

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Projeto de ferramenta computacional para dimensionamento e
comparação de veículos híbridos**

Rodrigo Marques Collombara

São Paulo
2014

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Projeto de ferramenta computacional para dimensionamento e
comparação de veículos híbridos**

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

Rodrigo Marques Collombara

Orientador: Ronaldo de Breyne Salvagni

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2014

Collombara, Rodrigo Marques

**Projeto de uma ferramenta computacional para dimensionamento e comparação de veículos híbridos / R.M. Collombara. -- São Paulo, 2014.
231 p.**

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1.CVT 2.Dinâmica veicular (Otimização) 3.Sistemas híbridos 4.Engharia automotiva (Eficiência) 5.Combustíveis (Redução)
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Produção II.t.**

RESUMO

O trabalho a seguir compreende o relatório parcial do terceiro semestre de desenvolvimento do projeto relacionado à criação de uma ferramenta computacional para dimensionamento e comparação entre diferentes veículos híbridos, cuja transmissão tem comportamento continuamente variável. Inicialmente, é feita uma introdução ao contexto das transmissões automotivas, apresentando os aspectos globais do ponto de vista técnico e justificando a necessidade do uso de arranjo mecânico para otimizar o funcionamento de um veículo, e as tendências de mercado segundo dados estatísticos. Dentro do campo de transmissões automotivas, destaca-se a importância das CVTs, introduzindo brevemente os principais tipos e arranjos, bem como a possibilidade do uso do princípio de *power-splits*, o qual permite a utilização de veículos híbridos elétricos (HEVs) com este tipo de transmissão. Desta forma, são descritos os tipos comuns de arquiteturas HEV e sugerida a criação de veículos que utilizem tanto sistemas híbridos, como CVTs fundamentadas em patentes inovadoras. A partir do contexto criado, é definido o problema geral do projeto, atribuído à necessidade de se reduzir consumo de combustível, melhorar a eficiência automotiva e garantir melhor dirigibilidade, tal que se use algum tipo de transmissão que atenda a alguns pré-requisitos previamente estabelecidos e que a obtenção desta solução possa ser feita de maneira automatizada, pela implementação de uma ferramenta computacional. Neste sentido, o relatório a seguir formulou uma matriz de decisão que selecionasse propostas viáveis para a futura construção desta automação, que deverá ser suportada basicamente nos conceitos de dimensionamento de elementos de máquinas e dinâmica veicular, feitos de forma analítica para permitir o mapeamento de todas as etapas necessárias de projeto, sequenciadas com a posterior criação de um algoritmo reutilizável.

Palavras chave: transmissões, CVT, híbrido, ferramenta computacional, automação.

ABSTRACT

The following work comprehends the partial report for the third semester of the project development related to the creation of a computational tool for designing hybrid vehicles, which have its transmission's behavior similar to continuously variable transmissions (CVT) fundamentals. Initially, it is done an introduction to the automotive transmissions context, presenting the global aspects from the technical point of view, justifying the necessity of using a mechanical setup for optimizing the vehicle functioning, and the market trends according to statistics data. Inside automotive transmissions field, it can be detached the CVTs importance, briefly introducing the main types and arrangements, as well as the possibility of power-splitting principle usage, which allows the application for hybrid electric vehicles (HEV) along with this kind of transmission. Therefore, it is described common architecture types for HEVs and it is suggested the creation of vehicles that utilizes both hybrid systems and CVTs substantiated by innovative patents. From the whole context provided, it is defined the general project's problem, associated to the necessity of fuel consumption reducing, improving automotive efficiency e guaranteeing best handling practices, so that it uses some kind of transmission that matches previously established requisites and that this solution could be obtained through automatized ways, after implementing a computational tool. In this way, the following report formulated a decision matrix that selected feasible proposals for the future construction of this automation, which must be basically supported over the concepts of machinery elements designing and vehicle dynamics, which are being done analytically for allowing the complete mapping of all needed project steps, followed by the creation of a reusable algorithm.

Keywords: transmissions, CVT, hybrid, computational tool, automation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 – Diagrama de metas de desenvolvimento em transmissões automotivas (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).....	33
Figura 2-2 – Ciclo de abordagem de uma transmissão automotiva (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).....	34
Figura 2-3 – Desenvolvimento do tráfego de bens e da população na Alemanha (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).....	35
Figura 2-4 – Representação do conflito entre a qualidade de vida individual e a qualidade de vida global (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010). ..	36
Figura 2-5 – Recursos consumidos e resultados alcançados pelo sistema de tráfego viário (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).	37
Figura 2-6 – Distribuição exemplo de ocupação em postos de trabalho para diferentes setores (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).	38
Figura 2-7 – Evolução do número de automóveis ao longo dos anos (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).....	38
Figura 2-8 – Diagramas típicos de esforços trativos e hipérboles de tração ideal: a) MCI sem redução, mapeando parcialmente o diagrama de esforços trativos ideais; b) MCI acoplado a uma transmissão em marchas para mapear aproximadamente o diagrama ideal (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).....	41
Figura 2-9 – Tendência para transmissões automotivas em veículos de passeio na Europa (NAUNHEIMER et al., 2010).	42
Figura 2-10 – Perfil qualitativo de trações e velocidades em mudanças com uma CVT (NAUNHEIMER et al., 2010).....	45
Figura 2-11 – Mapa de classificações de uma CVT (adaptado de NAUNHEIMER et al, 2010).....	46
Figura 2-12 – Esquema de uma CVT hidrostática (adaptado de BEACHLEY; FRANK, 1979).....	46
Figura 2-13 – Esquema de uma CVT com polias (adaptado de BEACHLEY; FRANK, 1979).....	47
Figura 2-14 – Esquemas de CVTs movidas por contato de rolagem (adaptado de BEACHLEY; FRANK, 1979).	47

Figura 2-15 – Esquema do princípio de power-split (adaptado de BEACHLEY; FRANK, 1979).....	48
Figura 2-16 – Vista explodida da CVT non-slip (CELY; RICARDO; IZQUIERDO, 2013).....	50
Figura 2-17 – Vista em corte da CVT non-slip (CELY; RICARDO; IZQUIERDO, 2013).....	50
Figura 2-18 – Arranjo CVT com parafuso sem-fim e coroa (GUTH, 2011).....	50
Figura 2-19 – Vista explodida de arranjo CVT com planetárias e engrenagens hidráulicas (YANAY, 2009).	51
Figura 2-20 – Vista em corte do mecanismo com planetárias (WERRE, 1998).	52
Figura 2-21 – Arquitetura básica de um HEV em série com mecanismo de transmissão (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).	55
Figura 2-22 – Arquitetura básica de um HEV em série, com motores acoplados diretamente nas rodas (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).	55
Figura 2-23 – Arquitetura básica de um HEV em paralelo (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).	56
Figura 2-24 – Arquitetura básica de um HEV série-paralelo (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).	56
Figura 2-25 – Evolução nas vendas de veículos HEVs nos Estados Unidos, de 2000 a 2009 (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).	57
Figura 2-26 – Quantidade de vendas de HEVs nos Estados Unidos, por montadoras, em 2009 (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).	58
Figura 4-1 – Indicação dos principais componentes do Mecanismo 1 (adaptado de WERRE, 1998).	76
Figura 4-2 – Indicação dos principais componentes do Mecanismo 2.	78
Figura 4-3 – Curva típica de motor de combustão (adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2010).	79
Figura 4-4 – Curva típica de ME (adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2010).	80
Figura 4-5 – Curva típica de saída de um veículo híbrido em paralelo (adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2010).	81
Figura 5-1 – Modelo físico representativo do veículo numa condição de operação longitudinal genérica (SALVAGNI, 2012).	82
Figura 6-1 – Intersecção da curva de esforço trativo com a resistência total, para velocidade máxima no plano.....	85

Figura 6-2 – Intersecção da curva de esforço trativo com a resistência total, para máximo aclave.	86
Figura 6-3 – Intersecção da curva de esforço trativo com a resistência total, para máximo aclave.	87
Figura 6-4 – Curva de tração obtida para pré-requisito de retomada de velocidade.	89
Figura 6-5 – Esforços sobre o pneu do veículo.	90
Figura 6-6 – Fluxo de potência ao longo do modelo híbrido em paralelo (adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2010).	91
Figura 6-7 – Distribuição de potências no MCI, ME e saída do acoplamento.	92
Figura 7-1 – Diagrama esquemático da transmissão do Mecanismo 1.	95
Figura 7-2 – Diagrama esquemático da transmissão do Mecanismo 2.	99
Figura 8-1 – Leiaute do eixo 1,10.	113
Figura 8-2 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 1,10.	115
Figura 8-3 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 1,10.	115
Figura 8-4 – Leiaute do eixo 1,23.	117
Figura 8-5 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 1,23.	118
Figura 8-6 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 1,23.	119
Figura 8-7 – Leiaute do eixo 1,5.	120
Figura 8-8 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 1,5.	121
Figura 8-9 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 1,5.	122
Figura 8-10 – Leiaute do eixo 1,15.	123
Figura 8-11 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 1,15.	124
Figura 8-12 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 1,15.	125
Figura 8-13 – Concentração de tensão em chavetas (NORTON, 2004).	130
Figura 8-14 – Leiaute do transmissor intermediário do Mecanismo 1.	131
Figura 8-15 – Leiaute da caixa externa do Mecanismo 1.	132
Figura 8-16 – Leiaute do eixo 2,5.	137
Figura 8-17 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 2,5.	138
Figura 8-18 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 2,5.	138
Figura 8-19 – Leiaute do eixo 2,17.	139
Figura 8-20 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 2,17.	141
Figura 8-21 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 2,17.	142
Figura 8-22 – Leiaute do eixo 2,8.	143
Figura 8-23 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 2,8.	144

Figura 8-24 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 2,8.	145
Figura 8-25 – Leiaute do transmissor intermediário do Mecanismo 2.	146
Figura 8-26 – Esquema de referência do par sem-fim e coroa.	147
Figura 8-27 – Atrito no par sem fim e coroa (GOPINATH; MAYURAM, 2014).	150
Figura 9-1 – Esquema de funcionamento por blocos.	151
Figura 9-2 – Comportamento de variáveis em um bloco.	151
Figura 9-3 – Visualização macro de interação entre os blocos da ferramenta.	152
Figura 9-4 – Detalhamento do bloco de configuração de projeto.	152
Figura 9-5 – Detalhamento do bloco de resistência ao rolamento.	153
Figura 9-6 – Detalhamento do bloco de resistência aerodinâmica.	153
Figura 9-7 – Detalhamento do bloco de resistência total.	153
Figura 9-8 – Detalhamento do bloco de cálculos de tração e potência.	154
Figura 9-9 – Detalhamento do bloco de dimensionamento de motores.	154
Figura 9-10 – Detalhamento do bloco de diâmetros das engrenagens.	154
Figura 9-11 – Detalhamento do bloco de dinâmica nos elementos rotativos.	155
Figura 9-12 – Detalhamento do bloco de perfil de carregamento.	155
Figura 9-13 – Detalhamento do bloco de dimensionamento das engrenagens.	155
Figura 9-14 – Detalhamento do bloco de dimensionamento dos eixos.	156
Figura 9-15 – Detalhamento do bloco de seleção de rolamentos.	156
Figura 9-16 – Detalhamento do bloco de dimensionamento de chavetas.	156
Figura 9-17 – Detalhamento do bloco de dimensionamento de adicionais.	157
Figura 9-18 – Detalhamento do bloco de otimização.	157
Figura 9-19 – Detalhamento do bloco de extração de relatórios.	157
Figura 9-20 – Detalhamento do bloco de encerramento de projeto.	157
Figura 10-1 – Interface da seção “Configuração de projeto”.	159
Figura 10-2 – Exemplo de funcionamento das “Instruções gerais”.	159
Figura 10-3 – Exemplo de comentários com imagens ilustrativas.	159
Figura 10-4 – Interface da seção “Resistência ao rolamento”.	161
Figura 10-5 – Comportamento do coeficiente de resistência ao rolamento.	161
Figura 10-6 – Distribuição de resistência ao rolamento em função da velocidade. ..	162
Figura 10-7 – Interface da seção “Resistência aerodinâmica”.	162
Figura 10-8 – Distribuição da resistência aerodinâmica em função da velocidade. ...	164
Figura 10-9 – Distribuição de resistência total em função da velocidade e inclinação do plano.	164

Figura 10-10 – Interface da seção “Resistência total”	165
Figura 10-11 – Interface da seção “Esforços trativos”	165
Figura 10-12 – Diagrama de esforços trativos (válido para Modelo 1).	166
Figura 10-13 – Diagrama de esforços trativos (válido para Modelo 4).	167
Figura 10-14 – Interface da seção “Dimensionamento de motores”	167
Figura 10-15 – Curva ideal de operação do motor elétrico.	168
Figura 10-16 – Interface da seção “Engrenagens (Diâmetros)”: Mecanismo 1.	169
Figura 10-17 – Interface da seção “Engrenagens (Diâmetros)”: Mecanismo 2.	169
Figura 10-18 – Rotações dos elementos rotativos do Mecanismo 1.	171
Figura 10-19 – Rotações dos elementos rotativos do Mecanismo 2.	171
Figura 10-20 – Torques dos elementos rotativos do Mecanismo 1.	172
Figura 10-21 – Torques dos elementos rotativos do Mecanismo 2.	172
Figura 10-22 – Interface da seção “Perfil de carregamento”	173
Figura 10-23 – Fatores de aceleração e velocidades resultante no perfil de uso....	173
Figura 10-24 – Aceleração e força trativa disponível no perfil de uso.	174
Figura 10-25 – Interface de especificações da seção “Engrenagens (Larguras)” ...	175
Figura 10-26 – Interface para das larguras da seção “Engrenagens (Larguras)”	175
Figura 10-27 – Interface da seção “Eixos”.	177
Figura 10-28 – Interface da seção “Mancais”	179
Figura 10-29 – Interface da seção “Chavetas”.	181
Figura 10-30 – Interface da seção “Dimensionamento de adicionais”	182
Figura 10-31 – Otimização do cálculo de retomada de velocidades.	185
Figura 10-32 – Otimização na largura das engrenagens.	185
Figura 10-33 – Otimização na seleção do mancal.	185
Figura 10-34 – Otimização na vida útil dos mancais.	185
Figura 10-35 – Otimização nos comprimentos de chaveta.	186
Figura 10-36 – Otimização do par sem-fim e coroa.	186
Figura 10-37 – Relatório de componentes (Mecanismo 1).....	187
Figura 10-38 – Relatório de engrenagens.	188
Figura 10-39 – Relatório de eixos.	189
Figura 10-40 – Relatório de mancais.	190
Figura 10-41 – Relatório de chavetas.	191
Figura 10-42 – Relatório de adicionais.....	192

Figura B-1 – Esquema com componentes que influenciam a aerodinâmica do veículo (adaptado de AUDI, 2013).	205
Figura B-2 – Altura do veículo e estimativa do ponto de estagnação.....	208
Figura B-3 – Gráfico da variação do coeficiente de arrasto pela posição relativa do ponto de estagnação (adaptado de GILLESPIE, 1992).....	208
Figura B-4 – Correção do coeficiente de arrasto devido ao acabamento da carroceria (adaptado de WONG, 2001).	209
Figura B-5 – Correção da componente de arrasto devido à angulação do vidro dianteiro (adaptado de GILLESPIE, 1992).....	209
Figura B-6 – Correção do arrasto para a angulação traseira (adaptado de GILLESPIE, 1992).	210
Figura B-7 – Correção do arrasto para aerofólios traseiros (WONG, 2001).....	211
Figura B-8 – Dimensões do pneu e roda (adaptado de HPWIZARD, 2012).	213
Figura B-9 – Posição do radiador e estimativa do coeficiente de arrasto (adaptado de GILLESPIE, 1992).	214
Figura C-1 – Curvas dos parâmetros f_o e f_s , em função da pressão do pneu (adaptado de GILLESPIE, 1992).	218
Figura E-1 – Dimensões características das engrenagens (SHIGLEY, 1984).	222
Figura E-2 – Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo com rebaixo arredondado em flexão (NORTON, 2004).	226
Figura E-3 – Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo com rebaixo arredondado em torção (NORTON, 2004).	227
Figura F-1 – Cronograma do 1º Semestre de projeto (2º Semestre de 2013).....	230
Figura F-2 – Cronograma do 2º Semestre de projeto (1º Semestre de 2014).....	230
Figura F-3 – Cronograma do 3º Semestre de projeto (2º Semestre de 2014).....	231

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 – Lista de patentes com arranjos inovadores para CVTs.....	49
Tabela 2-2 – Lista de HEVs disponíveis nos Estados Unidos (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).	58
Tabela 3-1 – Especificação técnica de necessidades e projeto (mecanismos).....	63
Tabela 3-2 – Especificação técnica de necessidades e projeto (ferramenta computacional).....	64
Tabela 3-3 – Soluções propostas condensadas.....	66
Tabela 3-4 – Possíveis soluções em CVTs com diferentes propulsões.	66
Tabela 3-5 – Estudo comparativo entre critérios de avaliação de soluções.....	68
Tabela 3-6 – Pesos normalizados dos critérios de avaliação de soluções.....	68
Tabela 3-7 – Atribuição de notas para o critério custo computacional.	69
Tabela 3-8 – Atribuição de notas para o critério custo de fabricação.....	70
Tabela 3-9 – Atribuição de notas para o critério custo de manutenção.....	71
Tabela 3-10 – Atribuição de notas para o critério aceitação.....	72
Tabela 3-11 – Atribuição de notas para o critério desempenho.	72
Tabela 3-12 – Matriz de decisão de notas sem ponderação dos pesos.....	73
Tabela 3-13 – Matriz de decisão final, com ponderação dos critérios.....	73
Tabela 4-1 – Lista de principais componentes do Mecanismo 1.....	75
Tabela 4-2 – Lista de principais componentes do Mecanismo 2.....	77
Tabela 8-1 – Dimensões da seção transversal de chavetas (NORTON, 2004).	129
Tabela 8-2 – Fatores K_w para sem-fim e coroa (adaptado de BUDYNAS; NISBETT, 2011).....	149
Tabela 8-3 – Valores máximos de ângulo de hélice em função do ângulo de pressão (adaptado de BUDYNAS; NISBETT, 2011).	150
Tabela 10-1 – Dados e resultados da “Configuração de projeto”.....	160
Tabela 10-2 – Dados e resultados da seção “Resistência ao rolamento”.	161
Tabela 10-3 – Parâmetros necessários para o Modelo 1 de arrasto aerodinâmico.....	163
Tabela 10-4 – Dados e resultados da seção “Resistência aerodinâmica”.....	164
Tabela 10-5 – Dados e resultados da seção “Esforços trativos”.	166
Tabela 10-6 – Dados e resultados da seção “Dimensionamento de motores”.....	168
Tabela 10-7 – Dados e resultados da seção de “Engrenagens (Diâmetros)”.....	170

Tabela 10-8 – Resultados do perfil de uso típico do veículo.	174
Tabela 10-9 – Dados de especificação da seção Engrenagem (Larguras).....	176
Tabela 10-10 – Dados e resultados da seção “Eixos”.....	178
Tabela 10-11 – Dados e resultados da seção “Mancais” para Mecanismo 1.....	179
Tabela 10-12 – Dados e resultados da seção “Mancais” para Mecanismo 2.....	180
Tabela 10-13 – Dados e resultados da seção “Redefinição dos eixos”.....	181
Tabela 10-14 – Dados e resultados da seção “Chavetas”.	182
Tabela 10-15 – Dados e resultados da seção “Dimensionamento de adicionais” para o Mecanismo 1.....	183
Tabela 10-16 – Dados e resultados da seção “Dimensionamento de adicionais” para o Mecanismo 2.....	183
Tabela 11-1 – Resultados das funcionalidades da ferramenta computacional.	194
Tabela 11-2 – Comparativo entre Mecanismo 1 e 2.....	196
Tabela B-1 – Coeficientes de arrasto típicos e potencial de redução, para carros da década de 70 e 80 (adaptado de WONG, 2001).....	207
Tabela B-2 – Recomendações de arrasto para a parte inferior.....	211
Tabela B-3 – Coeficientes C típicos (adaptado de FENTON, 1996).	212
Tabela B-4 – Coeficientes de arrasto típicos (adaptado de NAUNHEIMER, 2010).	215
Tabela B-5 – Coeficientes de arrasto típicos (adaptado de WONG, 2010).	216
Tabela C-1 – Valores de μ_o em superfícies (adaptado de JAZAR, 2008).....	219
Tabela C-2 – Valores tabelados para f_r (adaptado de NAUNHEIMER, 2010).	220
Tabela D-1 – Raio dinâmico para diferentes tipos de pneus (adaptado de NAUNHEIMER, 2010).....	221
Tabela E-1 – Especificações AGMA para dente de engrenagem de profundidade completa (NORTON, 2004).....	222
Tabela E-2 – Passos diametrais padronizados (adaptado de NORTON, 2004).....	223
Tabela E-3 – Módulos métricos padronizados (NORTON, 2004).....	223
Tabela E-4 – Número mínimo de dentes de pinhão para evitar interferência entre engrenagens de profundidade completa (NORTON, 2004).....	224
Tabela E-5 – Fator de forma para 20°, profundidade completa e carregamento na ponta (NORTON, 2004).	224
Tabela E-6 – Fator de forma para 20°, profundidade completa e carregamento HPSTC (NORTON, 2004).	225

Tabela E-7 – Fator de forma para 20°, dentes de adendos alongados 25% e carregamento na ponta (NORTON, 2004).	225
Tabela E-8 – Fator de forma para 20°, dentes de adendos alongados 25% e carregamento HPSTC (NORTON, 2004).	225
Tabela E-9 – Fator de forma para 25°, profundidade completa e carregamento na ponta (NORTON, 2004).	225
Tabela E-10 – Fator de forma para 25°, profundidade completa e carregamento HPSTC (NORTON, 2004).	226
Tabela E-11 – Fator de forma para 25°, dentes de adendos alongados 25% e carregamento na ponta (NORTON, 2004).	226
Tabela E-12 – Fator de forma para 25°, dentes de adendos alongados 25% e carregamento HPSTC (NORTON, 2004).	226
Tabela E-13 – Materiais para seleção (adaptado de NORTON, 2004).	227

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AMT	<i>Automatic Manual Transmission</i>
AT	<i>Automatic Transmission</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
CAM	<i>Computer Aided Manufacturing</i>
CID	Cidade
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i>
CG	Centro de Gravidade
DCT	<i>Dual-Clutch Transmission</i>
EOM	Em ordem de marcha
EST	Estrada
EV	<i>Electric Vehicle</i>
HEV	<i>Hybrid Electric Vehicle</i>
MCI	Motor de Combustão Interna
ME	Motor Elétrico
MPG	<i>Model Powered by Gasoline</i>
MT	<i>Manual Transmission</i>
PBT	Peso bruto total
PHEV	<i>Plug-in Hybrid Electric Vehicle</i>
TMA	Teorema do Momento Angular
TMB	Teorema do Movimento do Baricentro

