



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

MESTRADO EM ENGENHARIA AUTOMOTIVA

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

---

**WALTER SILVERIO PELLIZZARI JR**

PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM  
RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL  
DE PEQUENO PORTE

Trabalho de Curso apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Automotiva

**CONSULTA  
FMP-15**

São Paulo  
2002



**WALTER SILVERIO PELLIZZARI JR**

PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM  
RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL  
DE PEQUENO PORTE

Trabalho de Curso apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Automotiva

**Área de Concentração:**

Engenharia Mecânica – Transmissões  
Automotivas

**Orientador:**

Professor Doutor Ronaldo de Breyne  
Salvagni

**Co-orientador:**

Professor Omar Moore de Madureira

São Paulo  
2002



## AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos ao professor Omar Moore de Madureira pelo grande incentivo, inspiração e pela inestimável orientação.



## RESUMO

O presente trabalho acompanha o projeto de uma proposta alternativa de transmissão automática, desde a fase de verificação de necessidade, concepção do referido projeto, passando pelas fases de apresentação de alternativas, escolha de solução até o projeto básico. As hipóteses e os modelamentos aqui apresentados serão utilizados para a construção de modelos para serem usados no desenvolvimento experimental para a fase seguinte ao projeto básico, reduzindo o tempo de construção de protótipos e projeto de componentes. Cada uma das fases de um projeto pode ser verificada neste trabalho, baseado em seqüência cronológica dos eventos, incluindo-se o cronograma geral até a implementação e os custos envolvidos. Durante as fases do projeto, elementos análise de valor, escolha de alternativas, custeamento de projetos, dimensionamento de máquinas, termodinâmica, teoria de controle e projeto de componentes são utilizados. A conclusão deste estudo prevê o projeto inicial do sistema, com a apresentação de desenho de conjunto preliminar, com os principais componentes dimensionados, incluindo verificação ao tempo de vida útil.



## ABSTRACT

This report deals with the development of an alternative for automatic transmission, beginning with the case study through project conception, alternative development and selection, up to basic project. The hypothesis and modeling presented in this report will lead to speed up the experimental and part development, during the executive project phase, resulting also in timing pull ahead. The above mentioned phases are included in the program master timing chart, and the engineering costs and expenses estimated for the whole program. The development of the transmission is consistent with elements of Value Chain analysis, alternative selection, and program costing, machine designing, thermodynamics and control theory. The report conclusion includes an assembly drawing with the main components verified including dimensional check and fatigue analysis.



## SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS .....	III
RESUMO .....	IV
ABSTRACT .....	V
LISTA DE FIGURAS .....	VIII
LISTA DE TABELAS .....	X
LISTA DE SÍMBOLOS .....	XI
1. INTRODUÇÃO .....	01
2. PLANEJAMENTO DO PROJETO DO PRODUTO .....	02
2.1. Objetivo do Projeto .....	02
2.2. Necessidade a Ser Satisfeita .....	02
2.3. Descrição dos Consumidores Alvos .....	05
2.3.1. Idade dos Compradores .....	05
2.3.2. Compradores por Classe Social .....	05
2.3.3. Compradores por Sexo .....	05
2.3.4. Consideração de Transmissão Automática por Sexo – Veículo Atual .....	05
2.4. Informações sobre o Mercado Automobilístico .....	06
2.4.1. Determinação de Volume de Produção .....	06
2.5. Análise de Entradas e Sidas do Sistema .....	08
2.6. Especificações Técnicas .....	09
2.6.1. Entradas .....	09
2.6.2. Especificações Funcionais .....	09
2.6.3. Especificações Operacionais .....	10
2.6.4. Especificações Construtivas .....	11
3. VIABILIDADE DO PROJETO .....	12
3.1. Propostas Possíveis a Serem Estudadas .....	12
3.1.1. Análise de Funções .....	12
3.1.2. Soluções Possíveis .....	13
4. PROJETO BÁSICO .....	15
4.1. Seleção de Alternativas .....	15
4.2. Estimativa de Custo de Desenvolvimento .....	18

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

4.2.1. Tempos de Desenvolvimento .....	18
4.2.2. Custos de Testes e Desenvolvimento .....	18
4.2.3. Grupo de Trabalho (alocação média durante todo o programa) .....	19
4.2.4. Custos de Implantação da Nova Transmissão .....	19
4.3. Determinação das Relações de Engrenamento .....	21
4.4. Descrição do Sistema de Transmissão .....	24
4.4.1. Sistema de Seleção de Marchas .....	24
4.4.2. Funcionamento Básico do Sistema (com direção não esportiva) .....	25
4.4.3. Funcionamento Básico do Sistema (com direção esportiva) .....	27
4.4.4. Esquema do Sistema de Transmissão .....	33
4.4.5. Modelamento do Sistema de Transmissão .....	35
5. PROJETO BÁSICO DOS CONJUNTOS .....	37
5.1. Projeto dos componentes e subsistemas .....	37
5.1.1. Dimensionamento das polias e correia .....	37
5.1.2. Dimensionamento dos Eixos .....	41
5.1.2.1. Dimensionamento do Eixo Primário .....	42
5.1.2.2. Dimensionamento do Eixo Secundário .....	54
5.1.2.3. Dimensionamento do Eixo de Saída .....	70
5.1.3. Dimensionamento das Engrenagens .....	79
5.1.3.1. Dimensionamento da Engrenagem para marcha à frente .....	80
5.1.3.2. Dimensionamento da Engrenagem para marcha à frente (eixo Saída) .....	83
5.1.3.3. Dimensionamento da Engrenagem para marcha a Ré .....	85
5.2. Determinação do Sistema de Controle .....	87
5.3. Determinação do Sistema de Atuação .....	90
5.3.1. Dimensionamento do Garfo do Acionamento .....	92
5.4. Análise Termodinâmica do Acoplamento Polia e Correia .....	93
5.4.1. Determinação da taxa de Calor Transferida às Polias .....	93
5.4.2. Determinação da taxa de Aumento de Temperatura .....	97
5.4.3. Análise dos Valores Encontrados .....	99
6. CONCLUSÕES .....	100
7. ANEXOS (Desenhos de Conjunto) .....	101
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	106

**LISTA DE FIGURAS**

Figura 01 – Curvas de Torque e Potência do Motor 1,0 litro estudado .....	04
Figura 02 – Gráfico de faixa etária de compradores de veículos “populares” .....	05
Figura 03 – Curvas de Participação do Produto no Mercado Automobilístico .....	06
Figura 04 – Diagrama de Operação do Sistema .....	13
Figura 05 – Organograma Geral do Projeto .....	20
Figura 06 – Curvas de Forças Trativas .....	23
Figura 07 – Esquema de Seleção de Marchas .....	24
Figura 08 – Forças Trativas para Transmissão de Engrenamento Variável (variação de 10%) .....	26
Figura 09 – Acelerações para Transmissão de Engrenamento com 6 Marchas (plano horizontal) .....	28
Figura 10 – Curva final de acelerações para Transmissão de Engrenamento Variável (variação de 10%) .....	29
Figura 11 – Curvas de performance para seleção de direção esportiva (Tempo decorrido e Espaço percorrido) .....	31
Figura 12 – Curvas de Velocidade e Espaço percorrido para direção esportiva .....	32
Figura 13 – Esquema do Sistema de Transmissão .....	33
Figura 14 – Funcionamento do Sistema de Transmissão .....	34
Figura 15 – Transmissão por Correia com polias de raios $R_1$ e $R_2$ .....	37
Figura 16 – Variação dos Raios das polias e relação de engrenamento .....	39
Figura 17 – Determinação da variação de posição da Polia .....	40
Figura 18 – Variação dos Raios e posições das polias e relação de engrenamento .....	40
Figura 19 – Dimensão e Esquema de Forças atuantes no Eixo Primário .....	42
Figura 20 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Primário (maior relação) .....	45
Figura 21 – Reta de Goodman para Vida Infinita .....	47
Figura 22 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Primário (menor relação) .....	52
Figura 23 – Dimensão e Esquema de Forças atuantes no Eixo Secundário .....	54
Figura 24 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Secundário .....	57
Figura 25 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Secundário .....	62
Figura 26 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Secundário .....	67



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

Figura 27 – Dimensão e Esquema de Forças atuantes no Eixo de Saída .....	70
Figura 28 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo de Saída .....	73
Figura 29 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo de Saída .....	77
Figura 30 – Variação da Velocidade em função da posição do pedal do Aceler. ...	87
Figura 31 – Esquema de Funcionamento do Sistema de Movimentação da Polia	90
Figura 32 – Variação do Escorregamento Polia e Correia x Força Aplicada .....	92
Figura 33 – Determinação da Superfície de Controle .....	94
Figura 34 – Taxa de Calor transferido para Polias para menor diâmetro .....	95
Figura 35 – Aumento de Temperatura na região de contato com a Correia .....	97

**LISTA DE TABELAS**

Tabela I – Entradas e Saídas para o sistema de transmissão .....	08
Tabela II – Descrição de Funções da Transmissão Manual .....	12
Tabela III – Alternativas a serem estudadas .....	16
Tabela IV – Escolha de Alternativas .....	17
Tabela V – Relações de Marcha do Sistema .....	22

**LISTA DE SÍMBOLOS**

$I_{\text{motor}}$	Momento de Inércia equivalente do motor
$I_{\text{eixo1}}$	Momento de Inércia do eixo de entrada (polias)
$I_{\text{eixo2}}$	Momento de Inércia do eixo secundário (polias e engrenagens)
$I_{\text{eixosaida}}$	Momento de Inércia do eixo de saída (incluindo engrenagens)
$T_{\text{motor}}$	Torque de saída do motor
$T_{\text{eixo1}}$	Torque de saída do eixo de entrada
$T_{\text{eixo2}}$	Torque de entrada do eixo secundário
$T_{\text{engr}}$	Torque de entrada no eixo secundário
$T_{\text{engrsaida}}$	Torque de saída do par de engrenagens
$T_{\text{saida}}$	Torque de saída do diferencial
$\omega_{\text{motor}}$	Velocidade angular do motor
$\omega_{\text{eixo2}}$	Velocidade angular do eixo secundário
$i_{\text{polia}}$	Relação de engrenamento da polia variável
$i_{\text{engr}}$	Relação de engrenamento do par de engrenagens
$i_{\text{difer}}$	Relação de engrenamento do diferencial
$\rho$	Massa específica do Ar
$A$	Área frontal do veículo
$v$	Velocidade instantânea do veículo
$c_x$	Coefficiente de Arrasto do Veículo
$f$	Coefficiente de Resistência ao Rolamento
$R_1, R_2$	Raio da Polia Motora, Polia Movida
$\alpha$	Ângulo de abraçamento
$\alpha'$	Ângulo entre Forças na Correia e Plano Vertical
$\beta$	Ângulo da correia em "V"
$d$	Distância entre centros (Eixo 1 e eixo 2)
$f$	Coefficiente de atrito entre correia e polia
$m'$	Massa da correia por unidade de comprimento
$S_n$	Tensão corrigida para vida infinita ( $10^6$ ciclos)
$S_n'$	Tensão máxima para vida infinita ( $10^6$ ciclos)
$C_L$	Fator de Carga

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

$C_G$	Fator de Gradiente
$C_S$	Fator de Superfície
$\sigma_N$	Tensão Normal devido a Força Normal
$\sigma_M$	Tensão Normal devido ao Momento
$\tau$	Tensão de Cisalhamento devido ao Torque
$\sigma_m$	Tensão Normal Média
$\tau_m$	Tensão de Cisalhamento Média
$\sigma_a$	Tensão Normal Alternada
$\tau_a$	Tensão de Cisalhamento Alternada
$\psi$	Ângulo da Hélice
$\varphi_N$	Ângulo de pressão no plano normal
$\varphi$	Ângulo de pressão real
$F_T$	Força Tangencial
$C_P$	Coefficiente Elástico
$K_V$	Fator de Velocidade
$K_0$	Fator de Sobrecarga
$K_M$	Fator de Montagem
$d_p$	Diâmetro do Círculo de Base
$I$	Fator de Geometria
$CR$	Raio de Contato
$k_r$	Fator Confiabilidade
$k_t$	Fator de Temperatura
$k_{ms}$	Fator de Tensão Média
$P$	Diâmetro Primitivo
$b$	Largura de Face em polegadas
$J$	Fator Geométrico
$k$	Condutividade Térmica
$L$	Comprimento da Polia
$R_{POLIA}$	Raio da Polia
$R_{EIXO}$	Raio Externo do Eixo da Polia
$T_{POLIA}$	Temperatura da Polia
$T_{EIXO}$	Temperatura Externa do Eixo da Polia



## 1. INTRODUÇÃO

Os veículos de motorização 1,0 litro são atualmente os veículos mais vendidos no mercado. As principais montadoras possuem veículos com esta característica, sendo para cada uma destas montadoras, seus veículos mais vendidos. No ano de 2002, sete lançamentos visavam este mercado.

Os opcionais dos veículos de motorização 1,0 litro, que até o ano de 1995 só possuíam ar quente e no máximo ar condicionado, vão atualmente de pacotes elétricos até transmissões semi-automáticas.

O objetivo deste trabalho é oferecer a um veículo de motorização 1,0 litro uma alternativa de transmissão de relação continuamente variável, de operação similar aos modelos automáticos ou semi-automáticos, porém com custo compatível a este mercado, extremamente sensível a variações de custos e preços.

O projeto compreenderá o estudo de viabilidade, projeto básico de componentes, dimensionamento de subsistemas e equacionamento do sistema de controle. O projeto do sistema de controle e estudos de compatibilidade e convergência não serão objetos deste trabalho.



## 2. PLANEJAMENTO DO PROJETO DO PRODUTO

### 2.1 - Objetivo do Projeto:

Estudar a viabilidade, definir parâmetros e desenvolver o projeto básico de um sistema de mudança automática de marchas sem a intervenção do usuário, para veículo de motorização 1,0 litro.

O sistema a ser desenvolvido deverá ter tanto a opção de seleção gradativa de marchas com relações pré-definidas, quanto permitir a seleção de marchas discretas por meio de escalonamento (subida e descida de marcha). Durante o funcionamento na opção seleção automática, o sistema poderá alterar seu controle de trocas de marchas, objetivando menor consumo (padrão) ou maior aceleração (direção esportiva), conforme escolha realizada pelo usuário.

### 2.2 - Necessidade a Ser Satisfeita

Oferecer alternativa de transmissão com troca automática de relação de engrenamento, permitindo ao veículo ir de velocidades desde zero km/h até a velocidade final de 170 km/h, conforme configuração atual, sem a necessidade de mudança de marchas pelo usuário. O usuário atuará apenas na seleção entre os dois métodos de mudança de marchas:

- Seleção de Marchas controlada automaticamente;
- Seleção de Marchas por escalonamento (para cima ou para baixo).

O projeto visa o desenvolvimento de transmissão exclusivamente para a aplicação em veículo classificado como veículo “popular” (veículos de motorização 1,0 litro). O veículo selecionado, no caso o Ford modelo “Ka”, é equipado com um

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

motor de 1,0 litro que gera 47,8 kW de potência a 6.000 rpm e 87 Nm de torque máximo a 3.250 rpm (a curva do motor pode ser vista no gráfico 01).

Atualmente, para veículos de classificação médios (sedan entre R\$ 30 mil até R\$ 35 mil) que ofereçam transmissão automática, tem-se a proporção de um veículo com transmissão automática para cada quatro vendidos (aproximadamente 25% do mercado de veículos médios de mercado potencial).



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

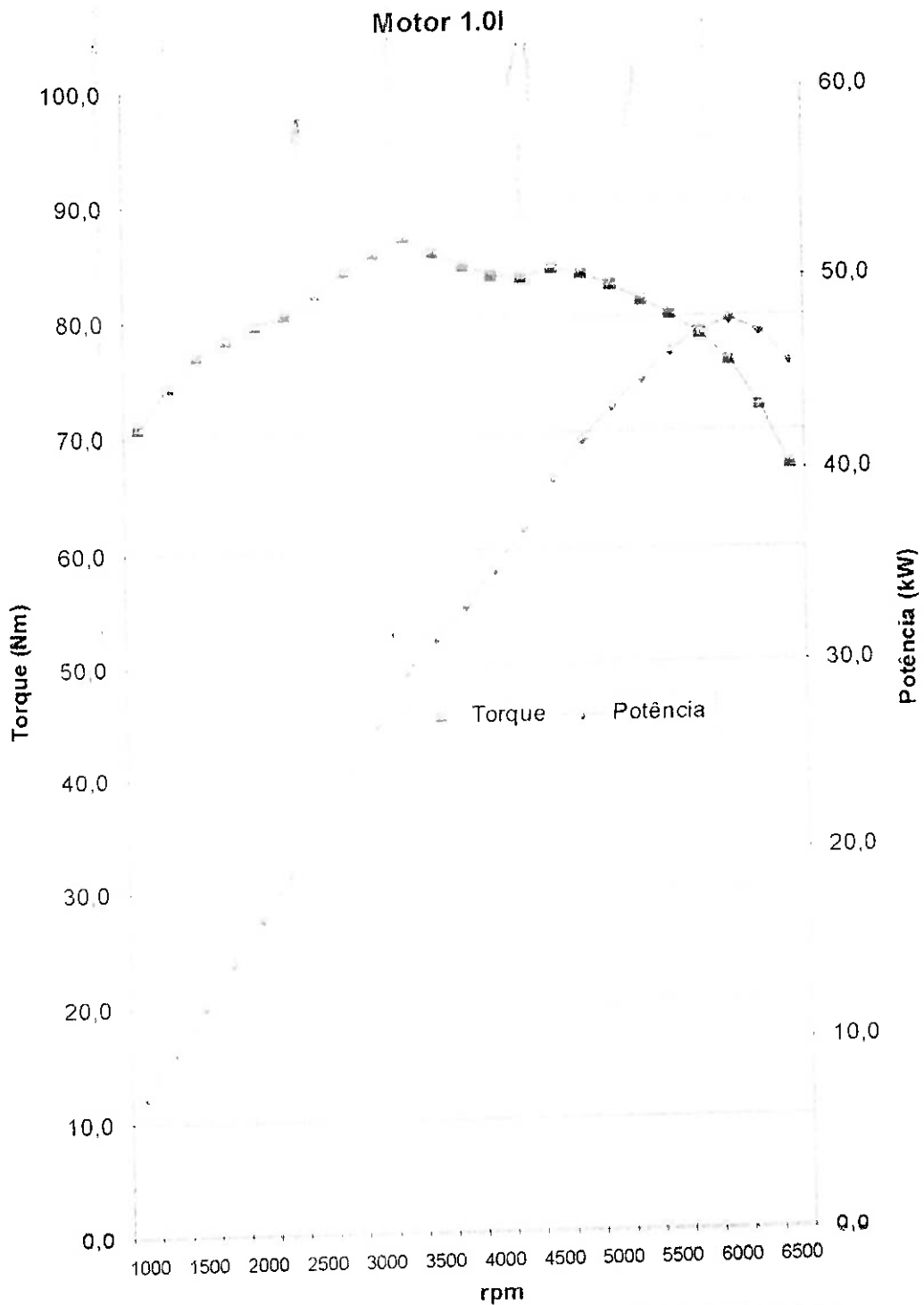


Figura 01 – Curvas de Torque e Potência do Motor 1,0 litro estudado





### 2.3 – Descrição dos Consumidores Alvos

Os veículos “populares” dotados de motor 1,0 litro têm como público alvo os consumidores com características listadas a seguir e valores anuais de vendas:

#### 2.3.1 - Idade dos Compradores:

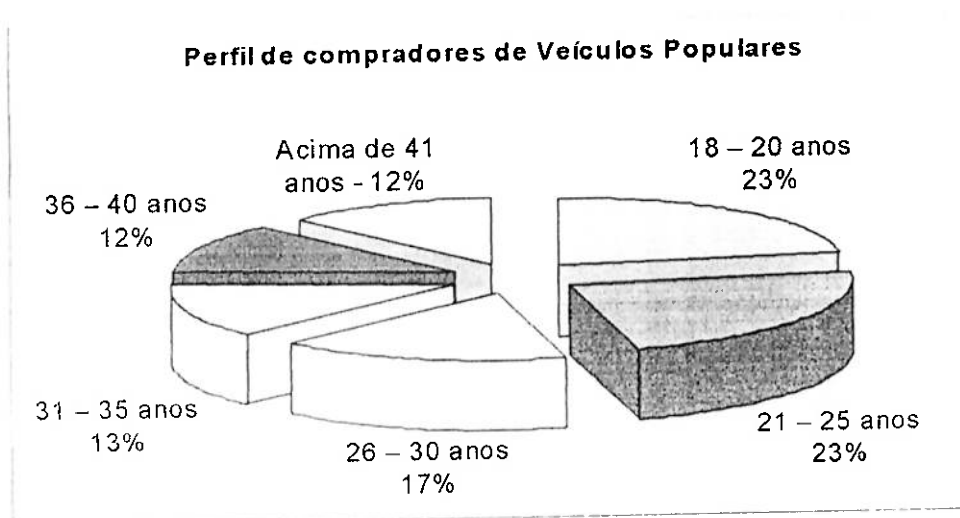


Figura 02 – Gráfico de faixa etária de compradores de veículos “populares”

#### 2.3.2 – Compradores por Classe Social

Alta	65%	9.360 unidades / ano
Média Alta	30%	4.320 unidades / ano
Média	05%	720 unidades / ano

#### 2.3.3 – Compradores por Sexo

Mulheres	55%	7.920 unidades / ano
Homens	45%	6.480 unidades / ano

#### 2.3.4 – Consideração de Transmissão Automática por Sexo – Veículo

Atual

Mulheres	40%	7.200 unidades / ano
Homens	25%	4.500 unidades / ano



## 2.4 - Informações sobre o Mercado Automobilístico

### 2.4.1 – Determinação de Volume de Produção

O produto a ser substituído (transmissão manual) tem custo total de produção de R\$ 810,00 e volume de produção de 1.500 unidades por mês (18.000 unidades por ano). O custo de produção do produto representa aproximadamente R\$ 1.650,00 no valor final do veículo, para câmbio de US\$1,00 = R\$ 3,00.

Baseando-se em um custo de 30 a 40% superior (de R\$ 2.145,00 a 2.310,00) para uma mesma configuração de veículo e motor, o volume esperado de substituição inicial seria de 40% do total de vendas (600 unidades por mês) e volume incremental de 600 unidades, totalizando 1.200 unidades por mês (14.400 unidades por ano em mercado total um milhão de unidades).

Estes valores representam uma participação inicial de 1,44% do mercado total de veículos “populares”, na versão automática. O ciclo de vida prevista para este produto seria seis anos, a partir da data de início de produção. A partir destes valores, é possível projetar a participação do produto em todo o tempo de vida (Figura 03).

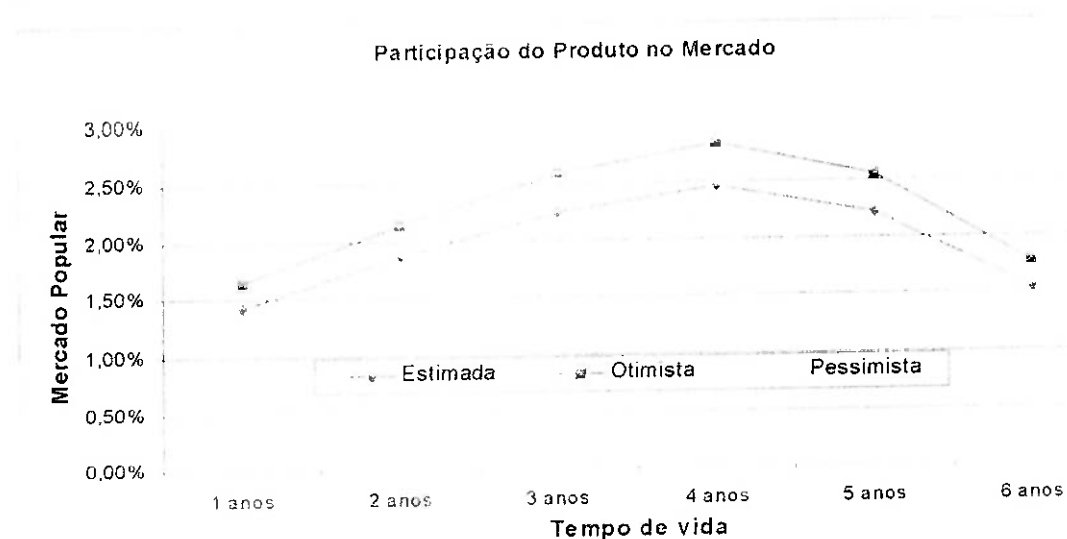


Figura 03 – Curvas de Participação do Produto no Mercado Automobilístico



Pode-se encontrar, atualmente em produção, os seguintes produtos concorrentes ao desenvolvido neste projeto:

**- Veículos linha FIAT**

Atualmente em produção no veículo Palio, lançado em 2000, para veículos com motorização 1,0 litro. Este sistema opera similarmente ao sistema manual, com sistema de trocas de marcha comandado pelo usuário, porém sem a necessidade de utilização do pedal de embreagem.

**- Veículos linha General Motors**

Atualmente em produção no novo veículo Corsa, lançado em 2002, para veículos com motorização 1,0 litro e 1,8 litro opção de embreagem automática. O funcionamento é idêntico ao do veículo Palio.

**- Veículos linha Volkswagen**

Atualmente em produção no Pólo, lançado em 2002, para motorização 1,6 litro, 1,8 litro e 2,0 litros com embreagem automática. O funcionamento é idêntico ao do veículo Palio.



### 2.5 - Análise de Entradas e Saídas do Sistema.

A seguir tem-se um estudo das entradas e saídas desejáveis e indesejáveis para o sistema de transmissão (tabela 01):

#### **ENTRADAS DESEJÁVEIS**

- Comando do motorista (posição do acelerador)
- Torque disponível do motor em determinada rotação
- Inclinação / Aclive do Solo
- Velocidade do veículo

#### **SAÍDAS DESEJÁVEIS**

- Controle ótimo da relação de engrenamento
- Torque na roda necessário para otimizar o desempenho do veículo



#### **ENTRADAS INDESEJÁVEIS**

- Variações bruscas de velocidade
- Falhas no motor
- Comandos errados do motorista
- Variações bruscas de torque
- Choques no motor

#### **SAÍDAS INDESEJÁVEIS ACEITÁVEIS**

- Torque diferente do que necessário
- Alterações no desempenho
- Consumo maior do veículo
- Ruído, vibração e aquecimento excessivo
- Relação de engrenamento não-otimizada

Tabela I – Entradas e saídas para o sistema de transmissão



## 2.6 - Especificações Técnicas

### 2.6.1 - Entradas:

- a. Potência máxima de entrada – 47,8 kW a 6.000 rpm, conforme curva de potência da figura 01;
- b. Rotações de operação – 750 a 6.500 rpm;
- c. Torque máximo de entrada - 87 Nm a 3.250 rpm, conforme curva de torque da figura 01;

### 2.6.2 – Especificações Funcionais:

- a. Conforto – Curva de ruído menor em todas as rotações (de 0 a 6.000 rpm) 2 a 3 dB (A) comparado com a curva de ruído do veículo equipado com transmissão manual. Em valores absolutos, máximo de 50 dB (A) em marcha lenta e 60 dB (A) em rotação de potência máxima (6.000 rpm) em quarta marcha e ausência de variações bruscas da relação de engrenamento (torque);
- b. Desempenho – Torque máximo de saída 1.690 Nm disponível no eixo dianteiro, com variação contínua da relação de transmissão entre 4,17 a 0,88 conforme lei de controle  $\pm 10\%$  do ponto de torque máximo;
- c. Segurança – Impossibilidade de engate de marcha ré com veículo em movimento para frente e não permitir a partida do veículo com qualquer marcha engatada ou liberar de marcha no momento da partida do veículo. Resistência a 10 choques consecutivos de engate de primeira e ré.



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

**2.6.3 – Especificações Operacionais:**

- a. Confiabilidade – Funcionamento do sistema de acionamento e controle da relação de engrenamento em 99,999% das solicitações ou 1 falha a cada 2 anos de uso contínuo.
- b. Custos de Operação – Custo de operação a cada 80.000 km deve ser de US\$ 100,00 (incluindo troca de óleo e correia). O custo de operação da caixa atual é de US\$ 35,00 a cada 100.000 km.
- c. Custos de Uso / Consumo – Rendimento energético de 95% e redução de 10% no consumo total do veículo em ciclo padrão Ford conforme abaixo, tanto em condição de estrada quanto em uso urbano, quando não selecionada opção esportiva e consumo no máximo 10% maior na seleção esportiva.

