	105	65	206	164
y (mm)	10	73	101	141	-12	42
xi (mm)	14.315	21.985	28.26	34.39	37.73	14.84
xm (mm)	50.683	43.015	46.63	30.61	53.8784	33.06
Fi (N)	5271.39	3432.34	2665.49	2194.23	1990.24	5084.91
Fri (N)	1918.64	1249.27	970.161	798.641	724.39	2371.14
Fai (N)	1906.14	2708.76	1538.93	786.087	1333.36	
Frm (N)	1918.64	1249.27	970.161	798.641	724.39	2371.14
Fam (N)	1906.14	2708.76	1538.93	786.087	1333.36	
ratio	0.05102	0.54887	0.9619	2.16923	-0.0583	0.2561
RBT=	5015.5	2216.03	1358.62	692.355	2113.35	4048.18
RAT=	255.893	1216.31	1306.87	1501.88	-123.11	1036.73
MFT1=	50155	161770	137221	97622.1	-25360	170023
INPUT						
MAI=	27286.4	59552.2	43490	27033.5	50307.7	0
RBR=	1825.5	806.569	494.5	251.998	769.198	1887.7
RAR=	93.1376	442.704	475.662	546.643	-44.808	483.436
MFF1=	45541.4	118432	93434.5	62565.3	41077.3	79283.5
M=	67746.2	200488	166011	115950	48275.1	187600
MAIN						
MAI=	96609	116517	71760.1	24062.1	71839.4	0
RBR=	1825.5	806.569	494.5	251.998	769.198	1887.7
RAR=	93.1376	442.704	475.662	546.643	-44.808	483.436
MFF1=	114864	175397	121705	59593.9	62609	79283.5
M=	125337	238608	183416	114374	67550.2	187600

CALCULO DO EIXO DE ENTRADA (INPUT SHAFT), MÉTODO ASME

Su (MPa)	Sy(MPa)	CF	CT								
590	380	1.5	1								
F1(Nxm)	67.746	F2(Nxm)	200.488	F3(Nxm)	166.01	F4(Nxm)	115.95	F5(Nxm)	48.275	FR(Nxm)	187.6
F1(Nxmm)	67746	F2(Nxmm)	200488	F3(Nxmm)	166010	F4(Nxmm)	115950	F5(Nxmm)	48275	FR(Nxmm)	187600
T1(Nxm)	77	T2(Nxm)	77	T3(Nxm)	77	T4(Nxm)	77	T5(Nxm)	77	TR(Nxm)	77
T1(Nxmm)	77000	T2(Nxmm)	77000	T3(Nxmm)	77000	T4(Nxmm)	77000	T5(Nxmm)	77000	TR(Nxmm)	77000
TERM1=	0.057596										
AUX1=	1.03E+10		9.04E+10	6.2E+10			3.02E+10		5.24E+09		7.92E+10
AUX2=	5.93E+09		5.93E+09	5.93E+09			5.93E+09		5.93E+09		5.93E+09
DCUBO=	7343.332		17879.78	15012.35			10955.24		6087.943		16803.39
Di.(mm)	26.92402		26.149	24.669			22.21		18.26		25.613

Su (MPa)	Sy(MPa)	CF	CT						
590	380	1.5	1						
F1(Nxm)	125.336	F2(Nxm)	238.607	F3(Nxm)	183.416	F4(Nxm)	114.374	F5(Nxm)	67.55 FR(Nxm) 187.6
F1(Nxmm)	125336	F2(Nxmm)	238607	F3(Nxmm)	183416	F4(Nxmm)	114374	F5(Nxmm)	67550 FR(Nxmm) 187600
T1(Nxm)	267.12	T2(Nxm)	148.279	T3(Nxm)	98.3244	T4(Nxm)	67.3102	T5(Nxm)	53.8784 TR(Nxm) 255.27
T1(Nxmm)	267120	T2(Nxmm)	148279	T3(Nxmm)	98324.4	T4(Nxmm)	67310.2	T5(Nxmm)	53878.4 TR(Nxmm) 255270
TERM1=	0.057596								
AUX1=	3.53E+10		1.28E+11		7.57E+10		2.94E+10		1.03E+10 7.92E+10
AUX2=	7.14E+10		2.2E+10		9.67E+09		4.53E+09		2.9E+09 6.52E+10
DCUBO=	18813.66		22313.36		16827.68		10614.6		6609.689 21882.68
Di.(mm)	26.596		28.153		25.626		21.977		18.767 27.97