LISTA DE SÍMBOLOS

A_1	Coeficiente angular de mapeamento de velocidades do mecanismo 1
A_2	Coeficiente angular de mapeamento de velocidades do mecanismo 2
A_{cis}	Área de cisalhamento da chaveta
A_F	Área frontal do veículo
A_K	Constante para índice de qualidade
AR	Razão de aspecto do pneu
a	Distância entre centros de eixos de transmissão
a_1	Fator de confiabilidade em rolamentos
a_2	Fator de lubrificação em rolamentos
a_3	Fator de material em rolamentos
a_{CG}	Aceleração do baricentro
a_N	Constante de Neuber
a_x	Aceleração do veículo na direção x
B	Largura de engrenagem
B_1	Constante de reta de mapeamento de velocidades do mecanismo 1
$B_{1,13}$	Largura do transmissor intermediário 1,13
B_2	Constante de reta de mapeamento de velocidades do mecanismo 2
B_K	Constante para índice de qualidade
b	Distância longitudinal do baricentro ao eixo dianteiro
b_{ch}	Profundidade da chaveta
C	Coeficiente para o tipo de acabamento das rodas
C_A	Coeficiente de arrasto aerodinâmico
C_{AL}	Parcela do coeficiente de arrasto induzido por sustentação
C_{At}	Parcela do coeficiente de arrasto por atrito de superfície
$C_{c/r}$	Parcela do coeficiente de arrasto em canaletas e ranhuras
C_D	Parcela do coeficiente de arrasto na dianteira
C_{din}	Capacidade de carga dinâmica em rolamentos
C_{DTab}	Parcela do coeficiente de arrasto na dianteira típica
C_{esp}	Parcela do coeficiente de arrasto em espelhos e vidros
C_h	Constante de superfície para resistência ao rolamento em veículos pesados
C_{Inf}	Parcela do coeficiente de arrasto na região inferior
C_{jan}	Parcela do coeficiente de arrasto em janelas
C_L	Coeficiente aerodinâmico de sustentação
C_{Ref}	Parcela do coeficiente de arrasto pelo sistema de refrigeração
C_{Roda}	Parcela do coeficiente de arrasto devido às rodas

C_T	Parcela do coeficiente de arrasto na traseira
C_{TTab}	Parcela do coeficiente de arrasto na traseira típica
c	Distância longitudinal do baricentro ao eixo traseiro
$D_{1,4}$	Diâmetro das planetárias de entrada do Mecanismo 1
$D_{1,8}$	Diâmetro da solar de entrada do Mecanismo 1
$D_{1,13}$	Diâmetro do transmissor intermediário 1,13
$D_{1,18}$	Diâmetro das planetárias de saída do Mecanismo 1
$D_{1,21}$	Diâmetro da solar de saída do Mecanismo 1
$D_{2,2,12}$	Diâmetro maior da coroa 2,14 do Mecanismo 2
$D_{2,2}$	Diâmetro da engrenagem de saída do Mecanismo 2
$D_{2,3}$	Diâmetro da engrenagem de acionamento da saída do Mecanismo 2
$D_{2,6}$	Diâmetro interno do transmissor intermediário 2,6
$D_{2,10}$	Diâmetro da planetária da entrada 1 do Mecanismo 2
$D_{2,12}$	Diâmetro da planetária da entrada 2 do Mecanismo 2
$D_{2,19}$	Diâmetro da solar da entrada 1 do Mecanismo 2
$D_{2,20}$	Diâmetro da solar da entrada 2 do Mecanismo 2
D_A	Resultante das resistências aerodinâmicas
$D_{e2,14}$	Diâmetro externo da coroa 2,14 no Mecanismo 2
$D_{p2,14}$	Diâmetro primitivo da coroa 2,14 no Mecanismo 2
D_{pneu}	Diâmetro nominal do pneu
$d_{e2,18}$	Diâmetro externo da sem-fim 2,18 no Mecanismo 2
$d_{p2,18}$	Diâmetro primitivo da sem-fim 2,18 no Mecanismo 2
$d_{pinhão}$	Diâmetro de pinhão
E	Distância entre centro no par sem-fim e coroa do Mecanismo 2
E_{coroa}	Módulo de elasticidade da coroa
$E_{pinhão}$	Módulo de elasticidade do pinhão
e	Vão livre entre o veículo e o solo
$e_{1,3}$	Parâmetro de tolerância da engrenagem anular 1,3
$e_{1,17}$	Parâmetro de tolerância da engrenagem anular 1,17
$e_{2,6}$	Parâmetro de espessura do transmissor intermediário 2,6
F_{disp}	Força trativa disponível para aceleração
F_{rtot}	Força resistiva total ao movimento em uma condição genérica
F_{rtot2}	Força resistiva total ao movimento no segundo instante
F_a	Força axial
F_r	Força radial
F_t	Força tangencial

F_{Tch}	Força tangencial em chavetas
F_x	Força trativa total do veículo
F_{xf}	Força trativa no eixo dianteiro
F_{xr}	Força trativa no eixo traseiro
F_{xreq}	Força trativa requerida em uma condição genérica
$F_{xv_{max}}$	Força trativa requerida na velocidade máxima
$F_{x\theta_{max}}$	Força trativa requerida para máximo aclave
F_{x2}	Força trativa requerida e estimada no segundo instante
$F_{x,A}$	Força trativa disponível
$F_{x,Aid}$	Força trativa disponível ideal
$F_{x,Ae}$	Força trativa disponível pelo MCI
$F_{x,B}$	Resistência externa
FS	Fator de segurança
f	Coeficiente de atrito no par sem-fim e coroa
f_o	Coeficiente para resistência ao rolamento em função da pressão no pneu
f_{rf}	Coeficiente de resistência ao rolamento na dianteira
f_{rr}	Coeficiente de resistência ao rolamento na traseira
f_r	Coeficiente de resistência ao rolamento
f_s	Coeficiente para resistência ao rolamento em função da pressão no pneu
f_{SV}	Relação altura do veículo e altura de estagnação do escoamento de ar
g	Aceleração gravitacional
$H_{1,1T}$	Parâmetro de espessura da caixa 1,1
H_B	Momento angular do veículo aplicado ao pólo B
H_o	Momento angular genérico no pólo O
h	Altura do baricentro do veículo com relação ao solo
h_A	Altura do centro de aplicação da resultante dos esforços aerodinâmicos
h_{par}	Vida em horas de um par engrenado
h_{pneu}	Altura nominal ou espessura do pneu
h_{ch}	Altura da chaveta
$\{I\}_O$	Matriz de inércia no pólo O para um corpo rígido
$i_{1,3-4}$	Relação de transmissão entre 1,3 e 1,4
$i_{1,8-4}$	Relação de transmissão entre 1,4 e 1,8
$i_{1,17-18}$	Relação de transmissão entre 1,17 e 1,18
$i_{1,18-21}$	Relação de transmissão entre 1,18 e 1,21
$i_{2,3-1}$	Relação de transmissão entre 2,1 e 2,3
$i_{2,10-19}$	Relação de transmissão entre 2,10 e 2,19

$i_{1,18-21}$	Relação de transmissão entre 2,18 e 2,21
$i_{2,20-12}$	Relação de transmissão entre 2,20 e 2,12
i_{dif}	Relação de transmissão no diferencial
$i_{1,MCI}$	Pré-redução na rotação do motor para Mecanismo 1
i_{par}	Relação de transmissão de um par engrenado
i_{tot}	Relação de transmissão total
K	Fator de ponderação da resistência ao rolamento para o tipo de pneu
K_{as}	Fator de acabamento superficial
K_{conf}	Fator de confiabilidade
K_e	Parcela de potência fornecida pelo motor de combustão interna
K_f	Concentração de tensão
K_m	Parcela de potência fornecida pelo motor elétrico
k	Instante discreto de tempo
K_{tam}	Fator de tamanho
K_{temp}	Fator de temperature
K_{tF}	Fator de concentração de tensão de flexão
K_{tT}	Fator de concentração de tensão de torção
K_v	Fator dinâmico
K_w	Fator de material e geometria para par sem-fim e coroa
L	Comprimento total do veículo
$L_{2,18}$	Avanço total do sem-fim 2,18 do Mecanismo 2
L_i	Comprimento de uma seção de eixo (i = índice do elemento e seção)
L_{ch}	Comprimento da chaveta
L_T	Comprimento da traseira do veículo
M	Massa do veículo
M_a	Momento fletor alternado
M_m	Momento fletor médio
M_r	Fator de massa
M_t	Torque aplicado
M_{xy}	Momento fletor no plano Oxy
M_{xz}	Momento fletor no plano Oxz
$m_{1,e}$	Módulo de engrenamento da entrada do mecanismo 1
$m_{2,18}$	Módulo do sem-fim e coroa no mecanismo 2
$m_{2,e}$	Módulo de engrenamento da entrada do MCI no mecanismo 2
$m_{2,m}$	Módulo de engrenamento da entrada do ME no mecanismo 2
$m_{1,s}$	Módulo de engrenamento da saída do mecanismo 1

$m_{2,s}$	Módulo de engrenamento da saída do mecanismo 2
n_{eng}	Rotação de uma engrenagem
$n_{1,4}$	Quantidade de planetárias na entrada do Mecanismo 1
$n_{1,18}$	Quantidade de planetárias na saída do Mecanismo 1
$n_{2,8}$	Quantidade de eixos intermediários do Mecanismo 2
$n_{2,10}$	Quantidade de planetárias na entrada 1 do Mecanismo 2
$n_{2,12}$	Quantidade de planetárias na entrada 2 do Mecanismo 2
$n_{2,18}$	Número de entradas no sem-fim 2,18 no Mecanismo 2
$P_{1,1}$	Potência na caixa engrenada do Mecanismo 1
$P_{1,3}$	Potência no anel de entrada do Mecanismo 1
$P_{1,8}$	Potência nas planetárias de entrada do Mecanismo 1
$P_{1,13}$	Potência no transmissor intermediário do Mecanismo 1
$P_{1,17}$	Potência no anel de saída do Mecanismo 1
$P_{1,18}$	Potência nas planetárias de saída do Mecanismo 1
$P_{1,21}$	Potência na solar de saída do Mecanismo 1
P_2	Potência requerida no segundo instante
$P_{2,1}$	Potência no eixo de saída do Mecanismo 2
$P_{2,3}$	Potência na engrenagem de acionamento da saída do Mecanismo 2
$P_{2,6}$	Potência no transmissor intermediário do Mecanismo 2
$P_{2,8}$	Potência no eixo intermediário do Mecanismo 2
$P_{2,10}$	Potência na planetária da entrada 1 do Mecanismo 2
$P_{2,12}$	Potência na planetária da entrada 2 do Mecanismo 2
$P_{2,14}$	Potência na coroa do Mecanismo 2
$P_{2,18}$	Potência no sem-fim do Mecanismo 2
$P_{2,19}$	Potência na solar da entrada 1 do Mecanismo 2
P_{ar}	Pressão do ar
P_c	Potência de saída no acoplamento mecânico
$P_{d2,18}$	Passo diametral do sem-fim 2,18 no Mecanismo 2
P_e	Potência fornecida pelo motor de combustão interna
P_{eq}	Carga dinâmica equivalente em rolamentos
P_{HEV}	Potência nominal requerida por um veículo HEV
P_{dif}	Potência de entrada no diferencial
P_m	Potência fornecida pelo motor elétrico
P_{max}	Potência máxima genérica fornecida pelo MCI
P_{odif}	Potência de saída no diferencial
P_{PHEV}	Potência nominal requerida por um veículo PHEV

P_{pneu}	Pressão interna do pneu
P_{req}	Potência requerido do veículo em uma condição genérica
P_{Vmax}	Potência requerida do veículo na velocidade máxima
$P_{\theta max}$	Potência requerida do veículo na velocidade máxima
p	Parâmetro adimensional do tipo de rolamento
$p_{m\acute{a}x}$	Pressão maxima admissível
q	Índice de sensibilidade
$R_{2,14}$	Raio de arredondamento dos dentes da coroa 2,14 no Mecanismo 2
R_{ext}	Resultante das forças externas
R_x	Resultante da resistência ao rolamento
R_{xext}	Resultante das forças externas na direção x
R_{xf}	Resistência ao rolamento nos pneus dianteiros
R_{xr}	Resistência ao rolamento nos pneus traseiros
R_{y1}	Reação horizontal no apoio 1
R_{y2}	Reação horizontal no apoio 2
R_{z1}	Reação vertical no apoio 1
R_{z2}	Reação vertical no apoio 2
R_{zext}	Resultante das forças externas na direção z
r_{din}	Raio dinâmico do pneu
$T_{1,1}$	Torque aplicado sobre a caixa engrenada do Mecanismo 1
$T_{1,3}$	Torque aplicado sobre o anel de entrada do Mecanismo 1
$T_{1,8}$	Torque aplicado sobre as planetárias de entrada do Mecanismo 1
$T_{1,13}$	Torque aplicado sobre o transmissor intermediário do Mecanismo 1
$T_{1,17}$	Torque aplicado sobre o anel de saída do Mecanismo 1
$T_{1,18}$	Torque aplicado sobre as planetárias de saída do Mecanismo 1
$T_{2,1}$	Torque aplicado sobre o eixo de saída do Mecanismo 2
$T_{2,6}$	Torque aplicado sobre o transmissor intermediário do Mecanismo 2
$T_{2,8}$	Torque aplicado sobre o eixo intermediário do Mecanismo 2
$T_{2,10}$	Torque aplicado sobre as planetárias da entrada 1 do Mecanismo 2
$T_{2,12}$	Torque aplicado sobre as planetárias da entrada 2 do Mecanismo 2
$T_{2,14}$	Torque aplicado sobre a coroa do Mecanismo 2
$T_{2,18}$	Torque aplicado sobre o sem-fim do Mecanismo 2
$T_{2,19}$	Torque aplicado sobre a solar da entrada 1 do Mecanismo 2
T_a	Torção alternada
T_{ar}	Temperatura do ar
T_c	Torque de saída no acoplamento mecânico

T_m	Torção media
T_{pneu}	Torque aplicado sobre os pneus
$Tol_{1,13}$	Parâmetro de tolerância de espaçamento em 1,1
t_s	Tempo de mudança de velocidade
t_{12}	Tempo total de retomada de velocidade entre instantes definidos
t_{12}'	Tempo total de retomada estimado
V	Velocidade do veículo
V_B	Carga na bateria do motor elétrico
V_{Blim}	Carga limite da bateria para fazer transição em PHEVs
V_{esc}	Velocidade relativa do escoamento aerodinâmico ao redor do veículo
V_{max}	Velocidade máxima do veículo
V_{min}	Velocidade mínima do veículo (na condição de máximo active)
V_o	Velocidade linear genérica no pólo O
V_{req}	Velocidade de saída do veículo numa condição genérica
V_S	Velocidade de escorregamento no par sem-fim e coroa
V_V	Velocidade de vento
V_1	Velocidade do veículo em um primeiro instante
V_2	Velocidade do veículo em um segundo instante
$v_{T1,3}$	Velocidade tangencial no anel de entrada do Mecanismo 1
$v_{T1,4}$	Velocidade tangencial no centro das planetárias de entrada do Mecanismo 1
$v_{T1,8}$	Velocidade tangencial da solar de entrada do Mecanismo 1
$v_{T1,17}$	Velocidade tangencial no anel de saída do Mecanismo 1
$v_{T1,18}$	Velocidade tangencial no centro das planetárias de saída do Mecanismo 1
$v_{T1,21}$	Velocidade tangencial da solar de saída do Mecanismo 1
$v_{T2,6}$	Velocidade tangencial do transmissor intermediário do Mecanismo 2
$v_{T2,8}$	Velocidade tangencial do eixo intermediário do Mecanismo 2
$v_{2,19}$	Velocidade tangencial da solar da entrada 1 do Mecanismo 2
$v_{T2,20}$	Velocidade tangencial da solar da entrada 2 do Mecanismo 2
W	Peso total do veículo
W_f	Carga normal sobre os pneus dianteiros
W_{fs}	Carga estática normal sobre o eixo dianteiro
W_r	Carga normal sobre os pneus traseiros
W_{pneu}	Carga normal atuante sobre o pneu
W_{roda}	Largura nominal do pneu
W_{rs}	Carga estática normal sobre o eixo traseiro
X_r	Fator de carga radial para rolamentos

Y	Fator de forma de Lewis
Y_a	Fator de carga axial para rolamentos
$Z_{1,3}$	Número de dentes de 1,3
$Z_{1,4}$	Número de dentes de 1,4
$Z_{1,8}$	Número de dentes de 1,8
$Z_{1,17}$	Número de dentes de 1,17
$Z_{1,18}$	Número de dentes de 1,18
$Z_{1,21}$	Número de dentes de 1,21
$Z_{2,1}$	Número de dentes de 2,1
$Z_{2,3}$	Número de dentes de 2,3
$Z_{2,10}$	Número de dentes de 2,10
$Z_{2,12}$	Número de dentes de 2,12
$Z_{2,14}$	Número de dentes de 2,14
$Z_{2,18}$	Número de dentes de 2,18
$Z_{2,19}$	Número de dentes de 2,19
$Z_{2,20}$	Número de dentes de 2,20
$Z_{1,21}$	Número de dentes de 2,21
Z_S	Altura do ponto de estagnação do escoamento de ar
Z_V	Altura do veículo
α	Ângulo de pressão
α_e	Fator de ponderação da potência fornecida pelo motor de combustão
$\alpha_{c/r}$	Fator de melhora do arrasto em canaletas e ranhuras
α_{esp}	Fator de melhora do arrasto em espelhos e vidros
α_{jan}	Fator de melhora do arrasto em janelas
α_{red}	Fator de redução para obter um veículo HEV equivalente a um PHEV
β	Ângulo de hélice do sem-fim e coroa
ΔC_{D1}	Variação da parcela do coeficiente de arrasto na dianteira para o critério 1
ΔC_{D2}	Variação da parcela do coeficiente de arrasto na dianteira para o critério 2
ΔC_{D4}	Variação da parcela do coeficiente de arrasto na dianteira para o critério 4
ΔC_{D5}	Variação da parcela do coeficiente de arrasto na dianteira para o critério 5
ΔC_{D16}	Variação da parcela do coeficiente de arrasto na dianteira para o critério 16
ΔC_{T9}	Variação da parcela do coeficiente de arrasto na traseira para o critério 9
ΔC_{T10}	Variação da parcela do coeficiente de arrasto na traseira para o critério 10
ΔC_{T11}	Variação da parcela do coeficiente de arrasto na traseira para o critério 11

ΔT	Período de integração da aceleração na retomada de velocidade
δ	Ângulo de chanfro nos dentes da coroa 2,14 do Mecanismo 2
$\eta_{1,4}$	Eficiência de transmissão para as planetárias de entrada do Mecanismo 1
$\eta_{1,13}$	Eficiência de transmissão para o transmissor intermediário do Mecanismo 1
$\eta_{1,18}$	Eficiência de transmissão para as planetárias de saída do Mecanismo 1
$\eta_{1,21}$	Eficiência de transmissão para as solares de saída do Mecanismo 1
$\eta_{2,3}$	Eficiência de transmissão para a engrenagem de saída
$\eta_{2,14}$	Eficiência de transmissão para as planetárias da entrada 2 do Mecanismo 2
$\eta_{2,18}$	Eficiência de transmissão no sem-fim e coroa do Mecanismo 2
$\eta_{2,19}$	Eficiência de transmissão para as planetárias da entrada 1 do Mecanismo 2
η_{ce}	Rendimento da transmissão no acoplamento mecânico na parte do MCI
η_{cm}	Rendimento da transmissão no acoplamento mecânico na parte do ME
η_{dif}	Rendimento da transmissão no diferencial
η_{tot}	Rendimento global da transmissão
θ	Ângulo de inclinação de superfície
θ_{req}	Ângulo de aclave numa condição genérica
λ	Ângulo de avanço do sem-fim
μ_o	Constante do modelo de resistência ao rolamento para o tipo de superfície
μ_1	Constante de velocidade do modelo de resistência ao rolamento
ν_{coroa}	Coefficiente de Poisson da coroa
$\nu_{pinhão}$	Coefficiente de Poisson do pinhão
ρ	Massa específica de um fluido
ρ_{ar}	Massa específica do ar
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento
σ	Tensão de flexão
σ_a	Tensão alternada
σ_e	Tensão de escoamento
σ_f	Tensão de fadiga
σ_m	Tensão média
σ_x	Tensão de esmagamento

φ	Ângulo de inclinação do vidro dianteiro
ψ	Ângulo de inclinação da traseira
$\omega_{1,4}$	Velocidade angular das planetárias de entrada do Mecanismo 1
$\omega_{1,13}$	Velocidade angular do transmissor intermediário do Mecanismo 1
$\omega_{1,18}$	Velocidade angular das planetárias de saída do Mecanismo 1
$\omega_{1,21}$	Velocidade angular da solar de saída do Mecanismo 1
$\omega_{2,1}$	Velocidade angular da engrenagem de saída do Mecanismo 2
$\omega_{2,2}$	Velocidade angular do eixo de saída do Mecanismo 2
$\omega_{2,3}$	Velocidade angular da engrenagem de acionamento do Mecanismo 2
$\omega_{2,6}$	Velocidade angular do transmissor intermediário do Mecanismo 2
$\omega_{2,8}$	Velocidade angular do eixo intermediário do Mecanismo 2
$\omega_{2,10}$	Velocidade angular da planetária da entrada 1 do Mecanismo 2
$\omega_{2,12}$	Velocidade angular da planetária da entrada 2 do Mecanismo 2
$\omega_{2,14}$	Velocidade angular da coroa do Mecanismo 2
$\omega_{2,18}$	Velocidade angular do sem-fim do Mecanismo 2
$\omega_{2,19}$	Velocidade angular da solar da entrada 1 do Mecanismo 2
$\omega_{2,20}$	Velocidade angular da solar da entrada 2 do Mecanismo 2
$[\omega]$	Vetor de velocidades angulares de um corpo rígido
ω_c	Velocidade angular na saída do acoplamento mecânico
$\omega_{c,min}$	Rotação mínima na saída do mecanismo
$\omega_{c,max}$	Rotação máxima na saída do mecanismo
ω_e	Rotação do MCI
ω_m	Rotação do ME
$\omega_{m,min}$	Rotação mínima do ME
$\omega_{m,max}$	Rotação máxima do ME
ω_{pneu}	Velocidade angular do pneu

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	28
1.1	Objetivos	28
1.2	Metodologia e estrutura do trabalho.....	29
2	LEVANTAMENTO DE DADOS	32
2.1	Contextualização e transmissões automotivas	32
2.2	Transmissões continuamente variáveis (CVTs)	44
2.2.1	CVTs com sem-fim coroa	49
2.2.2	CVTs com engrenagens planetárias.....	51
2.3	Propulsão veicular e veículos híbridos	52
2.3.1	HEVs em série.....	54
2.3.2	HEVs em paralelo.....	55
2.3.3	HEVs em série-paralelo.....	56
2.3.4	Tendências nos HEVs	57
2.4	Automação de projetos	59
3	NECESSIDADES, SOLUÇÕES E PROPOSTA DE PROJETO	61
3.1	Síntese de necessidades	61
3.1.1	Especificação técnica das necessidades e de projeto.....	62
3.2	Geração de soluções propostas.....	64
3.3	Matriz de decisão	67
3.3.1	Ponderações dos critérios	68
3.3.2	Atribuição de notas	69
3.3.3	Matriz de decisão final	73
3.3.4	Apresentação da proposta de projeto	74
4	DETALHAMENTO DAS SOLUÇÕES	75
4.1	Acomplamento mecânico com engrenagens planetárias	75