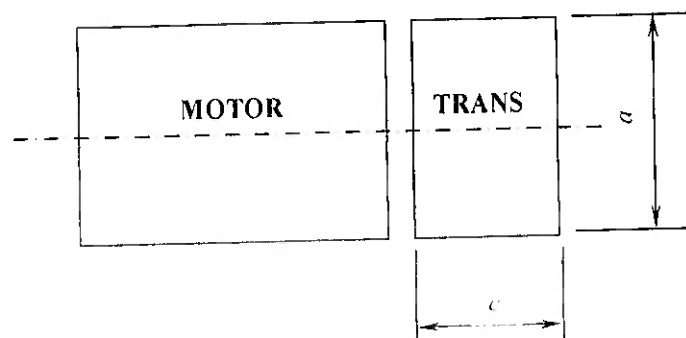
<b>Opções</b>	<b>Objetivos</b>
Econômica	Estrada 16,5 km/l (medido por 4 horas a 120 km/h); Urbano 13,8 km/l (medido em cidade por 4 horas de uso);
Esportiva	Estrada 13,5 km/l (medido por 4 horas a 120 km/h); Urbano 11,3 km/l (medido em cidade por 4 horas de uso);

- d. Durabilidade – Vida útil dos componentes 300.000 km em uso composto 60% em trecho urbano e 40% em estrada;
- e. Mantenabilidade – A transmissão projetada deve ser montada e desmontada seguindo mesmo processo da caixa manual de produção e deve ter troca da correia metálica a cada 40.000 km e troca de óleo da caixa de transmissão a cada 80.000 km. Deve ainda permitir a troca da correia sem a necessidade de desmontagem total da caixa;

**2.6.4 – Especificações Construtivas:**

- a. Dimensões da alavanca de troca – As características de ergonomia devem ser mantidas, sendo portanto a posição e altura da alavanca idênticas à transmissão atual
- b. Dimensões máximas – As dimensões máximas devem obedecer ao volume disponível no veículo, removida a transmissão atual.

Objetivos:   Largura (l)            $\leq 435$  mm;  
                  Altura (a)            $\leq 450$  mm;  
                  Comprimento (c)        $\leq 435$  mm.



- c. Massa máxima do conjunto – De 60% a 80% da massa da transmissão atual.

Objetivo:    Massa total do conjunto entre 60 a 80 kg.



### 3. VIABILIDADE DO PROJETO

#### 3.1 – Propostas Possíveis a Serem Estudadas

##### 3.1.1 – Análise de Funções

Para a análise de alternativas a serem propostas, inicia-se com a determinação das funções da caixa de transmissão manual em produção pelo método de análise de funções (tabela 02). Para simplificar o estudo das funções, a transmissão será dividida em 5 componentes básicos (primeira coluna da tabela).

Componente	Função Básica	Subsistema
Carcaça	Proteger sistema	F
Alavanca	Selecionar marcha	C
	Mudar marcha	D
Eixos e engrenagens	Transmitir torque	B
Usuário	Controlar seleção	E
Embreagem	Acoplar sistema	A
	Desacoplar sistema	A

Tabela II – Descrição de Funções da Transmissão Manual

A partir desta análise do sistema, divide-se cada alternativa em 6 subsistemas (ver figura 04):

- A – Acoplamento (motor / transmissão);
- B – Transmissão de torque;
- C – Sistema de seleção de marcha;
- D – Sistema de acionamento;
- E – Sistema de controle de seleção;
- F – Sistema de proteção.



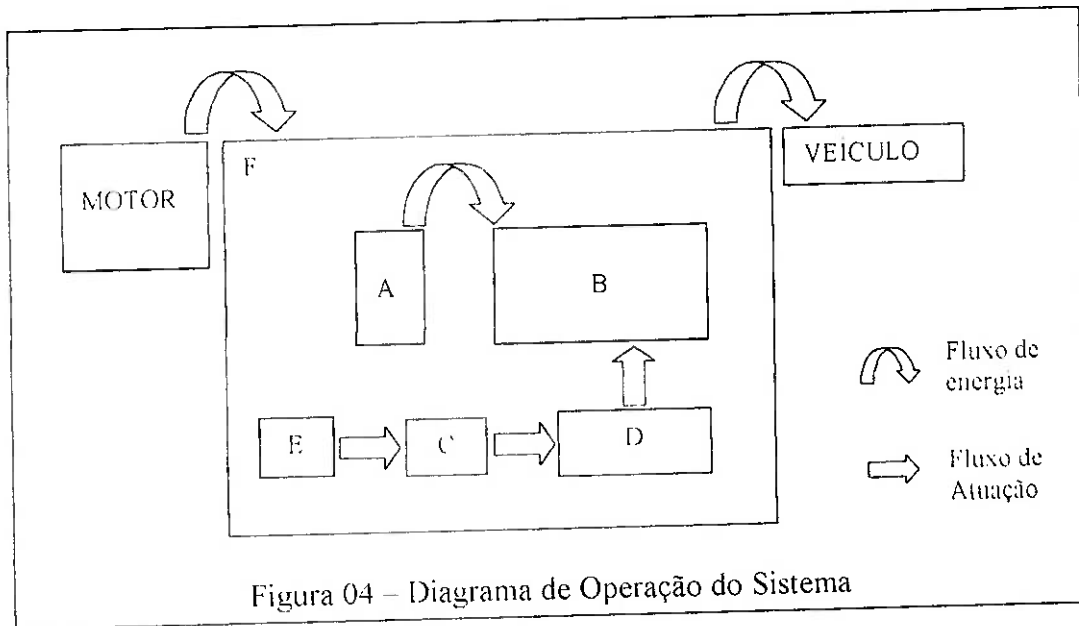


Figura 04 – Diagrama de Operação do Sistema

### 3.1.2 – Soluções Possíveis

Para cada subsistema determinado, associam-se possíveis componentes que realizariam as mesmas funções anteriormente estabelecidas. A combinação cada um destes componentes permitirá a obtenção de soluções alternativas que realizem as mesmas funções de uma transmissão, porém visando o controle de seleção automático, sem a intervenção do usuário.

#### **A – Acoplamento (motor / transmissão):**

- 1 – Conversor de Torque;
- 2 – Embreagem automática;
- 3 – Polias variáveis;
- 4 – Embreagem hidráulica.

#### **B – Transmissão de Torque;**

- 1 – Par de engrenagens;
- 2 – Polias;
- 3 – Discos de atrito.

#### **C – Sistema de Seleção de Marcha;**

- 1 – Alavanca (posição única);



- 2 – Alavanca (posição individual para cada marcha);
- 3 – Sistema de seleção de "Sobe / Desce";
- 4 – Sistema de chaves elétricas.

**D – Sistema de Acionamento;**

- 1 – Mecânico;
- 2 – Hidráulico;
- 3 – Elétrico / Eletrônico;
- 4 – Pneumático.

**E – Sistema de Controle de Seleção;**

- 1 – Eletrônico;
- 2 – Hidráulico;
- 3 – Mecânico.

**F – Sistema de Proteção.**

- 1 – Carcaça de Ferro;
- 2 – Carcaça de Alumínio.



## 4. PROJETO BÁSICO

### 4.1 – Seleção de Alternativas

Utilizando-se os componentes encontrados para cada função, ter-se-ia um total de 1.152 combinações de possíveis alternativas.

Para efeito de análise final de alternativas, se fixa como objetivo um total de seis propostas. Neste caso, serão necessárias nesta fase reduções de soluções consideradas não viáveis tecnicamente, financeiramente ou ainda soluções que sejam contrárias às especificações pré-determinadas.

Um dos objetivos a serem buscados no produto final é redução de peso. Por ter um peso específico maior, pode-se eliminar todas as alternativas com carcaça da transmissão de ferro fundido (combinação F-1).

Analisando-se viabilidade técnica das propostas do sistema de acionamento, as alternativas que possuem acionamento por sistema elétrico (D3) não pode ser aplicado por se tratar de um sistema que requer complexidade excessiva (motores e posicionadores elétricos).

O sistema de acionamento pneumático (D4) também pode ser eliminado por não permitir correto sistema de posicionamento final, necessitando um sistema de malha fechada para compensar a compressibilidade do fluido (ar), aumentando a complexidade do sistema, bem como o custo exclusivo deste sistema.

O sistema de controle de seleção mecânico (E3) necessitaria de um sistema de lógica de controle por meio de alavancas e cames, o que aumentaria o nível de ruído e aquecimento do sistema completo.

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

O sistema de seleção de marchas por meio de chaves (C4) é descartado por problemas de segurança ao usuário, principalmente durante curvas, que requereria do usuário a troca de marchas com o volante e as mãos do motorista fora da posição de repouso.

Após estas análises chegou-se a seis alternativas possíveis, conforme tabela 03. Para cada alternativa foi possível encontrar equivalências com transmissões existentes no mercado.

Alternativa	A	B	C	D	E	F
Alternativa I "Auto-clutch"	2	1	2	1	1	2
Alternativa II "Automática"	1	3	1	2	2	2
Alternativa III "CVT c/ CT"	1	2	1	2	1	2
Alternativa IV "CTV mecânica"	3	2	1	1	1	2
Alternativa V CVT "up&down"	3	2	3	1	1	2
Alternativa VI "Automática com Embre. Hidr"	4	3	1	2	2	2

Tabela III – Alternativas a serem estudadas

As alternativas serão pontuadas de acordo com notas em diferentes atributos (primeira coluna da tabela 04). As notas vão de 1 (considerado muito abaixo da média), até 5 (muito acima da média). Estas notas serão então multiplicadas pelos pesos indicados nas mesmas colunas. Os pesos indicados foram determinados de acordo com a importância dos atributos para o projeto final. Os valores totais de pontuação indicarão as melhores propostas.



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

Atributo	Peso	Alt. I		Alt. II		Alt. III		Alt. IV		Alt. V		Alt. VI	
		N	Valor	N	Valor	N	Valor	N	Valor	N	Valor	N	Valor
Segurança	0,077	3	0,231	3	0,231	3	0,231	3	0,231	3	0,231	3	0,231
Peso	0,115	3	0,345	1	0,115	2	0,230	5	0,575	5	0,575	1	0,115
Custo Fabricação	0,077	3	0,231	1	0,077	2	0,154	4	0,308	4	0,308	1	0,077
Durabilidade	0,154	2	0,308	5	0,770	4	0,616	3	0,462	3	0,462	5	0,770
Investimento	0,077	5	0,385	2	0,154	2	0,154	4	0,308	4	0,308	2	0,154
Performance	0,077	5	0,385	3	0,231	2	0,154	2	0,154	3	0,231	3	0,231
Complexidade	0,077	5	0,385	1	0,077	3	0,231	4	0,308	4	0,308	1	0,077
Custo de Peças	0,155	4	0,620	1	0,155	2	0,310	5	0,775	5	0,775	1	0,155
Facilidade de Uso	0,038	5	0,190	4	0,152	4	0,152	4	0,152	5	0,190	4	0,152
Nível de Ruído	0,038	3	0,114	5	0,190	2	0,076	1	0,038	1	0,038	5	0,190
Confiabilidade	0,115	3	0,345	3	0,345	3	0,345	2	0,230	2	0,230	3	0,345
<b>TOTAL</b>	<b>1,000</b>	<b>3,539</b>		<b>2,497</b>		<b>2,653</b>		<b>3,541</b>		<b>3,656</b>		<b>2,497</b>	
Classificação		<b>3</b>		<b>5</b>		<b>4</b>		<b>2</b>		<b>1</b>		<b>5</b>	

Tabela IV - Escolha de Alternativas

Com base na tabela de alternativas acima, as soluções com as maiores pontuações são as duas que utilizam o sistema "CVT" ("Continuously Variable Transmission") para transmissão de força. A diferença entre as duas propostas é que a primeira considera seleção de marchas por meio da lógica do sistema (similar ao sistema de transmissão automática) e a segunda considera seleção de marchas por meio de aumento / redução da marcha em uso (similar ao conceito de transmissão manual).

A proposta final a ser estudada neste projeto é composta pela união destas duas alternativas, uma vez que esta composição não aumenta a complexidade técnica dos sistemas de controle e de acionamento.

Esta proposta composta permite ao usuário a escolha entre a seleção contínua de relação de engrenamento (posição Direção) ou a seleção manual da relação (posições acima / abaixo, com relações pré-estabelecidas).



#### 4.2 – Estimativa de Custo de Desenvolvimento

A estimativa de custo do projeto da transmissão contempla os recursos necessários para o desenvolvimento total, a aplicação no veículo e implementação:

##### 4.2.1 - Tempos de Desenvolvimento

• Projeto básico da transmissão:	20 semanas
• Modelamento matemático e teste do modelo:	4 semanas
• Construção de ferramental protótipo:	12 semanas
• Construção de 10 protótipos:	2 semanas
• Testes em bancada:	8 semanas
• Montagem em veículos:	2 semanas
• Testes em veículos:	30 semanas
• Validação final e homologação:	4 semanas
• Construção de Ferramental	36 semanas
• Construção de Ferramental de Usinagem	15 semanas
• Treinamento de Operadores	8 semanas
• Produção Piloto	8 semanas
Estimativa total de tempo	<b>112 semanas</b>

##### 4.2.2 - Custos de Testes e Desenvolvimento:

• Modelamento matemático e teste do modelo:	R\$ 150.000
• Custo de 10 protótipos:	R\$ 300.000
• Custo de testes em bancada (para 5 protótipos):	R\$ 600.000
• Custo de testes em veículos (para 5 protótipos):	R\$ 990.000
• Custo de 5 veículos:	R\$ 105.000
• Validação final e homologação:	R\$ 150.000
Total de custos (incluindo peças e veículos):	<b>R\$ 2.205.000</b>



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

**4.2.3 - Grupo de Trabalho (alocação média durante todo o programa):**

- Coordenador de programa: 1
- Engenheiro de Trem de força: 3
- Engenheiro de Testes: 1
- Projetistas: 0,7 (2 por 2/3 do tempo do programa)
- Engenheiro Experimental: 1
- Mecânicos / Operadores: 3

Estimativa de Custo de engenharia (mão de obra):	R\$ 1.860.000
Total de desenvolvimento (não incluso ferramental):	<b>R\$ 4.065.000.</b>

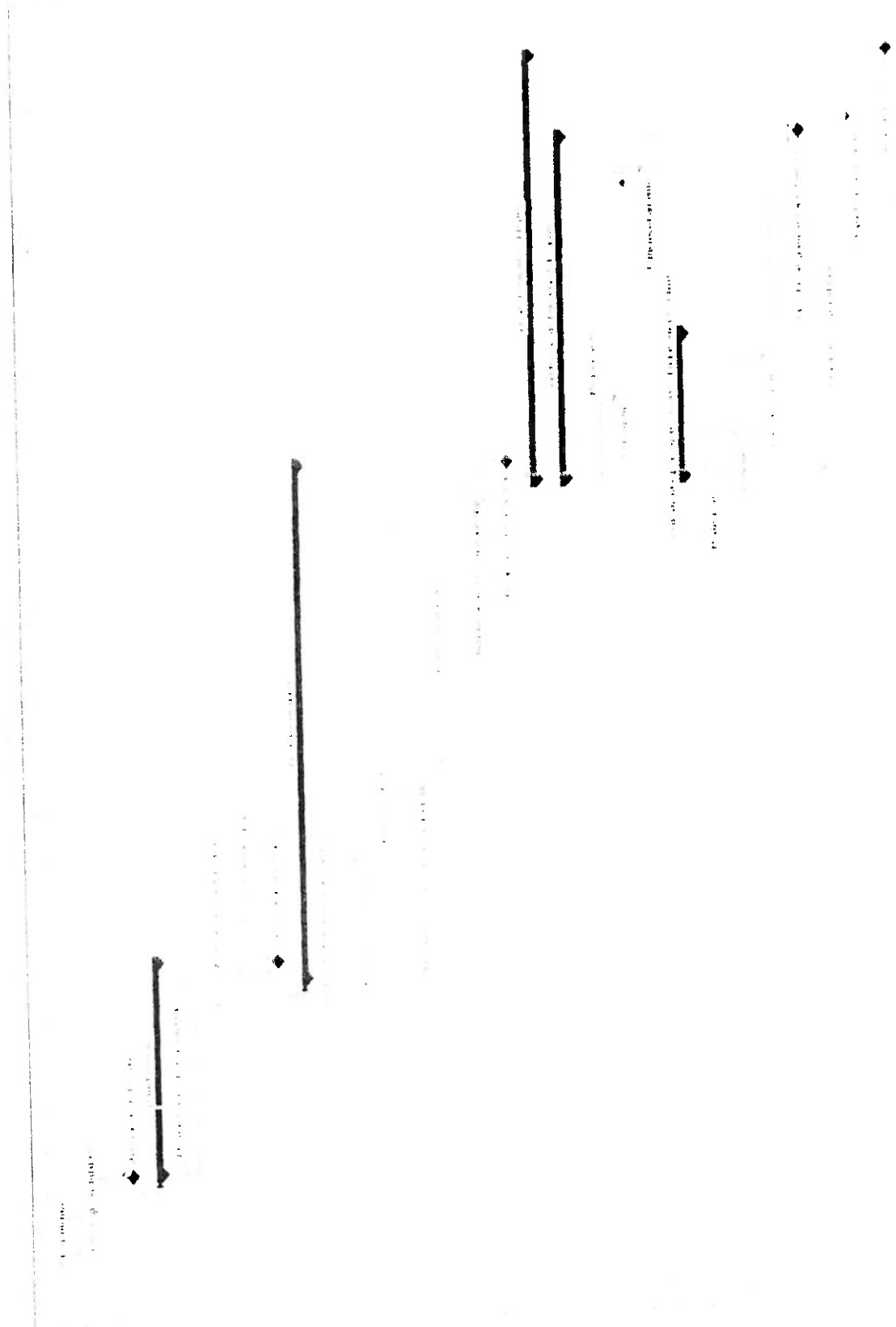
**4.2.4 - Custos de Implantação da Nova Transmissão:**

• Ferramental Carcaça Injetada:	R\$ 5.250.000
• Ferramental Polias:	R\$ 3.600.000
• Ferramental Engrenagens:	R\$ 600.000
• Implementação Manufatura:	R\$ 1.050.000
• Custo Mão-de-obra:	R\$ 450.000
Total de custos (ferramental e atualização):	<b>R\$ 10.950.000</b>
Total de custos (Desenvolvimento e Ferramental):	<b>R\$ 15.015.000</b>

A partir destes valores de estimativa de custos e tempos, pode-se montar o cronograma geral do programa de desenvolvimento (figura 05).



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**







### 4.3 - Determinação das Relações de Engrenamento

Através do gráfico de forças trativas (figura 06), determina-se a cive máximo para partida com aceleração de  $0,2 \text{ m/s}^2$  em primeira marcha para  $\alpha = 54\%$  em PBT. Com isso, a força máxima de saída será <sup>[3]</sup>:

$$F_{acl} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad \text{onde } \sin(\alpha) = 0,4725 \quad m = 1.265 \text{ kg (Peso bruto total)}$$

$$F_{acl} = 5.864 \text{ N}$$

Para velocidades baixas, pode-se admitir que a força de arraste aerodinâmico é desprezível. Portanto, o torque de saída no pneu, para rendimento 99,99% é igual a <sup>[3]</sup>:

$$T_r = (F_{acl} + R_r) \cdot r = (5.864 + 136,9) \cdot 0,281 = 1.686,3 \text{ Nm}$$

$$T_r = T_m \cdot i_d \cdot i_p \quad i_p = T_r / (T_m \cdot i_d) = 1.686,3 / (87 \cdot 4,65) = 4,17$$

Para a seleção da marcha final (no caso de seleção automática) pode-se manter a relação atual da quinta marcha, para poder manter a mesma velocidade final de aproximadamente 170 km/h.

Uma marcha nova será adicionada entre a primeira e a segunda para minimizar a distância entre as duas relações (esta distância pode vista na figura 06).

Marcha adicional (intermediária entre a primeira modificada e a segunda):

$$i_u = (i_1 + i_2) / 2 = (4,17 + 2,04) / 2 = 3,11$$

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

Para seleção semi-automática (selecionando as marchas ascendentes e descendentes), têm-se então um total de seis marchas. Os valores das demais relações serão mantidos os mesmos da transmissão original. Na figura 06 podem-se encontrar as marchas originais e as duas marchas adicionadas (primeira modificada e segunda adicional), bem como a curva limite de aderência do pneu.

Os valores de relação finais são os seguintes:

<b>Marcha</b>	<b>Seleção Automática</b>	<b>Seleção semi-Automática</b>
Primeira marcha	4,17	4,17
Segunda marcha		3,11
Terceira marcha		2,04
Quarta marcha		1,41
Quinta marcha		1,11
Sexta marcha	0,88	0,88
Marcha Ré	3,62	3,62
Relação diferencial	4,65	4,65

Tabela V – Relações de Marcha do Sistema

Para a opção de seleção automática, as relações de marcha irão variar continuamente desde 4,17 até 0,88.



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

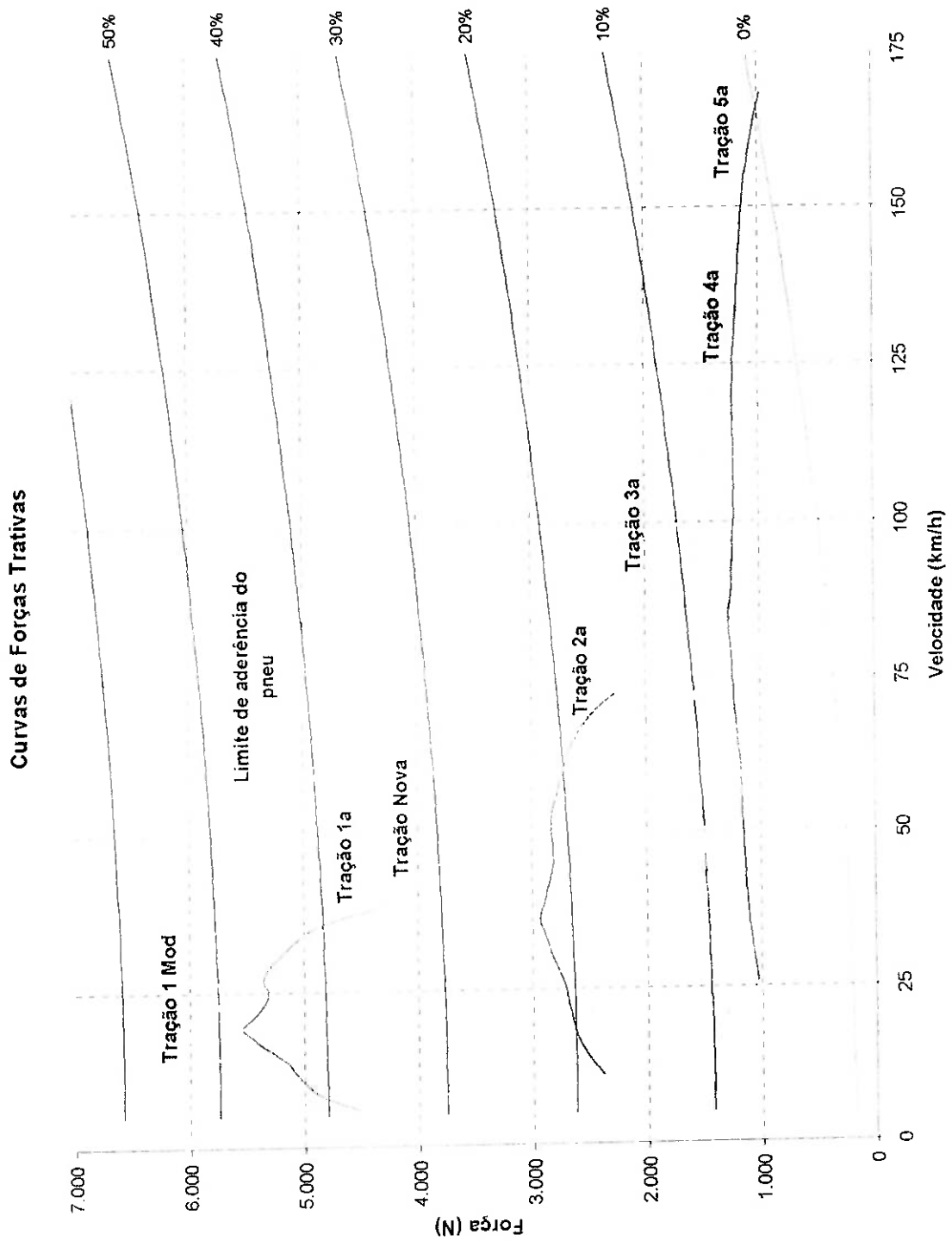


Figura 06 - Curvas de Forças Trativas



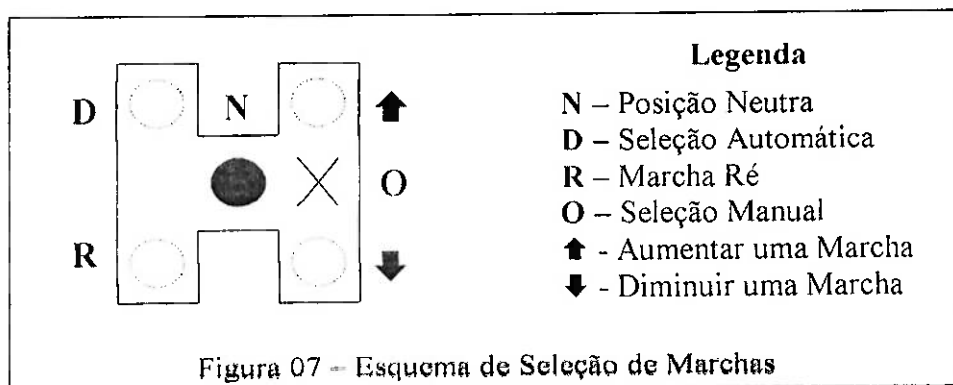
#### 4.4 – Descrição do Sistema de Transmissão

##### 4.4.1 – Sistema de Seleção de Marchas

O sistema poderá funcionar selecionando-se as marchas por meio da lógica automática de engrenamento do sistema ou por seleção de marchas por meio de aumento ou redução da marcha.

Na figura 07 pode-se ver a representação esquemática do sistema de seleção, incluindo-se os dois modos de operação. Quando a alavanca estiver na posição central “X”, as marchas serão selecionadas através de um toque na alavanca para cima ou para baixo, dependendo da necessidade do usuário e respeitando-se o número de máximo de 6 marchas. Uma vez selecionada a opção para cima ou para baixo, a alavanca retorna automaticamente para sua posição de repouso “X”.

Existe ainda para a opção de troca de marcha “esportiva”, selecionada através de um botão no console da transmissão. Ao se acionar este botão, a lógica de seleção de engrenamento será modificada, para manter o veículo nas rotações de máxima aceleração disponível.





#### 4.4.2 – Funcionamento Básico do Sistema (com direção não esportiva)

Quando for selecionada a opção de troca automática (posição “D”), e o botão de troca esportiva não estiver acionado, o sistema de controle sempre buscará o menor consumo de combustível do veículo, o que representa o ponto de consumo específico mínimo ou funcionamento do motor na faixa de torque máximo (dentro de variação de  $\pm 10\%$  de lei de controle).

Após o início de movimento do veículo, a transmissão estará com relação em primeira fixa ( $i = 4,17$ ) até o ponto de torque máximo do motor (3.250 rpm), com velocidade  $V_1$ . A partir desta rotação, a relação irá sendo automaticamente aumentada, caso seja necessário o aumento de velocidade, até a velocidade  $V_6$  (velocidade na rotação de torque máximo em sexta marcha). As velocidades  $V_1$  e  $V_6$  estão determinadas abaixo:

$$V_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega_{roda} \cdot r_{dinamico}}{60} \cdot 3,6$$

$$r_{dinamico} = 0,281m$$

$$V_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega_{motor} \cdot r_{dinamico}}{60 \cdot i_{df} \cdot i_1} \cdot 3,6$$

$$V_6 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega_{motor} \cdot r_{dinamico}}{60 \cdot i_{df} \cdot i_6} \cdot 3,6$$

$$V_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3,250 \cdot 0,281}{60 \cdot 4,65 \cdot 4,17} \cdot 3,6 = 17,75 \text{ km/h}$$

$$V_6 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3,250 \cdot 0,281}{60 \cdot 4,65 \cdot 0,88} \cdot 3,6 = 84,15 \text{ km/h}$$

Na figura 08, podem ser vistas as curvas de força trativa para as relações de engrenamento variando entre 4,17 (1ª marcha) até 0,88 (6ª marcha) e a hipérbole de relação variável, que representa os pontos de torque máximo a cada relação e a curva de resposta para o sistema de seleção de marcha automática. As variações de 10% de tolerância também podem ser verificadas no mesmo gráfico.