CÁLCULO DO EIXO PELO MÉTODO DA DEFLEXÃO						
DEF (mm) =	0.1					
L (mm) =	220					
E (MPa) =	210000					
GEAR	y (mm)	x (mm)	W (N mm)	D ⁴	Dmin	
1(c)	10	196	6229.106	35172.54	13.69	
1(c)	10	196	6229.106	35172.54		
1(w)	10	196	5271.942	29767.93	13.13	
1(w)	10	196	5271.942	29767.93		
2	73	133	3433.181	475676.4	26.26	
2	73	133	3433.181	475676.4		
3	101	105	2666.572	440799	25.77	
3	101	105	2666.572	440799		
4	141	65	2195.559	271066.5	22.82	
4	141	65	2195.559	271066.5		
5	-12	206	1991.692	17888.95	11.56	
5	-12	206	1991.692	17888.95		
R	42	164	5085.474	354636.6	24.23	
R	42	164	5085.474	354636.6		
R	42	164	5085.474	354636.6		

VALOR DE D EM mm.

APÊNDICES

Exemplos de Equipamentos Movidos com Diferentes Características de Trabalho

- Carga Uniforme:

Geradores; Correias transportadoras; Transportadores de Parafuso sem-fim; Elevadores leves; Máquinas Empacotadeiras; Rodas alimentadoras de máquinas ferramentas; Ventiladores; Centrífugas leves; Bombas Centrífugas; Misturadores para fluidos de baixa densidade.

- Choques Moderados:

Correias transportadoras de carregamento não-uniforme; Caixa de comando de máquinas-ferramentas; Elevadores Pesados; Sistemas de elevação de guindastes; ventiladores industriais ou de minas; Centrífugas Pesadas; Bombas centrífugas; Misturadores para fluidos de alta densidade ou densidade não-uniforme; Bombas de pistão de multi-cilindros; Bombas de alimentação de caldeiras; Extrusoras; Calandras; Fornos Rotativos; Laminadores de chapas de zinco, alumínio, fios, etc.

- Choques Médios

Extrusoras de borrachas; Misturadores com operação interrompida para borrachas e plásticos; Moinhos de Bolas (leves); Máquinas para madeiras (serras, tornos, laminadoras); Bomba pistão de um cilindro.

- Choques Pesados

Escavadores; Moinhos de Bolas (pesado); Moinhos de martelos; Bombas de alimentação Pesada; Aparelhos de Perfuração; Tambores de freios; Laminadores de chapas frias, etc.

APÊNDICES

.Valores do Fator de Amplificação.
ou de Serviço Ka

Regime de Carga do Equip. Motor	Regime de Carga do Equip. Movido			
	Uniforme	Choques Moderados	Choques Médios	Choques Fortes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques Leves	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques Moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques Fortes	1,50	1,75	2,00	2,25

Exemplos de Equipamentos Motores com Diferentes Características de Trabalho	
Característica de Operação	Equipamento
Uniforme	Motores Elétricos
Choques Leves	Turbina Vapor/Turbina a Gás
Choques Moderados	Motores de combustão interna de multi-cilindros
Choques Pesados	Motores de combustão interna de um cilindro

APÊNDICES

Fator de elasticidade Z_E para algumas combinações de materiais

Material	Engren.1		Engren.2		Coefic. de Poisson	fator de elastic. Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
	Módulo elastic. e N/mm ²	Coefic. de Poisson	Material	Módulo elástico e N/mm ²		
Aço	206000	0,3	Aço	206000	0,3	189,8
			Aço fundido	202000		188,9
			Ferro fundido Esferoidizado	173000		181,4
			Bronze fundido	103000		155,0
			Bronze	113000		159,8
			Ferro fundido (grafite lamelar)	126000 ./.		165,4 ./.
Aço fundido	202000	—		118000	.	162,0
			Aço fundido	202000		188,0
			Ferro fundido nodular	173000		180,5
Ferro Fundido Nodular	173000	0,3	Ferro fundido cinzento (graf. lamelar)	113000	.	161,4
			Ferro fundido nodular	173000		173,9
			Ferro fundido cinzento (graf. lamelar)	118000		156,6
Ferro Fundido cinzento (grafite lamelar)	126000 ./. 118000	.	Ferro fundido cinzento (grafite lamelar)	118000	.	146,0 ./. 143,7
Aço	206000	0,3	Celaron	7850	0,5	56,4