4.2	Acomplamento mecânico com acionamento sem-fim coroa	77
4.3	Motores e propulsão.....	78
5	DINÂMICA LONGITUDINAL DO VEÍCULO.....	82
6	ESFORÇOS TRATIVOS E SELEÇÃO DE MOTORES.....	85
6.1	Método de determinação da tração necessária	85
6.2	Método de determinação dos motores necessários	90
6.2.1	Diferenças entre propulsão de HEV e PHEV	93
7	ANÁLISE DINÂMICA DOS ACOPLAMENTOS MECÂNICOS	95
7.1	Análise do Mecanismo 1	95
7.2	Análise do Mecanismo 2	99
7.3	Carregamento equivalente	103
8	PROJETO DOS ACOPLAMENTOS MECÂNICOS.....	105
8.1	Mecanismo 1: Engrenagens.....	105
8.1.1	Análise de falha	110
8.2	Mecanismo 1: Eixos	112
8.2.1	Eixo (elemento 1,10).....	113
8.2.2	Eixo (elemento 1,23).....	117
8.2.3	Eixo (elemento 1,5).....	120
8.2.4	Eixo (elemento 1,15).....	123
8.3	Mecanismo 1: Mancais.....	126
8.4	Mecanismo 1: Chavetas.....	128
8.5	Mecanismo 1: Outros	131
8.6	Mecanismo 2: Engrenagens.....	133
8.7	Mecanismo 2: Eixos	136
8.7.1	Eixo (elemento 2,5).....	136
8.7.2	Eixo (elemento 2,17).....	139
8.7.3	Eixo (elemento 2,8).....	142

8.8	Mecanismo 2: Mancais e chavetas	145
8.9	Mecanismo 2: Outros	146
9	MONTAGEM DO ROTEIRO DE PROJETO	151
10	FERRAMENTA COMPUTACIONAL E ESTUDO DE CASO	158
11	CONCLUSÕES	193
11.1	Resultados comparativos.....	195
11.2	Sugestão para trabalhos futuros	197
	REFERÊNCIAS.....	199
	APÊNDICE A DEDUÇÃO DO MODELO DINÂMICO	202
	APÊNDICE B COEFICIENTE DE ARRASTO AERODINÂMICO	205
B.1	Arrasto na dianteira	207
B.2	Arrasto na traseira.....	210
B.3	Arrasto na parte inferior.....	211
B.4	Arrasto por atrito de superfície	212
B.5	Arrasto sobre as rodas	212
B.6	Arrasto nas janelas, canaletas, ranhuras e espelhos	213
B.7	Arrasto induzido por sustentação	214
B.8	Arrasto das partes internas	214
	APÊNDICE C COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO.....	217
	APÊNDICE D RAO DINÂMICO DE PNEUS.....	221
	APÊNDICE E REFERÊNCIA PARA ENGRENAGENS E EIXOS	222
	APÊNDICE F CRONOGRAMA	230

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho discute o projeto de uma ferramenta computacional para dimensionamento e comparação de transmissões continuamente variáveis (CVT) em veículos híbridos. Mais especificamente, o projeto estabelece alguns tipos de veículos híbridos para estudo e suas aplicações (aprofundados na seção 2), especialmente no que se refere à propulsão veicular e o comportamento CVT resultante, tratando em detalhe duas questões principais remetentes ao *powertrain*: a seleção de motores adequados para atender a pré-requisitos de funcionamento; e o projeto mecânico de mecanismos que permitam a ideal combinação entre diferentes motores para produzir uma saída desejada, com posterior verificação da possibilidade de automatismo nos procedimentos de projeto por meio da criação de uma ferramenta computacional com funcionalidades guiadas. O desenvolvimento da ferramenta computacional é fundamentado nos conceitos de garantia de consistência de projeto, redução de tempo, aumento de efetividade e capacidade de comparação entre diferentes soluções, sendo que para atingir isto é imprescindível realizar um trabalho analítico completo que possibilite compreender todo o roteiro de projeto e suas possíveis variantes.

1.1 Objetivos

O desenvolvimento deste trabalho está sustentado em dois principais objetivos, enunciados abaixo:

- Objetivo primário: Criar um roteiro de projeto para veículos híbridos em paralelo, que possam operar em condições puramente híbridos ou híbridos com autonomia estendida (explicados na seção 2), com a seleção de um entre os dois mecanismos de acoplamento escolhidos para estudo (mecanismos estes selecionados e explicados em detalhe nas seções 2, 3 e 4). O roteiro criado focará a seleção adequada de motores que atendam a pré-requisitos de desempenho, condições de operação e características construtivas do veículo, com posterior dimensionamento dos principais elementos de máquina do mecanismo de

acoplamento dos motores (patentes apresentadas na seção 2.2 e detalhadas na seção 4).

- Objetivo secundário: Construir uma ferramenta computacional, cuja interface seja de fácil compreensão, e que implemente o roteiro de projeto criado, para validação do mesmo e fornecimento de automatismo ao projeto.

1.2 Metodologia e estrutura do trabalho

A metodologia adotada até o presente estágio do trabalho, visando atingir os objetivos estabelecidos pode ser listada conforme abaixo:

- Levantamento bibliográfico: literatura específica para transmissões automotivas e projeto de veículos híbridos; artigos técnicos voltados para aplicações em CVTs e veículos híbridos; trabalhos de formatura e dissertações relacionadas ao tema deste projeto; patentes de mecanismos para transmissões em veículos híbridos; artigos e trabalhos que descrevessem aplicações automatizadas no projeto de CVTs;
- Síntese das necessidades, geração de alternativas e escolha de soluções por matrizes de decisão, utilizando conceitos aprendidos PME2320 (Metodologia de Projeto I);
- Detalhamento analítico para criação do roteiro de projeto, baseado em literaturas de dinâmica veicular longitudinal e projeto de máquinas, auxiliado pelo uso de catálogos de fabricantes e tabelas de materiais para engenharia;
- Estabelecimento detalhado de todas as etapas de projeto para possibilitar uma fácil automatização computacional do projeto

A partir da metodologia utilizada, o trabalho foi dividido em etapas parciais que constituem a estrutura de apresentação do relatório nas seções seguintes:

- Seção 2 – Levantamento de dados: É feita uma contextualização geral da situação atual das transmissões automotivas, destacando-se, em primeiro plano, os seguintes aspectos: a necessidade do uso de transmissões automotivas, a busca

pela redução do consumo de combustível e aumento da eficiência energética, a distribuição relativa das aplicações em diferentes tipos de transmissões automotivas e quais são as estratégias necessárias no desenvolvimento de uma nova aplicação. Num segundo plano, são focadas as CVTs, apresentando seu princípio de funcionamento e variadas formas de se obter os princípios de uma CVT, até que são evidenciados mecanismos patenteados recentemente (aproximadamente nos últimos vinte anos). Tais mecanismos são baseados nos princípios de soma de potências, o que permite aplicação direta em veículos híbridos, os quais por sua vez são também detalhados nesta sessão, seja em princípios de funcionamento, seja em questão da projeção de aumento na participação do mercado automotivo nos últimos dez anos. Finalmente, coloca-se em pauta a questão da falta de automatismo de projeto de CVTs, o que identifica oportunidade para futuros desenvolvimentos (seção 2.4).

- Seção 3 – Definição das necessidades e escolha da solução: Baseado no levantamento inicial, esta sessão procura definir as necessidades a serem atendidas, selecionando alternativas de solução e filtrando, por meio de matriz de decisão, aquelas soluções que mais são viáveis, tanto do ponto de vista prático como do ponto de vista de criação de um roteiro genérico para criação da ferramenta computacional.
- Seção 4 – Detalhamento das soluções: Apresenta-se um detalhamento dos mecanismos escolhidos para desenvolvimento do trabalho, com o princípio de funcionamento de cada deles e desenhos de conjunto com indicações de todos os elementos de máquina a serem projetados. Além disso, explica-se o funcionamento da propulsão, que deverá ser uma combinação da atuação do motor elétrico com o motor de combustão interna.
- Seção 5 – Dinâmica longitudinal do veículo: São evidenciados os primeiros passos para início do projeto, pois o dimensionamento do veículo está intimamente ligado com a dinâmica longitudinal do veículo. Portanto, estabelece-se os equacionamentos necessários para predizer as resistências atuantes sobre o veículo, propondo métodos de determinação de resistência ao rolamento e arrasto aerodinâmico.

- Seção 6 – Determinação da tração e dos motores: Seção que visa estabelecer métodos para determinar a tração necessária em função da resistência prevista sobre o automóvel, culminando num dimensionamento e escolha adequada de motores que permitam o desempenho esperado ocorrer.
- Seção 7 – Dinâmica nos elementos rotativos: Demonstra-se analiticamente o comportamento dinâmico de todos os elementos rotativos dos mecanismos de redução, que são fundamentais para determinar os esforços atuantes sobre cada componente, além de especificar o tratamento dos esforços mediante a obtenção de esforços equivalentes de acordo com o perfil de uso típico do veículo.
- Seção 8 – Projeto dos elementos de máquina: Compreende, de fato, toda a parte do projeto dos elementos de máquina dos mecanismos (engrenagens, eixos, rolamentos, chavetas, etc). Em via de regra geral, o equacionamento é direcionado a estabelecer métodos que sejam programáveis e dependam apenas da escolha de atributos por parte do projetista, de tal forma que ao final sejam obtidas as dimensões características dos elementos.
- Seção 9 – Roteiro de projeto: Esta seção faz o mapeamento completo de todas as etapas de projeto estudadas, dividindo o projeto em etapas principais que possam ser definidas em entradas, processamento e saída, e de tal forma que as etapas sejam gradualmente completadas em um único sentido pela comunicação direta bloco a bloco. Esse mapeamento funciona como diretriz base para a criação da ferramenta computacional.
- Seção 10 – Ferramenta computacional: Compreende o detalhamento da criação da ferramenta computacional, manuseio e funcionamento, descrevendo todo o estudo de caso que exemplifica a aplicação da ferramenta e execução do projeto.
- Seção 11 – Conclusões: Apresenta as conclusões obtidas, resumindo os resultados alcançados pelo trabalho e fazendo uma breve sugestão de possíveis temas para trabalhos seguintes.

2 LEVANTAMENTO DE DADOS

2.1 Contextualização e transmissões automotivas

Todos os veículos, não somente os terrestres, mas inclusive os aéreos e os aquáticos, requerem transmissões para converter os diferentes torques e velocidades provenientes de uma fonte motora. Transmissões são diferenciadas de acordo com suas funções e propostas, porém de maneira geral as transmissões automotivas são aquelas destinadas especificamente aos veículos terrestres ou de superfície, sendo estes os tipos de aplicação consideradas para os fins deste presente trabalho. Basicamente, a tarefa principal de uma transmissão automotiva é converter a tração disponível da unidade motriz, satisfazendo requisitos característicos do veículo, da pista, do motorista e do ambiente, o que irá invariavelmente determinar condições competitivas nos aspectos técnicos e econômicos. Além disso, as transmissões desempenham papel fundamental nos quesitos de confiabilidade do veículo, consumo de combustível, facilidade de operação e segurança no trajeto (NAUNHEIMER et al., 2010).

Transmissões automotivas são produtos de produção em massa de alto grau técnico e tecnológico de desenvolvimento, dentro dos quais um dos fatores destacáveis é a potência específica em veículos comerciais, que pode apresentar valores da ordem de três vezes o mesmo parâmetro em transmissões industriais, além do fato das automotivas apresentarem mais velocidades disponíveis, enquanto as industriais geralmente são projetadas para um ciclo de vida mais duradouro. Mesmo embora constantes mudanças sesejam presenciadas, tanto em transmissões automotivas como aquelas destinadas para outras aplicações, sabe-se que inovações básicas no campo de transmissões automotivas não são muito esperadas, pois ao invés disso tem-se presenciado um processo de evolução gradual, descrito pelo foco nos fatores ambientais, relacionados às condições de tráfego, que por sua vez estão ligados aos aspectos veiculares e, finalmente, conectam-se às características de motorização e transmissão. O diagrama da Figura 2-1 ilustra as metas de desenvolvimento aplicadas às transmissões veiculares (NAUNHEIMER et al, 2010).

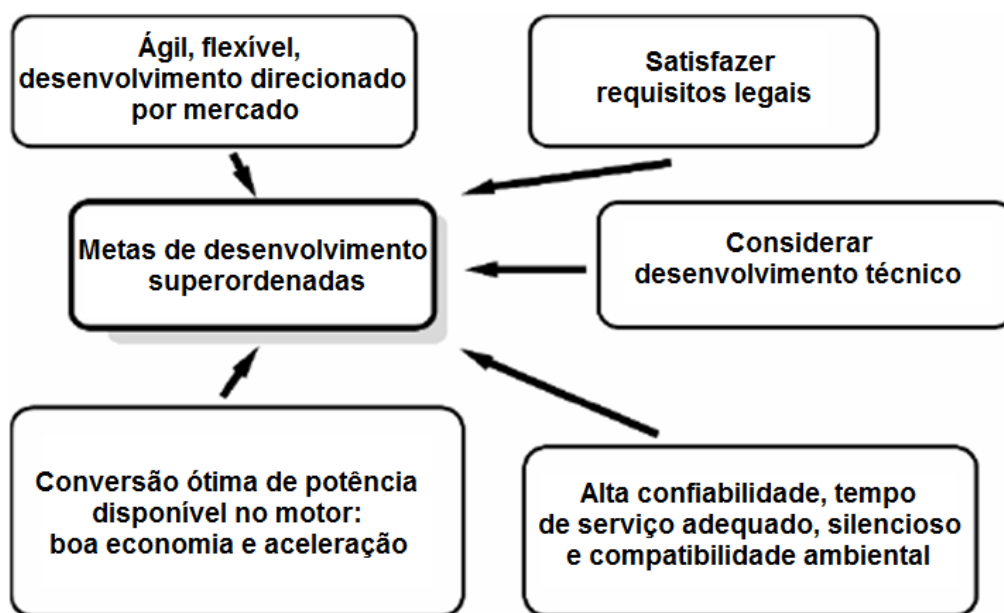


Figura 2-1 – Diagrama de metas de desenvolvimento em transmissões automotivas (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).

O desenvolvimento de transmissões veiculares deve ser ágil e direcionado pelas tendências de mercado, isto é, preferências do consumidor, condições legais e até aspectos emocionais ou psicológicos (levando em consideração o prazer no ato de dirigir). Somado a isto, o objetivo principal durante o projeto de uma transmissão automotiva é obter uma conversão ótima da tração disponível no motor em forma de força trativa no veículo sobre a extensa variedade de velocidades durante operação. Isto deve ser feito de maneira a existir harmonia entre o número total de velocidades, os desempenhos em acelerações e subidas, bem como o consumo mínimo de combustível. Além disso, fatores como tempo de serviço e confiabilidade, ligados a aspectos técnicos de operação, também devem ser levados em consideração, junto aos parâmetros ambientais e sociais (NAUNHEIMER et al., 2010).

Segundo Naunheimer et al., 2010, o projeto de transmissões automotivas deve estar dentro do horizonte de planejamento para novos veículos. Durante a fase de desenvolvimento veicular, uma transmissão correspondente também deve ser criada ou posteriormente desenvolvida (neste caso, deve-se inclusive planejar a introdução de novas tecnologias de manufatura e produção em série). Após a fase de produção, deve-se garantir que peças de reposição estejam disponíveis e, para tanto, os ciclos de vida de componentes adicionais, inclusive de componentes semicondutores, devem ser considerados, conforme exemplificado na Figura 2-2.

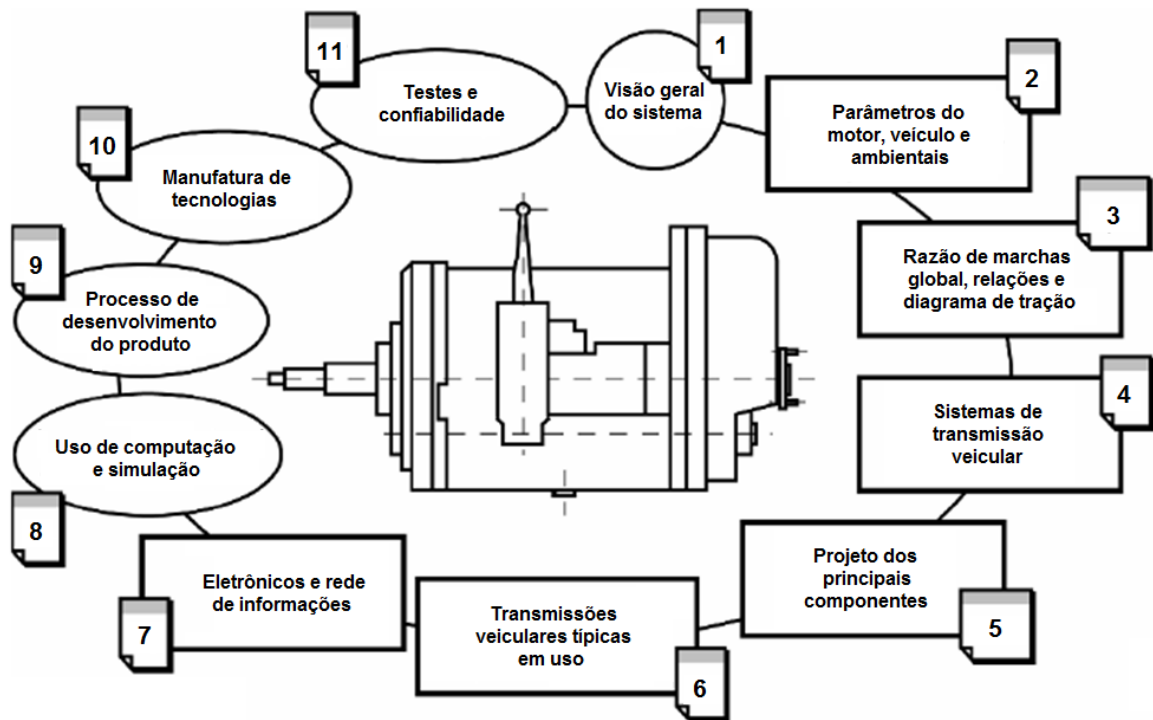


Figura 2-2 – Ciclo de abordagem de uma transmissão automotiva (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).

Transmissões automotivas são decisivamente influenciadas pelo restante do veículo, do tipo de motor e perfil de pista, de tal forma que o conhecimento prévio destes fatores é imprescindível para desenvolvimento significativo do projeto. Neste sentido, arranjos criativos, os quais são indispensáveis, são complementados pelo projeto sistemático, o que indica a necessidade de uma análise funcional durante a fase conceitual de projeto. Desta forma, soluções para funções individuais devem ser encontradas, analisadas e unidas para formar uma solução global (NAUNHEIMER et al., 2010).

Inovações básicas são descobertas, invenções e novos desenvolvimentos, sem os quais os produtos de hoje não teriam sido designados. Estes permitem futuras descobertas, invenções, novos desenvolvimentos e projetos que culminam inevitavelmente em novos produtos. Mais especificamente com relação aos produtos do ramo de transmissões Naunheimer et al., 2010, define quatro linhas básicas de desenvolvimento:

- Transmissões mecânicas com z-velocidades (inclusive as automatizadas);
- Transmissões automáticas com várias relações de marcha;
- Transmissões continuamente variáveis mecânicas ou hidrostáticas;
- Transmissões híbridas.

Segundo Naunheimer et al., 2010, as correlações entre tráfego, engenharia de tráfego e economia como um todo são tão próximas quanto fundamentais. Os processos de transporte possuem uma função econômica básica semelhante ao comportamento monetário, sem a qual a economia moderna, baseada na divisão de trabalho e seus complexos sistemas de processos, não funcionaria. Como exemplo de correlação, a Figura 2-3 apresenta um crescimento constante no desempenho do tráfego de bens (ou produtos) em vias terrestres, referenciado à população da Alemanha.

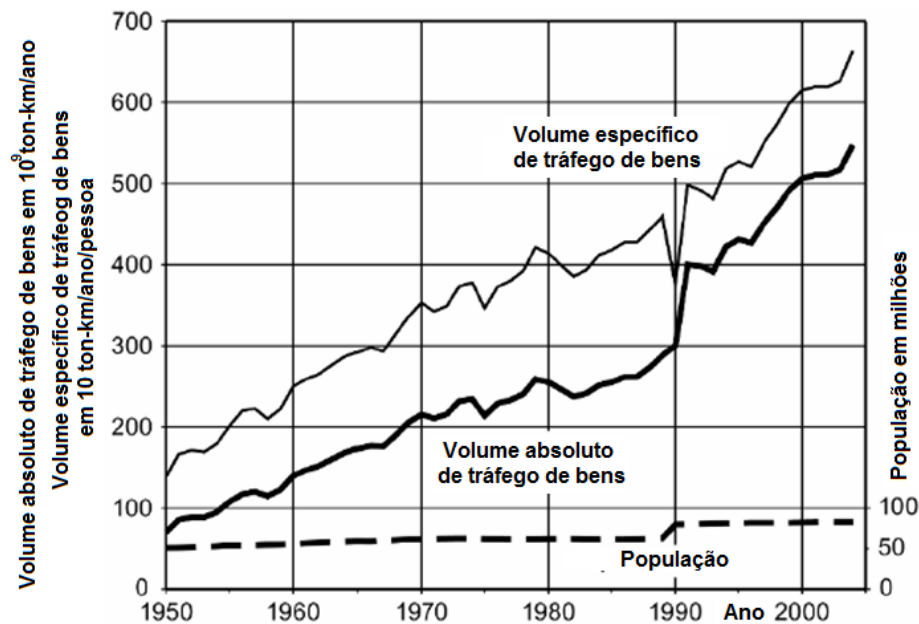


Figura 2-3 – Desenvolvimento do tráfego de bens e da população na Alemanha (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).

Pode-se dizer que transmissões automotivas são subsistemas engajados dentro do sistema de transporte rodoviário, tal que o sistema é caracterizado pelos seguintes fatores: Pessoa – Veículo – Via – Volume de tráfego – Bens transitando.

De acordo com Naunheimer et al., 2010, existe um conflito de interesses que precisa ser admitido, que descreve o fato de que quando um indivíduo deseja elevar sua qualidade de vida, isto é apenas inicialmente positivo para a qualidade de vida global da sociedade, pois uma vez que todos desejarem elevar sua qualidade de vida, então a qualidade de vida geral da sociedade passará a decrescer. Este conflito de interesse, representado na Figura 2-4, tem reflexos óbvios considerando os problemas ambientais e de tráfego.