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

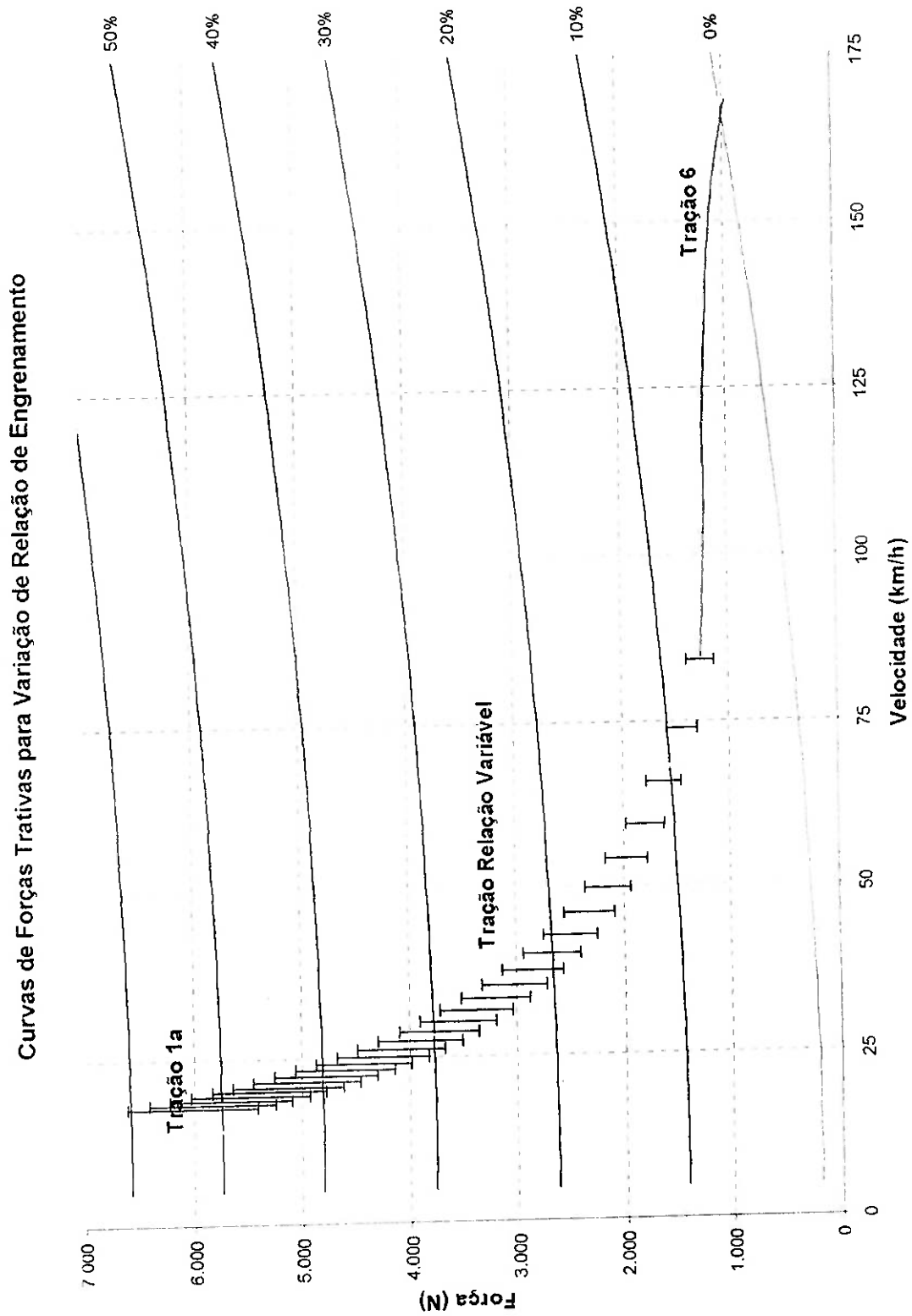


Figura 08 - Forças Traativas para Transmissão de Engrenamento Variável (variação de 10%)



#### 4.4.3 – Funcionamento Básico do Sistema (com direção esportiva)

Quando estiver selecionada a opção de troca automática (posição “D”) com o botão de troca esportiva acionado, a lógica do sistema de controle terá como objetivo manter o veículo nas faixas de maiores acelerações disponíveis, objetivando o menor tempo de retomada de variação de velocidade.

Para determinar os pontos de aceleração máxima, é necessária a determinação das acelerações para cada ponto das curvas de força trativa. Este cálculo será determinado utilizando-se as forças de resistência ao rolamento em plano horizontal (resistência ao aclone = 0) <sup>[3]</sup>.

$$M_{equiv} \cdot a = F_{saida} - F_{active} - F_{arraste} - R_{rol} \quad (1)$$

Onde a massa equivalente é dada por <sup>[3]</sup>:

$$M_{equiv} = m_{veic} \cdot \gamma = m_{veic} \cdot \left[ 1 + (0,04 + 0,25 \cdot 10^{-2} i_{final}^2) \right] \quad (2)$$

$$a = \frac{F_{saida} - F_{active} - F_{arraste} - R_{rol}}{m_{veic} \cdot \left[ 1 + (0,04 + 0,25 \cdot 10^{-2} i_{final}^2) \right]} \quad (3)$$

De posse dos valores de variação de  $i$  e das curvas de torque do motor, determinam-se as acelerações para cada uma das seis marchas, para plano horizontal (figura 09).

Para o sistema automático esportivo, é necessário determinar a curva de resposta com maior aceleração disponível. A curva final de resposta da transmissão para aceleração esportiva pode ser vista na figura 10 (máxima aceleração).

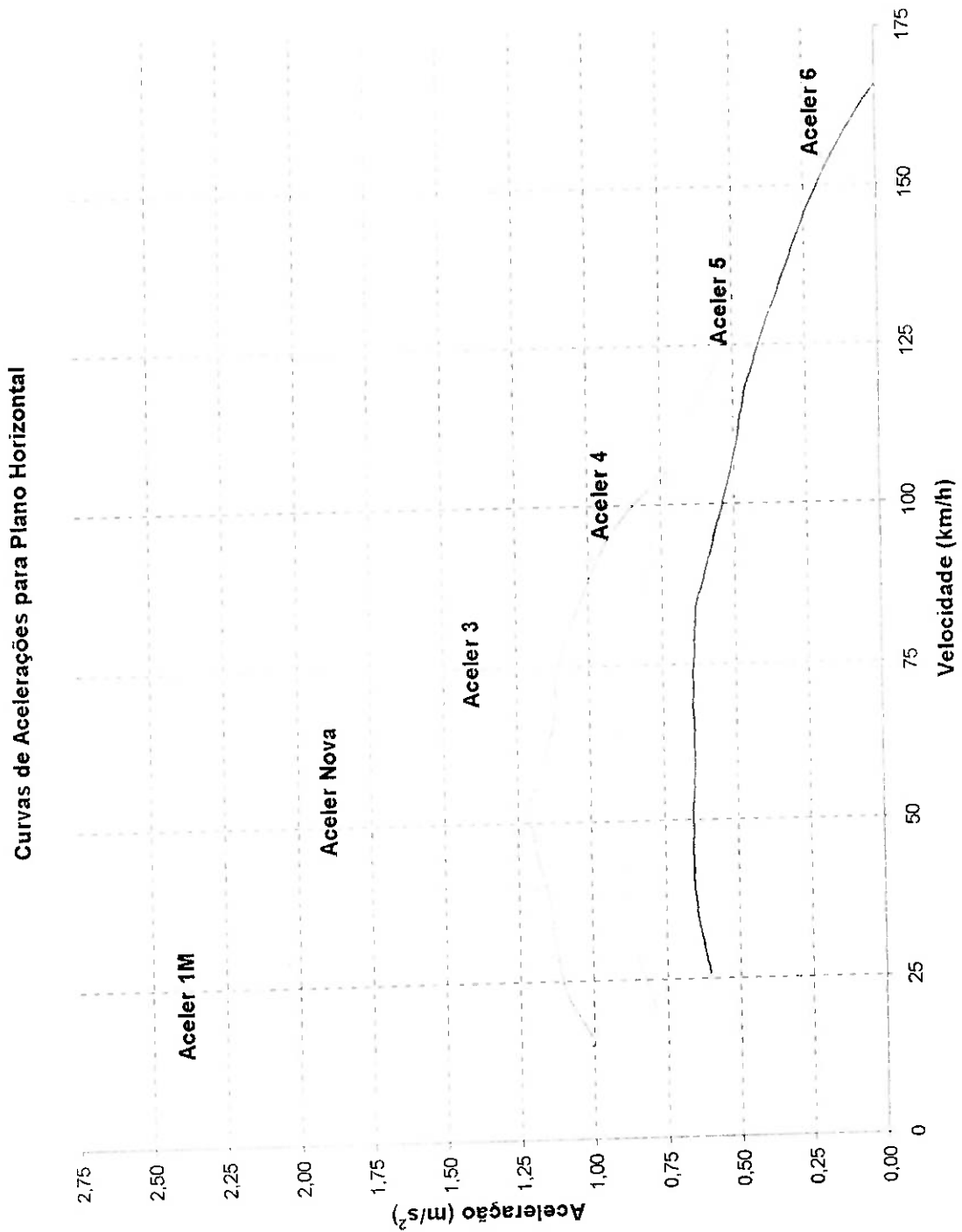


Figura 09 – Acelerações para Transmissão de Engrenamento com 6 Marchas (plano horizontal)





**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

Curvas de Acelerações para Variação de Relação de Engrenamento (Plano Horizontal)

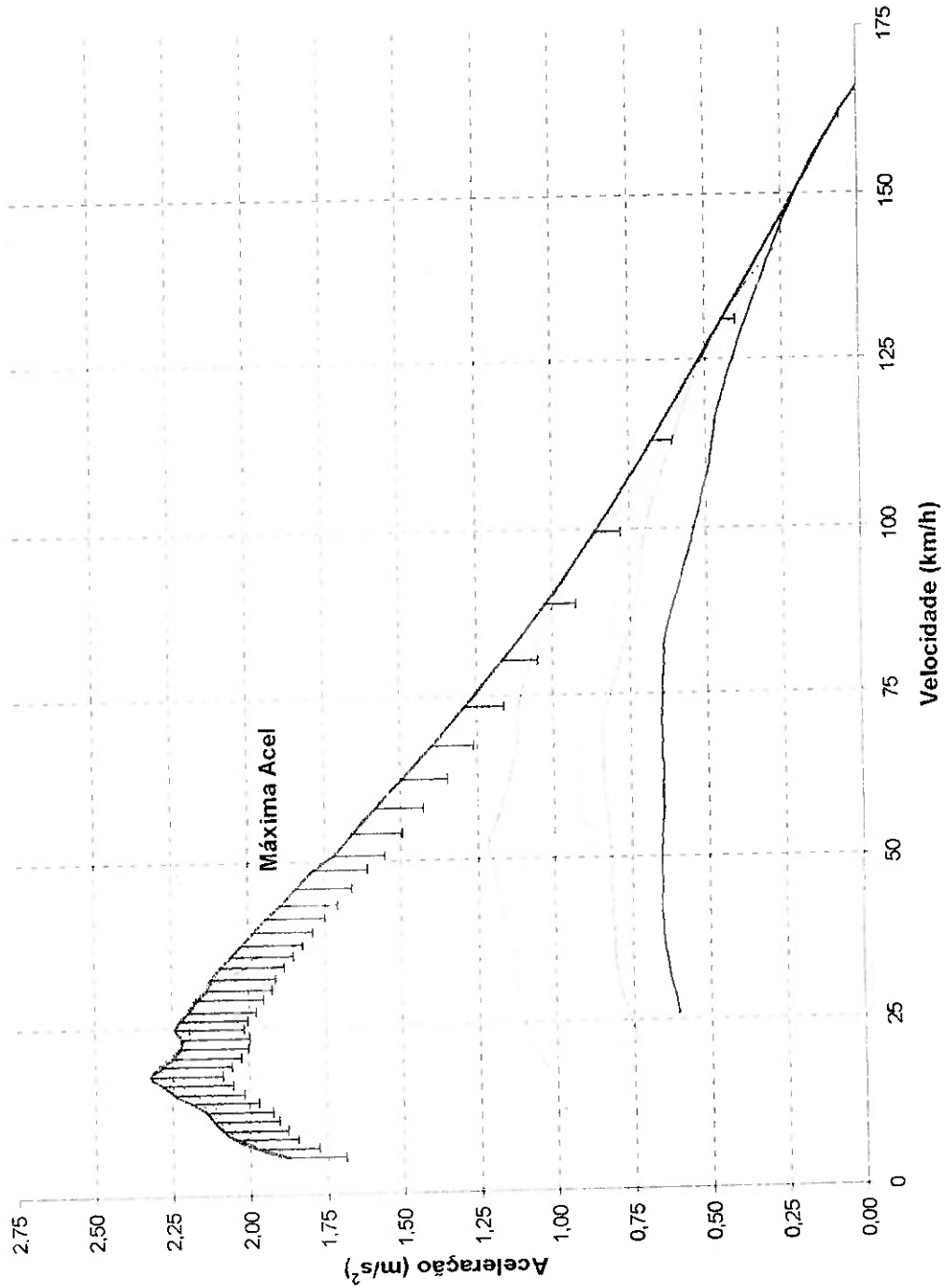


Figura 10 – Curva final de acelerações para Transmissão de Engrenamento Variável (variação de 10%)



Com os valores determinados de aceleração máxima, podem-se obter estimativas de valores de desempenho final do veículo, com as seguintes equações:

Definição de aceleração instantânea  $a = \frac{dV}{dt}$

Admitindo para pequenos intervalos de tempo  $\Delta t \cong dt$ , tem-se:

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad \text{e} \quad \Delta t = \frac{\Delta V}{a} \quad (4)$$

Os valores de  $a$  são conhecidos do gráfico de acelerações (figura 10). Os valores de  $\Delta v$  são determinados a partir de incrementos do eixo X do gráfico. Deste modo, obtêm-se os valores de  $\Delta t$  para cada ponto a partir da equação 4 e com os valores acumulados, o tempo de resposta total.

De maneira análoga, para intervalos pequenos de tempo, determina-se o espaço percorrido pelo veículo quando selecionada a opção de direção esportiva (equação 5).

$$V = \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad \text{e} \quad \Delta s = V \cdot \Delta t \quad (5)$$

Os tempos de resposta e espaço percorrido podem ser vistos na figura 11 e 12, adotando-se  $\Delta V = 5 \text{ km/h}$  e  $\Delta t = 1,0 \text{ s}$ . Um valor de referência para tempo de aceleração de 0 a 100 km/h pode ser determinado graficamente, com o cruzamento da curva de tempo com a abscissa de velocidade igual à 100km/h.

O valor encontrado graficamente é menor do que o tempo determinado para o mesmo veículo e mesma motorização e transmissão manual (medição: Quatro Rodas – Maio 2002), o que confirma a condição de melhor aceleração disponível.

Valor calculado para aceleração câmbio automático ( $t_{0-100} = 13,4 \text{ s}$  e PBT  $t_{0-100} = 18,66\text{s}$ )

Valor medido para aceleração câmbio manual ( $t_{0-100} = 17,6\text{s}$  e PBT  $t_{0-100} = 21,66\text{s}$ )



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

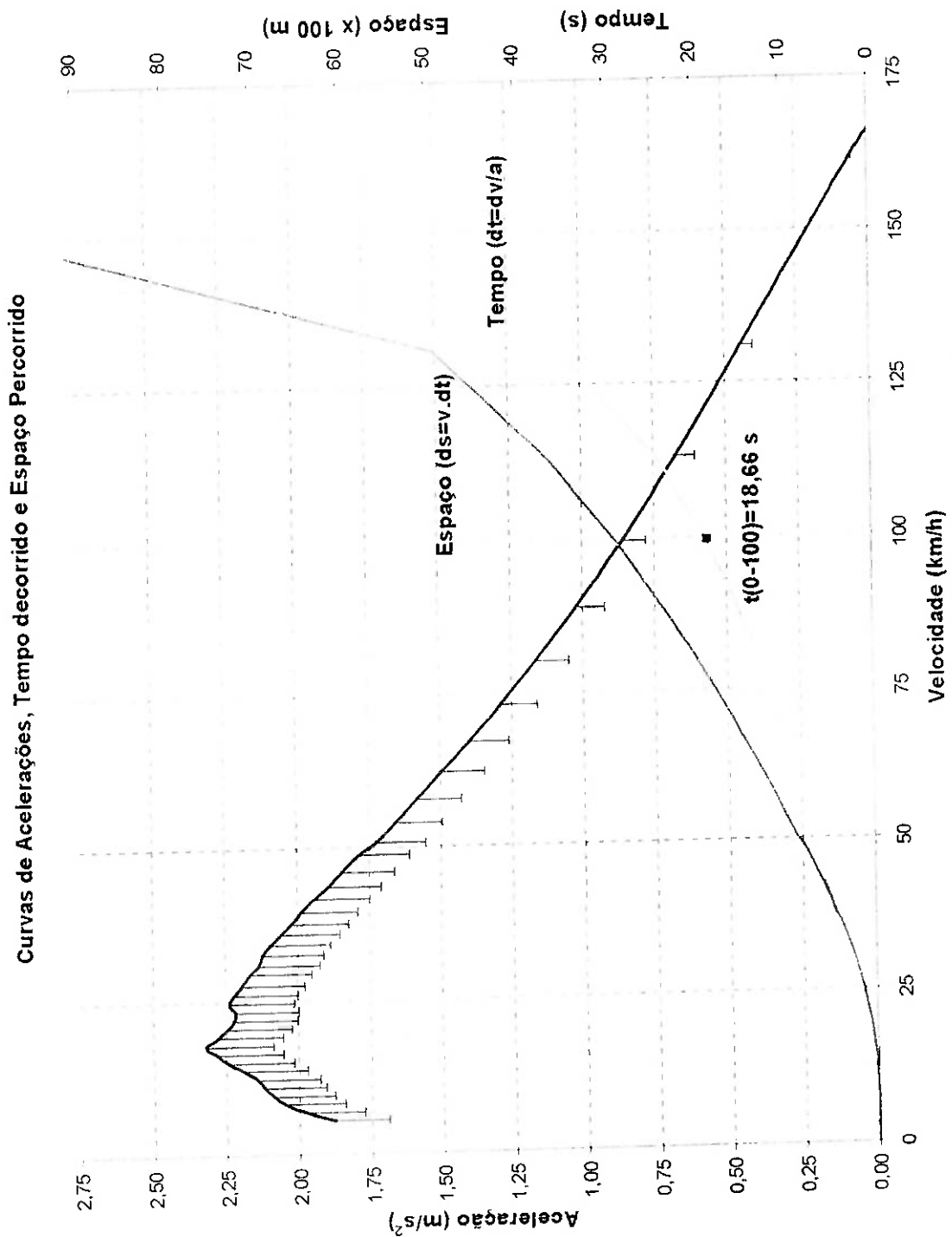


Figura 11 –Curvas de performance para seleção de direção esportiva (Tempo decorrido e Espaço percorrido)



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

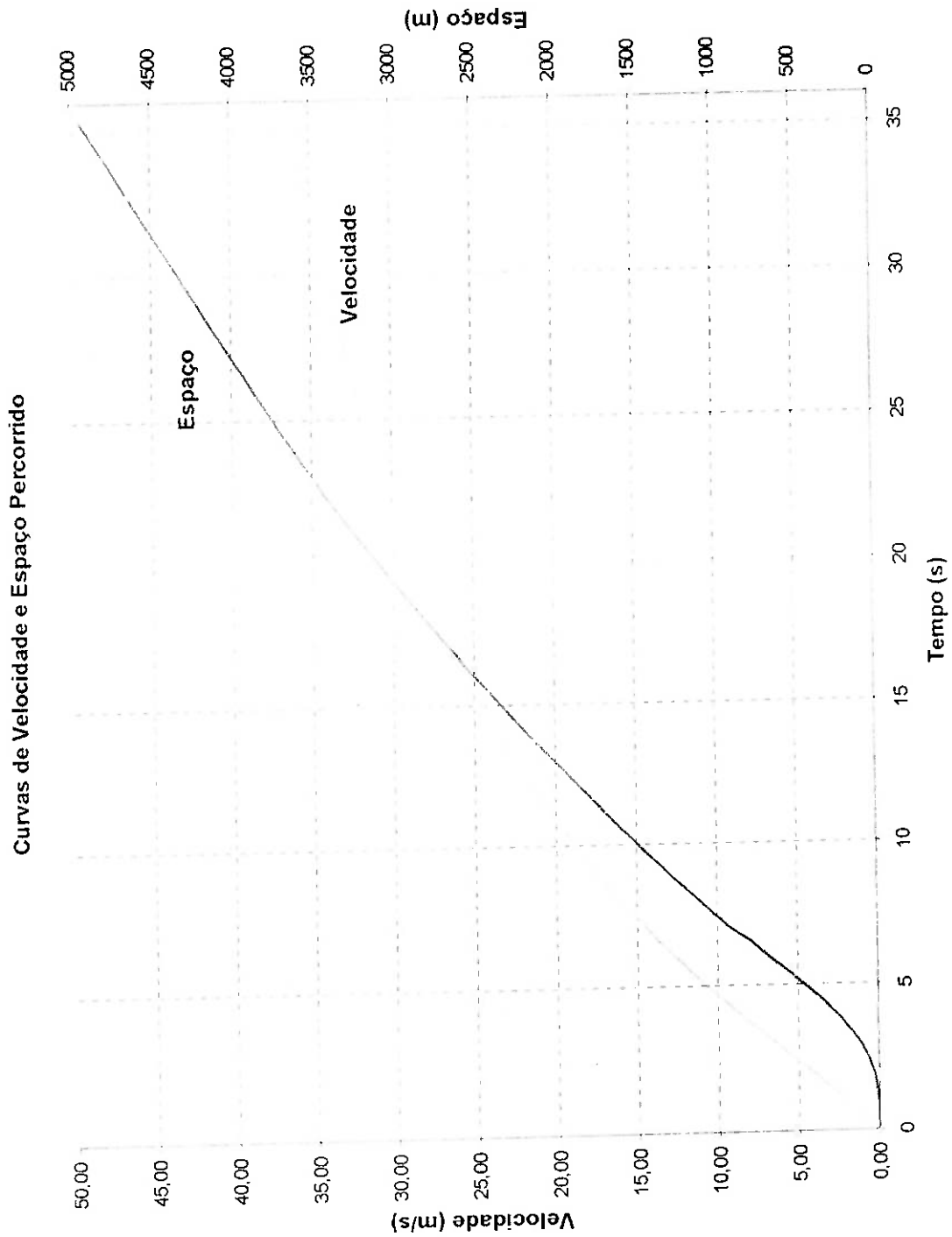


Figura 12 -Curvas de Velocidade e Espaço percorrido para direção esportiva



#### 4.4.4 – Esquema do Sistema de Transmissão

O sistema da transmissão é formado por três eixos principais, correia metálica e um intermediário (eixo da engrenagem de ré), conforme pode ser visto na figura 13.

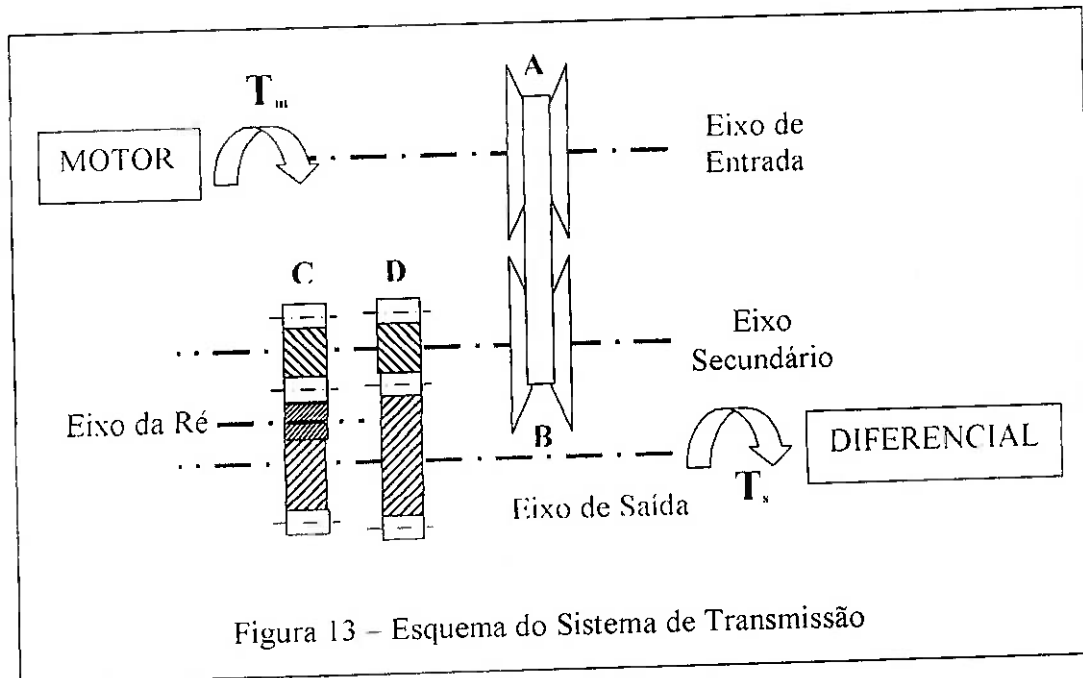


Figura 13 – Esquema do Sistema de Transmissão

O eixo de entrada está conectado diretamente ao volante do motor, sem a utilização de embreagem. A função de desconexão entre o motor e a transmissão é realizada pela abertura total das polias, possibilitando o escorregamento da correia, não transmitindo torque e permitindo a mudança de sentido de movimento do eixo de saída quando solicitado (engate para frente ou ré).

O eixo de entrada possui montado em sua extremidade um par de cones de posicionamento independente axialmente que funcionam como uma polia de diâmetro variável (componentes “A” e “B”). A variação de diâmetro é resultado do deslocamento linear de uma das polias sendo o seu par correspondente fixo no eixo.

O eixo secundário transmite o torque para o eixo de saída através do par de engrenagens “D”.



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

No caso de estar sendo selecionada a marcha ré, estará sendo determinada a relação fixa de 3,62:1 e o conjunto de três engrenagens "C" é acionado. Este conjunto de engrenagens é formado pela engrenagem do eixo secundário, eixo da ré e o eixo de saída. A marcha para ré ou para frente será selecionada por um sistema de alavancas e luvas sincronizadoras como sistema usual de transmissão.

As relações de engrenamento são determinadas pelo movimento axial sincronizado dos componentes "A" e "B", que variam o diâmetro primitivo da polia (figura 14).

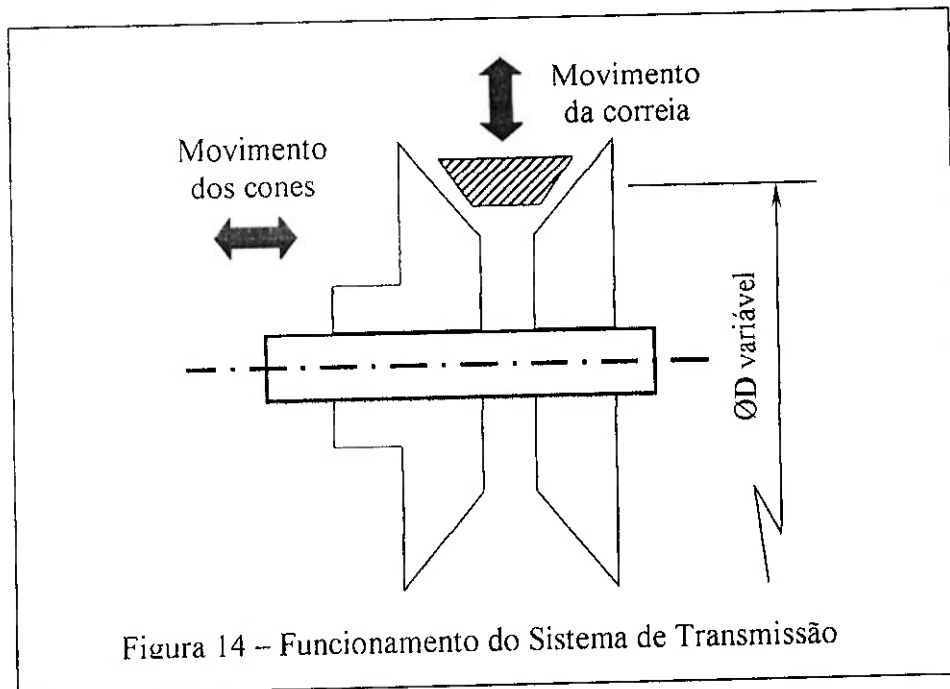


Figura 14 – Funcionamento do Sistema de Transmissão



#### 4.4.5 – Modelamento do Sistema de Transmissão

Para o modelamento do sistema considera-se o esquema do sistema conforme mostrado na figura 09. As seguintes nomenclaturas serão utilizadas:

$I_{motor}$	Momento de Inércia equivalente do motor
$I_{eixo1}$	Momento de Inércia do eixo de entrada (incluindo polias)
$I_{eixo2}$	Momento de Inércia do eixo secundário (incl. polias e engrenagens)
$I_{eixosaida}$	Momento de Inércia do eixo de saída (incluindo engrenagens)
$T_{motor}$	Torque de saída do motor
$T_{eixo1}$	Torque de saída do eixo de entrada
$T_{eixo2}$	Torque de entrada do eixo secundário
$T_{engr}$	Torque de entrada no eixo secundário
$T_{engrsaida}$	Torque de saída do par de engrenagens
$T_{saida}$	Torque de saída do diferencial
$\omega_{motor}$	Velocidade angular do motor
$\omega_{eixo2}$	Velocidade angular do eixo secundário
$i_{polia}$	Relação de engrenamento da polia variável
$i_{engr}$	Relação de engrenamento do par de engrenagens
$i_{difer}$	Relação de engrenamento do diferencial

**Para o eixo de entrada:**

$$I_{eixo1} \cdot \dot{\omega}_{motor} = T_{eixo1} - T_{motor} \quad (6)$$

**Para o eixo secundário:**

$$I_{eixo2} \cdot \dot{\omega}_{eixo2} = T_{engr} - T_{eixo2} \quad (7)$$

**Para o eixo de saída:**

$$I_{eixosaida} \cdot \dot{\omega}_{eixos} = T_{difer} - T_{engrsaida} \quad (8)$$



Para os torques:

$$\begin{aligned} T_{eixo2} &= i_{polia} \cdot T_{eixo1} \\ T_{engrsaida} &= i_{engr} \cdot T_{engr} \\ T_{saida} &= i_{difer} \cdot T_{difer} \end{aligned} \quad (9)$$

Para as acelerações angulares:

$$\begin{aligned} \omega_{eixo2} &= i_{engr} \cdot \omega_{eixos} \\ \frac{d(\omega_{eixo2})}{dt} &= \dot{\omega}_{eixo2} = \frac{d(i_{engr})}{dt} \cdot \omega_{eixos} + i_{engr} \cdot \frac{d(\omega_{eixos})}{dt} \end{aligned}$$

como para o par de engrenagens  $d(i_{engr})/dt = 0$ , tem-se:

$$\dot{\omega}_{eixo2} = i_{engr} \cdot \dot{\omega}_{eixos} \quad (10)$$

$$\omega_{motor} = i_{engr} \cdot \omega_{eixo2}$$

$$\frac{d(\omega_{motor})}{dt} = \dot{\omega}_{motor} = \frac{d(i_{polia})}{dt} \cdot \omega_{eixo2} + i_{polia} \cdot \frac{d(\omega_{eixo2})}{dt} \quad (11)$$

$$\dot{\omega}_{motor} = \frac{d(i_{polia})}{dt} \cdot \omega_{eixo2} + i_{polia} \cdot \dot{\omega}_{eixo2}$$

As equações para o veículo são as seguintes <sup>[4]</sup>:

$$M_{equiv} \cdot \dot{v} = T - F_{aerive} - F_{arrasto} - R_{rol} = \frac{T_{roda}}{r_{dinamico}} - \frac{\rho}{2} \cdot c_x \cdot A \cdot v^2 - P \cdot \sin \alpha - P \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (12)$$

Onde:

- $\rho$  Massa específica do Ar
- $A$  Área frontal do veículo
- $v$  Velocidade instantânea do veículo
- $c_x$  Coeficiente de Arrasto do Veículo
- $f$  Coeficiente de Resistência ao Rolamento dado por <sup>[4]</sup>:

$$f = 0,010 + 3,24(0,005) \left( \frac{V}{161} \right)^{2,5} \quad (13)$$





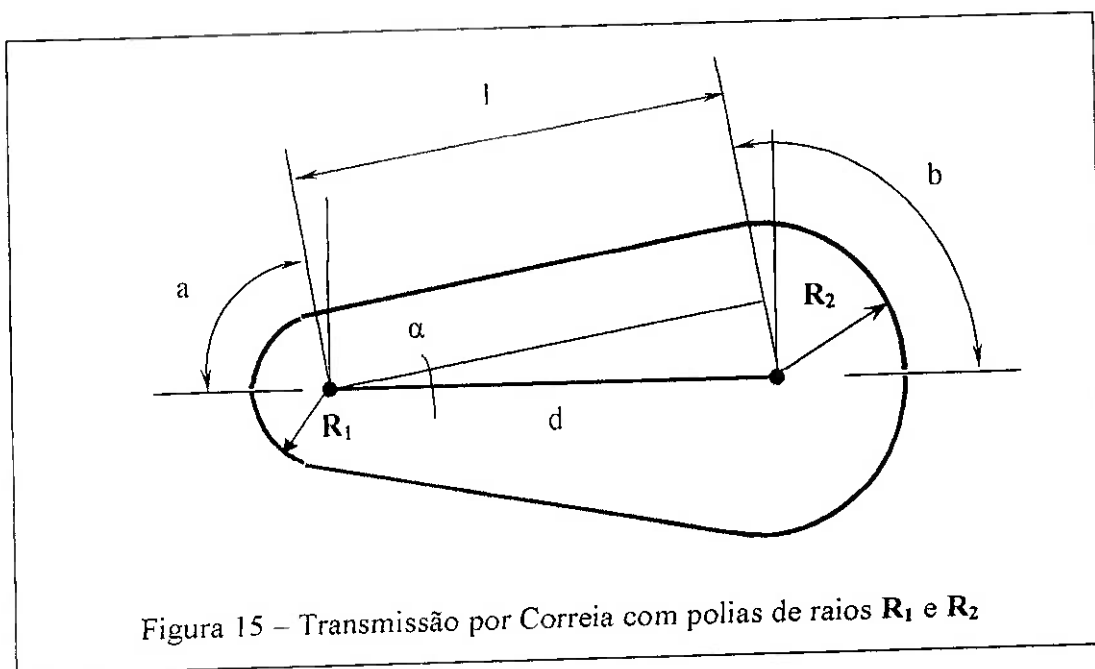
## 5. PROJETO BÁSICO DOS CONJUNTOS

### 5.1 – Projeto dos componentes e subsistemas

O projeto da caixa de transmissão será dividido no projeto de seus subsistemas.

#### 5.1.1 – Dimensionamento das polias e correia

Para uma transmissão por correia qualquer, com uma determinada relação de engrenamento (figura 15), pode-se determinar o comprimento  $L$  total da correia em função dos raios dinâmicos das polias ( $R_1$  e  $R_2$  para o maior e menor raio, respectivamente) e entre eixos  $d$ .



Assim, o comprimento total  $L$  da correia pode ser escrito da seguinte forma:

$$L = 2(a + l + b) \quad (14)$$



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

$$d^2 = l^2 + (R_1 - R_2)^2 \quad \text{portanto } l = +\sqrt{d^2 - (R_1 - R_2)^2} \quad (15)$$

$$a = R_2 \left( \frac{\pi}{2} - \alpha \right) \quad \text{onde } \alpha = \arcsin \frac{(R_1 - R_2)}{l} \quad (16)$$

$$b = R_1 \left( \frac{\pi}{2} + \alpha \right) \quad R_1 \text{ e } R_2 \text{ em [rad]} \quad (17)$$

$$l = 2 \left[ R_2 \left( \frac{\pi}{2} - \alpha \right) + \sqrt{d^2 - (R_1 - R_2)^2} + R_1 \left( \frac{\pi}{2} + \alpha \right) \right] \quad (18)$$

No caso da transmissão CVT, os raios  $R_1$  e  $R_2$  são variáveis de acordo com a lógica de controle. Como os valores  $L$  e  $d$  são conhecidos, pode-se construir um gráfico dos raios e relação de engrenamento da transmissão ( $i_{polia}$ ), através de cálculo numérico pelo método de solução iterativa.

Para diminuição dos valores finais dos raios das polias, o valor da relação de saída final será  $i_{engr}=2,04$ . Este valor é o mesmo da relação de segunda marcha da transmissão manual, permitindo a utilização das mesmas engrenagens. Deste modo, as relações de variação das polias estarão variando desde o valor de primeira marcha  $i_{polia1}=2,04$  ( $4,17/2,04$ ) até a relação de sexta  $i_{polia6}=0,43$  ( $0,88/2,04$ ), mantendo-se as relações finais ( $i_f=i_{polia} * i_{engr}$ ).

A equação para esta solução numérica (equação 18) é encontrada substituindo-se  $R_1 = R_2 * i_{polia}$  na equação 17 e isolando-se uma parcela do termo  $R_2$ . Para cada valor de  $i_{polia}$ , variando de 0,43 até 2,04, são encontrados os valores de  $R_2$  e  $R_1$  correspondentes, utilizando-se um valor inicial de  $R_{1,2}$  (15 milímetros). Os valores encontrados para  $R_2$  convergiram em no máximo 15 iterações ( $j$  varia de 1 a 15), com erros menores que 0,03% (terceira casa decimal).



$$R_{1,2j} = \frac{(0,25L^2 - d^2) + R_{1,2j-1}^2 \left\{ \left[ \left( \frac{\pi}{2} - \alpha \right) + i \left( \frac{\pi}{2} + \alpha \right) \right]^2 - (i-1)^2 \right\}}{L \left[ \left( \frac{\pi}{2} - \alpha \right) + i \left( \frac{\pi}{2} + \alpha \right) \right]} \quad (19)$$

De posse dos resultados numéricos da expressão acima e da relação entre os raios das polias, obtém-se as curvas mostradas na figura 16.

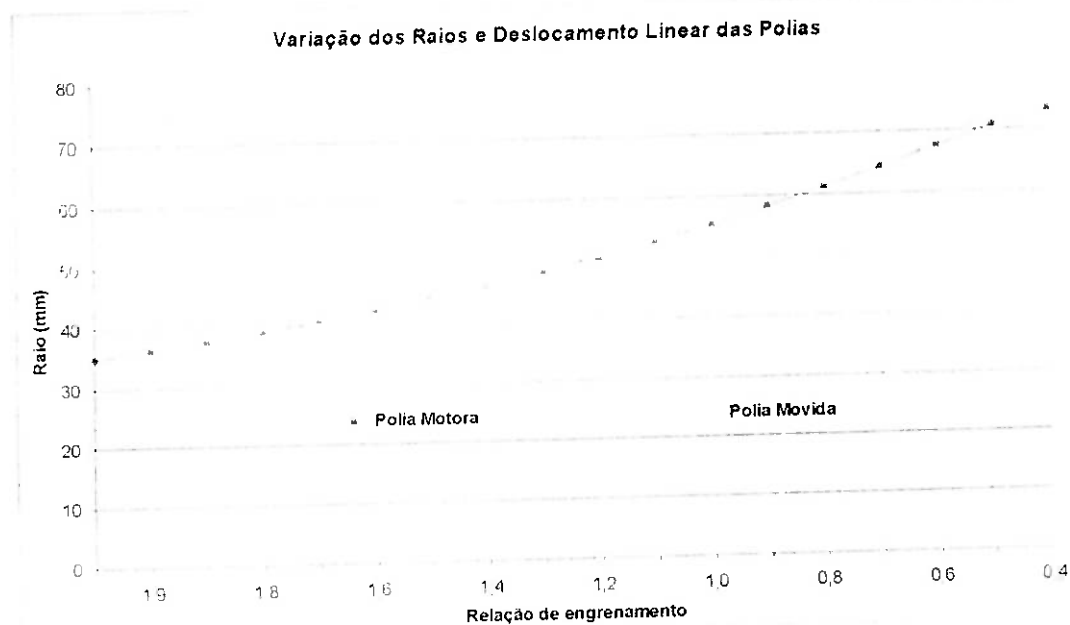


Figura 16 – Variação dos Raios das polias e relação de engrenamento

A movimentação total da polia também pode ser determinada admitindo a posição inicial da polia como referência  $x$  em  $i_{polia}=0,43$  e utilizando-se a seguinte equação:

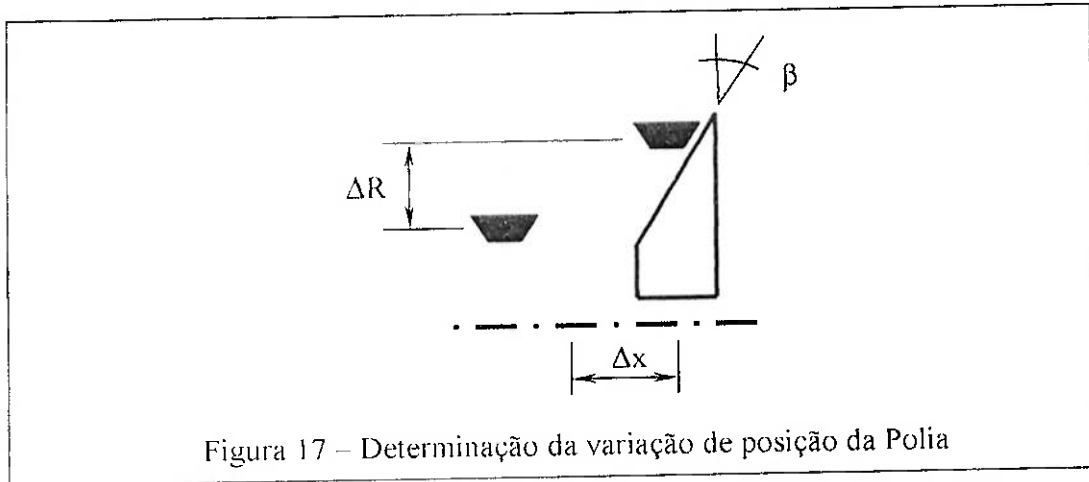
$$\tan \beta = \frac{\Delta x(i)}{\Delta R(i)} \Rightarrow \Delta x(i) = \Delta R(i) \tan \beta$$

Como uma das polias está fixa, o deslocamento axial total da polia móvel é dado por:

$$\Delta l(i) = 2 \cdot \Delta x(i) = 2 \cdot \Delta R(i) \tan \beta \quad (20)$$



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**



De posse da equação de variação de comprimento (figura 17), pode-se traçar novamente as curvas de variação dos raios, incluindo o deslocamento axial das polias móveis (figura 18).

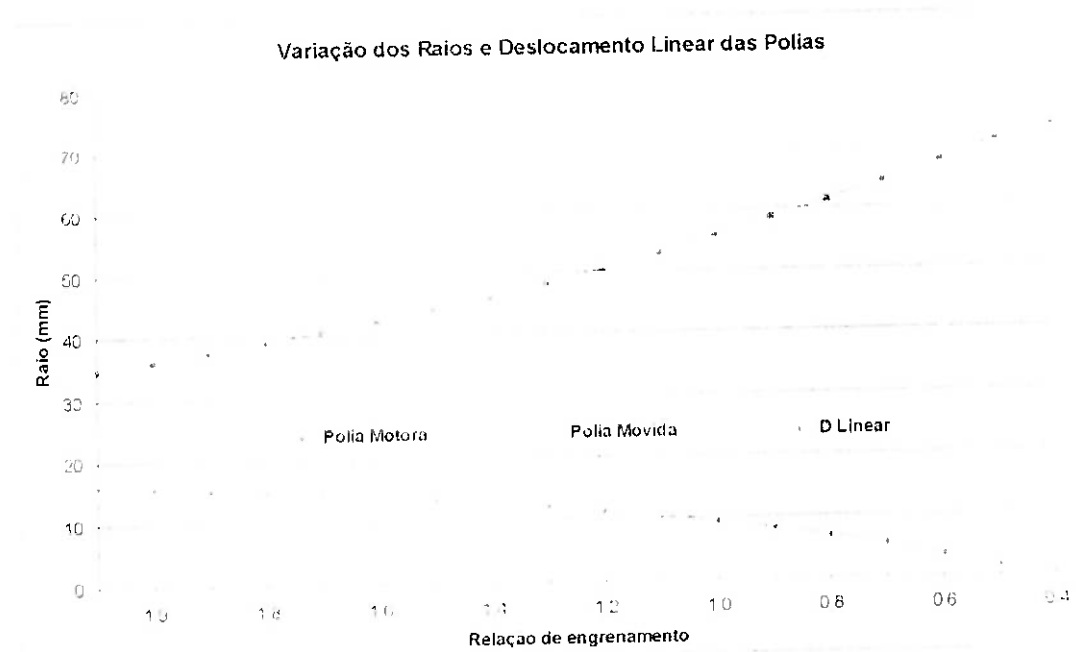


Figura 18 – Variação dos Raios e posições das polias e relação de engrenamento

Uma vez determinados os valores de  $R_1$  e  $R_2$  para as duas polias, podem-se determinar as forças de tração em cada polia.



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

### 5.1.2 – Dimensionamento dos Eixos

Para o dimensionamento dos eixos da transmissão, será necessário conhecer as forças atuantes em cada subconjunto.

O estudo de forças atuantes será determinado para a maior e menor relação de transmissão, sendo então o pior caso utilizado para o dimensionamento dos respectivos eixos. No caso deste dimensionamento, os valores de torque e rotação do motor serão então, respectivamente 87 Nm e 7.000 rpm.

Encontram-se abaixo os valores a serem utilizados para o dimensionamento:

Relação	i Polia	R <sub>1</sub> Polia Motora	R <sub>2</sub> Polia Movida	Desl. Axial
Maior	2,04	34,92 mm	71,24 mm	16,04 mm
Menor	0,43	73,35 mm	31,54 mm	0

Tabela VI – Valores de Raio e relações de engrenamento para cada caso estudado

Para equacionamento das forças atuantes na polia, utilizam-se as seguintes fórmulas <sup>[5]</sup>:

$$T = (F'_1 - F'_2)r$$

$$\frac{F'_1 - F'_c}{F'_2 - F'_c} = e^{\frac{f\alpha}{\sin\beta}}$$

$$F'_c = m' \omega^2 r^2$$

$$\alpha = 2 \left\{ \frac{\pi}{2} - \arcsen \frac{(R_2 - R_1)}{\sqrt{d^2 - (R_2 - R_1)^2}} \right\}$$

$$R_{H'} = (F'_1 + F'_2) \cos \alpha'$$

$$R_{V'} = (F'_1 - F'_2) \sin \alpha'$$

$$\alpha' = \frac{\pi - \alpha}{2}$$



Onde :

- $R_1$  Raio da Polia Motora
- $R_2$  Raio da Polia Movida
- $\alpha$  Ângulo de abraçamento
- $\alpha'$  Ângulo entre Forças na Correia e Plano Vertical
- $\beta$  Ângulo da correia em "V" =  $11^\circ$
- $d$  Distância entre centros (Eixo 1 e eixo 2) = 170 mm
- $f$  Coeficiente de atrito entre correia e polia = 0,11
- $m'$  Massa da correia por unidade de comprimento = 0,95 kg/m

Como os valores de rotação dos eixos são altos, a força centrífuga atuante na correia  $F_C$  não pode ser desprezada.

### 5.1.2.1 Dimensionamento do Eixo Primário

O esquema de forças e dimensões para o eixo primário encontra-se a figura 19.

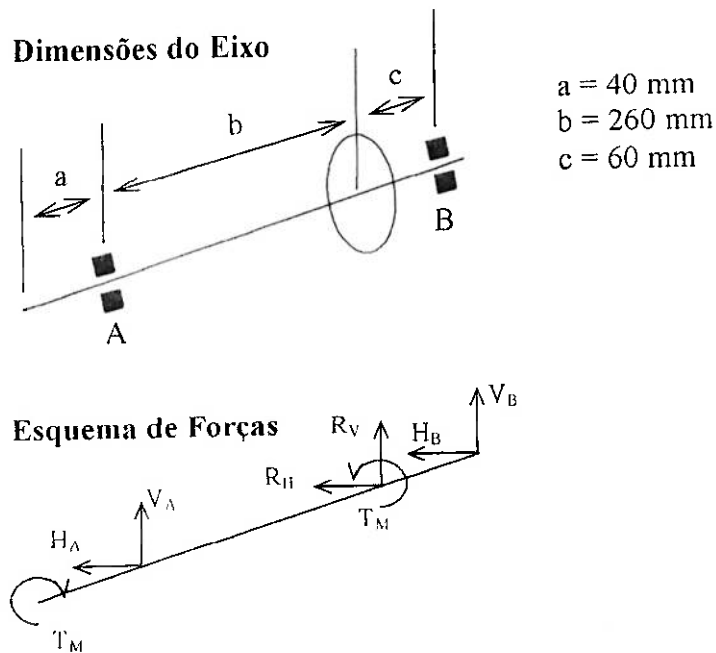


Figura 19 – Dimensão e Esquema de Forças atuantes no Eixo Primário

**Cálculos para Maior Relação (i = 2,04)**

$$F'_{c'} = 0,95 \cdot (733,038)^2 \cdot (0,03492)^2$$

$$F'_{c'} = 622,48 N$$

$$\alpha = 2 \left\{ \frac{\pi}{2} - \arcsin \left( \frac{71,24 - 34,92}{\sqrt{170^2 - (71,24 - 34,92)^2}} \right) \right\}$$

$$\alpha = 2,65$$

$$F'_1 = F'_2 - \frac{87}{0,03492}$$

$$F'_1 - 622,48 = 4,61(F'_2 - 622,48)$$

$$F'_2 - \frac{87}{0,03492} - 622,48 = 4,61(F'_2 - 622,48)$$

$$F'_2 = 1.312,62 N$$

$$F'_1 = 3.804,03 N$$

$$\alpha' = \frac{\pi - \alpha}{2} = 0,243$$

$$R_{II} = 4.996,325 N$$

$$R_I = 599,472 N$$

Para determinar as reações, utilizam-se Momentos e Forças Resultantes

$$\sum R_V = 0$$

$$V_{A'} + R_V + V_B = 0$$

$$V_{A'} + V_B = 599,472$$

$$\sum M_V^{\text{Ponto A}} = 0$$

$$R_V \cdot \left( b - \frac{\Delta l}{2} \right) + V_B \cdot (b + c) = 0$$

$$V_B = - \frac{R_V \cdot \left( b - \frac{\Delta l}{2} \right)}{(b + c)}$$

$$V_B = -472,047 N$$

$$V_{A'} = -127,425 N$$

Similarmente, para forças Horizontais:



$$\sum R_H = 0$$

$$H_A + R_H + H_B = 0$$

$$H_A + H_B = -4.996,325$$

$$\sum M_H^{Ponto A} = 0$$

$$R_H \cdot \left(b - \frac{\Delta l}{2}\right) + H_B \cdot (b + c) = 0$$

$$H_B = -\frac{R_H \cdot \left(b - \frac{\Delta l}{2}\right)}{(b + c)}$$

$$H_B = -3.934,450 N$$

$$H_A = -1.061,875 N$$

De posse dos valores de forças e momentos atuantes no eixo (figura 20), determinam-se as secções críticas para análise e dimensionamento do diâmetro do eixo.



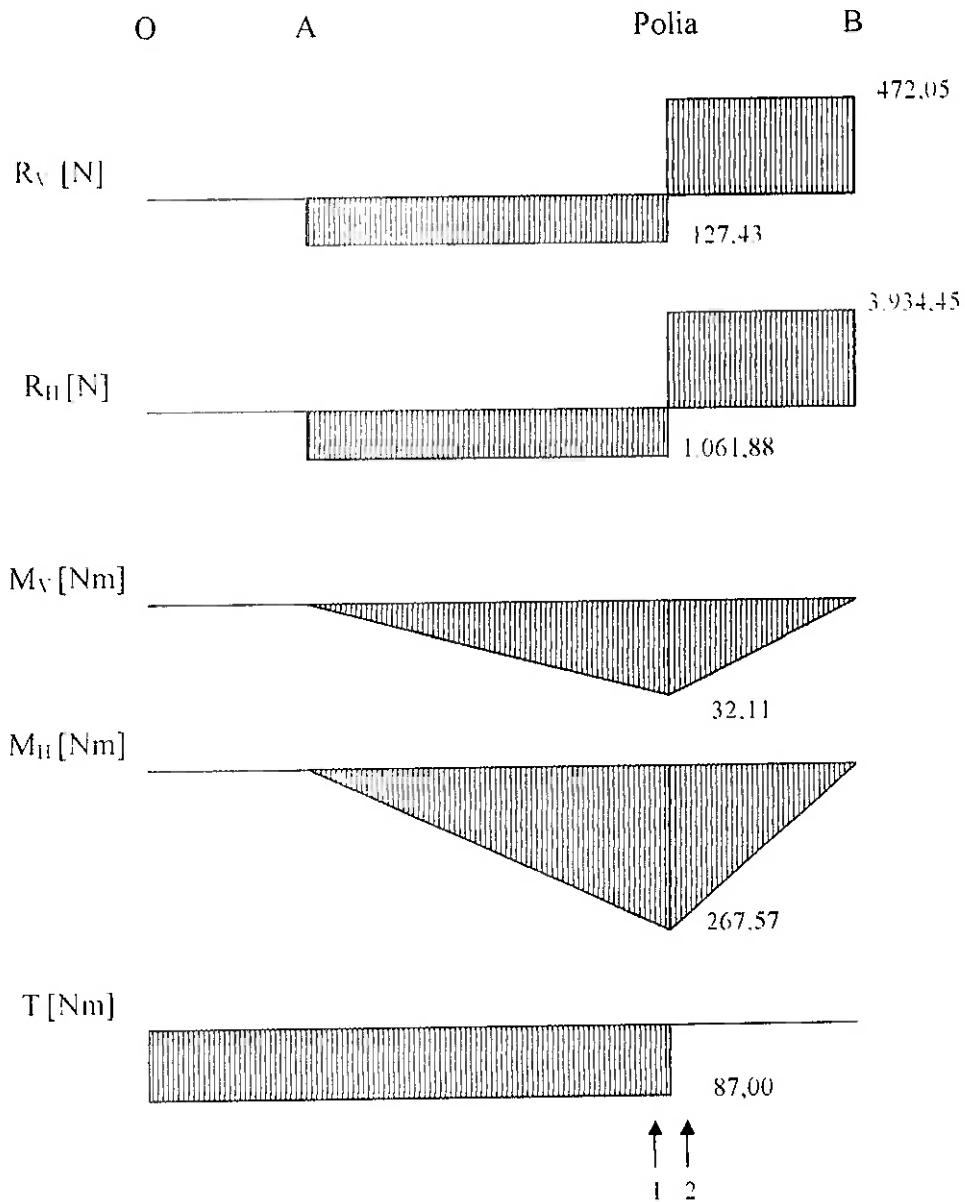
**Diagrama de Forças e Momentos para  $i=2,04$** 

Figura 20 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Primário (maior relação)

Através dos gráficos de forças e momentos, as seções críticas se encontram na região de polia, à esquerda e a direita do ponto “Polia”, identificados como “1” e “2”.

**Dimensionamento do Eixo à Fadiga para Maior Relação ( $i = 2,04$ )**

O dimensionamento do eixo será através do método de diâmetro mínimo para vida infinita, ou seja, vida maior que  $10^6$  ciclos. As equações utilizadas para dimensionamento do eixo por fadiga <sup>[5]</sup>:

$$S_n = S_n' \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S$$

Onde

- $S_n$  Tensão corrigida para vida infinita ( $10^6$  ciclos)
- $S_n'$  Tensão máxima para vida infinita ( $10^6$  ciclos)
- $C_L$  Fator de Carga = 1
- $C_G$  Fator de Gradiente = 0,9 (para diâmetro entre 10 mm e 50 mm)
- $C_S$  Fator de Superfície = 0,78 (para eixo usinado)

Os valores de forças e momentos encontrados geram tensões no eixo, que serão utilizados na determinação de tensões médias e alternadas, conforme equação abaixo <sup>[5]</sup>:

$$\tau = \frac{16T'}{\pi d^3}$$

$$\sigma_N = \frac{F_N \cdot 4}{\pi d^2}$$

$$\sigma_M = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_m}{2} + \sqrt{\tau_m^2 + \left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

Onde

- $\sigma_N$  Tensão Normal devido a Força Normal
- $\sigma_M$  Tensão Normal devido ao Momento
- $\tau$  Tensão de Cisalhamento devido ao Torque
- $\sigma_m$  Tensão Normal Média
- $\tau_m$  Tensão de Cisalhamento Média

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

- $\sigma_a$  Tensão Normal Alternada  
 $\tau_a$  Tensão de Cisalhamento Alternada

Os valores de tensões alternada e média são determinados em função do diâmetro do eixo a ser estudado.