Este comportamento conflitante é elucidado por H. J. Förster (FÖRSTER, 1974):

“Desde que a humanidade, com todos os anseios e interesses, de longe esgotou todos os outros interesses, a otimização de um sistema de tráfego não necessariamente é o mesmo que otimizar o desempenho de transporte. Todas pessoas ativamente usando o sistema de tráfego, assim como as outras, sofrem dos problemas colaterais. Medidas clássicas de eficiência de transporte, tal como volume transportado (passageiros – quilômetros), e o custo e velocidade de trajeto, deveriam portanto se tornarem considerações secundárias. A prioridade deve ser dada a critérios humanos mais complexos tais como qualidade da viagem, satisfação pessoal, e especialmente impacto ambiental. Para tráfego de bens, entretanto, fatores econômicos tais como volume transportado, custo de transporte e velocidade de trajeto continuam a ultrapassar considerações de impacto ambiental e social.”

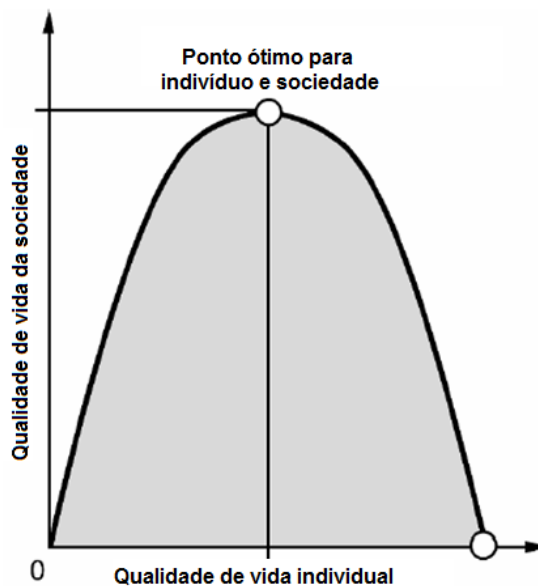


Figura 2-4 – Representação do conflito entre a qualidade de vida individual e a qualidade de vida global (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).

Basicamente, dois fatores influenciam as escolhas humanas com relação aos meios de transporte: o primeiro é o nível de satisfação em suas necessidades objetivas, como desempenho de transporte, acesso porta à porta e acessibilidade do destino; já o segundo diz respeito à satisfação das necessidades subjetivas percebidas, como conforto, conveniência, liberdade de escolha, local de chegada e tempo de jornada. Dentro desses fatores, pode-se considerar que veículos motorizados nada mais são do que uma expressão do senso de liberdade. Além disso, pode-se afirmar que o tráfego individual não é algo determinável ou economicamente planejável, enquanto que o uso do transporte público pode ser determinado e planejado (NAUNHEIMER et al., 2010).

De acordo com Helling, 1989, é possível rascunhar situações e metas de desenvolvimento para o tráfego viário, se este for considerado como uma caixa preta

e comparada com o custo dos resultados, conforme mostrado na Figura 2-5. Tal simplificação permite levar à tarefa de percepção dos níveis de desempenho desejados com o mínimo de efeitos colaterais e a baixo custo de recursos. Estes recursos, requisitados para a manufatura de veículos motorizados, são caracterizados por serem ambivalentes, na medida em que adicionam valor econômico e possibilitam a criação de novos postos de trabalho, como apresentado na Figura 2-6.

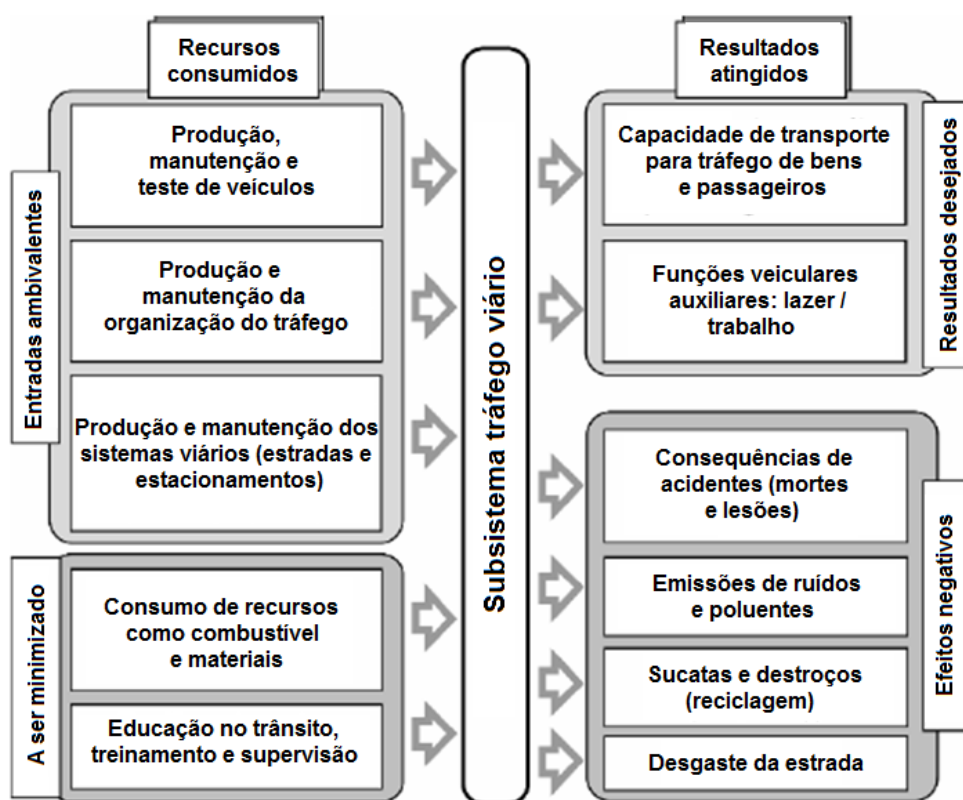


Figura 2-5 – Recursos consumidos e resultados alcançados pelo sistema de tráfego viário (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).

A importância econômica da indústria automotiva é enorme, tanto em termos de empregabilidade como de sustentação humana, de tal forma que boa parte dos cidadãos de uma população consegue obter seu sustento a partir deste setor (conforme expressado na Figura 2-6). Adicionalmente a este fato, os veículos motorizados possuem uma parcela dominante tanto para transporte de passageiros como de cargas, e estatísticas indicam que essa tendência ainda continua em crescente (exemplificado na Figura 2-7, na qual o crescimento veicular tem sido da ordem de 10% ao ano). Em decorrência desta crescente, o prognóstico que pode ser feito com relação ao sistema de transporte viário é, portanto (FÖRSTER, 1974):

“O significado dos automóveis, apesar de algumas mudanças particulares em áreas de transporte, não mudará a longo prazo. De um lado, os automóveis são uma excelente resposta tanto as necessidades do passageiro para mobilidade quanto para a necessidade de flexibilidade no transporte de bens. Do outro lado, as despesas com infra-estrutura permitem apenas mudanças lentas e graduais por conta da complexidade do estabelecimento de estruturas de sistemas de tráfego.”

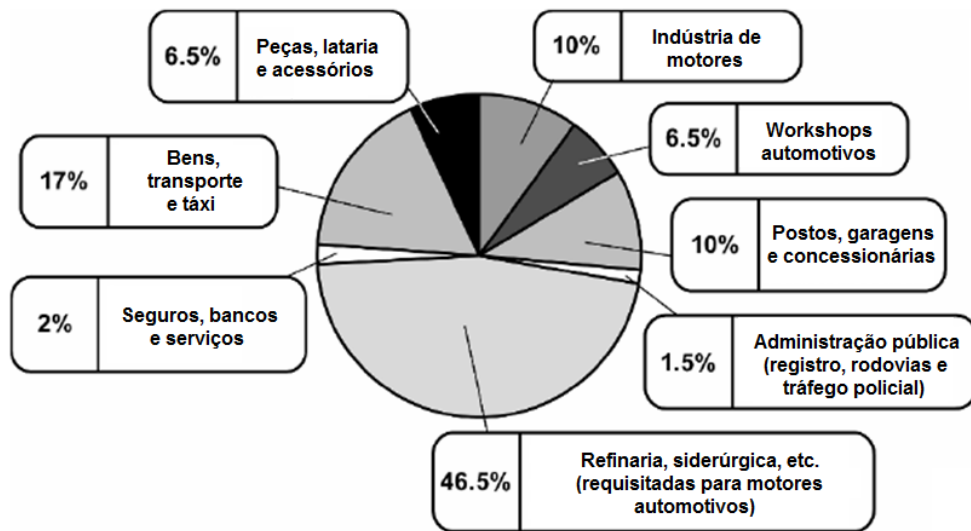


Figura 2-6 – Distribuição exemplo de ocupação em postos de trabalho para diferentes setores (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).

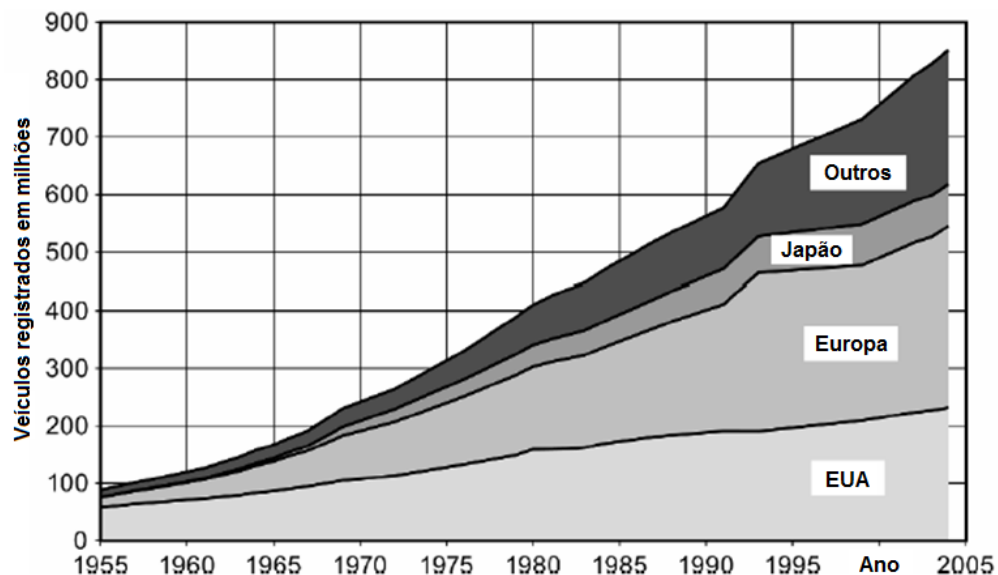


Figura 2-7 – Evolução do número de automóveis ao longo dos anos (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).

O tráfego pode ser definido com a soma de todos os processos servindo para superar distâncias, compreendendo todas as realocações de pessoas, bens e informações. O ambiente das transmissões automotivas como um produto é

determinado pelo sistema de tráfego e pode ser diferenciado ao longo de cinco categorias distintas (NAUNHEIMER et al., 2010):

- Tráfego local ou urbano;
- Tráfego regional ou tráfego dentro zonas de aglomeração;
- Tráfego de longas distâncias ou tráfego entre zonas de aglomeração;
- Tráfego continental;
- Tráfego intercontinental.

Mais especificamente para transmissões de veículos de passeio e comerciais, é comum distinguir apenas entre tráfego local e de longa distância, enquanto para transportes públicos, como ônibus, ocorre a distinção tripla entre tráfego de cidade, tráfego local e tráfego de longas distâncias. Esse tipo de percepção é fundamental para o posterior projeto e dimensionamento de uma transmissão automotiva (NAUNHEIMER et al., 2010).

O desenvolvimento de tendências na engenharia de tráfego moderno derivam de soluções a quatro principais problemas:

- Satisfazer todos as requisições de transportação;
- Promover aumento de harmonia ambiental entre os meios de transporte;
- Redução primária e secundária de consumo de energia;
- Percepção dos potenciais de comunicação eletrônica.

Um sistema de transporte consiste de:

- Meio de transporte: tipo de veículo utilizado; infra-estrutura de transportação;
- Organização do transporte: administração e controles operacionais.

Dessa forma, pode-se afirmar que um veículo de transporte é, portanto, um componente de um sistema global de transportação, os quais são influenciados por preservação ambiental, necessidades de mercado, legislação e demandas individuais e gerais geradas por consumidores e clientes .

Acerca de todas as variáveis previamente expostas, é de suma importância o conhecimento da propulsão veicular, bem como o entendimento da necessidade em utilizar ou não mecanismos de transmissão que permitam alcançar requisitos e parâmetros de projeto.

Quase todos os automóveis usados atualmente são acionados por motores de combustão interna (MCI) com combustão cíclica, trabalhando sobre os princípios de ignição de faísca ou ciclo diesel. Apesar das vantagens do uso dos MCIs, tais como a alta relação de potência por peso, eficiência aceitavelmente boa (da ordem de 30% a 40%) e armazenamento de energia relativamente compacto, existem três desvantagens fundamentais (NAUNHEIMER et al., 2010):

- Ao contrário de motores a vapor ou elétricos (ME), os MCIs são incapazes de produzir torque a partir do repouso (velocidade nula);
- Um MCI somente produz máxima potência em uma determinada velocidade do motor;
- O consumo de combustível é extremamente dependente do ponto de operação no mapa de desempenho do motor.

A partir de uma potência de motor disponível P_{max} e uma velocidade de saída no veículo V , existirá uma hipérbole de tração ideal $F_{x,Aid}$, tal que a hipérbole de tração efetiva pode ser calculada com o seguinte:

$$F_{x,Aid} = \frac{P_{max}}{v} \quad (2.1)$$

, ou considerando o rendimento global da transmissão η_{tot} , obtém-se a hipérbole efetiva $F_{x,Ae}$:

$$F_{x,Ae} = \frac{P_{max}}{V} \eta_{tot} \quad (2.2)$$

Portanto, se a carga de potência máxima do motor estivesse constantemente disponível sobre toda a faixa de velocidades de saída, ter-se-ia a hipérbole de trações indicada na Figura 2-8a. Porém para o MCI, o perfil de trações disponível não conseguiria mapear eficientemente a curva de máxima potência, o que não permitiria uma operação próxima à condição ideal da hipérbole. Dessa forma, fica claro que utilizar o MCI como fonte primária de deslocamento não é recomendável, sendo necessário que exista algum conversor da saída de velocidades e torques, e que este faça uma conversão do comportamento da curva do motor para que ocorra a maior aproximação possível da hipérbole de tração ideal

(demonstrado na Figura 2-8b). Finalmente, este conversor fará uma redução significativa da área de operação inatingível, permitindo melhor aplicação do potencial do motor.

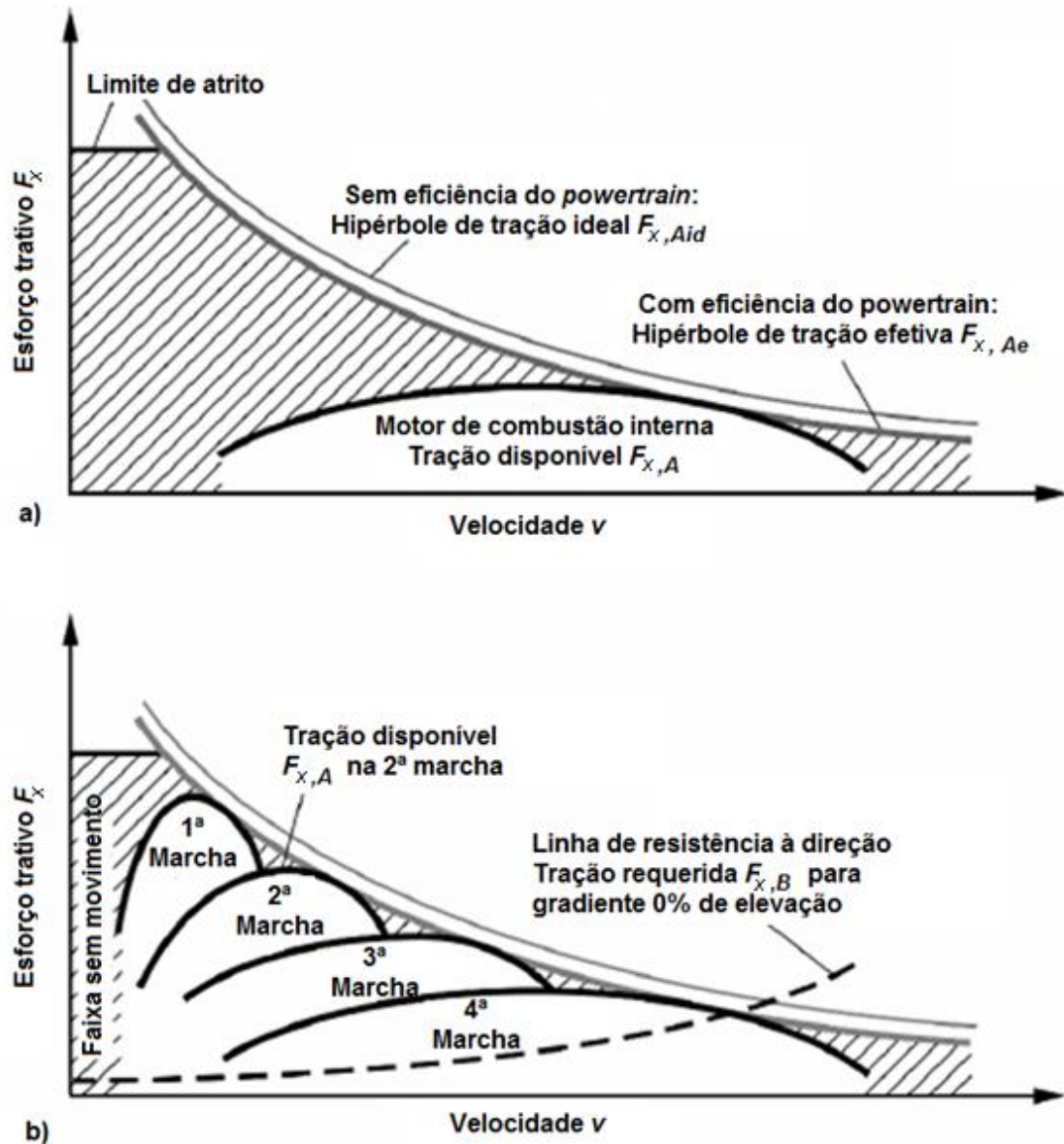


Figura 2-8 – Diagramas típicos de esforços trativos e hipérboles de tração ideal: a) MCI sem redução, mapeando parcialmente o diagrama de esforços trativos ideais; b) MCI acoplado a uma transmissão em marchas para mapear aproximadamente o diagrama ideal (adaptado de NAUNHEIMER et al., 2010).

Uma vez compreendido motivo real em se adotar caixas de transmissão, faz-se necessário também compreender as principais tendências e orientações de mercado, a fim de decidir diretrizes de futuros estudos e investimentos.

As tendências de mercado para automóveis tem mudado drasticamente desde 1975, especialmente para veículos de passeio, nos quais fatores individuais

tem levado à segmentação dos veículos por classes, o que consequentemente influencia o projeto das respectivas transmissões. Ao invés de existir a limitação de opções entre transmissões manuais (MT de *manual transmission*) ou transmissões automáticas (AT de *automatic transmission*), atualmente há uma variedade de *designs* em transmissões automotivas disponíveis, o que apesar de muitas vezes implicar em maiores custos no desenvolvimento do produto, permite fugir do padrão para atingir soluções individualizadas. A Figura 2-9¹ mostra os principais grupos em transmissões automotivas, iniciando um comportamento recente na busca por novas transmissões que fujam do predomínio das transmissões manuais e automáticas. É importante destacar que futuras demandas devem ser antecipadas e analisadas a fim de desenvolver novas estratégias de implementação e desenvolvimento de novas transmissões (NAUNHEIMER et al., 2010).

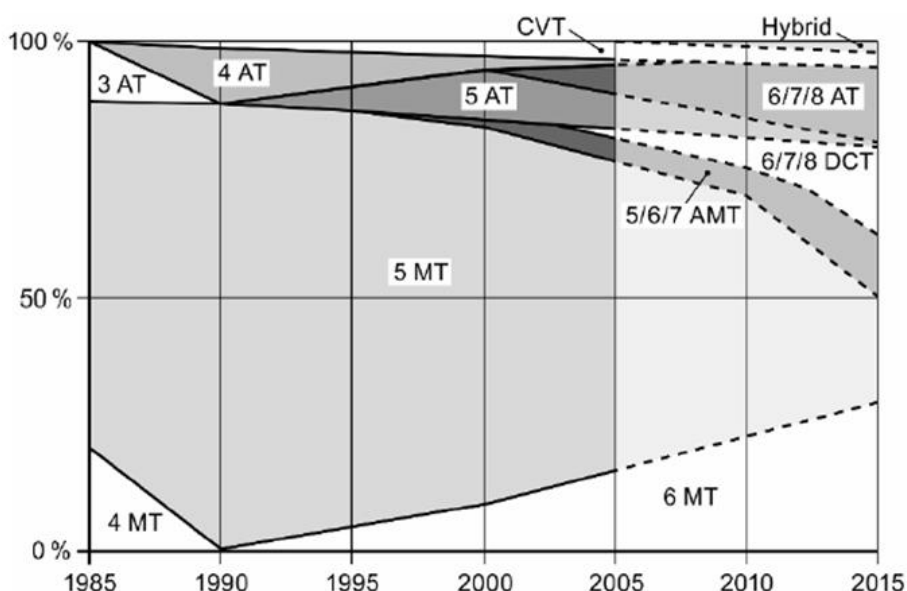


Figura 2-9 – Tendência para transmissões automotivas em veículos de passeio na Europa (NAUNHEIMER et al., 2010).

Em concordância com Naunheimer et al., 2010, as principais metas de projeto em novas transmissões ou desenvolvimento adicional devem em geral respeitar os itens a seguir:

- Aumento da confiabilidade operacional e funcionalidade;
- Aumento da facilidade de manuseio;

¹ CVT – *Continuously Variable Transmission* (transmissão continuamente variável); Hybrid (híbrida); AT – *Automatic Transmission* (transmissão automática); DCT – *Dual-Clutch Transmission* (transmissão com embreagem dupla); AMT – *Automatic Manual Transmission* (transmissão manual automática); MT – *Manual Transmission* (transmissão manual).

- Aumento do tempo de serviço;
- Redução da caixa de transmissão e custos de reparo;
- Ênfase na imagem da marca, pelo aumento do conforto e melhora do comportamento dinâmico;
- Redução de massa e espaço de instalação;
- Aumento de eficiência;
- Redução do consumo energético e emissão de poluentes.

No caso de veículos de passeio, a tendência aponta para soluções individualizadas com conceitos alternativos e competitivos, o que justifica a diversificação de transmissões disponíveis no mercado (Figura 2-9), tal que cada diferente *design* possui suas próprias vantagens e desvantagens, dependendo das condições de uso. Desta forma, as condições de operação são fundamentais na decisão da aplicabilidade de uma transmissão específica, tais como (NAUNHEIMER et al., 2010):

- Segmento do veículo;
- Aceitação do projeto da transmissão pelo consumidor e diferentes mercados;
- Imagem do produto;
- Estratégia de propulsão e características do motor;
- Configuração do *powertrain* (por exemplo, se é de tração dianteira ou tração 4x4);
- Facilidade do tipo de produção e equipamentos disponíveis;
- Legislação e regulamentações.