A reta com coeficiente angular igual à relação entre estas tensões ( $\sigma_a/\sigma_m$ ) e traçada juntamente com a reta de Goodman para o material selecionado (figura 21). O valor encontrado entre o cruzamento das duas retas é o valor máximo de tensão alternada (eixo Y) e tensão média (eixo X) para vida infinita, ou seja maior do que  $10^6$  ciclos.

Os valores encontrados no gráfico são utilizados para a determinação do diâmetro mínimo para o eixo, utilizando-se fator de segurança. Este fator de segurança  $\gamma=2$ , uma vez que tanto o material do eixo (ABNT 4140) quanto o carregamento são conhecidos.

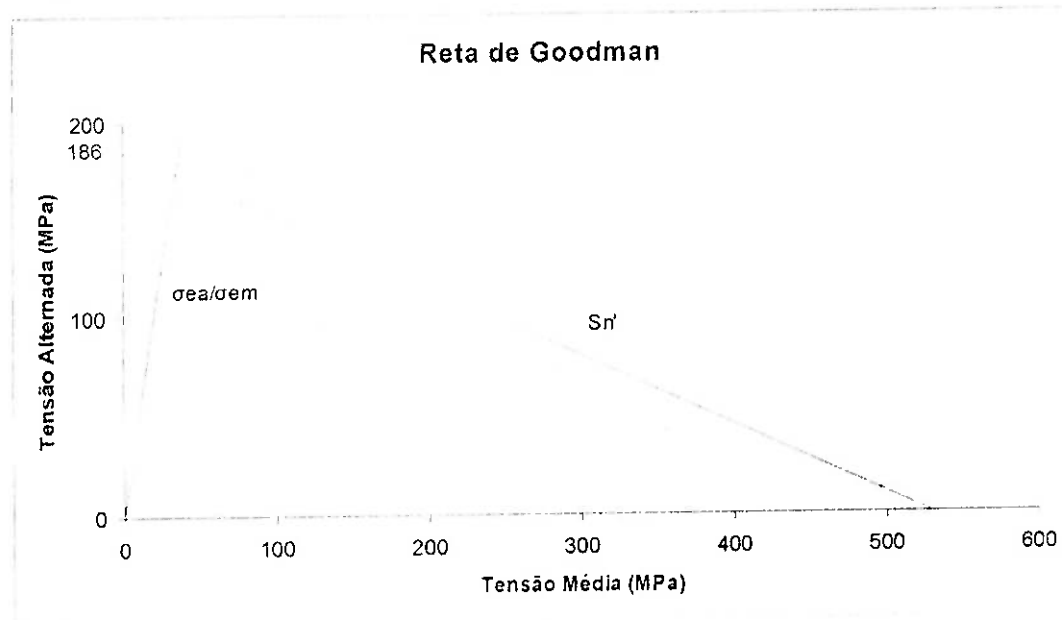


Figura 21 – Reta de Goodman para Vida Infinita



Para a condição de carregamento verificada de forças e momentos atuantes no eixo, os esforços alternados são devidos aos Momentos e os valores médios devidos ao Torque.

Assim, têm-se para a secção crítica I:

$$M_R = \sqrt{M_I^2 + M_{II}^2} = \sqrt{(32,109)^2 + (267,571)^2} = 269,491 Nm$$

$$\sigma_{em} = \frac{0}{2} + \sqrt{\left(\frac{16 \cdot (87)}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{0}{2}\right)^2} = \frac{443,087}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot (269,491)}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \cdot (0)^2} = \frac{2.745,013}{d^3}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{2.745,013}{443,087} = 6,195$$

$$\sigma_{ea} = 6,195 \sigma_{em}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{-186}{530} (-530 + \sigma_{em})$$

$$\sigma_{em} = 28,415 MPa$$

$$\sigma_{ea} = 176,028 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left(\frac{2.745,013}{d^3}\right) \cdot \gamma = 176,028$$

$$d = \sqrt[3]{31,1931 \cdot 10^{-6}} = 31,48 mm$$

$$\therefore d_{selecionada} > 31,48 mm$$



Da mesma forma, determina-se o diâmetro para a secção crítica 2:

Esforços Alternados Momento

$$M_R = \sqrt{M_I^2 + M_{II}^2} = \sqrt{(32,109)^2 + (267,571)^2} = 269,491 Nm$$

$$\sigma_{em} = \frac{0}{2} + \sqrt{\left(\frac{16 \cdot (0)}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{0}{2}\right)^2} = 0$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot (269,491)}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \cdot (0)^2} = \frac{2.745,013}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = 186 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left(\frac{2.745,013}{d^3}\right) \cdot \gamma = 186$$

$$d = \sqrt[3]{29,5162 \cdot 10^{-6}} = 30,90 mm$$

Como o valor encontrado para a secção crítica 1 é maior, será mantido este valor para o eixo primário.

**Cálculos para Menor Relação ( $i = 0,43$ )**

$$F_c = 0,95 \cdot (733,038)^2 \cdot (0,07335)^2$$

$$F_c = 2.746,48 N$$

$$\alpha = 2 \left\{ \frac{\pi}{2} - \arcsin \left( \frac{31,54 - 73,35}{\sqrt{170^2 - (31,54 - 73,35)^2}} \right) \right\}$$

$$\alpha = 2,57$$

$$F_1 = F_2 - \frac{87}{0,07335}$$

$$F_1 - 2.726,48 = 4,40(F_2 - 2.726,48)$$

$$F_2 - \frac{87}{0,07355} - 2.726,48 = 4,40(F_2 - 2.726,48)$$

$$F_2 = 3.095,33 N$$

$$F_1 = 4.281,43 N$$

$$\alpha' = \frac{\pi - \alpha}{2} = -0,284$$

$$R_H = 7.081,264 N$$

$$R_V = -332,342 N$$

Para determinar as reações, utilizam-se Momentos e Forças Resultantes

$$\sum R_V = 0$$

$$V_A + R_V + V_B = 0$$

$$V_A + V_B = 332,342$$

$$\sum M_V^{\text{ponto A}} = 0$$

$$R_V \cdot \left( b - \frac{\Delta l}{2} \right) + V_B \cdot (b + c) = 0$$

$$V_B = - \frac{R_V \cdot \left( b - \frac{\Delta l}{2} \right)}{(b + c)}$$

$$V_B = 270,028 N$$

$$V_A = 62,314 N$$



$$\sum R_H = 0$$

$$H_A + R_H + H_B = 0$$

$$H_A + H_B = -7.081,264$$

$$\sum M_H^{Ponto A} = 0$$

$$R_H \cdot \left(b - \frac{\Delta l}{2}\right) + H_B \cdot (b + c) = 0$$

$$H_B = -\frac{R_H \cdot \left(b - \frac{\Delta l}{2}\right)}{(b + c)}$$

$$H_B = -5.753,527 N$$

$$H_A = -1.327,737 N$$

De posse dos valores de forças e momentos atuantes no eixo (figura 22), determinam-se as secções críticas para análise e dimensionamento do diâmetro do eixo também para a menor relação.

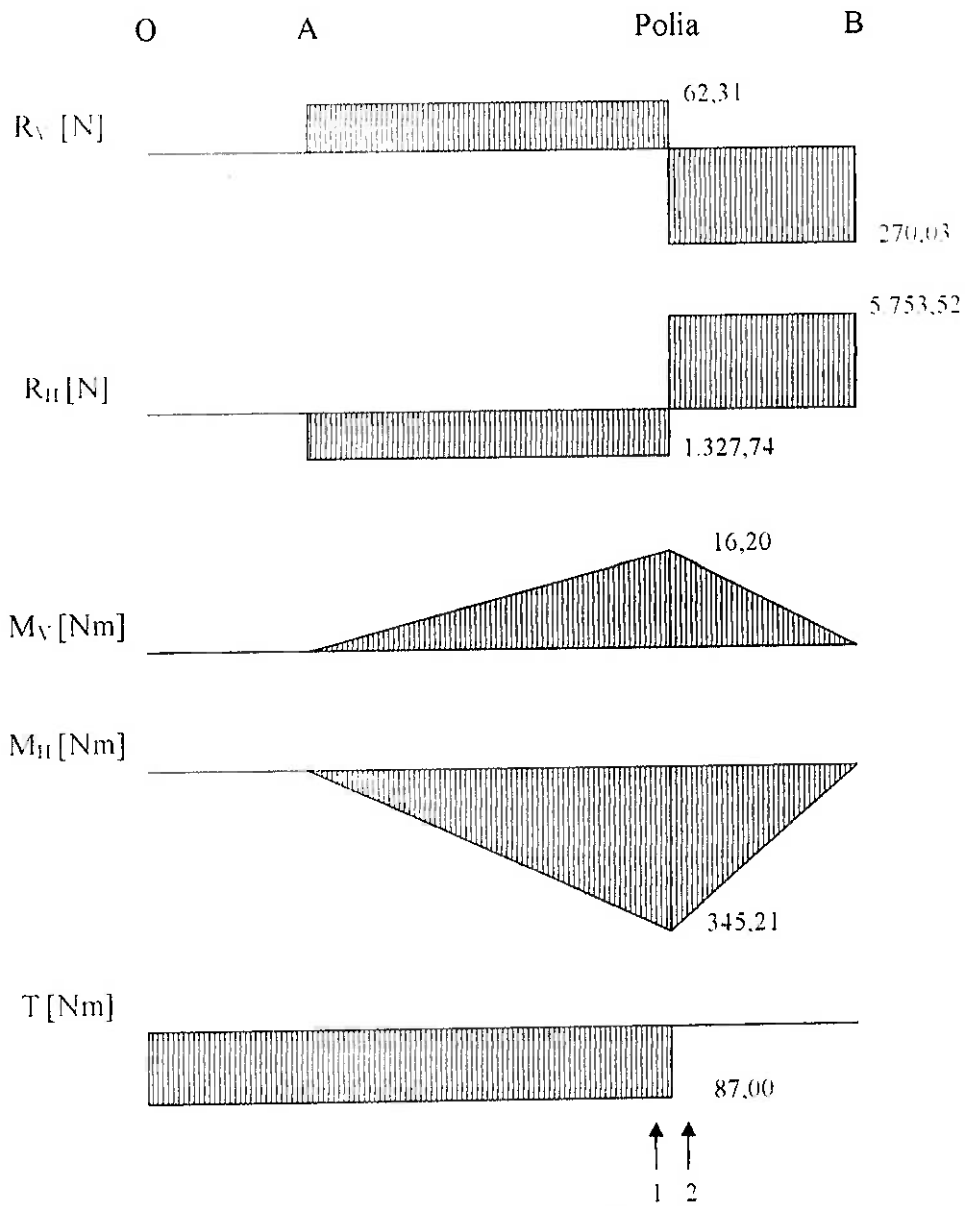
**Diagrama de Forças e Momentos para  $i=0,43$** 

Figura 22 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Primário (menor relação)

Através dos gráficos de forças e momentos, as seções críticas se encontram na região de polia, à esquerda e a direita do ponto “Polia”, identificados como “1” e “2”, do mesmo modo dos valores encontrados para a maior relação.



**Dimensionamento do Eixo à Fadiga para Menor Relação ( $i = 0,43$ )**

Tem-se para a secção crítica 1:

Esforços Alternados    Momento  
Esforços Médios        Torque

$$M_R = 345,592 Nm$$

$$\sigma_{em} = \frac{443,087}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32.(345,592)}{\pi d^3} = \frac{3.520,171}{d^3}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{\frac{3.520,171}{d^3}}{\frac{443,087}{d^3}} = 7,9447$$

$$\sigma_{em} = 22,421 MPa$$

$$\sigma_{ea} = 178,131 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{3.520,171}{d^3} \right) \cdot \gamma = 178,131$$

$$d = \sqrt[3]{39,5234 \cdot 10^{-6}} = 34,06 mm$$

Da mesma forma, determina-se o diâmetro para a secção crítica 2:

Esforços Alternados    Momento

$$\sigma_{em} = 0$$

$$\sigma_{ea} = 186 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{3.530,171}{d^3} \right) \cdot \gamma = 186$$

$$d = 33,58 mm$$

Como o valor encontrado para a secção crítica 1 é maior, será mantido este valor para o eixo primário.

**5.1.2.2 Dimensionamento do Eixo Secundário**

O esquema de forças e dimensões para o eixo secundário encontra-se a figura 23.

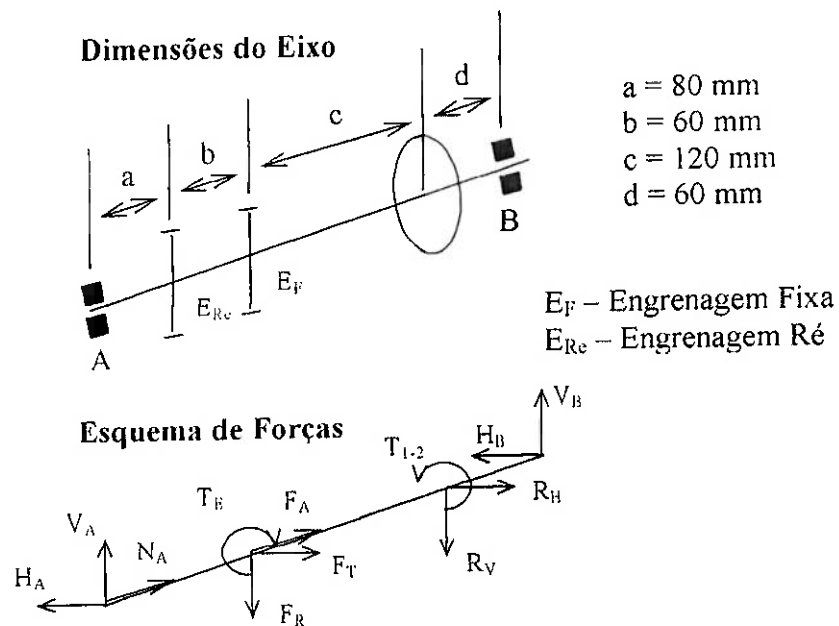


Figura 23 – Dimensão e Esquema de Forças atuantes no Eixo Secundário

Os cálculos serão realizados para o par de engrenagens para marchas à frente e para marcha à ré. Para os cálculos de engrenagens helicoidais serão utilizadas as seguintes equações:

$$F_R = F'_T \cdot \tan \phi$$

$$F'_A = F'_T \cdot \tan \varphi$$

$$\varphi = \arctan \left( \frac{\tan \phi}{\cos \psi} \right)$$

Onde

$\psi$  Ângulo da Hélice =  $30^\circ$

$\varphi_N$  Ângulo de pressão no plano normal =  $20^\circ$

$\varphi$  Ângulo de pressão real =  $22,7959^\circ$

**Cálculos para Maior Relação (i = 2,04)**

$$R_2 = 71,24mm$$

$$F_2 = 1.312,62N$$

$$F_1 = 3.804,03N$$

$$T_{1-2} = T_E = (F_1 - F_2) \cdot (R_2) = (3.804,03 - 1.312,62) \cdot 0,07124 = 177,488Nm$$

$$\alpha' = 0,243$$

$$R_{II} = -4.996,325N$$

$$R_V = -599,472N$$

$$F'_T = -T_E \frac{2}{D_E} = -177,488 \frac{2}{0,083127} = -4.270,285N$$

$$F_R = F'_T \cdot \tan \phi = (-4.270,285) \cdot \tan(22,7959) = -1.794,703N$$

$$F'_A = F'_T \cdot \tan \varphi = (-4.270,285) \cdot \tan(30) = -2.465,450N$$

Para determinar as reações, utilizam-se Momentos e Forças Resultantes

$$\sum R_N = 0$$

$$N_A + F'_A = 0$$

$$N_A = 2.465,450N$$

$$\sum R_V = 0$$

$$V_A + F_R + R_V + V_B = 0$$

$$V_A + V_B = 1.195,231$$

$$\sum M_{V'}^{Pontal} = 0$$

$$F_R \cdot (a + b) + R_V \cdot (a + b + c + \frac{\Delta l}{2}) + V_B \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$V_B = 283,087N$$

$$V_A = 912,144N$$

Similarmente, para forças Horizontais:



$$\sum R_H = 0$$

$$H_A + F_T + R_H + H_B = 0$$

$$H_A + H_B = 9.266,610$$

$$\sum M_H^{Ponta1} = 0$$

$$F_T \cdot (a + b) + R_H \cdot (a + b + c + \frac{\Delta l}{2}) + H_B \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$H_B = 6.052,984N$$

$$H_A = 3.213,626N$$

De posse dos valores de forças e momentos atuantes no eixo (figura 24), determinam-se as secções críticas para análise e dimensionamento do diâmetro do eixo.

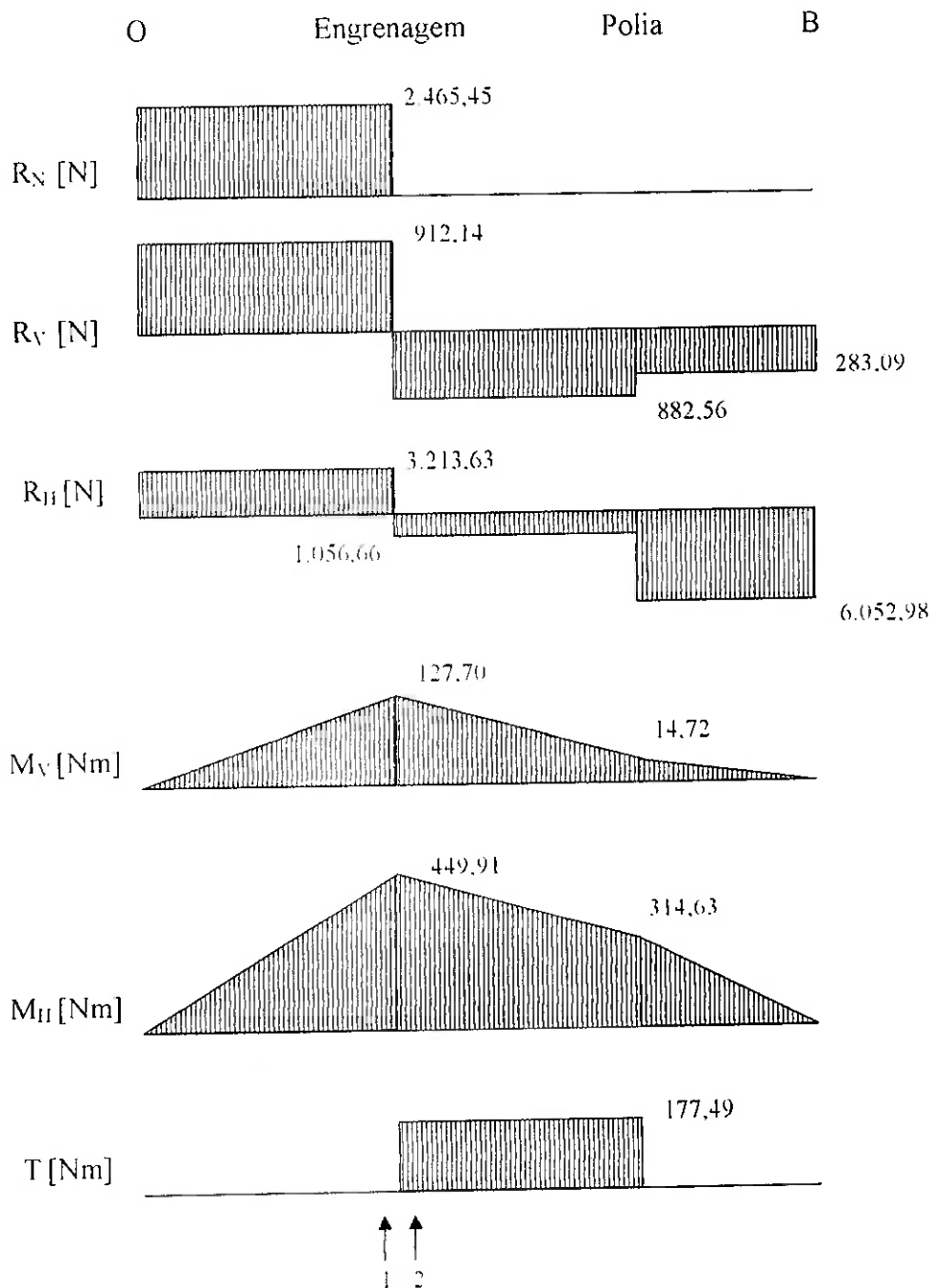
**Diagrama de Forças e Momentos para  $i=2,04$** 

Figura 24 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Secundário (maior relação)  
Através dos gráficos de forças e momentos, as secções críticas se encontram na região da engrenagem, identificados como “1” e “2”.

**Dimensionamento do Eixo Secundário à Fadiga para Maior Relação ( $i = 2,04$ )**

Inicialmente, desprezam-se as influências da força normal. Assim, tem-se para a secção crítica I:

Esforços Alternados    Momentos  
Esforços Médios        Força Normal

$$M_R = 467,682 Nm$$

$$R_N = 2.465,45 N$$

$$\sigma_{em} = 0$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32 \cdot (467,682)}{\pi d^3} = \frac{4.763,770}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = 186 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{4.763,770}{d^3} \right) \cdot \gamma = 186$$

$$d = \sqrt[3]{51,223 \cdot 10^{-6}} = 37,14 mm$$

Verificação da hipótese de desconsiderar a influência da força normal:

$$\sigma_{em} = 4 MPa \Rightarrow \sigma_{ea} = 181,62 MPa$$

$$\Delta\sigma_{em} = \frac{181,62 - 186}{186} \cdot 100 = 2,41\%$$

Como o valor do erro é pequeno, a hipótese inicial de desprezar a influência da força normal pode ser aplicada.



Da mesma forma, determina-se o diâmetro para a secção crítica 2:

Esforços Alternados    Momentos

Esforços Médios        Torque

$$M_R = 467,682 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{em} = \frac{903,939}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32 \cdot (467,682)}{\pi d^3} = \frac{4.763,770}{d^3}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{\frac{4.763,770}{d^3}}{\frac{903,939}{d^3}} = 5,27$$

$$\sigma_{em} = 33,090 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ea} = 174,387 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{4.763,770}{d^3} \right) \cdot \gamma = 174,387$$

$$d = \sqrt[3]{54,6345 \cdot 10^{-6}} = 37,95 \text{ mm}$$

Como o valor encontrado para a secção crítica 2 é maior, será mantido este valor para o eixo secundário.

**Cálculos para Menor Relação ( $i = 0,43$ )**

$$R_2 = 31,54mm$$

$$F'_2 = 3.095,33N$$

$$F'_1 = 4.281,43N$$

$$T_{1-2} = T_E = (F'_1 - F'_2) \cdot (R_2) = (4.281,43 - 3.095,33) \cdot 0,03154 = 37,410Nm$$

$$\alpha' = 0,243$$

$$R_H = -7.081,264N$$

$$R_V = -332,342N$$

$$F'_r = -T_E \frac{2}{D_E} = -37,410 \frac{2}{0,083127} = -900,059N$$

$$F'_R = F'_r \cdot \tan \phi = (-900,059) \cdot \tan(22,7959) = -378,274N$$

$$F'_{,1} = F'_r \cdot \tan \varphi = (-900,059) \cdot \tan(30) = -519,649N$$

Para determinar as reações, utilizam-se Momentos e Forças Resultantes

$$\sum R_N = 0$$

$$N_A + F'_{,1} = 0$$

$$N_A = 519,649N$$

$$\sum R_V = 0$$

$$V_A + F_R + R_V + V_B = 0$$

$$V_A + V_B = 710,616$$

$$\sum M_V^{\text{Pontos}} = 0$$

$$F'_R \cdot (a+b) + R_V \cdot (a+b+c + \frac{\Delta l}{2}) + V_B \cdot (a+b+c+d) = 0$$

$$V_B = 435,523N$$

$$V_A = 275,093N$$





Similarmente, para forças Horizontais:

$$\sum R_H = 0$$

$$H_A + F_T + R_H + H_B = 0$$

$$H_A + H_B = 7.981,323$$

$$\sum M_H^{\text{Ponto A}} = 0$$

$$F_T \cdot (a + b) + R_H \cdot (a + b + c + \frac{\Delta l}{2}) + H_B \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$H_B = 6.147,303 N$$

$$H_A = 1.834,020 N$$

De posse dos valores de forças e momentos atuantes no eixo (figura 25), determinam-se as secções críticas para análise e dimensionamento do diâmetro do eixo.

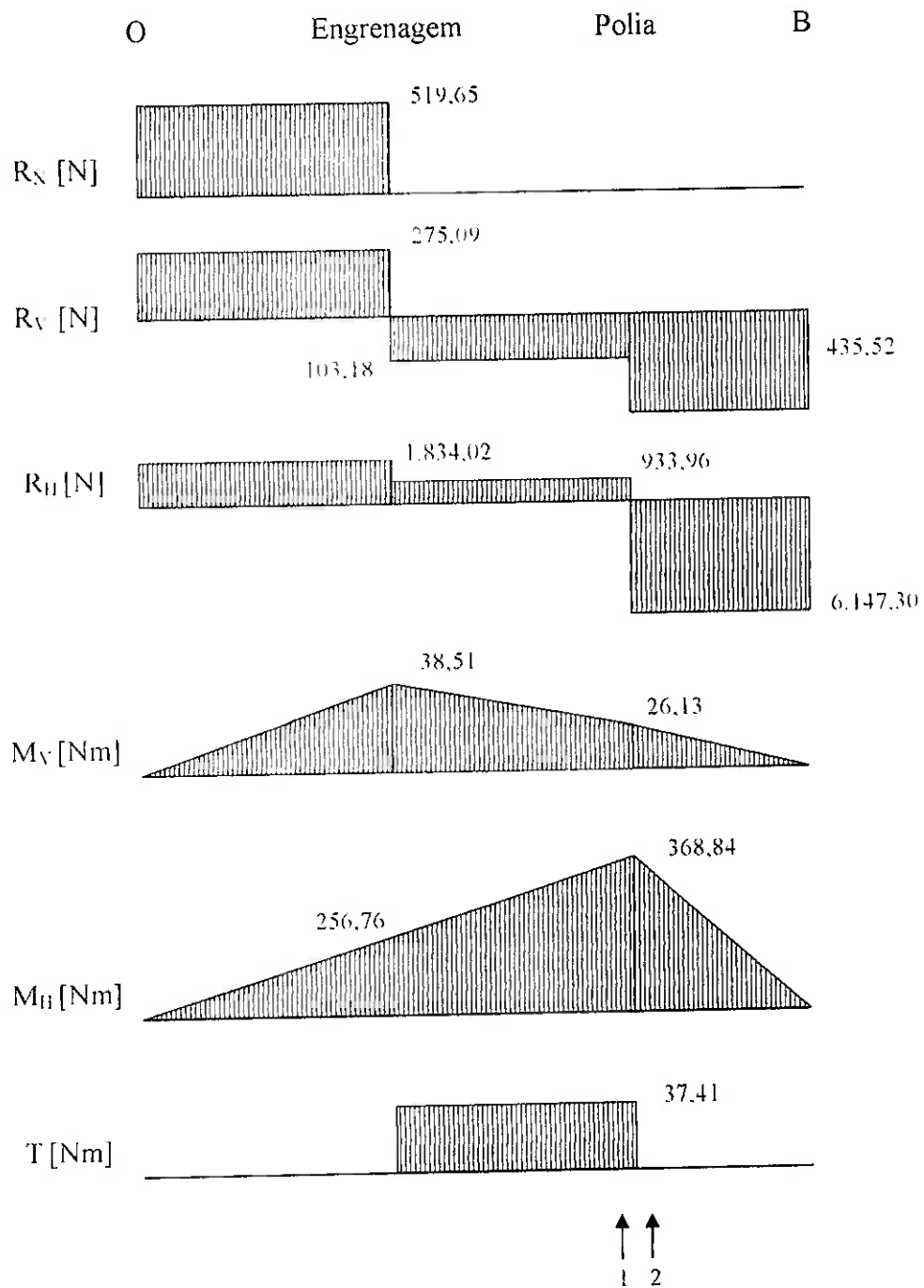
**Diagrama de Forças e Momentos para  $i=0,43$** 

Figura 25 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Secundário (menor relação)  
As secções críticas se encontram na região de polia, identificados como “1” e  
“2”.

**Dimensionamento do Eixo Secundário à Fadiga para Menor Relação ( $i = 0,43$ )**

Tem-se para a secção crítica I:

Esforços Alternados    Momentos

Esforços Médios        Torque

$$M_R = 369,762 Nm$$

$$\sigma_{em} = \frac{190,526}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32.(369,762)}{\pi d^3} = \frac{3.766,365}{d^3}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{d^3}{190,526} = 19,768$$

$$\sigma_{em} = 9,245 MPa$$

$$\sigma_{ea} = 182,753 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{3.766,365}{d^3} \right) \cdot \gamma = 182,753$$

$$d = \sqrt[3]{41,218 \cdot 10^{-6}} = 34,54 mm$$



Da mesma forma, determina-se o diâmetro para a secção crítica 2:

Esforços Alternados    Momentos

$$M_R = 369,762 Nm$$

$$\sigma_{em} = 0$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32 \cdot (467,682)}{\pi d^3} = \frac{3.766,365}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = 186 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{3.766,365}{d^3} \right) \cdot \gamma = 186$$

$$d = \sqrt[3]{40,499 \cdot 10^{-6}} = 34,34 mm$$

Como o valor encontrado para a secção crítica 2 é maior, será mantido este valor para o eixo secundário.

**Cálculos para Eixo para marcha à Ré selecionada**

A engrenagem de ré por ser também engrenagem helicoidal, terá as mesmas propriedades e ângulos já informados para a engrenagem para marcha a frente.

$$D_{Ré} = 76,70mm$$

$$F'_T = -T_E \frac{2}{D_E} = -177,488 \frac{2}{0,0767} = -4.628,110N$$

$$F'_R = F'_T \cdot \tan \phi = (4.628,110) \cdot \tan(22,7959) = -2.672,040N$$

$$F'_A = F'_T \cdot \tan \varphi = (-4.628,110) \cdot \tan(30) = -1.945,088N$$

Para determinar as reações, utilizam-se Momentos e Forças Resultantes

$$\sum R_N = 0$$

$$N_A - 2.672,040 = 0$$

$$N_A = 2.672,040N$$

$$\sum R_V = 0$$

$$V_A + F'_R + R_V + V_B = 0$$

$$V_A + V_B = 1.345,616$$

$$\sum M_V^{\text{ponto A}} = 0$$

$$F'_R \cdot (a+b) + R_V \cdot (a+b+c + \frac{\Delta l}{2}) + V_B \cdot (a+b+c+d) = 0$$

$$V_B = -15,823N$$

$$V_A = 1.361,439N$$

Similarmente, para forças Horizontais:



$$\sum R_H = 0$$

$$H_A + F_T + R_H + H_B = 0$$

$$H_A + H_B = 9.624,435$$

$$\sum M_H^{Ponto A} = 0$$

$$F_T \cdot (a + b) + R_H \cdot (a + b + c + \frac{\Delta l}{2}) + H_B \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$H_B = 5.341,762N$$

$$H_A = 4.282,673N$$

De posse dos valores de forças e momentos atuantes no eixo (figura 26), determinam-se as secções críticas para análise e dimensionamento do diâmetro do eixo.

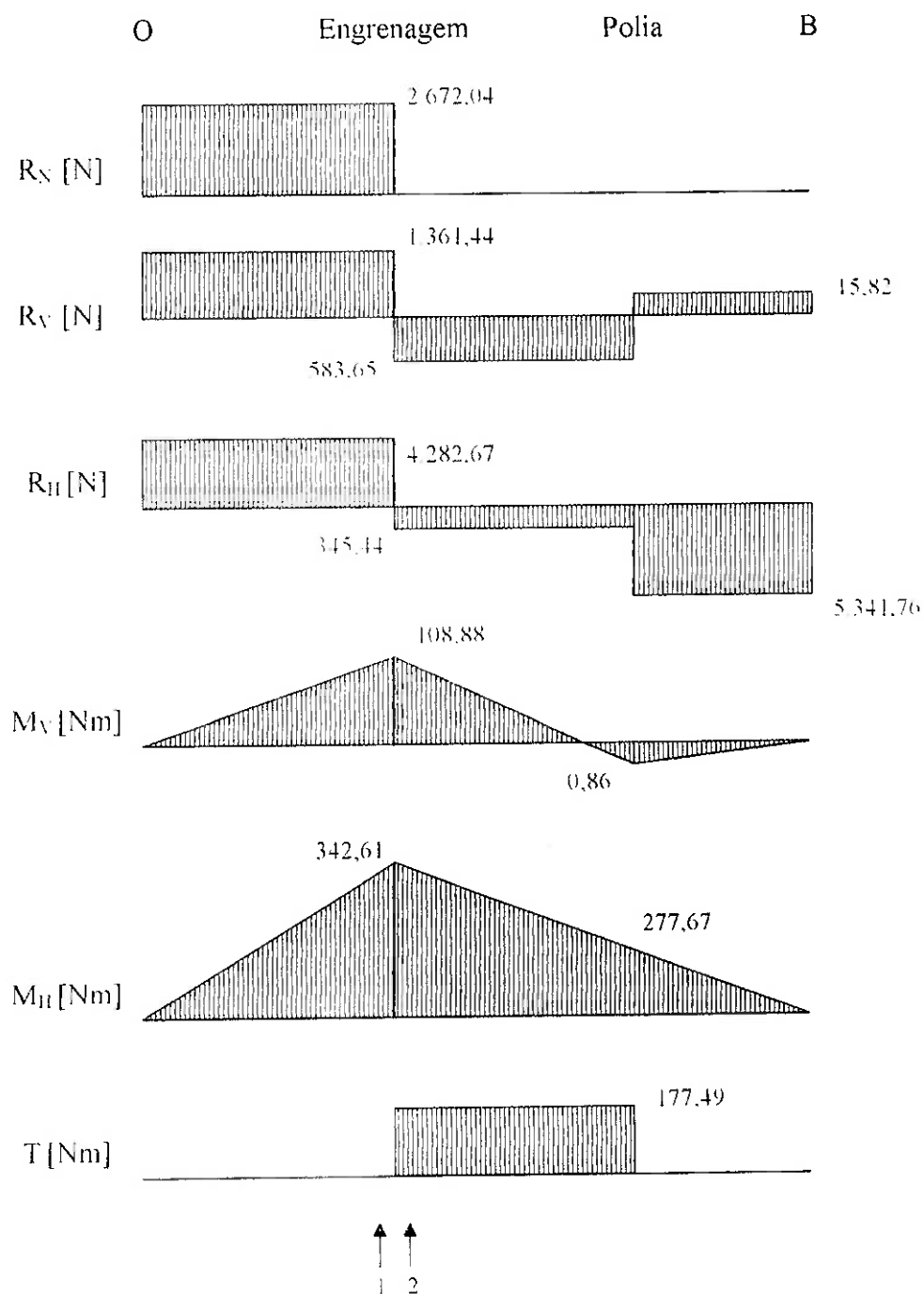
**Diagrama de Forças e Momentos para Ré**

Figura 26 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo Secundário (engrenagem Ré)  
As secções críticas se encontram na região de engrenagem, identificados como “1” e “2”.

**Dimensionamento do Eixo Secundário à Fadiga para Ré**

Tem-se para a secção crítica 1:

Esforços Alternados    Momentos

$$M_R = 359,499 Nm$$

$$\sigma_{em} = 0$$

$$\sigma_{ca} = \frac{32 \cdot (359,499)}{\pi d^3} = \frac{3.661,822}{d^3}$$

$$\sigma_{ca} = 186 MPa$$

$$\sigma_{ca} = \left( \frac{3.661,822}{d^3} \right) \cdot \gamma = 186$$

$$d = \sqrt[3]{39,374 \cdot 10^{-6}} = 34,02 mm$$

Verificação da hipótese de desconsiderar a influência da força normal:

$$\sigma_{em} = 4 MPa \Rightarrow \sigma_{ca} = 181,62 MPa$$

$$\Delta\sigma_{em} = \frac{183,94 - 186}{186} \cdot 100 = 1,11\%$$

Da mesma forma, determina-se o diâmetro para a secção crítica 2:

Esforços Alternados    Momentos

Esforços Médios        Torque



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

$$M_R = 359,499 Nm$$

$$\sigma_{em} = \frac{903,939}{d^3}$$

$$\sigma_{ca} = \frac{32.(359,499)}{\pi d^3} = \frac{3.661,822}{d^3}$$

$$3.661,822$$

$$\frac{\sigma_{ca}}{\sigma_{em}} = \frac{d^3}{903,939} = 4,051$$

$$\sigma_{em} = 42,254 MPa$$

$$\sigma_{ca} = 171,173 MPa$$

$$\sigma_{ca} = \left( \frac{3.661,822}{d^3} \right) \gamma = 171,173$$

$$d = \sqrt[3]{42,785 \cdot 10^{-6}} = 34,98 mm$$

**5.1.2.3 Dimensionamento do Eixo de Saída**

O esquema de forças e dimensões para o eixo de saída encontra-se a figura 27.

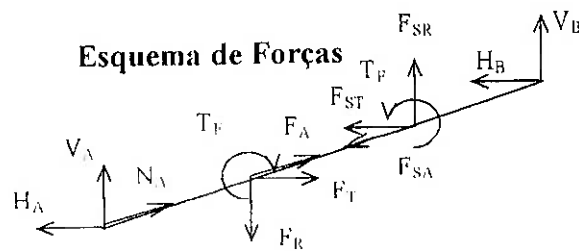
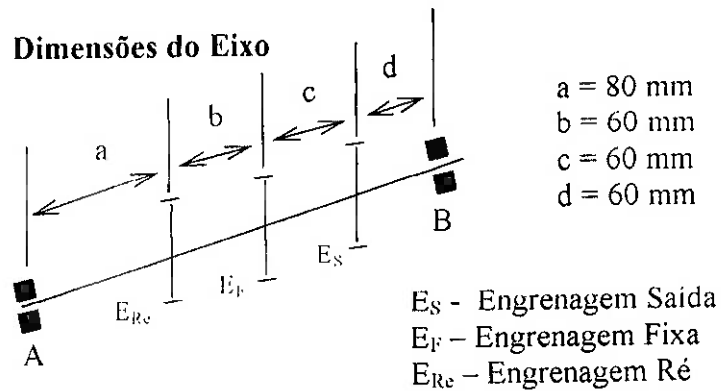


Figura 27 – Dimensão e Esquema de Forças atuantes no Eixo de Saída  
Os cálculos serão realizados para o par de engrenagens para marchas à frente e para marcha à ré.

- $\psi$  Ângulo da Hélice =  $30^\circ$   
 $\varphi_N$  Ângulo de pressão no plano normal =  $20^\circ$   
 $\varphi$  Ângulo de pressão real =  $22,7959^\circ$

**Cálculos para o pior caso – Maiores esforços para  $i=2,04$** 

$$F'_T = 4.270,285 N$$

$$F'_{A1} = -2.465,450 N$$

$$F'_R = 1.794,703 N$$

$$i = 2,04$$

$$D_{Saida} = 84,00 mm$$

$$D_{Movida} = D_{Motora} \cdot i = 83,127 \cdot (2,04) = 169,579 mm$$

$$M_T = F'_T \cdot \frac{D_{Movida}}{2} = 4.270,285 \cdot \frac{0,169579}{2} = 362,075 Nm$$

$$F_{ST} = M_T \cdot \frac{2}{D_{Saida}} = -362,075 \cdot \frac{2}{0,084} = -8.620,833 N$$

$$F'_{SR} = F'_{ST} \cdot \tan \phi = (-8.620,833) \cdot \tan(22,7959) = -3.623,139 N$$

$$F'_{SA} = F'_{ST} \cdot \tan \varphi = (8.620,833) \cdot \tan(30) = 4.977,240 N$$

Para determinar as reações, utilizam-se Momentos e Forças Resultantes

$$\sum R_N = 0$$

$$N_{A1} + F'_{A1} + F'_{SA1} = 0$$

$$N_{A1} = -2.511,790 N$$

$$\sum R_V = 0$$

$$V_{A1} + F'_R + F'_{SR} + V_B = 0$$

$$V_{A1} + V_B = 1.828,436$$

$$\sum M_V^{Ponto A} = 0$$

$$F'_R \cdot (a + b) + F'_{SR} \cdot (a + b + c) + V_B \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$V_B = 1.820,651 N$$

$$V_{A1} = 7,785 N$$

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

Similarmente, para forças Horizontais:

$$\sum R_H = 0$$

$$H_A + F_T + F_{ST} + H_B = 0$$

$$H_A + H_B = 4.350,548$$

$$\sum M_H^{Ponto A} = 0$$

$$F_T \cdot (a + b) + F_{ST} \cdot (a + b + c) + H_B \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$H_B = 4.332,026 N$$

$$H_A = 18,522 N$$

A secção crítica é determinada no ponto de maior momento e torção, indicada na figura 28.

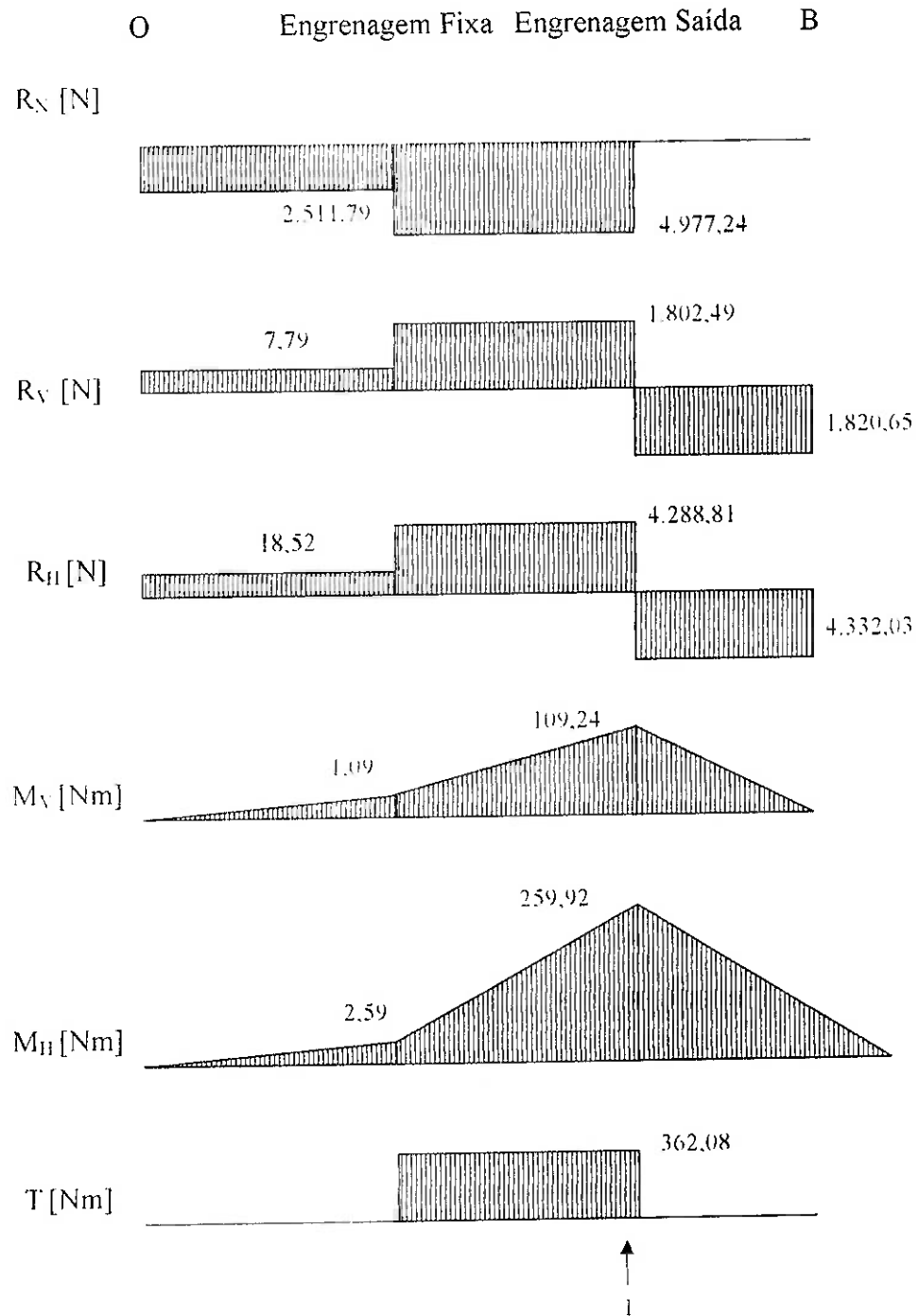
**Diagrama de Forças e Momentos**

Figura 28 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo de Saída



### Dimensionamento do Eixo de Saída à Fadiga

Inicialmente, desprezam-se as influências da força normal. Assim, tem-se para a secção crítica 1:

Esforços Alternados    Momentos

Esforços Médios        Torque e Força Normal

$$M_R = 281,944 Nm$$

$$R_N = 4.977,24 N$$

$$\sigma_{em} = \frac{1.844,033}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32.(281,944)}{\pi d^3} = \frac{2.871,861}{d^3}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{2.871,861}{\frac{1.844,033}{d^3}} = 1,557$$

$$\sigma_{ea} = 151,788 MPa$$

$$\sigma_{em} = 97,487 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{2.871,861}{d^3} \right) \cdot \gamma = 151,788$$

$$d = \sqrt[3]{37,8404 \cdot 10^{-6}} = 33,57 mm$$

Verificação da hipótese de desconsiderar a influência da força normal:

$$\sigma_{em} = 103,271 MPa \Rightarrow \sigma_{ea} = 160,794 MPa$$

$$\Delta\sigma_{em} = \frac{160,79 - 151,79}{160,79} \cdot 100 = 5,60\%$$

Como o valor do erro é pequeno, a hipótese inicial de desprezar a influência da força normal pode ser aplicada.

**Cálculos para Eixo de Saída para marcha à Ré selecionada**

A engrenagem de ré por ser também engrenagem helicoidal, terá as mesmas propriedades e ângulos já informados para a engrenagem para marcha à frente.

$$D_{\text{Interm Re}} = 79,5 \text{ mm}$$

$$F'_{T \text{ Re}} = 4.628,110 \text{ N}$$

$$F'_{A \text{ Re}} = -2.672,04 \text{ N}$$

$$F'_{R \text{ Re}} = 1.945,088 \text{ N}$$

$$D_{\text{Saída Re}} = 162,60 \text{ mm}$$

$$M_{T \text{ Re}} = F'_{T \text{ Re}} \cdot \frac{D_{\text{Saída Re}}}{2} = 4.628,110 \cdot \frac{0,1626}{2} = 376,265 \text{ Nm}$$

$$F'_{ST} = M_{T \text{ Re}} \cdot \frac{2}{D_{\text{Saída}}} = -376,265 \cdot \frac{2}{0,084} = -8.958,698 \text{ N}$$

$$F'_{SR} = F'_{ST} \cdot \tan \phi = (-8.958,698) \cdot \tan(22,7959) = -3.765,135 \text{ N}$$

$$F'_{SA} = F'_{ST} \cdot \tan \varphi = (8.958,698) \cdot \tan(30) = 5.172,307 \text{ N}$$

Para determinar as reações, utilizam-se Momentos e Forças Resultantes

$$\sum R_N = 0$$

$$N_A + F'_A + F'_{SA} = 0$$

$$N_A = -3.136,912 \text{ N}$$

$$\sum R_V = 0$$

$$V_A + F'_{R \text{ Re}} + F'_{SR} + V_B = 0$$

$$V_A + V_B = 2.283,164$$

$$\sum M_V^{\text{Ponto A}} = 0$$

$$F'_{R \text{ Re}} \cdot (a) + F'_{SR} \cdot (a + b + c) + V_B \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$V_B = 2.654,013 \text{ N}$$

$$V_A = -370,849 \text{ N}$$



Similarmente, para forças Horizontais:

$$\sum R_H = 0$$

$$H_A + F_{T_{Re}} + F_{ST} + H_B = 0$$

$$H_A + H_B = 5.432,520$$

$$\sum M_H^{PontoA} = 0$$

$$F_{T_{Re}} \cdot (a) + F_{ST} \cdot (a + b + c) + H_B \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$H_B = 6.314,912N$$

$$H_A = -882,392N$$

A secção crítica é determinada no ponto de maior momento e torção, indicada na figura 29.



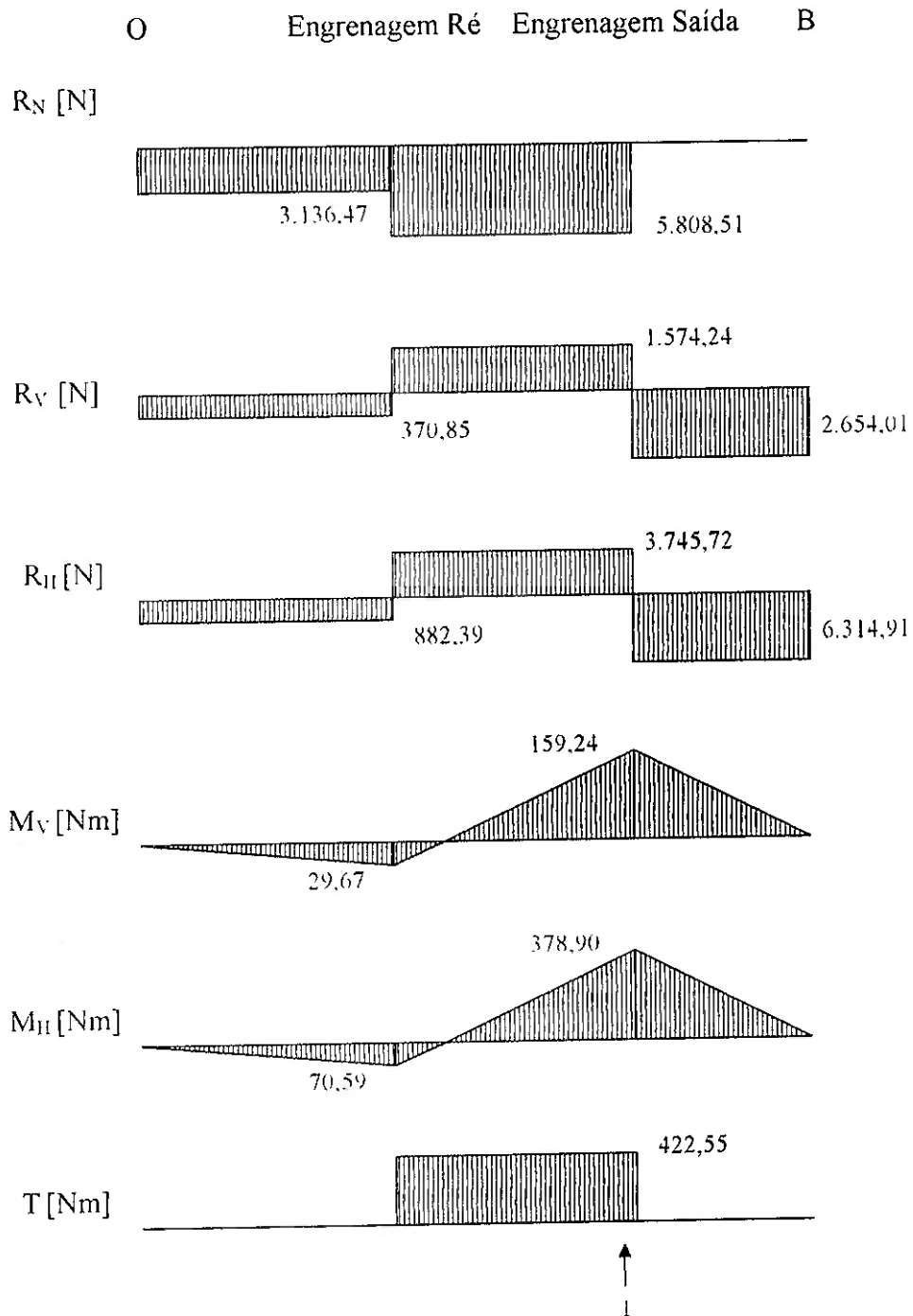
**Diagrama de Forças e Momentos**

Figura 29 – Diagrama de Forças e Momentos para Eixo de Saída

**Dimensionamento do Eixo de Saída à Fadiga**

Inicialmente, desprezam-se as influências da força normal. Assim, tem-se para a secção crítica 1:

Esforços Alternados      Momentos

Esforços Médios      Torque e Força Normal

$$M_R = 410,998 Nm$$

$$R_N = 5.808,507 N$$

$$\sigma_{em} = \frac{2.152,009}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32.(410,998)}{\pi d^3} = \frac{4.186,388}{d^3}$$

$$4.186,388$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{d^3}{2.152,009} = 1,945$$

$$\sigma_{ea} = 157,546 MPa$$

$$\sigma_{em} = 81,001 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{4.186,388}{d^3} \right) \cdot \gamma = 157,546$$

$$d = \sqrt[3]{53,1450 \cdot 10^{-6}} = 37,59 mm$$

Verificação da hipótese de desconsiderar a influência da força normal:

$$\sigma_{em} = 103,271 MPa \Rightarrow \sigma_{ea} = 160,794 MPa$$

$$\Delta\sigma_{em} = \frac{160,79 - 151,79}{160,79} \cdot 100 = 5,60\%$$

Como o valor do erro é pequeno, a hipótese inicial de desprezar a influência da força normal pode ser aplicada.

**Dimensionamento do Eixo de Saída à Fadiga**

Inicialmente, desprezam-se as influências da força normal. Assim, tem-se para a secção crítica I:

Esforços Alternados      Momentos

Esforços Médios          Torque e Força Normal

$$M_R = 410,998 Nm$$

$$R_N = 5.808,507 N$$

$$\sigma_{em} = \frac{2.152,009}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32.(410,998)}{\pi d^3} = \frac{4.186,388}{d^3}$$

$$4.186,388$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{d^3}{2.152,009} = 1,945$$

$$\sigma_{ea} = 157,546 MPa$$

$$\sigma_{em} = 81,001 MPa$$

$$\sigma_{ea} = \left( \frac{4.186,388}{d^3} \right) \cdot \gamma = 157,546$$

$$d = \sqrt[3]{53,1450 \cdot 10^{-6}} = 37,59 mm$$

Verificação da hipótese de desconsiderar a influência da força normal:

$$\sigma_{em} = 103,271 MPa \Rightarrow \sigma_{ea} = 160,794 MPa$$

$$\Delta\sigma_{em} = \frac{160,79 - 151,79}{160,79} \cdot 100 = 5,60\%$$

Como o valor do erro é pequeno, a hipótese inicial de desprezar a influência da força normal pode ser aplicada.



### 5.1.3 – Dimensionamento das Engrenagens

Analogamente ao dimensionamento dos eixos, serão verificadas as engrenagens a serem utilizadas, tanto as engrenagens de ré quanto a engrenagem de marcha para frente e o par de engrenagens de saída. As equações a serem utilizadas são as seguintes <sup>[5]</sup>:

#### Para dimensionamento à verificação a Fadiga superficial

$$I = \frac{\sin \phi \cdot \cos \phi}{2} \cdot \left( \frac{i}{i+1} \right)$$

$$\sigma_H = C_P \sqrt{\frac{F_T}{b \cdot d_p \cdot I} \cdot \left( \frac{\cos \phi}{0,95CR} \right) \cdot K_V \cdot K_0 \cdot (0,93K_M)}$$

$$S_H = S_{fe} \cdot C_{Li} \cdot C_R$$

$$\sigma_H \leq S_H$$

#### Para verificação à flexão

$$\sigma_N = \frac{F_T \cdot P}{b \cdot J} \cdot K_V \cdot K_0 \cdot (0,93K_M)$$

$$S_N = S'_N \cdot C'_L \cdot C'_G \cdot C'_S \cdot k_S \cdot k_T \cdot k_{MS}$$

$$\sigma_N \leq S_N$$

Onde:

$F_T$	Força Tangencial em [lbf]
$C_P$	Coefficiente Elástico
$K_V$	Fator de Velocidade
$K_0$	Fator de Sobrecarga
$K_M$	Fator de Montagem
$d_p$	Diâmetro do Circulo de Base
$\psi$	Ângulo de Hélice
$I$	Fator de Geometria
$CR$	Raio de Contato



$k_r$	Fator Confiabilidade
$k_t$	Fator de Temperatura
$k_{ms}$	Fator de Tensão Média
$P$	Diâmetro Primitivo
$b$	Largura de Face em polegadas
$J$	Fator Geométrico

### 5.1.3.1 Dimensionamento da Engrenagem para marcha à frente

Para a engrenagem da marcha à frente, localizada no eixo secundário, tem-se as seguintes dimensões:



Para dimensionamento à verificação a Fadiga superficial

$$d_{eng} = 83,127 \text{ mm} \Rightarrow d_{eng} = 3,273''$$

$$m = 2,30909$$

$$N = 36$$

$$P = \frac{25,4}{m} = 11$$

$$C_p = 2,300$$

$$C_R = 2,43$$

$$K_V = 1,108$$

$$K_0 = 1,35$$

$$K_M = 1,30$$

$$C_L = 1$$

$$C_G = 1$$

$$C_S = 0,70$$

$$I = \frac{\sin 20 \cdot \cos 20}{2} \cdot \left( \frac{2,04}{2,04 + 1} \right) = 0,108$$

$$C_{Li} = 1$$

$$C_R = 0,80$$

$$S_{fe} = 114 \text{ ksi}$$

$$S_H = 114 \cdot 1 \cdot 0,8 = 91,2 \text{ ksi}$$

$$\sigma_H = S_H$$

$$91,2 = 2,300 \sqrt{\frac{959,670}{b \cdot 3,273 \cdot 0,108} \cdot \left( \frac{\cos 30}{0,95 \cdot 2,43} \right)} \cdot 1,108 \cdot 1,35 \cdot 0,93 \cdot 1,3$$

$$b = \frac{1}{0,9133} = 1,1714'' \Rightarrow b = 29,75 \text{ mm}$$



Para verificação à flexão

$$J = 0,975$$

$$C_L = 1$$

$$C_G = 1$$

$$C_S = 0,70$$

$$S'_N = \frac{145}{2} = 72,5 \text{ksi}$$

$$\sigma_N = \frac{(959,670) \cdot 11}{(1,1714) \cdot (0,975)} \cdot (1,108) \cdot (1,35) \cdot (0,93) \cdot (1,3) = 16,714 \text{ksi}$$

$$S_N = \frac{145}{2} \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,70) \cdot (0,659) \cdot (1) \cdot (0,923) = 30,869 \text{Ksi}$$

Como  $\sigma_N$  é menor que  $S_N$ , a engrenagem é considerada aceitável para verificação à flexão.