Com o crescimento socioeconômico e as preocupações ambientais, o consumo de energia por parte de automóveis tem se tornado elemento chave nos debates de aquecimento global. Nas últimas décadas, a economia de combustível veicular tem desempenhado papel fundamental em determinar os limites aceitáveis nos níveis de emissão de gases automotivos. A redução dos gases emitidos pode ser feita por três caminhos fundamentais: elevar a eficiência energética nos transportes veiculares; substituir fontes energéticas atuais por fontes alternativas; reduzir a atividade de transportação. Naturalmente, a terceira opção parece inviável, se considerados os níveis emergentes de consumo e urbanização, o que obriga o

escopo de redução de emissões a ser feito por meio de melhores índices de eficiência (GE; ARIYONO; MON, 2010).

Fazendo um comparativo simples entre transmissões CVTs e transmissões manuais, é fato que uma transmissão manual é constantemente lembrada pelo som da troca de marchas durante as mudanças de velocidade, enquanto uma CVT permite que essas trocas sejam realizadas discretamente e que o passageiro perceba quase exclusivamente apenas as sensações de aceleração. Teoricamente, uma CVT causaria menos desgaste ao motor e produziria uma transmissão mais confiável, pois a mudança por meio de marchas força o motor a ser usado sempre afastado de seu ponto ideal. Além disso, a melhor eficiência das CVTs está atrelado ao fato de independer de hábitos de direção do motorista, pois a CVT pode ser planejada para operar sempre próxima da região ideal de consumo específico de combustível² (GE; ARIYONO; MON, 2010).

Em se considerando a expansão do uso de CVTs, somado às suas características desejáveis que atendem às presentes necessidades do mercado automotivo, é com relação a este tipo de transmissão que o trabalho será desenvolvido e a apresentação das características deste tipo de mecanismo é brevemente feita na seção 2.2 a seguir.

2.2 Transmissões continuamente variáveis (CVTs)

Uma transmissão continuamente variável (CVT de *continuously variable transmission*) pode ser definida como uma transmissão que possui razões de velocidades que podem ser variadas continuamente na faixa de velocidades permissíveis, ou seja, a razão de velocidades pode assumir qualquer valor dentro dos limites operacionais, o que indica um número infinito de possíveis relações de transmissão (BEACHLEY; FRANK, 1979). O conceito de CVT é frequentemente referenciado como o “Santo Graal” das transmissões, pois este tipo de arranjo é capacitado a promover potência suavemente e ininterruptamente, sem os degraus de descontinuidade comuns em transmissões padrão baseadas em troca de marchas (WILLIS, 2006), como exemplificado na Figura 2-10 (vê-se que a

² Por consumo específico de combustível entende-se a relação entre consumo de combustível e a potência efetiva transmitida pelo motor (GARCIA; BRUNETTI, 1992).

transmissão de potência com variação contínua permite que a mudança ocorra sem interrupção do fornecimento de tração na saída, tal que esta é adaptada à resistência externa sem nenhuma ação por parte do motorista, o que representa uma solução teoricamente ideal).

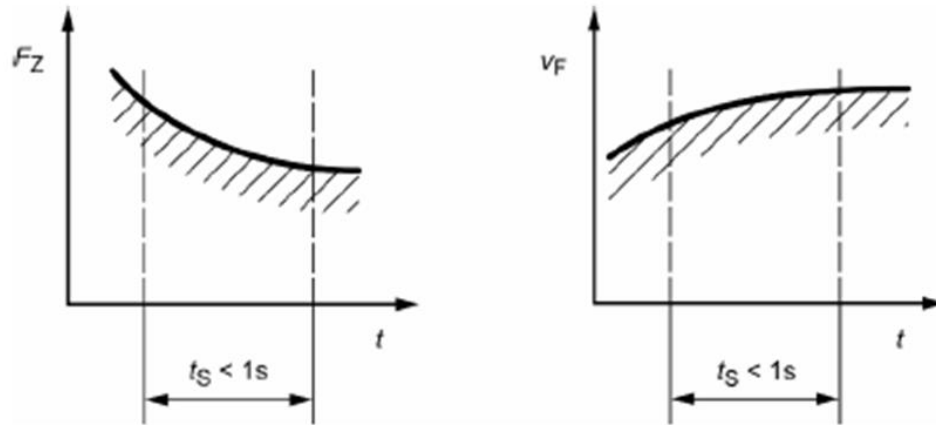


Figura 2-10 – Perfil qualitativo de trações e velocidades em mudanças com uma CVT (NAUNHEIMER et al., 2010).

A variação de relações de transmissões é um dos parâmetros mais importantes de uma CVT em termos de caracterizar suas possíveis aplicações. Sabe-se que uma variedade de *designs* de CVTs já foram propostos e parte destes já foram construídos, seja em versões protótipos ou como produtos. Alguns arranjos são demasiadamente sofisticados a ponto de dificultarem a compreensão do modo de operação por meio de desenhos técnicos ou descrições. Portanto, é proveitoso discutir as diferentes categorias nas quais as CVTs podem ser incluídas, de tal forma a definir os princípios básicos de funcionamento e limitações para se fazer uma análise preliminar e estender os conceitos a possíveis novos arranjos de CVTs (BEACHLEY; FRANK, 1979).

Uma visão global sobre os tipos de CVT atualmente disponíveis pode ser encontrada na Figura 2-11, que se trata de um diagrama com as principais categorias de CVTs e as diversas classificações existentes. Basicamente, as transmissões do tipo CVT conhecidas são globalmente distribuídas segundo o sistema de transmissão de potência (mecânico, hidráulico ou elétrico), seguidas do princípio físico de funcionamento (atrito, escoamento fluido, controle de corrente e tensão elétrica, conversão de torque e velocidade) e, finalmente, pelo princípio de operação que irá caracterizar as várias CVTs, como toroidais, polias com correias ou correntes, etc.

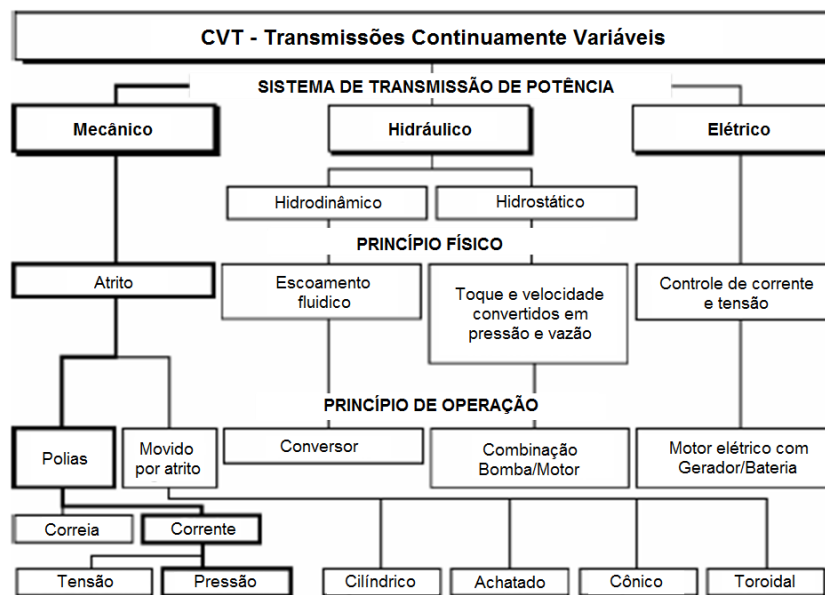


Figura 2-11 – Mapa de classificações de uma CVT (adaptado de NAUNHEIMER et al, 2010).

As principais CVTs conhecidas podem ser elencadas nos seguintes itens (BEACHLEY; FRANK, 1979):

- **Hidrostática:** utilizam óleos em alta pressão, consistindo de uma bomba hidráulica junto a um motor hidráulico, conectados por linhas e componentes típicos de tubulação (válvulas e reservatórios). A bomba cria potência hidráulica e o motor converte esta em energia mecânica, tal que um sistema CVT é obtido caso a bomba seja projetada de forma a possuir deslocamento variável. Um exemplo típico deste arranjo para obter uma CVT é mostrado na Figura 2-12;

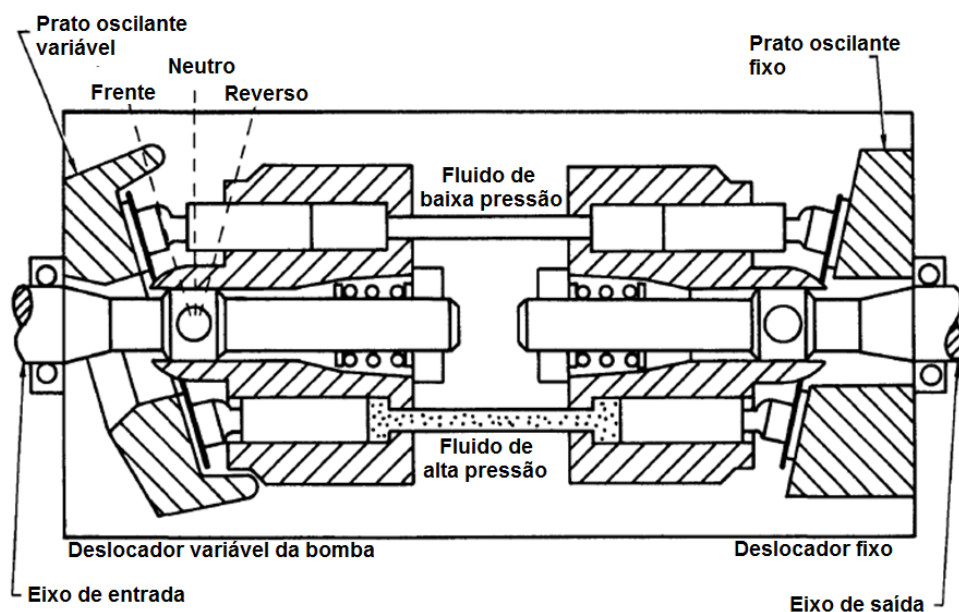


Figura 2-12 – Esquema de uma CVT hidrostática (adaptado de BEACHLEY; FRANK, 1979).

- **Polias:** trata-se de uma transmissão entre polias, de tal forma que diâmetro efetivo das polias pode ser alterado pelo uso de um variador, obtendo-se diferentes relações de transmissão, cujo esquema típico é apresentado na Figura 2-13³;

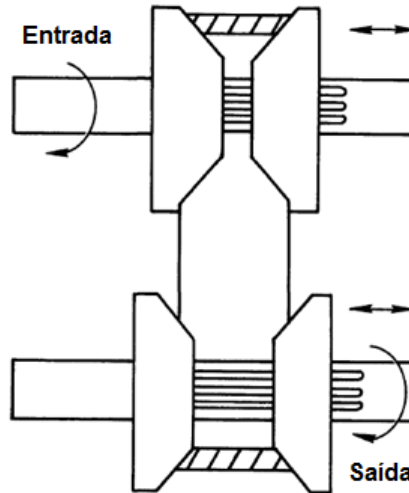


Figura 2-13 – Esquema de uma CVT com polias (adaptado de BEACHLEY; FRANK, 1979).

- **Contato (atrito):** funcionam por princípios de contato de rolagem e podem apresentar diversas configurações geométricas, de tal forma que as infinitas relações de transmissão podem ser geradas pela mudança nos pontos de contato das superfícies movidas. Alguns esquemas típicos são apresentados na Figura 2-14⁴, sendo o esquema toroidal um tipo dos mais empregados entre as CVTs existentes;

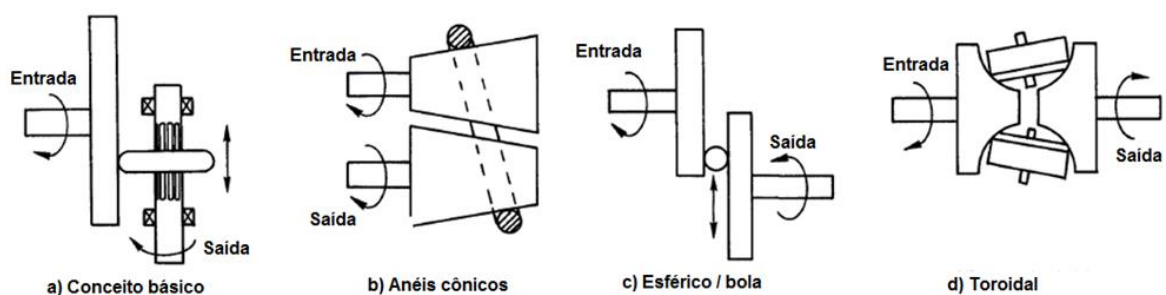


Figura 2-14 – Esquemas de CVTs movidas por contato de rolagem (adaptado de BEACHLEY; FRANK, 1979).

- **Elétrica:** a variação das velocidades de saída pode ser controlada pelo emprego de um ME, cuja rotação pode ser variável, o que é tecnicamente atrativo, dada a versatilidade em termos de torque e velocidade.

³ Um exemplo real de aplicação deste tipo é a transmissão Xtronic CVT da Nissan, encontrada, por exemplo, no modelo Sentra (NISSAN, 2013).

⁴ Exemplo típico de aplicação em CVTs toroidais são os tipos Extroid CVT da Nissan (NISSAN, 2013).

A boa adaptabilidade do uso de motores elétricos a fim de se obter uma CVT leva ao princípio de *Power-Split* (potência dividida), designado para sobrepor as eventuais deficiências de certas CVTs. A ideia básica é enviar apenas parte da potência para a unidade CVT, com a outra parcela da potência sendo transmitida pelo caminho mecânico. Ambas as potências são posteriormente somadas em um mecanismo diferencial, como exibido na Figura 2-15. A partir de uma velocidade de entrada, tem-se essencialmente duas velocidades chegando ao mecanismo diferencial, tal que se uma for fixada e outra variada continuamente, então a velocidade de saída global na saída de potência delimita uma CVT.

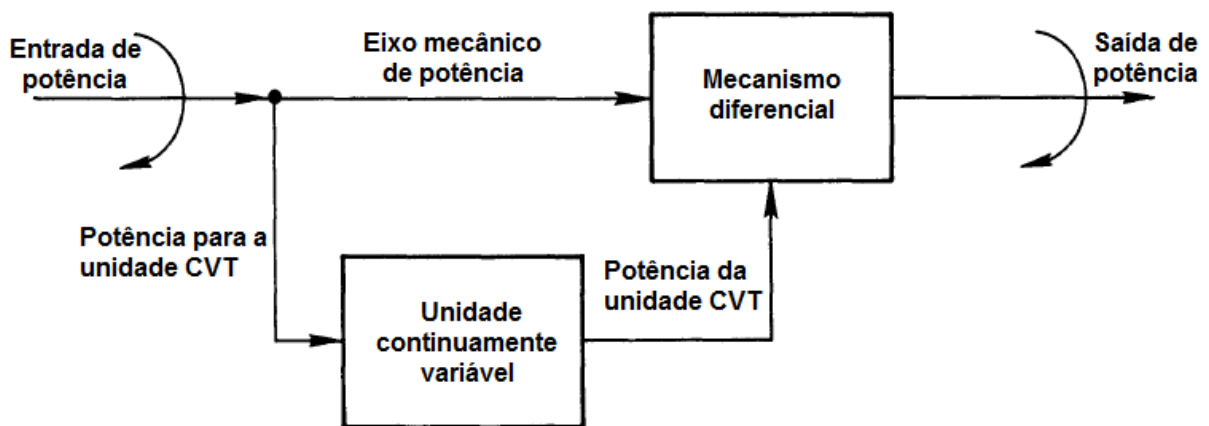


Figura 2-15 – Esquema do princípio de power-split (adaptado de BEACHLEY; FRANK, 1979).

Fundamentado do conceito de *power-split* para CVTs, é importante fazer um levantamento de patentes inovadoras que tenham pouca ou quase nenhuma aplicação real, a fim de verificar se as soluções propostas se mostram vantajosas com relação às CVTs tradicionais. Uma busca geral permite encontrar uma listagem de CVTs inovadoras e promissoras, descritas na Tabela 2-2.

As patentes indicadas na Tabela 2-2 podem ser distinguidas em dois grupos principais: arranjos mecânicos baseados no controle por uma conexão parafuso sem-fim e coroa (*Non-slip continuously variable transmission* e *Continuously variable transmission device controlled by a geared motor*) e arranjos mecânicos baseados em combinações de engrenamentos planetários (demais patentes).

Dessa forma, nas seções adiante, 2.2.1 e 2.2.2, são descritos alguns exemplos de arranjos para se obter CVTs com uso de parafuso sem-fim e arranjos planetários, respectivamente.

Tabela 2-1 – Lista de patentes com arranjos inovadores para CVTs.

Patente ⁵	Número de publicação	Solicitante
<i>Non-slip continuously variable transmission</i>	US 7,056,254 B1	-
<i>Continuously variable transmission device controlled by a geared motor</i>	WO 2013/030801 A2	Universidad Industrial de Santander
<i>Continuously variable planetary gear set</i>	US 7,393,300 B2	Fallbrook Technologies Inc.
<i>Drivetrain provided with a CVT</i>	WO 2012/145838 A1	Transmission CVTCOPR Inc.
<i>Continuously variable transmission-based planetary gear</i>	US 2009/0227413 A1	Eckert Seamans Cherin & Mellott, LCC
<i>Planetary gear arrangement for a continuously variable transmission</i>	US 4,414,862	Ford Motor Company
<i>Planetary gear drive assembly</i>	US 5,800,302	-

2.2.1 CVTs com sem-fim coroa

A invenção deste tipo de mecanismo consiste em utilizar um atuador (que pode ser um ME, por exemplo) acionando uma conexão de parafuso sem-fim com coroa, para que se altere as relações de transmissão dentro do conjunto planetário do mecanismo, funcionando em paralelo com uma outra entrada de potência (que pode ser proveniente de um outro motor), isto é, operando sob o conceito de *power-split*. Uma possível configuração deste arranjo é mostrada na Figura 2-16 e Figura 2-17, na qual o mencionado parafuso sem-fim corresponde à numeração 16 e a

⁵ As patentes mencionadas podem ser encontradas em detalhes na seção de REFERÊNCIAS, nas entidades ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA PROPIEDAD INTELECTUAL, UNITED STATES PATENTS e WORLD INTELLECTUAL PROPERTY ORGANIZATION.

outra entrada de potência pode ser feita no eixo numerado em 1, resultando na saída de potência no eixo em 5.

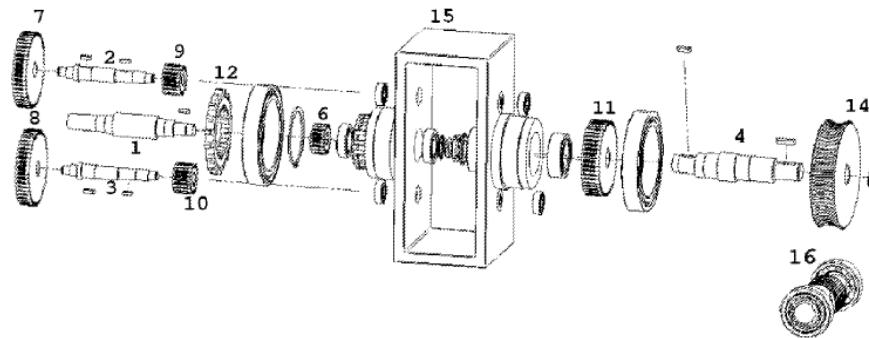


Figura 2-16 – Vista explodida da CVT non-slip (CELY; RICARDO; IZQUIERDO, 2013).

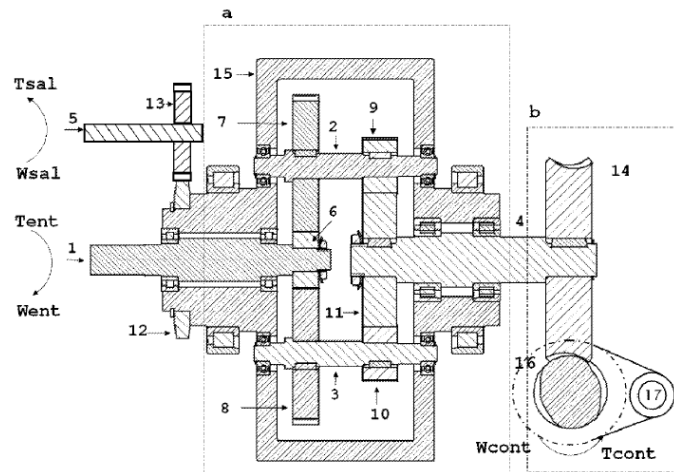


Figura 2-17 – Vista em corte da CVT non-slip (CELY; RICARDO; IZQUIERDO, 2013).

Uma outra possível configuração dos componentes deste tipo de CVT é exemplificado na Figura 2-18, no qual o parafuso sem-fim numerado em 9 é acionado paralelamente à entrada em 1, fornecendo uma saída combinada no eixo numerado em 7.

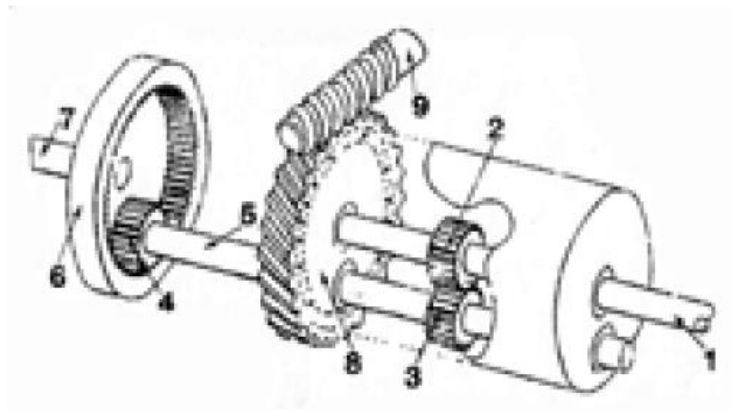


Figura 2-18 – Arranjo CVT com parafuso sem-fim e coroa (GUTH, 2011).

2.2.2 CVTs com engrenagens planetárias

Por este tipo de mecanismo, compreende-se que as relações de transmissões são obtidas diretamente dentro do conjunto de engrenagens planetárias, uma vez dados os acionamentos externos.

Um dos exemplo recentes deste tipo de conceito é mostrado na Figura 2-19, na qual é feita uma combinação de um sistema hidráulico junto a um acionamento mecânico. Para isto, uma bomba acionada por um ME, junto a uma válvula de controle, deve acionar as engrenagens numeradas em 28 por escoamento fluidico, operando paralelamente à entrada de outro motor, no ponto 18, gerando movimento somado no ponto 20.

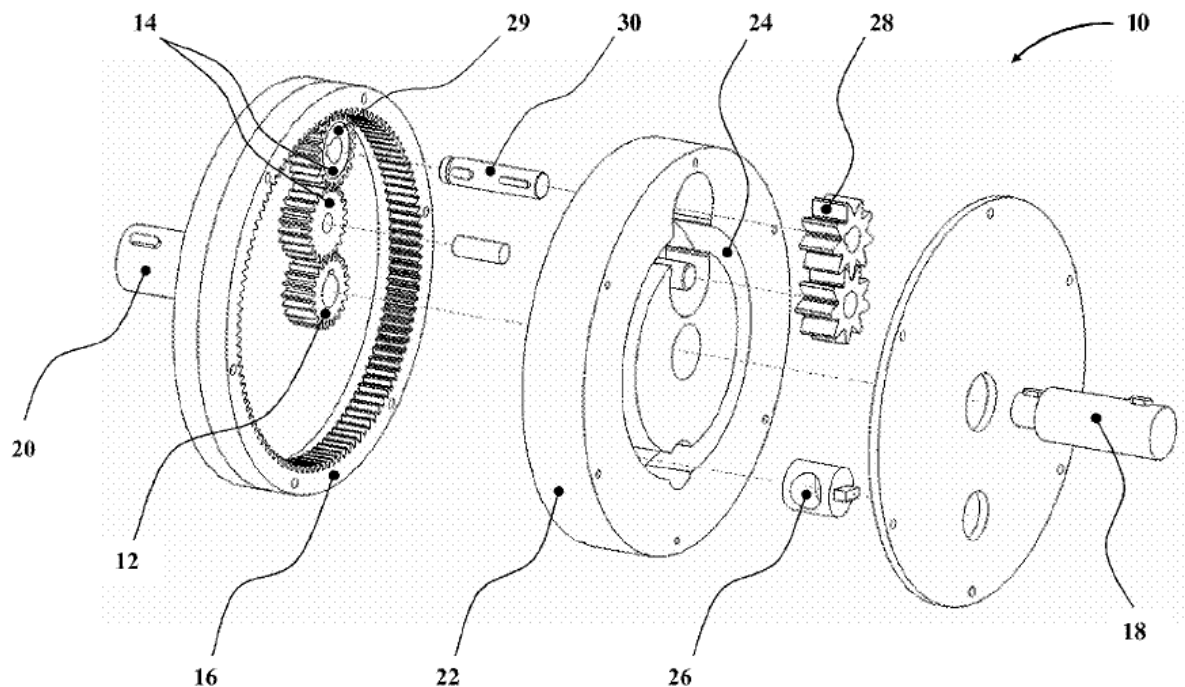


Figura 2-19 – Vista explodida de arranjo CVT com planetárias e engrenagens hidráulicas (YANAY, 2009).

Paralelamente, na Figura 2-20 mostra-se um sistema epicicloidal (com engrenagens planetárias), tal que o sistema pode ser acionado em paralelo por um acoplamento da engrenagem externa, numerada em 43, e um acionamento no eixo, numerado em 41, resultando na saída de potência do eixo 42. As diferenças básicas entre este tipo de sistema e os sistemas da seção 2.2.1 estão fundamentadas no controle externo por meio de engrenagens (de dentes retos ou helicoidais, por exemplo), ao invés do uso de conexões roscadas.

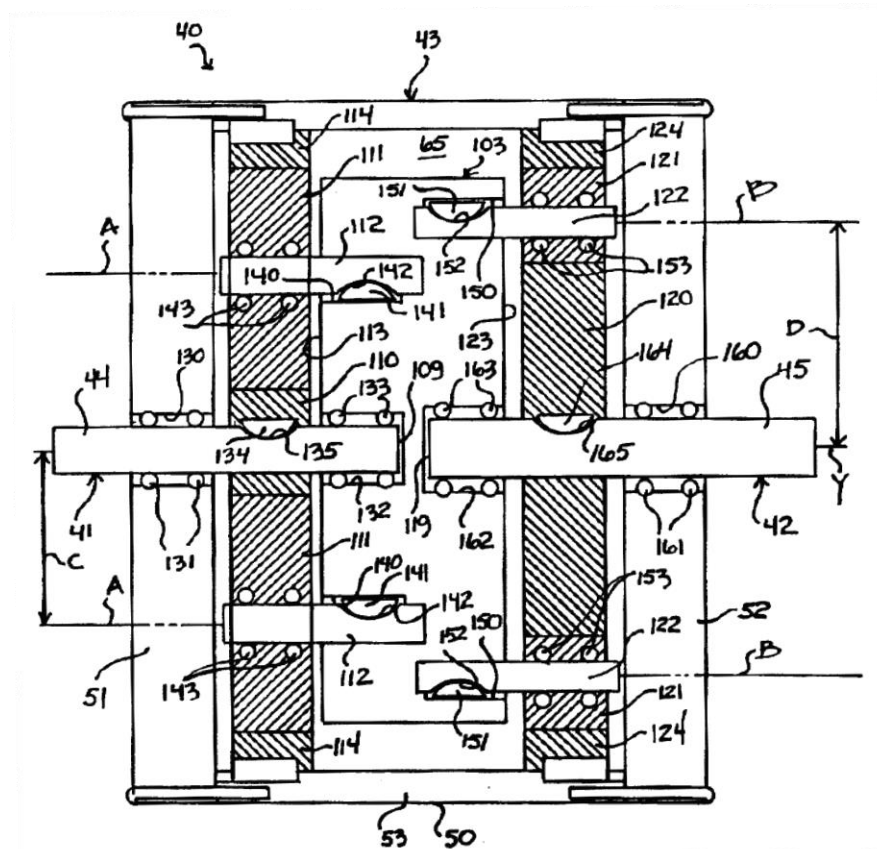


Figura 2-20 – Vista em corte do mecanismo com planetárias (WERRE, 1998).

Conforme verificado, o conceito de power-split e as novas propostas de soluções em CVTs permitem o uso de veículos do tipo híbrido, os quais podem receber diferentes configurações de arquitetura, apresentados na seção 2.3 adiante.

2.3 Propulsão veicular e veículos híbridos

A sociedade moderna ainda se sustenta fortemente sobre transportes baseados em combustíveis fósseis para o desenvolvimento social e econômico. Estima-se que existam cerca de 800 milhões de carros no mundo todo e cerca de 250 milhões de automóveis nos EUA, de acordo com o *US Department of Transportation*. Em função dos problemas de demandas e suprimentos energéticos, mudanças climáticas e necessidade de sustentabilidade nos modelos atualmente empregados, conforme exposto na seção 2.1, logicamente existem outros sistemas de propulsão veicular que busquem desempenho semelhante à propulsão fornecida por aqueles que utilizam puramente MCIs (MI; MASRUR; GAO, 2011).

Uma saída vantajosa, porém desafiadora é adotar veículos eletricamente movidos, uma vez que a eletricidade é mais eficiente comparativamente aos processos de combustão veiculares. Estudos mostram indícios de que, mesmo que a eletricidade seja gerada a partir de petróleo, a distância equivalente que pode ser dirigida por um galão de gasolina chega a 173 km em um veículo elétrico, comparado a apenas 53 km em um carro com somente MCI. Resumidamente, gasta-se cerca de dois centavos de dólar americano por milha percorrida ao usar eletricidade, enquanto é preciso de 10 centavos por milha para gasolina, especificamente em um carro compacto. Mais além, eletricidade pode ser gerada de fontes renováveis, como hidroeletricidade, vento, solar e biomassa, e existe uma maior disponibilidade de eletricidade em períodos noturnos, nos quais é indicado o recarregamento de energia (MI; MASRUR; GAO, 2011).

Em decorrência das adversidades em se implementar veículos puramente elétricos (EV, *electric vehicles*), dada a faixa limitada de distância e longos períodos de recarregamento, existe uma resistência quanto à adoção dos EVs energizados por bateria. Neste sentido, uma saída é utilizar os chamados veículos elétricos híbridos (ou HEV, *hybrid electric vehicles*), os quais utilizam tanto um MCI quanto um ME para prover propulsão, buscando sobrepor os problemas de custos de implementação e necessidade de recarregamento constante do automóvel. Dessa maneira, pode-se obter redução significativa de consumo de combustível comparado ao veículos tradicionais, mesmo embora os mesmos ainda assim se baseie em em ciclos de combustão de gasolina ou diesel.

Uma alternativa ainda mais otimizada no sentido de garantir maior eficiência no consumo de combustível é o uso dos veículos tipo PHEV (*plug-in hybrid electric vehicles*). Estes são equipados com baterias de maior capacidade e de maior potência, visando promover autonomia estendida ao veículo, além da possibilidade de serem eletricamente recarregados diretamente de uma fonte de alimentação elétrica. Para isso, o veículo é projetada de tal forma a permitir que a propulsão opere exclusivamente como veículo elétrico ao rodar distâncias curtas, da ordem de 20 a 40 milhas, e operar como um HEV no momento em que toda a energia elétrica for esgotada. Outro aspecto importante, é que veículos do tipo PHEV também podem possuir sistemas de recuperação de energia cinética durante os processos de frenagem, permitindo reaproveitamento de energia (MI; MASRUR; GAO, 2011).

Com relação à arquitetura de veículos híbridos, que utilizem um MCI e um motor com gerador elétrico, pode-se construir um sistema em paralelo ou em série, do ponto de vista do fluxo de potência. Estes diferentes arranjos construtivos de veículos híbridos são apresentados nas seções adiante.

2.3.1 HEVs em série

Neste tipo de configuração, o MCI é o principal conversor de energia, convertendo a energia original do combustível em energia mecânica. A energia mecânica fornecida na saída do MCI é então convertida em eletricidade por meio de um gerador, o qual por sua vez alimenta uma bateria elétrica que fornece constantemente eletricidade ao ME, que finalmente fornece energia mecânica aos mecanismos de transmissão (o esquema básico do arranjo é mostrado na Figura 2-21) ou diretamente para as rodas (Figura 2-22, que se trata de arranjo mais complexo, tendo em vista que, apesar de eliminar o sistema de transmissão, requer um projeto de controle mais desafiador), resultando em propulsão veicular. Dessa forma, é possível manter o MCI no seu ponto ótimo de funcionamento, reduzindo o consumo energético.

De acordo com as condições de operação do veículo, os componentes de propulsão podem operar em diferentes combinações (MI; MASRUR; GAO, 2011):

- **Somente bateria:** quando a bateria possui energia suficiente e a demanda energética é reduzida, o veículo é energizado exclusivamente pela bateria;
- **Potência combinada:** em altas demandas, o MCI opera e a bateria também fornece energia ao ME;
- **Somente MCI:** geralmente usado em altas velocidades e longas distâncias, tal que a bateria não é descarregada e nem carregada;
- **Potência dividida:** para demandas energéticas altas e nível de bateria se encontra baixo, precisando ser recarregada;
- **Recarregamento estacionário:** a bateria é recarregada a partir do funcionamento do MCI, sem que o veículo esteja rodando;
- **Frenagem regenerativa:** o ME é operado como um gerador para converter energia cinética em energia elétrica e carregar a bateria.

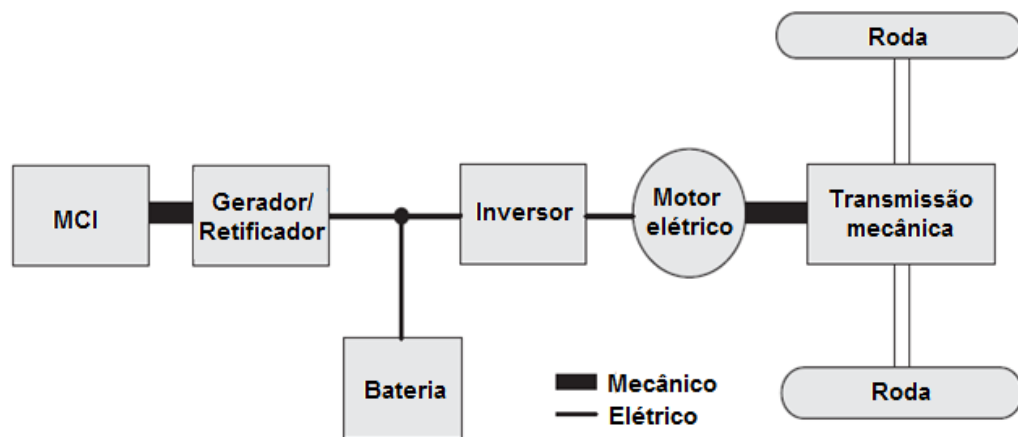


Figura 2-21 – Arquitetura básica de um HEV em série com mecanismo de transmissão (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).

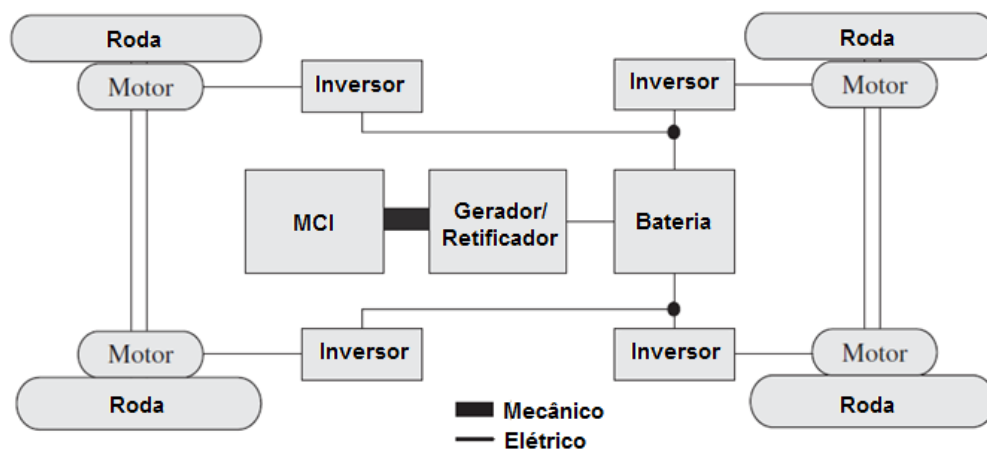


Figura 2-22 – Arquitetura básica de um HEV em série, com motores acoplados diretamente nas rodas (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).

2.3.2 HEVs em paralelo

Neste tipo de configuração, ambos os motores, elétrico e de combustão, podem fornecer potência às rodas simultaneamente (em paralelo) ou separadamente, o que pode ser feito por meio de algum mecanismo de acoplamento que use combinações de elementos de máquinas básicos, por exemplo embreagem, correias, polias ou engrenagens (o esquema básico do arranjo é mostrado na Figura 2-23). Com isto, os tipos de operação disponíveis para este são semelhantes aos apresentados para o arranjo em série, ou seja, dependerão das demandas energéticas do uso do automóvel aliado às condições de carregamento atuais dos componentes elétricos.

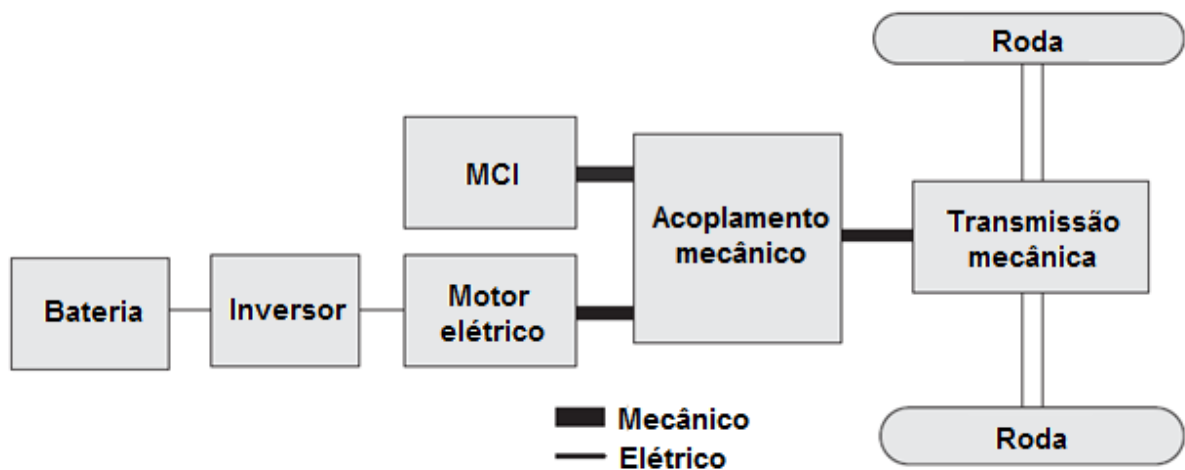


Figura 2-23 – Arquitetura básica de um HEV em paralelo (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).

2.3.3 HEVs em série-paralelo

Um outro possível arranjo em veículos tipo HEV é a montagem série-paralelo, que nada mais é do que a incorporação dos dois arranjos previamente descritos. Portanto, o veículo poderá operar tanto como série quanto como paralelo, o que é feita pela adição de uma conexão entre o MCI e o mecanismo de transmissão, de tal forma que o MCI também possa comandar a tração final diretamente. Comparativamente à arquitetura HEV em paralelo, um série-paralelo adiciona um segundo ME que serve primariamente como um gerador (conforme Figura 2-24).

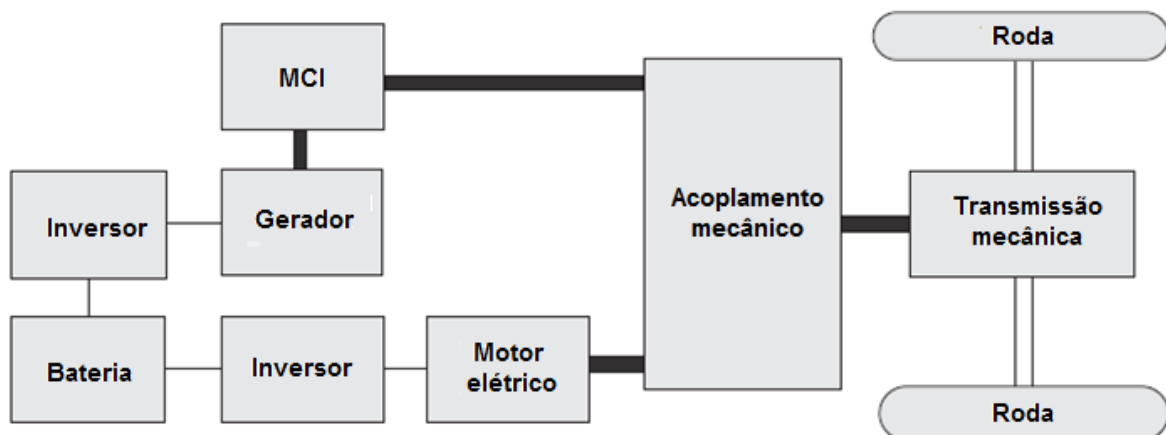


Figura 2-24 – Arquitetura básica de um HEV série-paralelo (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).

2.3.4 Tendências nos HEVs

Durante a última década, muitos HEVs passaram a ser incorporados à manufatura automotiva e à frota veicular, indicando evolução evidente nas vendas entre os anos 2000 e 2009⁶ (Figura 2-25), assim como já existem uma quantidade significativa de grandes montadoras automotivas investindo neste segmento (Figura 2-26), no qual destaca-se a Toyota como maior investidora e produtora do modelo Prius.

Outra estatística notável é mostrada na Tabela 2-2, listando parcialmente os atuais modelos HEVs disponíveis nos Estados Unidos, juntamente com uma comparação com relação ao modelo base à gasolina. Percebe-se que os preços do veículos HEVs recebem um incremento de aproximadamente 40% no preço com relação ao modelo base, porém há uma economia significativa em consumo energético, seja para uso em cidade (CID) ou estradas (EST), quando justapostos os veículos HEVs com os MPGs (*model powered by gasoline*, ou modelo energizado por gasolina), considerando-se as maiores autonomias para os HEVs.

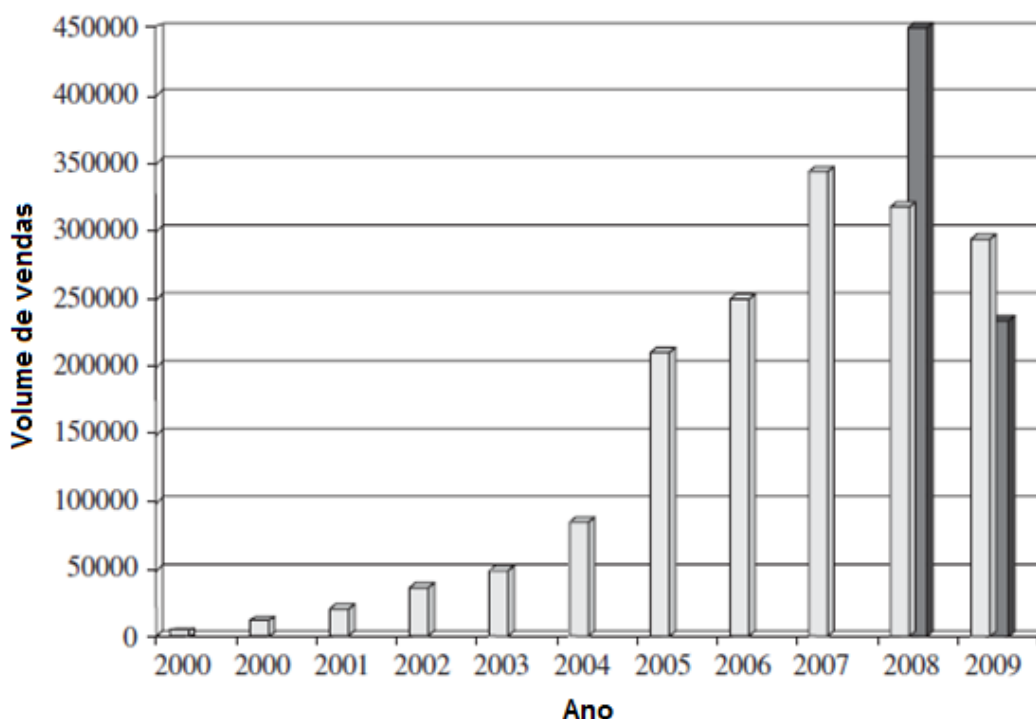


Figura 2-25 – Evolução nas vendas de veículos HEVs nos Estados Unidos, de 2000 a 2009 (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).

⁶ A queda nas vendas presenciada no ano de 2008 se deve à crise econômica do período e está em concordância com a queda nas vendas de veículos convencionais, que apresentaram diminuição da ordem de 20%.

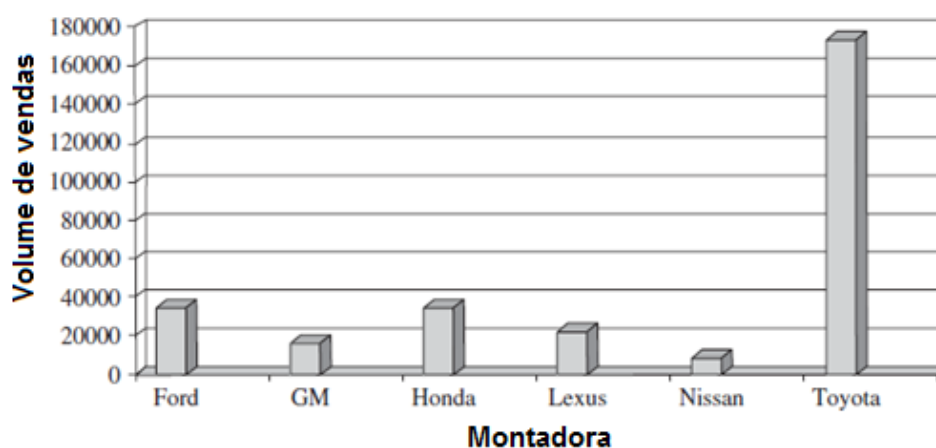


Figura 2-26 – Quantidade de vendas de HEVs nos Estados Unidos, por montadoras, em 2009 (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).