**5.1.3.2 Dimensionamento da Engrenagem para marcha à frente (eixo Saída)**

Para a engrenagem da marcha à frente, localizada no eixo de saída, tem-se:

**Para dimensionamento à verificação a Fadiga superficial**

$$d_{eng2} = 169,58mm \Rightarrow d_{eng2} = 6,676''$$

$$m = 2,30909$$

$$N = 73$$

$$P = \frac{25,4}{m} = 11$$

$$C_p = 2.300$$

$$C_R = 2,43$$

$$K_V = 1,408$$

$$K_0 = 1,75$$

$$K_M = 1,30$$

$$C_L = 1$$

$$C_G = 1$$

$$C_S = 0,70$$

$$I = 0,108$$

$$C_{Li} = 1$$

$$C_R = 0,80$$

$$S_H = 114.1.0,8 = 91,2ksi$$

$$\sigma_H = S_H$$

$$91,2 = 2.300 \sqrt{\frac{959,670}{b.6,676.0,108} \left( \frac{\cos 30}{0,95.2,43} \right) 1,408.1,75.0,93.1,3}$$

$$b = \frac{1}{0,946} = 1,057'' \Rightarrow b = 26,85mm$$

Adota-se largura da engrenagem do eixo secundário  $b = 30$  mm





Para verificação à flexão

$$J = 0,975$$

$$C_L = 1$$

$$C_G = 1$$

$$C_S = 0,70$$

$$\sigma_N = \frac{(959,670) \cdot 11}{(1,057) \cdot (0,975)} \cdot (1,408) \cdot (1,75) \cdot (0,93) \cdot (1,3) = 30,514 \text{ksi}$$

$$S_N = 30,869 \text{Ksi}$$

Como  $\sigma_N$  é menor que  $S_N$ , a engrenagem é considerada aceitável para verificação à flexão.



### 5.1.3.3 Dimensionamento das Engrenagens para marcha a Ré

Similarmente ao realizado para as engrenagem para frente, têm-se, para as engrenagens da marcha à Ré, localizadas no eixo secundário, eixo intermediário e eixo de saída:

#### Para dimensionamento à verificação a Fadiga superficial

$$d_{eng1} = 76,7mm \Rightarrow d_{eng1} = 3,020" \Rightarrow N = 33$$

$$d_{eng2} = 79,5mm \Rightarrow d_{eng2} = 3,130" \Rightarrow N = 35$$

$$d_{eng3} = 162,6mm \Rightarrow d_{eng3} = 6,401" \Rightarrow N = 69$$

$$K_{V1} = 1,774$$

$$K_{V2} = 2,089$$

$$K_{V3} = 2,194$$

$$S_{H1} = 91,2ksi$$

$$\sigma_H = S_H$$

$$b_1 = 1,589" \Rightarrow b_1 = 40,36mm$$

$$b_2 = 1,646" \Rightarrow b_2 = 41,81mm$$

$$b_3 = 1,749" \Rightarrow b_3 = 44,42mm$$

Admite-se a largura da engrenagem como o maior valor  $b = 41mm$

#### Para verificação à flexão

$$\sigma_{M1} = \frac{(959,670).11}{(1,589).(0,975)} . (1,774) . (1,75) . (0,93) . (1,3) = 15,768ksi$$

$$\sigma_{N2} = 18,468ksi$$

$$\sigma_{N3} = 22,840ksi$$

$$S_N = 30,869ksi$$

Como os valores encontrados para  $\sigma_N$  são menores que  $S_N$ , as engrenagens são consideradas aceitáveis para verificação à flexão.



### 5.1.3.4 Dimensionamento da Engrenagem de Saída

Tem-se, para a engrenagem de saída:

**Para dimensionamento à verificação a Fadiga superficial**

$$d_{eng} = 84mm \Rightarrow d_{eng} = 3,307''$$

$$K_V = 1,408$$

$$I = 0,132$$

$$F_T = 2.260,947lbs$$

$$S_H = 91,2ksi$$

$$\sigma_H = S_H$$

$$b = 2,592'' \Rightarrow b = 65,83mm$$

**Para verificação à flexão**

$$\sigma_N = 29,316ksi$$

$$S_N = 30,869Ksi$$

Como os valores encontrados para  $\sigma_N$  são menores que  $S_N$ , as engrenagens são consideradas aceitáveis para verificação à flexão.



### 5.2 – Determinação do Sistema de Controle

No caso do veículo de transmissão manual, a variação da posição do acelerador corresponde à variação da velocidade angular do motor e portanto a variação da velocidade do veículo.

Para o sistema de controle da transmissão CVT, têm-se como entradas do sistema a velocidade instantânea do veículo ( $V$ ), o aclave do solo ( $\alpha$ ), posição e variação do pedal do acelerador ( $\theta$  e  $d\theta/dt$ ) e rotação do motor ( $\omega$ ).

No caso da transmissão CVT, será proposta inicialmente equivalência linear entre a variação da velocidade do veículo e a variação da posição angular do acelerador, para um curso total de  $25^\circ$ , conforme ilustrado na figura 30 (medido em acelerador de produção):

$$\frac{dv}{dt} = \frac{df(\theta)}{dt} \cdot k \quad (21,22)$$
$$\frac{dv}{dt} = 7,613 \frac{d\theta}{dt} \mapsto 5 \leq \theta < 25$$

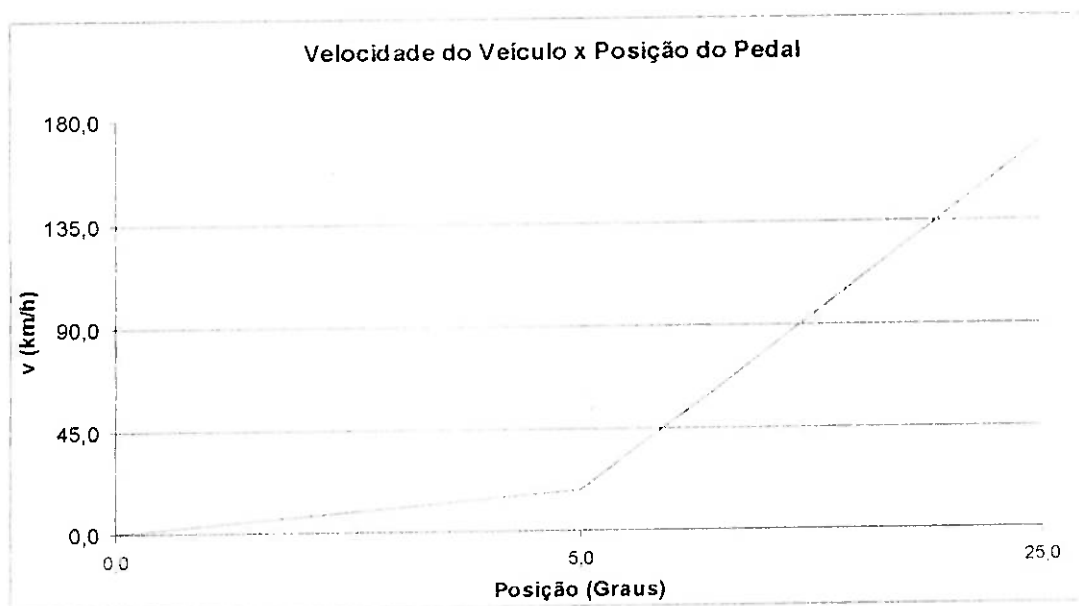


Figura 30 – Variação da Velocidade em função da Posição do Pedal do Acelerador



A partir da equação 12, tem-se a aceleração em função das forças reativas e torque disponível nas rodas.

$$M_{equiv} \cdot \dot{v} = \frac{T_{roda}}{r_{dinamico}} - \frac{\rho}{2} \cdot c_x \cdot A \cdot v^2 - P \cdot \sin \alpha - P \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (23)$$
$$T_{roda} = \left( M_{equiv} \cdot 7,613 \dot{\theta} + \frac{\rho}{2} \cdot c_x \cdot A \cdot v^2 - P \cdot \sin \alpha - P \cdot f \cdot \cos \alpha \right) r_{dinamico}$$

O torque de saída nas rodas é dado pela seguinte expressão:

$$T_{roda} = i_{CVT} \cdot i_{eng} \cdot i_{difer} \cdot T_{motor} \quad (24)$$

Igualando-se as equações 23 e 24, tem-se:

$$i_{CVT} \cdot T_{motor} = \frac{\left( M_{equiv} \cdot 7,613 \dot{\theta} + \frac{\rho}{2} \cdot c_x \cdot A \cdot v^2 - P \cdot \sin \alpha - P \cdot f \cdot \cos \alpha \right) r_{dinamico}}{i_{eng} \cdot i_{difer}} \quad (25)$$

Admitindo-se que as cargas parciais serão função somente da posição angular da borboleta do acelerador e esta com o pedal do acelerador e que o torque final do motor está relacionado com esta posição, tem-se:

$$T_{motorreal} = \frac{\theta}{25} \cdot T_{motor} \quad (26)$$

Tem-se então a relação final de variação de engrenamento do sistema CVT.

$$i_{CVT} = \frac{\left( M_{equiv} \cdot 7,613 \dot{\theta} + \frac{\rho}{2} \cdot c_x \cdot A \cdot v^2 - P \cdot \sin \alpha - P \cdot f \cdot \cos \alpha \right) r_{dinamico}}{i_{eng} \cdot i_{difer} \cdot \frac{\theta}{25} \cdot T_{motor}} \quad (27)$$

Onde:

$i_{CVT}$  Variável a ser controlada

$\theta$ ,  $v$  e  $\alpha$  Variáveis de referência

Os valores do torque do motor estão tabelados para cada rotação do motor e carga total. No caso de ser selecionada a opção de direção esportiva, os valores do torque do motor aplicados serão os valores tabelados para maior aceleração a cada velocidade.



### 5.3 – Determinação do Sistema de Atuação

Para a atuação do sistema, serão considerados cinco programas básicos do sistema de controle, para todos os tipos de atuação.

Programa	Controle	Acionamento	Posição Axial
Acionamento Ré	Usuário	Alavanca posição Ré	$D = 11,34 \text{ mm}$
Acionamento “Sobe / Desce”	Usuário	Alavanca posições “+ / -”	Discreto $0,00 < D < 16,04$
Posicionamento Neutro	Usuário	Alavanca Posição Neutra	
Acionamento Contínuo	Controlador	Lógica de Controle 1	Discreto $0,00 < D < 16,04$
Acionamento Contínuo Direção Esportiva	Controlador	Lógica de Controle 2	Discreto $0,00 < D < 16,04$

Tabela VIII – Programas de Acionamento do Controle

O sistema de acionamento é composto de luva de acionamento solidária à polia a ser movimentada, garfo de acionamento, mancal de deslizamento e motor de passo. O motor de passo ao ser acionado, move, por meio de um fuso central, radialmente o conjunto garfo e luva, movimentando a polia, conforme pode ser visto na figura 33.

O sistema de acionamento é individual para cada eixo, ou seja, tanto o eixo primário quanto o secundário possuem sistemas individuais de acionamento, sendo mantidos sincronizados os movimentos pelo sistema de controle, permitindo manter o mesmo comprimento de correia. O sentido de movimentação dos dois conjuntos será o mesmo, para qualquer marcha selecionada. O sensor de posição do tipo potenciômetro linear terá a função de realimentar o sistema, informando a posição das luvas e portanto o diâmetro instantâneo.

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

No caso do acionamento do ponto neutro, o sistema movimentará as polias diferentemente, permitindo o escorregamento da correia, desacoplando o sistema. A força de acionamento deve ser suficiente para vencer a força axial aplicada pela correia na polia.

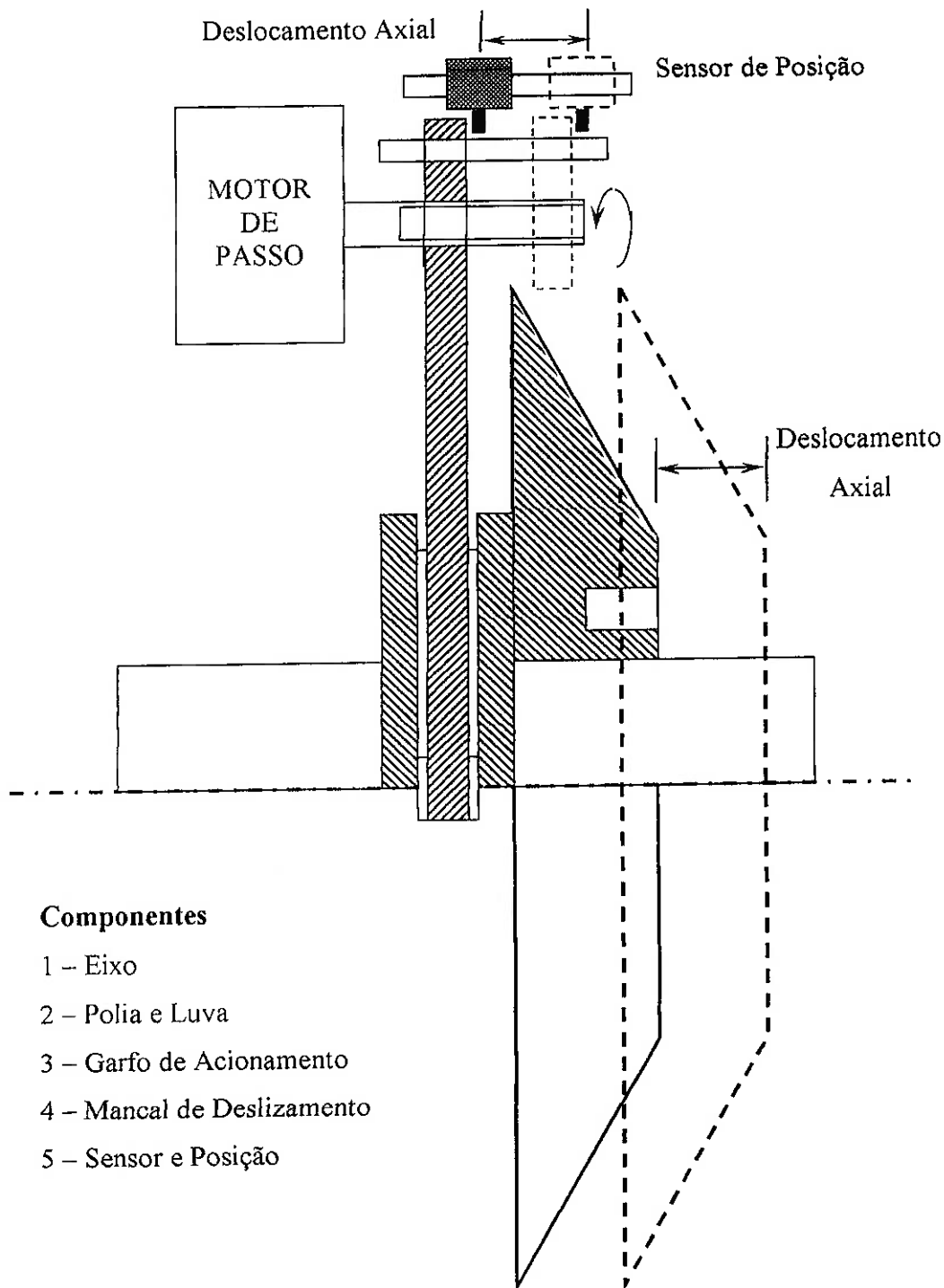


Figura 31 – Esquema de Funcionamento do Sistema de Movimentação da Polia



### 5.3.1. Dimensionamento do Garfo de Acionamento

As forças atuantes no garfo de acionamento são a força de acionamento necessária para vencer a força axial e o torque aplicado pelo parafuso do motor de passo.

Para efeito de segurança do sistema, considera-se a força a ser aplicada para movimentação da polia como 30% maior que a força axial, conforme estudos já verificados <sup>[9]</sup>. Para manter-se apenas um projeto, será considerado o pior caso de acionamento.

O torque aplicado pelo fuso é dado por <sup>[5]</sup>:

$$T = \frac{F d_m}{2} \cdot \frac{f \pi d_m + L}{\pi d_m - f L} \quad (28)$$

Onde (para fuso padrão):

- T Torque aplicado pelo fuso
- F Força necessária para mover a luva
- f Coeficiente de atrito do Fuso (f = 0.16)
- d<sub>m</sub> Diâmetro do Fuso (d<sub>m</sub> = 25,4 mm)
- L Passo do Fuso (L = 5,08 mm)

Para força de acionamento de 5.000N, tem-se:

$$T = \frac{1,3 \cdot (5.000)(25,4)}{2 \cdot 1000} \cdot \frac{0,16 \pi (25,4) + 5,08}{\pi (25,4) - 0,16(5,08)} = 18,65 Nm$$

Seleciona-se motor de passo IMPEX tipo 42PM-C301 de 19,6 Nm. O deslocamento total da polia móvel é 16 mm. O fuso deverá dar 3,2 voltas completas para deslocamento total. O tempo máximo para cada volta deverá ser 1 s.





### 5.4 – Análise Termodinâmica do Acoplamento Polia e Correia

O objetivo desta análise é o estudo termodinâmico do acoplamento entre polia e correia bem como identificação de eventuais limites de projeto e estimar a temperatura superficial na região de transmissão de torque e regiões adjacentes.

#### 5.4.1. Determinação da taxa de Calor Transferida às Polias

Através de medições experimentais<sup>[9]</sup>, verificou-se que para valores acima de 1,3 vez, o escorregamento entre as rotações da correia e polia está relacionado linearmente com a relação  $F/F_N$ , ou seja, entre a força aplicada na polia para sua movimentação e posicionamento e força normal necessária para manter o contato entre polia e correia.

Abaixo de 1,3 o escorregamento varia exponencialmente com a relação. Este comportamento pode ser visto na figura 34.

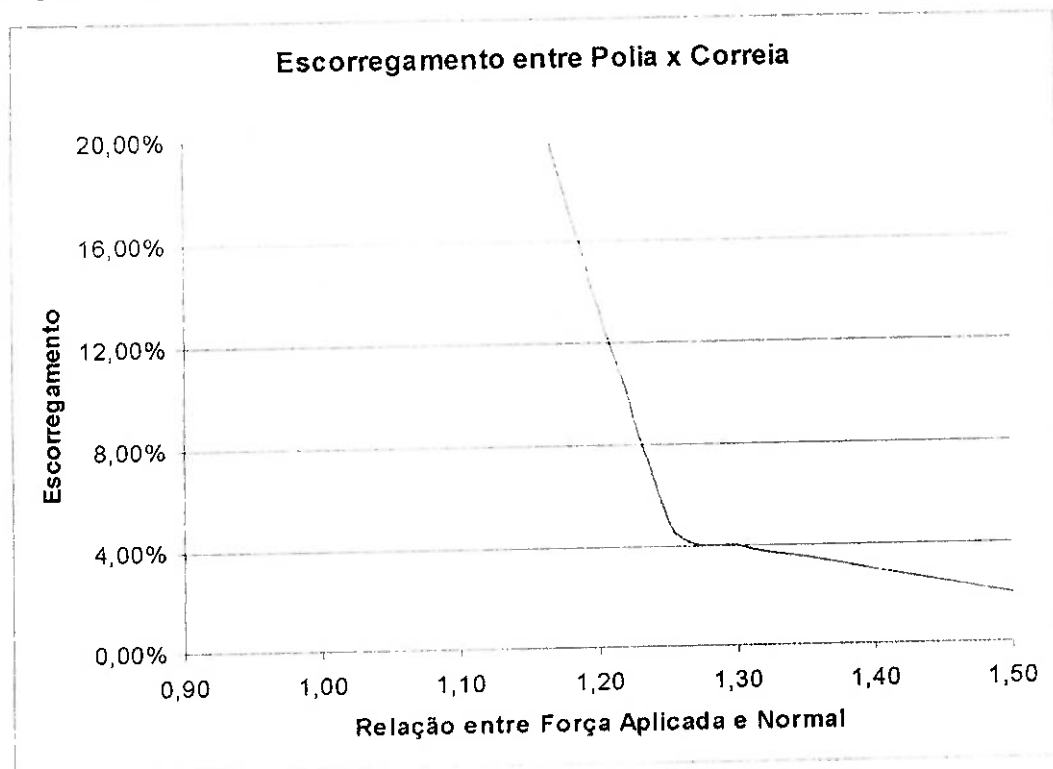


Figura 32 – Variação do Escorregamento Polia e Correia x Força Aplicada



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

De posse dos valores da força de atrito atuantes no par de polias pode-se estudar a variação de calor transferido para a polia e conseqüentemente a variação de rendimento do sistema.

Para esta análise termodinâmica, serão admitidas as seguintes hipóteses:

- Variações de relação de engrenamento desprezíveis;
- Variações de energia potencial e cinética (deslocamento angular) nulas;
- Dilatações térmicas das polias e correias desprezíveis;
- Forças aplicadas no conjunto invariáveis (regime permanente). Uma vez que estas forças são as máximas, os valores encontrados estarão acima do que o caso real, mantendo para o sistema coeficiente de segurança maior que 1;
- Transmissão de calor para o meio nula. Todo o calor será transferido para o par de polias.

O determinação do sistema pode ser verificado na figura 35.

Para o cálculo do calor transmitido para a polia, foi considerada a superfície de controle como sendo a fronteira entre a área de contato polia e correia. Desta forma, pode-se considerar o trabalho da força de atrito como sendo fornecido sistema e todo o calor gerado por este atrito entre a correia e o par de polias é transmitido para os corpos das polias, por condução térmica.

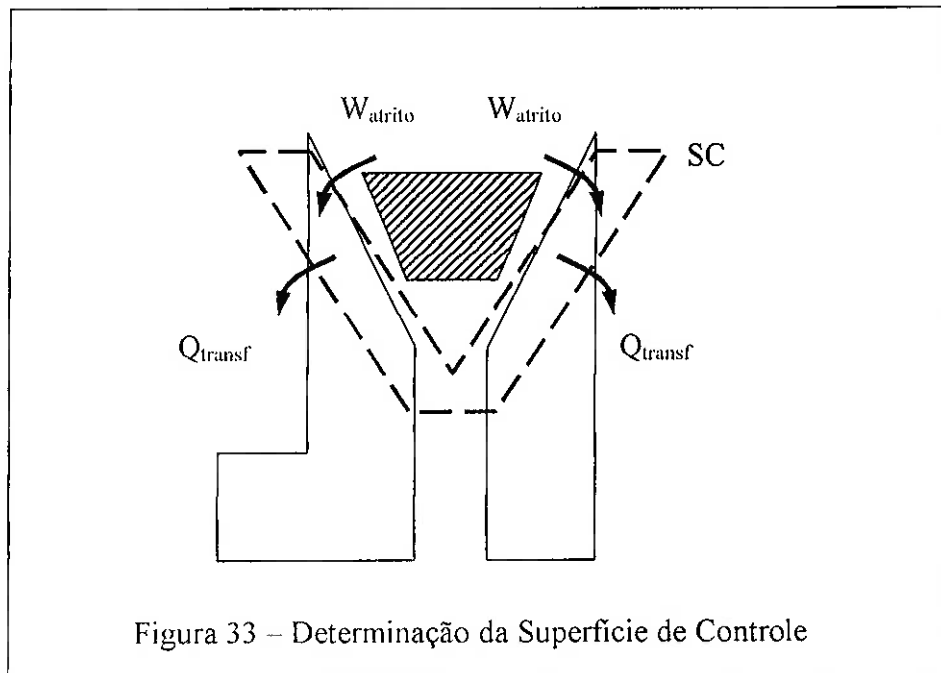


Figura 33 – Determinação da Superfície de Controle

Aplicando-se a primeira lei para este sistema, considerando-se apenas a influência da força de atrito :

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \Delta E + \dot{W} \\ \dot{W} &= M_T \cdot \omega \cdot \varepsilon\end{aligned}\tag{29}$$

Onde:

$\varepsilon$  Escorregamento

Tem-se para os eixos primário e secundário:

$$\dot{Q}_{TRANSF} = \dot{W}_{ATRITO} = -F_{A\max} \cdot R \cdot \omega \cdot \varepsilon = -M_T \cdot \omega \cdot \varepsilon\tag{30}$$

A taxa de calor transferido para o par de polias é função somente do escorregamento e da rotação de entrada do eixo (rotação do motor), uma vez que a influência da relação de transmissão é anulada pelos termos  $M_T$  e  $\omega$ .

**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

Variando-se o escorregamento entre 2,5% e 4,0%, determinam-se os valores de calor transferidos, sendo considerado o pior caso o menor diâmetro de polia (figura 36).

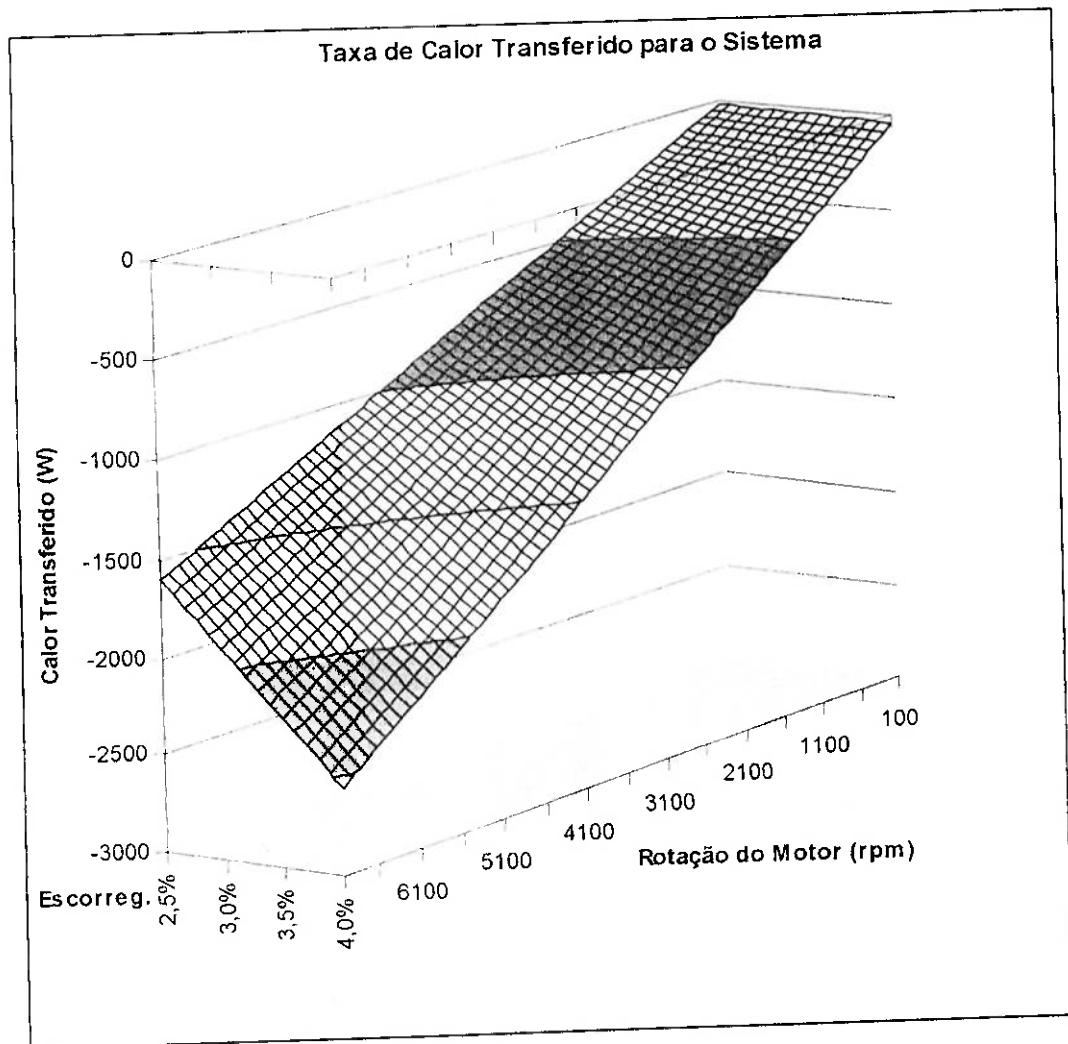


Figura 34 – Taxa de Calor transferido para Polias para menor diâmetro

O rendimento do sistema é dado por:

$$\eta = \frac{W_{UTIL}}{W_{DISPON}} = \frac{M_T \cdot \omega - M_T \cdot \omega \cdot \varepsilon}{M_T \cdot \omega} = 1 - \varepsilon \quad (31)$$

Desta forma, para um valor máximo de 4% de escorregamento, o rendimento do sistema será de 96%.



### 5.4.2. Determinação da taxa de Aumento de Temperatura

Para se determinar o aumento de temperatura entre o ponto de contato polia / correia e superfície externa do eixo, tem-se <sup>[22]</sup>:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot \Delta(T_{POLIA} - T_{EIXO})}{\ln \frac{R_{EIXO}}{R_{POLIA}}} \quad (32)$$

Onde:

k Condutividade Térmica ( $k_{Aço} = 43 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ )

L Comprimento da Polia

$R_{POLIA}$  Raio da Polia

$R_{EIXO}$  Raio Externo do Eixo da Polia

$T_{POLIA}$  Temperatura da Polia

$T_{EIXO}$  Temperatura Externa do Eixo da Polia

O cálculo da diferença de temperatura entre o eixo e o ponto de aplicação do torque é realizado dividindo igualmente a taxa de calor para cada uma das polias. Assim, para uma polia, tem-se:

$$q = \frac{1}{2} \dot{Q}$$
$$\frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot \Delta(T_{POLIA} - T_{EIXO})}{\ln \frac{R_{EIXO}}{R_{POLIA}}} = \frac{1}{2} M_T \cdot \omega \cdot \varepsilon \quad (33)$$
$$\Delta(T_{POLIA} - T_{EIXO}) = \frac{M_T \cdot \omega \cdot \varepsilon}{4 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \cdot \ln \frac{R_{EIXO}}{R_{POLIA}}$$

Portanto, os valores de aumento de temperatura estão em função da rotação do motor e do escorregamento. Os cálculos foram realizados para a condição mais crítica, ou seja, menor diâmetro da polia. A curva de diferença de temperatura em função da rotação do motor e do escorregamento pode ser vista na figura 37.

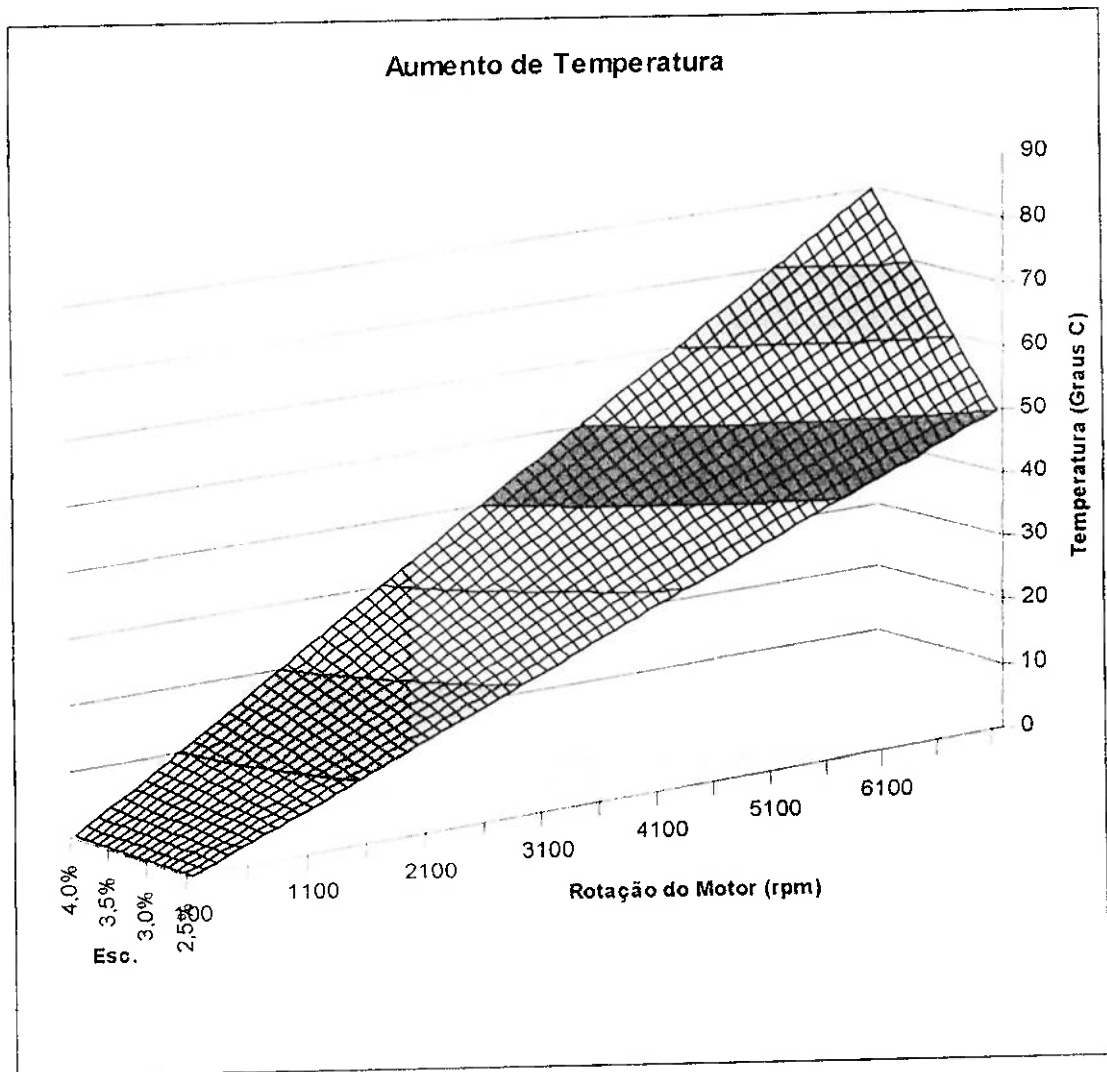


Figura 35 - Aumento de Temperatura na região de contato com a Correia



### 5.4.3. Análise dos Valores Encontrados

De posse dos valores encontrados de temperatura relativa entre o ponto externo do eixo e o ponto de contato da correia na polia, pode-se analisar os parâmetros de lubrificação, permitindo também a verificação do comportamento da correia em situações críticas.

A hipótese inicial de que todo o calor gerado pelas forças de atrito é transferido para a polia permite o cálculo do pior caso, levando-se em conta o sistema da transmissão. Porém, apenas uma parcela deste calor é realmente transferida para a polia. As parcelas restantes serão transferidas para o meio, para a correia e para o sistema de lubrificação. Desta forma, os valores de  $\Delta T$  encontrados serão maiores que os valores reais, permitindo o projeto do sistema com segurança.

Como a temperatura de operação máxima da correia é de 160 °C, e os maiores valores encontrados foram  $\Delta T = 80$  °C, será necessário manter os eixos em temperatura de operação máxima de 80 °C, que deverá ser facilmente atingida com sistema de lubrificação.

Além disso, o escorregamento não deve ultrapassar o valor de 4%, com risco de comprometer o desempenho mecânico do sistema polia e correia. Portanto, o projeto do sistema de acionamento das polias móveis deverá manter força mínima de acionamento 1,3 vez maior que a força normal necessária para manter o contato entre o par de polias e correia.

Mantendo-se o escorregamento no limite de 4%, tem-se rendimento mecânico de 96%, o que pode ser considerado razoável para sistemas mecânicos.



## 6. CONCLUSÕES

O projeto da transmissão CVT realizado levou em conta as necessidades para atender o mercado consumidor para veículos de motorização 1,0 litro. Estas necessidades têm basicamente como principal fator de ponderação o valor de compra deste tipo de veículo o fato de que, em apenas 7 anos, os veículos dito “populares” receberam aumentos de 100 a 110%, modificando o perfil inicial do público alvo.

Esta mudança de público alvo é facilmente notada pelo aumento de opcionais oferecidos para os modelos 1,0. Com isso, as fábricas vêm sistematicamente procurando alternativas para apresentarem diferenciais em seus modelos, porém sem aumento significativo de menor custo.

Foi apresentada como solução para esta necessidade uma modalidade de transmissão automática inédita em veículos montados no país, apenas utilizada em veículos importados. Esta transmissão tem operação similar às automáticas comuns para o usuário, porém de construção e controle menos complexas.

O foco deste trabalho foi apresentar um procedimento para desenvolvimento de transmissão do tipo CVT, desde o estudo de viabilidade até a implementação do projeto. Com as informações aqui apresentadas é possível a determinação dos modelos para o refinamento do projeto final, acelerando o processo de desenvolvimento e permitindo a validação dos modelos em fase experimental.

As ferramentas de dimensionamento utilizadas permitiram o projeto do conjunto completo da transmissão, atendendo as características de utilização e segurança, sempre se levando em conta os casos críticos de uso (rotações e torque máximos).

Para o completo desenvolvimento do projeto, os próximos passos a serem realizados são os seguintes:





**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

---

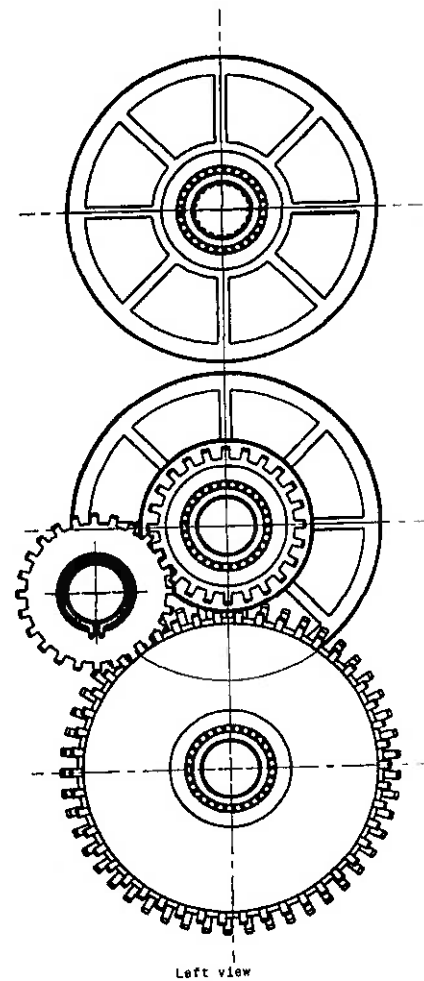
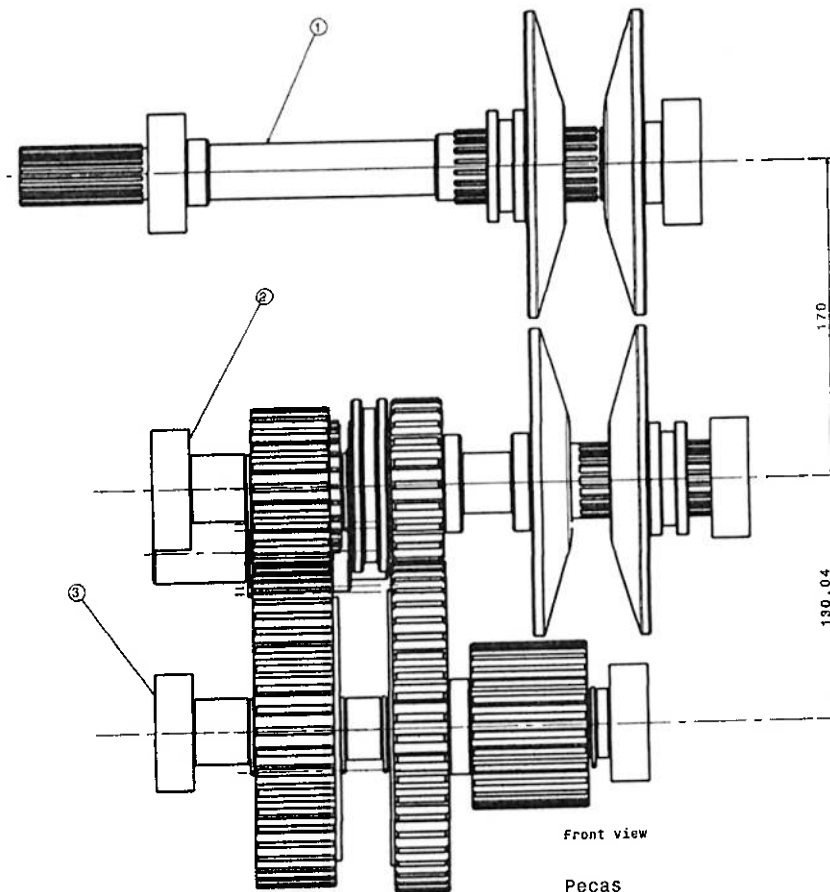
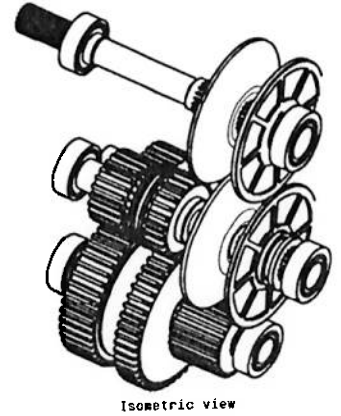
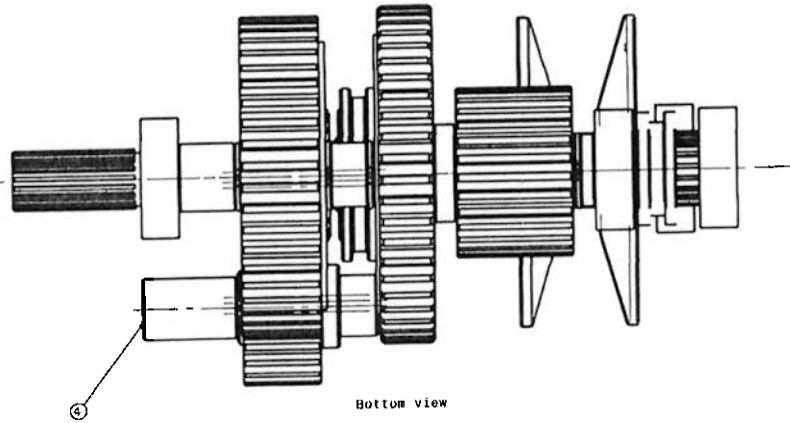
- Verificação do modelamento matemático e a certificação do modelo apresentado para o sistema a ser controlado;
- Determinação do sistema de controle, dos parâmetros de controle;
- Construção e testes de protótipos, validação dos componentes e sistemas da transmissão em bancada e em veículo;
- Finalização de desenhos de conjunto e peças;
- Montagem das fases de programação piloto da fábrica e início de produção.

Ocorrendo em paralelo ao processo de desenvolvimento de engenharia, a implementação do produto final envolverá o desenvolvimento de fornecedores e ferramentais de produção, incluindo a programação de “corridas piloto”, conforme mencionado anteriormente.

O estudo apresentado teve como objetivo minimizar o impacto deste novo produto na linha de produção, incluindo no projeto componentes e processos iguais ou similares ao de produção corrente. Desta forma, a fase de implementação poderá ser reduzida em comparação ao tempo total de novos projetos.



### 7. ANEXOS - Conjunto Eixos Transmissão

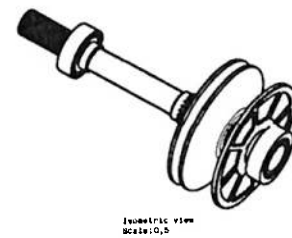
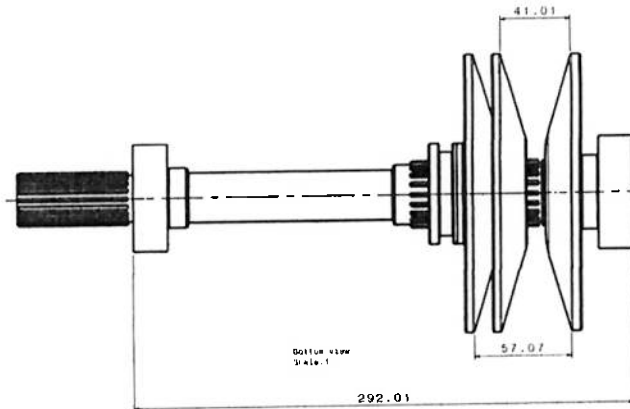


Peças

- 1 - Conj. Eixo Primário
- 2 - Conj. Eixo Secundário
- 3 - Conj. Eixo de Saída
- 4 - Conj. Eixo Intermediário Ré

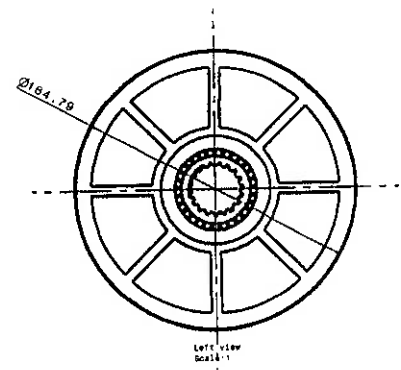
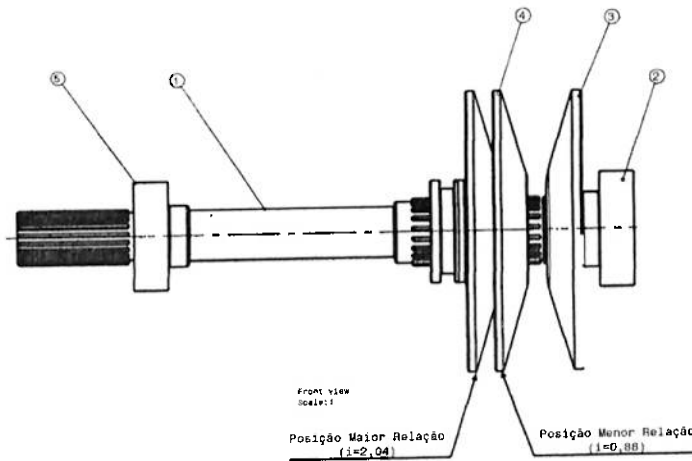


### 7. ANEXOS – Conjunto Eixo Primário



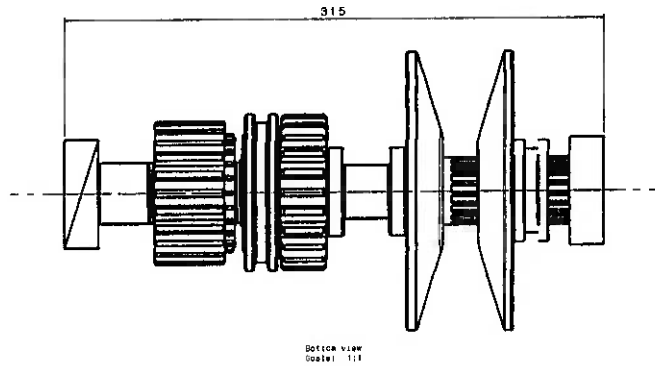
Peças

- 1 - Eixo Primário
- 2 - Rolamento Direito
- 3 - Polia Fixa
- 4 - Polia Móvel
- 5 - Rolamento Esquerdo



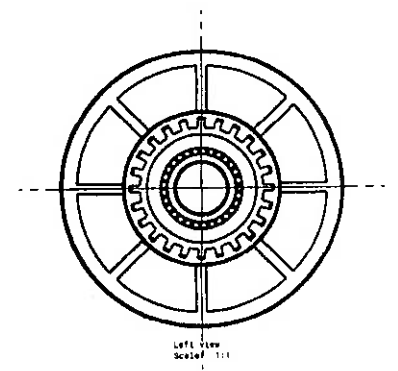
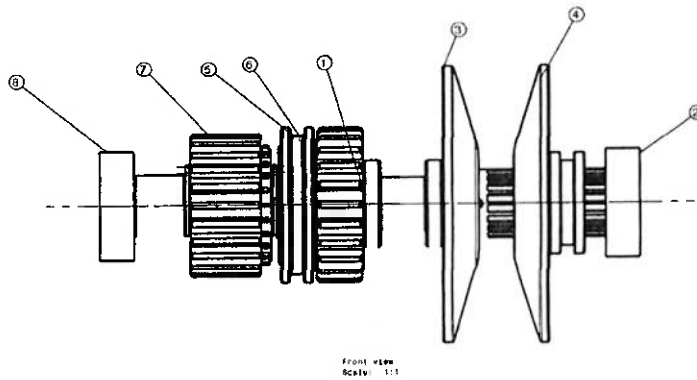


### 7. ANEXOS – Conjunto Eixo Secundário



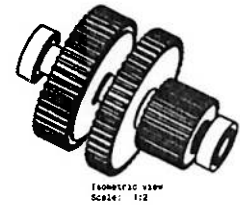
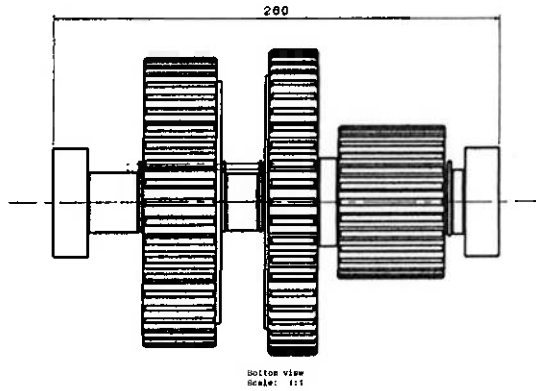
Peças

- 1 - Eixo Secundário
- 2 - Rolamento Direito
- 3 - Polia Fixa
- 4 - Polia Móvel
- 5 - Conjunto Luva Seletora
- 6 - Engrenagem Frente
- 7 - Engrenagem Ré
- 8 - Rolamento Esquerdo



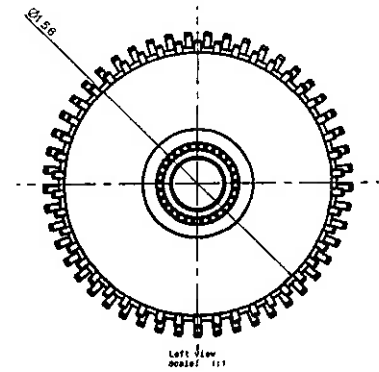
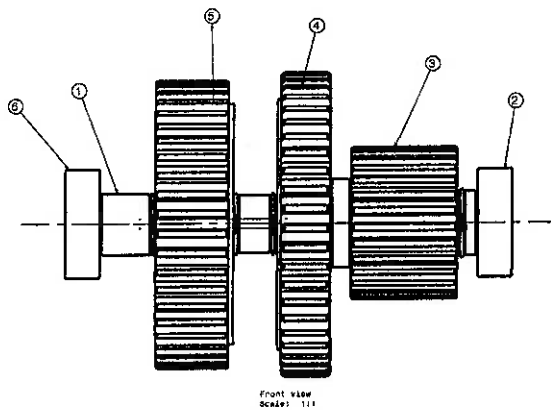


### 7. ANEXOS – Conjunto Eixo Saída



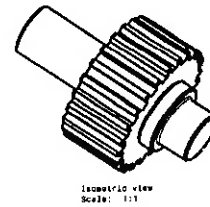
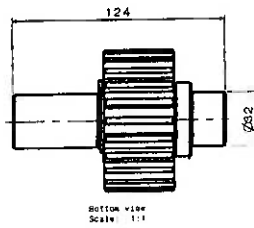
Peças

- 1 - Eixo de Saída
- 2 - Rolamento Direito
- 3 - Engrenagem de Saída
- 4 - Engrenagem Frente
- 5 - Engrenagem Ré
- 6 - Rolamento Esquerdo



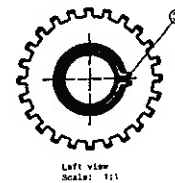
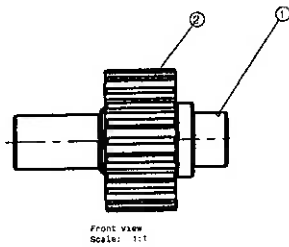


## 7. ANEXOS – Conjunto Eixo Intermediário Ré



### Peças

- 1 - Eixo Intermediário
- 2 - Engrenagem Ré
- 3 - Trava





## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] – Madureira, O. M. de. **Curso de Planejamento e Desenvolvimento de Produtos**. FCAV - EPUSP: Dezembro 2001.
- [2] – Kaminski, P. C. **Desenvolvendo Produtos com Planejamento, Criatividade e Qualidade**. 1 Ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2000.
- [3] – Madureira, O. M. de. **Curso Dinâmica de Veículos**. Apostila de Curso. São Paulo: Dezembro 2000.
- [4] – Tadorek, J. J. – **Mechanics of Vehicles**. Ed. Machine Design. Ohio: 1957
- [5] – Juvinall, R. C.; Marshek, K.M. **Fundamentals of Machine Design**. 2 Ed. New York: John Wiley & Sons, 1991.
- [6] – Adler, U. **Automotive Handbook**. 4 Ed. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2001
- [7] – Ogata, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 3 Ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2000.
- [8] – Wylen, G. J. V.; Sonntag, R. E.; Borgnakke, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. 5 Ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1998.
- [9] – Geffers, P. **Continuously Variable Transmission Belt Slip Control System Applying Classical Control Methods**. 1999. Dissertação (Mestrado). Loughborough University of Technology.
- [10] – Yamamoto, M.; Wakahara, T. A Servo System of Pulley Ratio of the Steel Belt CVT for Medium-size front Wheel Drive Vehicles. **JATCO Trans Technology Review**. Japan: 2000.
- [11] – Argy, G.; Cheymol, C.; Bouteiller, C. Courroie de Variateur du Type CVT pour Véhicule Automobile. **International Automobile Technical Congress**. Belgrade, 1986.
- [12] – Hendriks, E.; Heegde, P. ter; Prooijen, T. van. Aspects of a metal Pushing V-Belt for Automotive Cut Application. **SAE Technical Paper Series**. Dearborn: 1988.
- [13] – Kluger, M. A.; Fussner, D. An Overview of Current CVT Mechanisms, Forces and Efficiencies. **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 1997.



**PROJETO BÁSICO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA COM RELAÇÃO  
CONTINUAMENTE VARIÁVEL PARA AUTOMÓVEL DE PEQUENO PORTE**

- [14] – Ohya, K.; Suzuki, H. Development of CVT Pulley Piston Featuring Variable Thickness and Work-Hardening Technologies. **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 1998.
- [15] – Abo, K.; Kobayashi, M. Development of a New Metal Belt CVT for High Torque Engines. **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 2000.
- [16] – Wicke, V.; Brace, C. J.; Vaughan, N. D. The Potential for Simulation of Driveability of CVT Vehicles. **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 2000.
- [17] – Osamu, F.; Okubo, K.; Fujji, T. Shifting Mechanisms and Variation of Frictional Coefficients for CVT Using Metal Pushing V-Belts. **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 2000.
- [18] – Talcheol, K.; Hyunsoo, K. Ratio Control of Metal Belt CVT. **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 2000.
- [19] – Nishigaya, M.; Tamura, T.; Yasue, H. Development of Toyota's New "Super CVT". **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 2001.
- [20] – Mozer, H.; Piepenbrink, A.; Sommer, S. The Technology of the ZF CVT – CFT 23. **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 2001.
- [21] – Jantos, J. Control of the Transmission Ratio Derivative in Passenger Car Powertrain with CVT. **SAE Technical Paper Series**. Detroit: 2001.
- [22] – Holman, J. P. **Transferência de Calor**. 1 Ed. São Paulo: Editora McGraw-Hill do Brasil Ltda, 1983.