Tabela 2-2 – Lista de HEVs disponíveis nos Estados Unidos (adaptado de MI; MASRUR; GAO, 2011).

Montadora	Modelo	Preço HEV (US \$)	Preço Modelo Base (US \$)	Aumento de preço (%)	HEV MPG		Base MPG		Aumento no Modelo Base (%)	
					Cid.	Est.	Cid.	Est.	Cid.	Est.
Toyota	Prius	22 800	15 450	47.6	51	48	26	35	96	37
	Camry	26 400	19 595	34.7	33	34	22	33	50	3
	Highlander	34 900	25 855	35.0	27	25	20	27	35	12
Ford / Mercury	Fusion	27 950	19 695	41.9	41	36	22	34	86	6
	Escape	29 860	21 020	42.1	34	31	22	28	55	11
	Mariner	30 105	23 560	27.8	34	31	21	28	62	11
	Milan	31 915	21 860	46.0	41	26	23	34	78	-24
Honda	Insight	19 800	15 655	26.5	40	43	26	34	54	26
	Civic	23 800	15 655	52.0	40	45	26	34	54	32
Nissan	Altima	26780	19 900	34.6	35	33	23	32	52	3
Lexus	RX 450h	42 685	37 625	13.4	32	28	18	25	78	12
	GS 450h	57 450	54 070	6.3	22	25	17	24	29	4
	LS 600h	108 800	74 450	46.1	20	22	16	23	25	-4
GM GMC / Chevrolet / Cadillac	Tahoe	50 720	37 280	36.1	21	22	15	21	40	5
	Yukon	51 185	38 020	34.6	21	22	15	21	40	5
	Sierra	38 710	20m850	85.7	21	22	15	22	40	0
	Malibu	22 800	21 825	4.5	26	34	22	33	18	3
Saturn	Escalade	73 425	62 495	17.5	21	22	13	20	62	10
	Silverado	38 340	29 400	30.4	22	21	13	17	69	24
Chrysler / Dodge	Aspen	44 700	40 000	11.8	18	19	15	20	38	6
	Durango	45 900	40 365	13.7	18	19	15	20	38	6

2.4 Automação de projetos

Os processos de automação nos sistemas de projeto e produção, cada vez mais implementados nos contextos de competitividade, se justifica em função da gradual redução do tempo de vida de um produto e necessidade de empresas desenvolverem novos produtos em espaços de tempo reduzidos. Decorrente disto, a realidade obriga a recorrência a metodologias e ferramentas de gestão de desenvolvimento de produtos, que permita alcançar objetivos, por exemplo pelo uso de sistemas de CAD, CAE e CAM⁷, as quais desempenham papel fundamental para a viabilização de um projeto em tempo escasso, oferecendo oportunidades de simulação e redução de custos durante as fases de desenvolvimento e implementação de novos produtos (NAKAMURA et al., 2003).

O advento de sistemas computacionais nas diferentes áreas de engenharia se traduz em uma exigência do atual mercado globalizado altamente competitivo, pois além de otimizar o trabalho de um desenhista ou projetista, permite aumentar a eficiência das demais atividades de um departamento de engenharia. Denota-se um maior número de alternativas de projeto analisadas durante a fase de concepção, maior identificação de possíveis erros antes da construção de protótipos, os processos de fabricação são facilmente programados e visualizados e integra-se etapas de processos de engenharia (NAKAMURA et al., 2003).

Desde a metade da década passada, além da grande evolução dos sistemas de automação de projetos, ficou nítida uma consolidação do uso destes em larga escala. É comum encontrar empresas trabalhando em ambientes integrados, com diversos contratantes e que possam compartilhar informações simultaneamente (delimitando o chamado ambiente em *Global Workshare*). Por conta disto e graças a evolução das técnicas construtivas de *hardware* e seu consequente barateamento, tem-se, cada vez mais, sistemas interativos e de utilização intuitiva, associados aos procedimentos voltados para engenharia, permitindo que projetos sejam entregues em prazos encurtados, mesmo com o emprego de menor mão-de-obra do que costumeiramente se empregava há quinze anos (JUNIOR, 2013).

⁷ CAD (*Computer Aided Design* ou projeto auxiliado por computador), CAE (*Computer Aided Engineer* ou engenharia auxiliada por computador) e CAM (*Computer Aided Manufacturing* ou manufatura auxiliada por computador).

De maneira geral, pode-se citar os aspectos a seguir para argumentar em razão da implementação da automação de projetos por meio de *softwares* computacionais (LOPES, 2004):

- Aumentar a produtividade e reduzir o custo da mão-de-obra;
- Minimizar os efeitos da falta da mão-de-obra;
- Reduzir ou eliminar o trabalho rotineiro manual ou burocrático;
- Melhorar a segurança do trabalhador;
- Melhorar a qualidade do produto;
- Reduzir o tempo gasto com manufatura;
- Realizar tarefas que não podem ser feitas manualmente;
- Evitar o alto custo por não automatizar;
- Possibilitar o projeto do produto, planejamento e controle da manufatura, prever funções comerciais, estimar matéria-prima;
- Gerar modelagem geométrica, cálculos de engenharia, revisões de projeto para avaliação e desenhos automatizados.

Em virtude da real necessidade do desenvolvimento de recursos que otimizem as etapas da geração de um novo produto, as transmissões automotivas também devem ser enquadradas como produtos a receberem este tipo de tratamento. Além disso, atualmente, os métodos para otimizar o projeto de uma CVT são basicamente procedimentos feitos por tentativa e erro, o que fatalmente será duplamente problemático, uma vez que desperdiça tempo do projetista e resulta em custo ao consumidor (WILLIS, 2006).

Fica evidenciada, portanto, a existência de oportunidades no desenvolvimento de novas ferramentas que permitam gerar rotinas de cálculos e dimensionamentos no campo de transmissões automotivas (seja para obtenção do projeto básico de uma solução ou para comparação e seleção entre diferentes soluções propostas), mais especificamente para os arranjos de CVTs inovadores, tendo em vista a expansão das aplicações e tendência crescente neste segmento em substituição às transmissões padronizadas atuais, sejam manuais ou automáticas (exposto, por exemplo, na Figura 2-9).

3 NECESSIDADES, SOLUÇÕES E PROPOSTA DE PROJETO

As seções a seguir detalham o procedimento de síntese das necessidades a serem atendidas pelo projeto, seguida da geração de soluções e refinamento das mesmas para selecionar quais propostas serão posteriormente desenvolvidas no projeto, segundo a metodologia de projeto descrita por Kaminski, 2000. A geração de soluções basicamente será feita pela combinação entre diferentes modelos de propulsão veicular e diferentes soluções em CVTs, com posterior refinamento, verificando a viabilidade dos casos. Além disso, as propostas feitas passarão por uma matriz de decisão para que seja feita a escolha das soluções mais adequadas para os fins deste projeto.

3.1 Síntese de necessidades

Primeiramente, define-se as diferentes necessidades, que visam resumir os principais pontos levantados ao longo da seção 2:

1. **Necessidades reais e necessidades declaradas:**

Os projetistas de transmissões CVTs declaram desperdiçar tempo significativo nas fases de projeto (WILLIS, 2006), por conta dos exaustivos modos de tentativa e erro utilizados, o que evidencia uma necessidade real de se fornecer um método automatizado para aumentar eficiência destas etapas. Além disso, os usuários de veículos automotivos declaram ter consumo de combustível elevado para uma autonomia limitada e, por vezes, conforto reduzido em função da transmissão prover variações discretas durante o desenvolvimento de potência. Sendo assim, a necessidade real é o rearranjo da transmissão e propulsão do automóvel para se obter melhores índices de eficiência energética, redução de emissões e promoção de maior conforto por meio de uma transmissão suave.

2. **Necessidades culturais:**

A concepção de um novo veículo deve se aproximar aos padrões atualmente empregados na sociedade, mesmo esta não sendo a solução ótima, para que o

produto final continue sendo aceitado pelo mercado consumidor. Por isto, entende-se que os aspectos de *design* exterior devem estar nos mesmos moldes atuais e a operação mais a controlabilidade de novos veículos devem ser compatíveis (por exemplo, direção guida por volante, aceleração e frenagem controladas por pedais e transmissão via câmbio).

3. **Necessidades percebidas:**

Da necessidade real de automação de projeto, percebe-se a necessidade de desenvolvimento de um roteiro de projeto aliado à criação de uma ferramenta de projeto para potencializar a capacidade humana de produção.

4. **Necessidades implícitas:**

Os veículos atuais, predominantemente acionados por motores de combustão interna a base de combustíveis fósseis possuem aplicação com tempo limitado, uma vez que o funcionamento está baseado em recursos não renováveis e que diariamente estão se tornando mais escassos. Dessa forma, fica implícito que as estratégias de desenvolvimento de novas propulsões se faz cada vez mais obrigatória para, a longo prazo, substituírem os modelos hoje empregados⁸.

3.1.1 Especificação técnica das necessidades e de projeto

A fim de esclarecer de maneira técnica as necessidades, são feitas especificações técnicas considerando o resultado do projeto como um produto que admite entradas e fornece saídas, sendo estas desejáveis ou não (KAMINSKI, 2000). Para tanto, analisa-se o projeto sob dois pontos de vista: o projeto mecânico da combinação da propulsão e do mecanismo de acoplamento e redução; e a criação da ferramenta para automatismo do projeto. Dessa forma, pode-se verificar na Tabela 3-1 as especificações para o projeto mecânico e na Tabela 3-2 as especificações para a ferramenta correspondente.

⁸ Os níveis de produção no ramo petroleiro deve decrescer após 2020, ao passo que o consumo tem comportamento continuamente crescente. Dessa forma, estima-se que após 2030, os níveis de recursos disponíveis passem a ser limitados (GREENE; HOPSON.; LI, J, 2005).

Tabela 3-1 – Especificação técnica de necessidades e projeto (mecanismos).

Entradas		Saídas	
Desejáveis	Indesejáveis	Desejáveis	Indesejáveis
Potências do ME e MCI	Comandos inadequados	Potência contínua	Ruídos e vibrações
Variação de velocidades	Desacoplamentos inesperados	Relações de transmissão contínua	Descontinuidade na transmissão
Comandos do usuário	Travamento de engrenagens	Consumo reduzido de combustível	Potência variável
		Operação do MCI fixa e ME oscilante	Falha de peças
O comportamento híbrido é pleno a partir de uma velocidade mínima (nao superior a 20 km/h), mantido até uma velocidade máxima não inferior a 150 km/h;			
Características funcionais	Trafegar em aclives de no mínimo 20° em baixas velocidades;		
	ME deve controlar a variação de velocidades;		
	Consumo de combustpivel no MCI deve ser mantido em condições ideais (por exemplo, no ponto de mínimo consumo específico).		
Características operacionais	Confiabilidade: operar um mínimo de 3 anos sem falhas quando em uso cotidiano;		
	Durabilidade: componentes devem durar um mínimo de 100.000 km trafegados ou 10.000 horas de aplicação;		
	Potência: trabalhar com pelo menos 80 kW totais.		
	Peso: não deve ultrapassar 200 kg;		
Características construtivas	Dimensões: não deve ultrapassar 0.5m, seja em altura, comprimento e profundidade;		
	Material: de acordo com as características operacionais.		

Com base nas necessidades listadas a serem atendidas, a seção 3.2 adiante permite propor diferentes combinações para solucionar estes questionamentos.

Tabela 3-2 – Especificação técnica de necessidades e projeto (ferramenta computacional).

Entradas		Saídas	
Desejáveis	Indesejáveis	Desejáveis	Indesejáveis
Parâmetros de projeto	Comandos inadequados	Dimensionamentos	<i>Bugs</i>
Seleção de opções		Relatórios	Erros de cálculo
		Gráficos	
Características funcionais	Fácil manuseio e interface amigável, funcionando de maneira genérica para os parâmetros utilizados; Resultados: dimensionamentos de elementos de máquina e fornecimento de dados de dinâmica; Relatórios: emitir detalhamento sobre todos os resultados.		
Características operacionais	Deve interpretar mau uso e comandos inadequados; Reduzir o tempo de projeto manual de dias/semanas para menos de um dia (idealmente algumas horas).		
Características construtivas	Setorizado em blocos para contemplar cada uma das etapas de projeto.		

3.2 Geração de soluções propostas

Com relação aos tipos de propulsão veicular, sugere-se as seguintes modalidades:

- Puramente com MCI;
- Puramente com MEs;
- HEV em série com transmissão mecânica;
- HEV em série sem transmissão mecânica;
- HEV em paralelo;
- PHEV em série;
- PHEV em paralelo.

Com relação aos tipos de transmissão, sugere-se as seguintes modalidades:

- Toroidal (a exemplo da Figura 2-14d);
- Polias com correias em V (a exemplo da Figura 2-13);

- Sem-fim coroa (arranjos na Figura 2-17 e Figura 2-18);
- Conjunto de planetárias (a exemplo da Figura 2-20).

Da combinação direta entre as sete possíveis propulsões com as CVTs selecionadas para fins de estudo, obter-se-ia um total de 28 possíveis soluções, sobre as quais é preferível fazer um refinamento a fim de eliminar as condições inviáveis. Para tanto, atente às seguintes observações:

1. As propulsões do tipo HEV em série inseridas diretamente nas rodas eliminam a necessidade do uso de transmissões mecânicas e, portanto, o estudo do mecanismo da CVT seria eliminado. Embora esta seja uma configuração que possa ser estudada, não se aplica para os fins deste projeto e, portanto, será descartada. Da mesma forma, as propulsões puras com MCI são incongruentes com os objetivos do projeto;
2. Os sistemas híbridos em paralelo, seja HEV ou PHEV, usam princípio de *power-split* e, portanto, requisitam uma CVT que possua dois locais de entrada. Sendo assim, para estes sistemas não há como utilizar CVTs toroidais ou com correias;
3. Para sistemas puramente elétricos, não existe motivação suficiente para se dividir a potência e somá-la na transmissão, pois o controle poderia ser feito diretamente por apenas um ME. Sendo assim, descarta-se o uso de propulsão puramente elétrica com os sistemas sem-fim coroa e planetário de CVTs. Além disso, o emprego de um sistema puramente elétrico para toroidais e correias implicaria em autonomia limitada e deverá ser deixado para estudos paralelos;
4. Não há sentido em se implementar um sistema *power-split* com entradas puramente de MCIs, pois não obter-se-ia os benefícios de redução de consumo de combustível. Dessa forma, desconsidera-se o uso puro de MCIs com os arranjos propostos nas novas patentes de CVTs;
5. Finalmente, uma questão a ser levantada é que usar HEV ou PHEV em série para arranjos com *power-split* irá requerer dois MEs operantes, sendo ambos

recarregados pelo MCI. Com isto, tal solução irá requerer um total de 3 motores no veículo e, portanto, fica fora de cogitação para este projeto.

Dessa forma, o quadro de soluções propostas pode ser comprimido na Tabela 3-3, na qual se dispõe os tipos de transmissão e os tipos de propulsão.

Tabela 3-3 – Soluções propostas condensadas.

Propulsão/ CVT	Toroidal	Correia	Sem-fim coroa	Planetárias
Puramente MCI	Desconsiderar	Desconsiderar	Desconsiderar	Desconsiderar
Puramente elétrico	Autonomia limitada	Autonomia limitada	Desconsiderar	Desconsiderar
HEV série com CVT	Possível	Possível	Desconsiderar	Desconsiderar
HEV série sem CVT	Desconsiderar	Desconsiderar	Desconsiderar	Desconsiderar
HEV paralelo	Desconsiderar	Desconsiderar	Possível	Possível
PHEV série	Possível	Possível	Desconsiderar	Desconsiderar
PHEV paralelo	Desconsiderar	Desconsiderar	Possível	Possível

Tabela 3-4 – Possíveis soluções em CVTs com diferentes propulsões.

Número da solução	Descrição
1	CVT toroidal e propulsão HEV em série
2	CVT com correias e propulsão HEV em série
3	CVT toroidal e propulsão PHEV em série
4	CVT com correias e propulsão PHEV em série
5	CVT sem-fim coroa e propulsão HEV em paralelo
6	CVT planetárias e propulsão HEV em paralelo
7	CVT sem-fim coroa e propulsão PHEV em paralelo
8	CVT planetárias e propulsão PHEV em paralelo

A partir do conjunto inicial de soluções, foi possível reduzir o número de soluções viáveis para 8 (Tabela 3-4), ou seja, menos da metade das inicialmente identificadas, de tal forma que uma matriz de decisão poderá avaliar quantitativamente os tipos mais adequados para estudo.

3.3 Matriz de decisão

Para avaliar as possíveis soluções em CVTs, para fins de implementação de uma automação do projeto básico da transmissão, são levantados os seguintes critérios de avaliação:

1. **Custo computacional:** entende-se como medida do esforço para criar um automatismo dos procedimentos de projeto para cada uma das soluções, podendo ser relativamente estimado por homens/hora despendido ou pelo tempo de implementação da ferramenta;
2. **Custo de fabricação:** entende-se como custo total para a fabricação dos componentes e a dificuldade associada à produção dos mesmos (maquinário, custo do operário para realização de um procedimento, planejamento do processo produtivo, disponibilidade de materiais);
3. **Custo de manutenção:** entende-se como o custo a longo prazo para manter a solução funcionando próxima às condições originais de fabricação, podendo ser estimado pela dificuldade de produção dos componentes e o impacto que isso tem no custo individual das peças, dado de acordo com a disponibilidade e dificuldade de fabricação de cada item;
4. **Aceitação:** entende-se como o nível de aceitação por parte do mercado, definindo se o produto tem a capacidade de ser incorporado em futuros modelos ou possui um certo grau de rejeição. Como se trata de um parâmetro subjetivo, o trabalho se limitará a fazer uma estimativa grosseira, pois não existem meios viáveis de se realizar um estudo estatístico para garantir melhores resultados;
5. **Desempenho:** entende-se como a medida da qualidade de desempenho do veículo (em aceleração, autonomia e consumo) fornecida pela solução.

3.3.1 Ponderações dos critérios

A obtenção dos pesos de cada critério de avaliação é feita pela construção de uma tabela de comparação critério a critério, estabelecendo o grau de importância relativa entre estes, quando confrontados. Para tanto, utilizou-se uma escala de 1 a 5, sendo: 1 – igualmente importante; 2 – moderadamente mais importante; 3 – mais importante; 4 – muito mais importante; 5 – extremamente mais importante (para valores resultantes menores do que 1, significa que um critério é menos importante que outro). A comparação se dá entrando em uma linha e fornecendo valor ao critério da coluna.

O resultado desse estudo comparativo permitiu obter a Tabela 3-5, na qual são somados os valores para cada critério fornecendo um total que pode ser normalizado, segundo a Tabela 3-6 (lembre-se que o presente trabalho visa a construção de uma aplicação computacional e, portanto, o custo dessa implementação deve se sobrepôr aos demais critérios, seguido por parâmetros de desempenho e custos de fabricação, os quais determinam a viabilidade do projeto mecânico, e seguidos finalmente por custos de manutenção e aceitação, os quais estão relacionados com a projeção das soluções no mercado consumidor).

Tabela 3-5 – Estudo comparativo entre critérios de avaliação de soluções.

Critério		A	B	C	D	E
Custo computacional	A	1.00	0.50	0.33	0.33	0.50
Custo de fabricação	B	2.00	1.00	0.50	0.50	1.00
Custo de manutenção	C	3.00	2.00	1.00	1.00	2.00
Aceitação	D	3.00	2.00	1.00	1.00	2.00
Desempenho	E	2.00	1.00	0.50	0.50	1.00
Totais		11.00	6.50	3.33	3.33	6.50

Tabela 3-6 – Pesos normalizados dos critérios de avaliação de soluções.

Critério	Peso normalizado
Custo computacional	0.359
Custo de fabricação	0.212
Custo de manutenção	0.109
Aceitação	0.109
Desempenho	0.212

3.3.2 Atribuição de notas

Nesta etapa, estabelece-se o grau de qualidade entre alternativas para cada critério, resultando na nota relativa da alternativa. Emprega-se a seguinte escala quantitativa: 1 – igualmente preferível; 2 – moderadamente preferível; 3 – acentuadamente preferível; 4 – muito acentuadamente preferível; 5 – extremamente preferível. Faz-se então uma série de justificativas para atribuição das notas.

As justificativas para o critério de custo computacional são (Tabela 3-7):

- Sempre que uma transmissão for utilizada e a propulsão variada de HEV para PHEV, atribui-se nota 2, pois sistemas HEV são mais simplistas de dimensionar;
- Transmissões com engrenamentos são mais facilmente previstas no seu dimensionamento, pois utilizam elementos de máquina amplamente empregados, atribuindo-se nota 3 entre sistemas planetários e CVTs toroidais ou correias;
- Transmissões por correia possuem dimensionamento mais facilitado que toroidais e portanto, devem receber nota 2 na comparação;
- O mecanismo 1 tem menor quantidade de variações e é mais facilmente programado para dimensionamento que o mecanismo 2, o que justifica uma nota 2.

Tabela 3-7 – Atribuição de notas para o critério custo computacional.

Solução	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1.00	2.00	0.50	2.00	3.00	3.00	3.00	3.00
2	0.50	1.00	2.00	0.50	3.00	3.00	3.00	3.00
3	2.00	0.50	1.00	2.00	3.00	3.00	3.00	3.00
4	0.50	2.00	0.50	1.00	3.00	3.00	3.00	3.00
5	0.33	0.33	0.33	0.33	1.00	2.00	0.50	2.00
6	0.33	0.33	0.33	0.33	0.50	1.00	0.50	0.50
7	0.33	0.33	0.33	0.33	2.00	2.00	1.00	2.00
8	0.33	0.33	0.33	0.33	0.50	2.00	0.50	1.00
Total	5.33	6.83	5.33	6.83	16.00	19.00	14.50	17.50
Normalizada	0.06	0.07	0.06	0.07	0.18	0.21	0.16	0.19

As justificativas para o critério de custo de fabricação são (Tabela 3-8):

- Uma solução HEV costuma ter fabricação ligeiramente mais barata, pois envolve simplificação na escolha de motores e seus controladores, o que justifica uma nota 2 relativa;
- Transmissões toroidais costumam ter uma complexidade bastante superior em termos de peças e um número elevado de peças a serem fabricadas, resultando em uma nota 3 em comparação com as demais transmissões. Em seguida, transmissões por correias implicam na produção de polias com raio variável o que adiciona uma dificuldade de fabricação com relação às transmissões por engrenamentos, de tal forma que uma nota relativa 2 é atribuída;
- As transmissões por engrenamentos podem ser igualmente preferíveis com relação a custo de manutenção, o que implica em nota 1.

Tabela 3-8 – Atribuição de notas para o critério custo de fabricação.

Solução	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1.00	2.00	0.50	2.00	3.00	3.00	3.00	3.00
2	0.50	1.00	0.50	0.50	2.00	2.00	2.00	2.00
3	2.00	2.00	1.00	2.00	3.00	3.00	3.00	3.00
4	0.50	2.00	0.50	1.00	2.00	2.00	2.00	2.00
5	0.33	0.50	0.33	0.50	1.00	1.00	0.50	1.00
6	0.33	0.50	0.33	0.50	1.00	1.00	1.00	0.50
7	0.33	0.50	0.33	0.50	2.00	1.00	1.00	1.00
8	0.33	0.50	0.33	0.50	1.00	2.00	1.00	1.00
Total	5.33	9.00	3.83	7.50	15.00	15.00	13.50	13.50
Normalizada	0.06	0.11	0.05	0.09	0.18	0.18	0.16	0.16

As justificativas para o critério de custo de manutenção são (Tabela 3-9):

- As transmissões toroidais possuem maior quantidade de peças, o que naturalmente implica em maior custo de manutenção a longo prazo, desde que todas as peças estejam dimensionadas para aproximadamente a mesma durabilidade. Sendo assim, atribui-se nota 2 em relação às outras soluções;
- Transmissões por correia e engrenamentos possuem número de peças bastante próximos, sendo que correias possuem desgaste geralmente superior nas próprias correias, o que pode implicar em um custo de manutenção ligeiramente

inferior. Dessa forma, transmissões por correias se tornam moderadamente preferíveis aos engrenamentos neste quesito (nota 2);

- Não atribui-se diferença significativa de manutenção entre HEVs e PHEVs (nota 1).

Tabela 3-9 – Atribuição de notas para o critério custo de manutenção.

Solução	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1.00	2.00	1.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
2	0.50	1.00	0.50	1.00	0.50	0.50	0.50	0.50
3	1.00	2.00	1.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
4	0.50	1.00	0.50	1.00	0.50	0.50	0.50	0.50
5	0.50	2.00	0.50	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
6	0.50	2.00	0.50	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
7	0.50	2.00	0.50	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
8	0.50	2.00	0.50	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Total	5.00	14.00	5.00	14.00	9.00	9.00	9.00	9.00
Normalizada	0.07	0.19	0.07	0.19	0.12	0.12	0.12	0.12

As justificativas para o critério de aceitação são (Tabela 3-10):

- Não atribui-se diferença entre propulsões HEV e PHEV, além de que os engrenamentos não possuem diferença entre si para aceitação do mercado (nota 1);
- Transmissões toroidais e por correias devem ter uma aceitação ligeiramente superior, pois já estão no mercado há mais tempo do que os mecanismos engrenados para CVTs, resultando numa nota 2 de moderadamente preferíveis;
- Não atribui-se diferença entre toroidais e correias para transmissão (nota 1).

As justificativas para o critério de desempenho são (Tabela 3-11):

- Transmissões por engrenamento possuem eficiência de transmissão de 95 a 100%, enquanto transmissões por atrito possuem eficiência reduzida para 80%, o que impacta diretamente na redução de combustível desejada. Além disso, os arranjos híbridos em paralelo permitem que o MCI trabalhe quase sempre num ponto otimizado, enquanto arranjo em série implica no trabalho constante do MCI para recarregar o ME, reduzindo o desempenho. Dessa forma, as transmissões por engrenamento devem receber nota 3 em comparação com transmissões por atrito;

- PHEVs fornecem autonomia estendida, o que naturalmente implica em melhor desempenho, recebendo nota relativa 2;
- Não estabelece-se diferença de desempenho entre as transmissões por atrito (nota 1).

Tabela 3-10 – Atribuição de notas para o critério aceitação.

Solução	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1.00	1.00	1.00	1.00	0.50	0.50	0.50	0.50
2	1.00	1.00	1.00	1.00	0.50	0.50	0.50	0.50
3	1.00	1.00	1.00	1.00	0.50	0.50	0.50	0.50
4	1.00	1.00	1.00	1.00	0.50	0.50	0.50	0.50
5	2.00	2.00	2.00	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
6	2.00	2.00	2.00	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
7	2.00	2.00	2.00	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
8	2.00	2.00	2.00	2.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Total	12.00	12.00	12.00	12.00	6.00	6.00	6.00	6.00
Normalizada	0.17	0.17	0.17	0.17	0.08	0.08	0.08	0.08

Tabela 3-11 – Atribuição de notas para o critério desempenho.

Critério desempenho								
Solução	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1.00	1.00	2.00	2.00	3.00	3.00	3.00	3.00
2	1.00	1.00	2.00	2.00	3.00	3.00	3.00	3.00
3	0.50	0.50	1.00	1.00	3.00	3.00	3.00	3.00
4	0.50	0.50	1.00	1.00	3.00	3.00	3.00	3.00
5	0.33	0.33	0.33	0.33	1.00	1.00	2.00	2.00
6	0.33	0.33	0.33	0.33	1.00	1.00	2.00	2.00
7	0.33	0.33	0.33	0.33	0.50	0.50	1.00	1.00
8	0.33	0.33	0.33	0.33	0.50	0.50	1.00	1.00
Total	4.33	4.33	7.33	7.33	15.00	15.00	18.00	18.00
Normalizada	0.05	0.05	0.08	0.08	0.17	0.17	0.20	0.20

3.3.3 Matriz de decisão final

Finalmente, pode-se condensar as notas aplicadas para as soluções em cada um dos critérios para formar a matriz de decisão final. Para tanto, apresenta-se a Tabela 3-12, contemplando as notas sem ponderação dos pesos, e a Tabela 3-13, contemplando as notas ponderadas e o resultado final de notas atribuídas às soluções:

Tabela 3-12 – Matriz de decisão de notas sem ponderação dos pesos.

Critério	Solução							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Custo computacional	0.06	0.07	0.06	0.07	0.18	0.21	0.16	0.19
Custo de fabricação	0.06	0.11	0.05	0.09	0.18	0.18	0.16	0.16
Custo de manutenção	0.07	0.19	0.07	0.19	0.12	0.12	0.12	0.12
Aceitação	0.17	0.17	0.17	0.17	0.08	0.08	0.08	0.08
Desempenho	0.05	0.05	0.08	0.08	0.17	0.17	0.20	0.20

Tabela 3-13 – Matriz de decisão final, com ponderação dos critérios.

Critério	Solução							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Custo computacional	0.021	0.027	0.021	0.027	0.063	0.075	0.057	0.069
Custo de fabricação	0.014	0.023	0.010	0.019	0.038	0.038	0.035	0.035
Custo de manutenção	0.007	0.021	0.007	0.021	0.013	0.013	0.013	0.013
Aceitação	0.018	0.018	0.018	0.018	0.009	0.009	0.009	0.009
Desempenho	0.010	0.010	0.017	0.017	0.036	0.036	0.043	0.043
Total	0.070	0.099	0.074	0.102	0.159	0.171	0.157	0.168

O resultado final destacado na Tabela 3-13 indica que as soluções mais adequadas para os fins de estudo deste projeto são as soluções 5, 6, 7 e 8, as quais, referentes à Tabela 3-4 são:

- CVT sem-fim coroa com propulsão HEV em paralelo;
- CVT sem-fim coroa com propulsão PHEV em paralelo;
- CVT planetárias com propulsão HEV em paralelo;
- CVT planetárias com propulsão PHEV em paralelo.

3.3.4 Apresentação da proposta de projeto

Os objetivos a serem atingidos pelo projeto remetem aos dois itens destacados na seção 1.1, sobre os quais define-se as metas que contemplam as principais etapas do projeto para que se atinja estes objetivos, as quais também permitem estabelecer o cronograma com as tarefas do projeto como um todo:

1. Estudar detalhadamente os componentes das CVTs, desenhos, vistas, princípios de funcionamento, lista de materiais e configurações necessária;
2. Determinar os parâmetros externos necessários para prever o comportamento da dinâmica longitudinal veicular, detalhando quais são os parâmetros de entrada externos que definirão as condições de funcionamento e pré-requisitos;
3. Determinar a distribuição dos parâmetros externos ao longo da propulsão, seja para um HEV ou PHEV;
4. Prever o comportamento da motorização na dinâmica externa e da CVT;
5. Fazer a análise dinâmica detalhada do comportamento das diferentes CVTs, de forma genérica, obtendo equacionamentos da cinemática, transmissão de potência e diagramas de corpo livre para compreender solicitações no mecanismo;
6. Utilizar métodos de elementos de máquinas para determinar um roteiro de dimensionamento dos componentes das CVTs, que atendam aos pré-requisitos de desempenho e aos critérios de projeto adotados (falha, flexão, fadiga, etc.);
7. Esquematizar um roteiro genérico de projeto básico, que atenda à possibilidade de empregar diferentes CVTs (dentro as soluções escolhidas); Determinar os comportamentos dinâmicos de saída, a partir do dimensionamento utilizado, tal que permita comparações entre diferentes soluções;
8. Propor um método computacional, de fácil manuseio, que permita fazer o dimensionamento a partir da escolha de uma das soluções, permita fazer a simulação dinâmica do comportamento do automóvel segundo parâmetros de entrada e pré-requisitos (condições ambientais, inclinação de ladeira, tipo de solo, etc.), para que seja possível prever o emprego de uma solução de transmissão em CVT, face a condições de uso mapeadas;

4 DETALHAMENTO DAS SOLUÇÕES

4.1 Acomplamento mecânico com engrenagens planetárias

O primeiro acoplamento mecânico (definido como o mecanismo de conexão entre os propulsores e a saída para os eixos motores, que permita um comportamento CVT) selecionado para o projeto deve ser primariamente entendido a partir da listagem dos principais elementos de máquina na Tabela 4-1, cuja numeração remete à Figura 4-1. Nomeia-se este mecanismo como sendo “Mecanismo 1”, para simplificação das nomenclaturas.

Tabela 4-1 – Lista de principais componentes do Mecanismo 1.

Número	Componente	Índice	Quantidade
1	Caixa externa engrenada	1,1	1
2	Chaveta de união da caixa externa à engrenagem anular (entrada)	1,2	2
3	Engrenagem anular (entrada)	1,3	1
4	Engrenagem planetária (entrada)	1,4	3
5	Eixo da engrenagem planetária (entrada)	1,5	3
6	Rolamento da engrenagem planetária (entrada)	1,6	3
7	Tampa externa da entrada	1,7	1
8	Engrenagem solar (entrada)	1,8	1
9	Rolamento 1 do eixo de entrada	1,9	1
10	Eixo de entrada	1,10	1
11	Chaveta da engrenagem solar (entrada)	1,11	1
12	Chaveta do eixo da engrenagem planetária (entrada)	1,12	3
13	Transmissor intermediário	1,13	1
14	Chaveta do eixo da engrenagem planetária (saída)	1,14	3
15	Eixo da engrenagem planetária (saída)	1,15	3
16	Chaveta de união da caixa externa à engrenagem anular (saída)	1,16	2
17	Engrenagem anular (saída)	1,17	1
18	Engrenagem planetária (saída)	1,18	3
19	Rolamento da engrenagem planetária (saída)	1,19	3
20	Tampa externa da saída	1,20	1
21	Engrenagem solar (saída)	1,21	1
22	Chaveta da engrenagem solar (saída)	1,22	1
23	Eixo de saída	1,23	1
24	Rolamento 1 do eixo de saída	1,24	1
25	Rolamento 2 do eixo de saída	1,25	1
26	Rolamento 2 do eixo de entrada	1,26	1

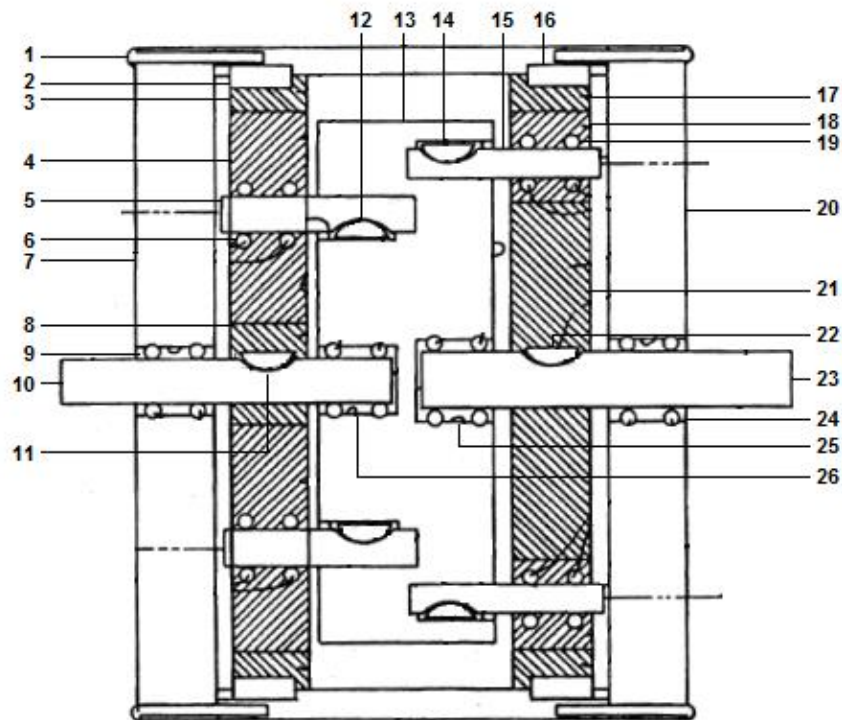


Figura 4-1 – Indicação dos principais componentes do Mecanismo 1 (adaptado de WERRE, 1998).

O princípio de funcionamento do Mecanismo 1 é descrito nos itens abaixo:

- Os torques de acionamento do acoplamento devem ser feitos pelos componentes 1 (caixa externa engrenada) e 10 (eixo de entrada). A recomendação é que o acionamento do ME seja feito no eixo em 10, enquanto o MCI seja feita sobre a caixa engrenada 1, pois em 10 é possível controlar a velocidade e 1 é utilizada para acrescentar torque à saída;
- O movimento de 1 faz com que as engrenagens anulares (3 e 17) sejam movidas com mesma velocidade, uma vez que estão chavetadas por meio de 2 e 16. Dessa forma, as engrenagens anulares transmitem potência às engrenagens planetárias (4 e 18);
- A engrenagem solar em 8 recebe a rotação de 10, transmitindo movimento às engrenagens planetárias em 4, simultaneamente ao acionamento promovido por 3. Com isto, os elementos em 4 movimentam os eixos em 5, os quais por sua vez movimentam o transmissor intermediário, que movimentam os eixos em 15, transmitindo rotação e torque às engrenagens planetárias 18. Finalmente, os elementos 18, recebendo acionamento simultâneo de 15 e 17, transmitem movimento à engrenagem solar 21, que uma vez fixada ao eixo de saída em 23 gera o movimento com potência conjugada na saída do acoplamento mecânico.

4.2 Acoplamento mecânico com acionamento sem-fim coroa

O segundo acoplamento mecânico é tratado de maneira análoga, ou seja, lista-se os principais elementos de máquina na Tabela 4-2, cuja numeração remete à Figura 4-2. Similarmente, nomeia-se este acoplamento por “Mecanismo 2”.

Tabela 4-2 – Lista de principais componentes do Mecanismo 2.			
Número	Componente	Índice	Quantidade
1	Engrenagem de saída	2,1	1
2	Eixo de saída	2,2	1
3	Engrenagem de acionamento da saída	2,3	1
4	Rolamento do eixo de entrada 1	2,4	2
5	Eixo de entrada 1	2,5	1
6	Transmissor intermediário	2,6	1
7	Rolamento do transmissor intermediário	2,7	2
8	Eixo intermediário	2,8	2
9	Rolamento do eixo intermediário	2,9	4
10	Engrenagem planetária 1	2,10	2
11	Chaveta da engrenagem planetária 1	2,11	2
12	Engrenagem planetária 2	2,12	2
13	Chaveta da engrenagem planetária 2	2,13	2
14	Coroa	2,14	1
15	Rolamento do eixo de entrada 2	2,15	1
16	Chaveta do eixo de entrada 2	2,16	1
17	Eixo de entrada 2	2,17	1
18	Parafuso sem-fim	2,18	1
19	Engrenagem solar 1	2,19	1
20	Engrenagem solar 2	2,20	1
21	Chaveta da engrenagem solar 2	2,21	1

O princípio de funcionamento do Mecanismo 2 é descrito nos itens abaixo:

- Os torques de acionamento do acoplamento devem ser feitos pelos componentes 5 (eixo de entrada 1) e 17 (eixo de entrada 2). Embora estas entradas não tenham restrições ao motor que fará o acionamento, o recomendável é que o ME esteja conectado com 17 e o MCI com 5, pois desta forma o eixo em 5 é mais facilmente montado com uma embreagem;
- O eixo 5 conduz a transmissão à engrenagem solar em 19, transmitindo movimento às engrenagens planetárias em 10 e aos eixos em 8. Igualmente, o sem-fim em 18 rotaciona a coroa em 14, movitando o eixo 17, o qual transmite à

engrenagem solar em 20, acionando em paralelo as engrenagens planetárias em 12 e de forma adicional os eixos planetares em 8;

- Caso a rotação gerada nas engrenagens planetárias seja divergente, como ambas estão fixadas ao mesmo eixo, a velocidade relativa promove movimento ao transmissor intermediário em 6;
- O transmissor intermediário em 6 está fixo à engrenagem de acionamento da saída em 3, a qual por sua vez conecta-se à engrenagem e eixo de saída em 1 e 2, respectivamente, gerando o movimento com potência conjugada de diferentes motores;

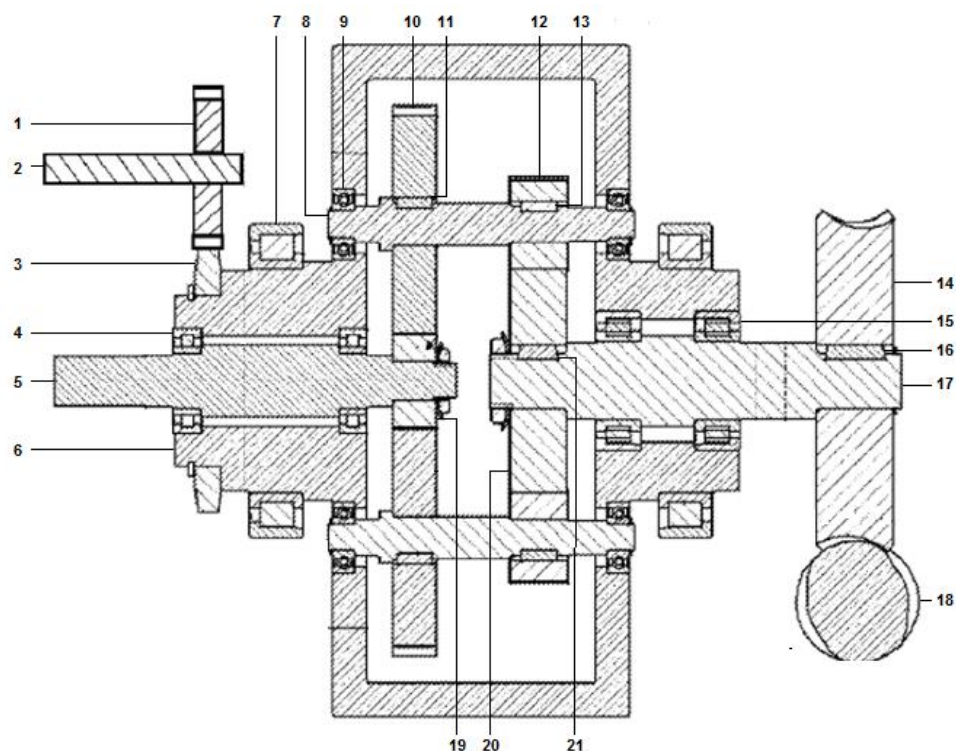


Figura 4-2 – Indicação dos principais componentes do Mecanismo 2.

Compreendidos os princípios de funcionamento destes acoplamentos (seção 4.3), é fundamental descrever os princípios de funcionamento dos propulsores, pois estes fornecem energia aos mecanismos para operação do veículo.

4.3 Motores e propulsão

Os motores de combustão interna, comumente usados nas plantas de potência veiculares, possuem características de funcionamento que se distanciam à

condição ideal de hipérbole na curva de torque em função da velocidade. Dessa forma, as regiões de melhores relações de consumo de combustível e desenvolvimento de potência geralmente ocorrem em posições intermediárias das faixas de velocidades disponíveis. Sabe-se que em baixas velocidades, a potência e torque desenvolvidos são relativamente baixos para um alto consumo energético, enquanto em altas velocidades a injeção de ar e atritos internos faz com que o rendimento de operação caia drasticamente (Figura 4-4). Portanto, a situação ideal é que o uso do MCI fosse feito pela manutenção da velocidade de saída do virabrequim a mais próxima possível do menor valor de consumo específico de combustível.

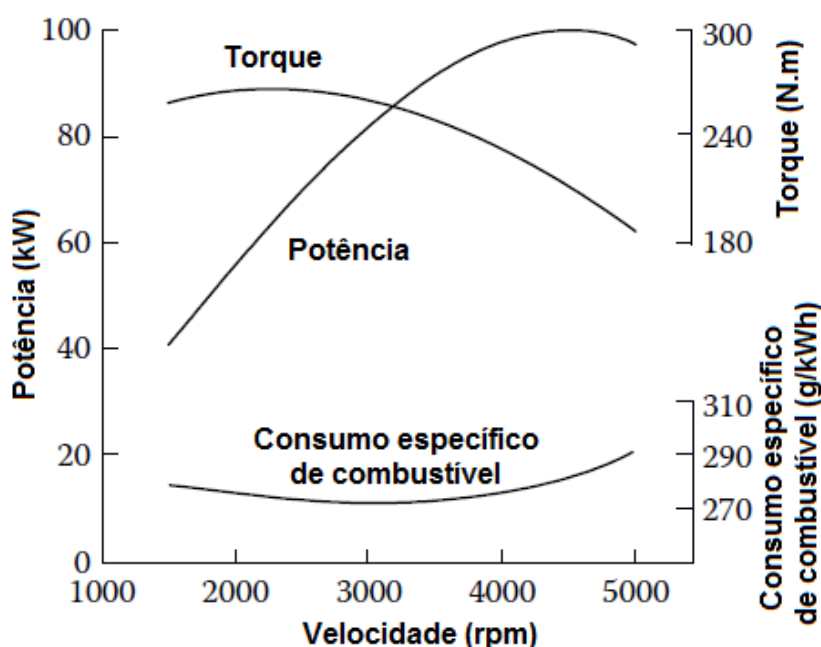


Figura 4-3 – Curva típica de motor de combustão (adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2010).

Em contrapartida, os motores elétricos ou MEs apresentam comportamento bastante próximo da situação ideal, isto é, possuem a saída com potência constante ao longo da maior parte da faixa de velocidades disponíveis, com exceção do início de operação, no qual o torque desenvolvido é constante e a potência cresce linearmente até estabilizar (Figura 4-4). Em função destas características, o motor elétrico é o propulsor utilizado como elemento principal na variação de velocidades de um veículo híbrido, uma vez que é possível controlar a velocidade do mesmo e distribuir diferentes níveis de torque, de acordo com a necessidade, sem que se altere o nível de potência (com isto, a saída pode ser continuamente variada).

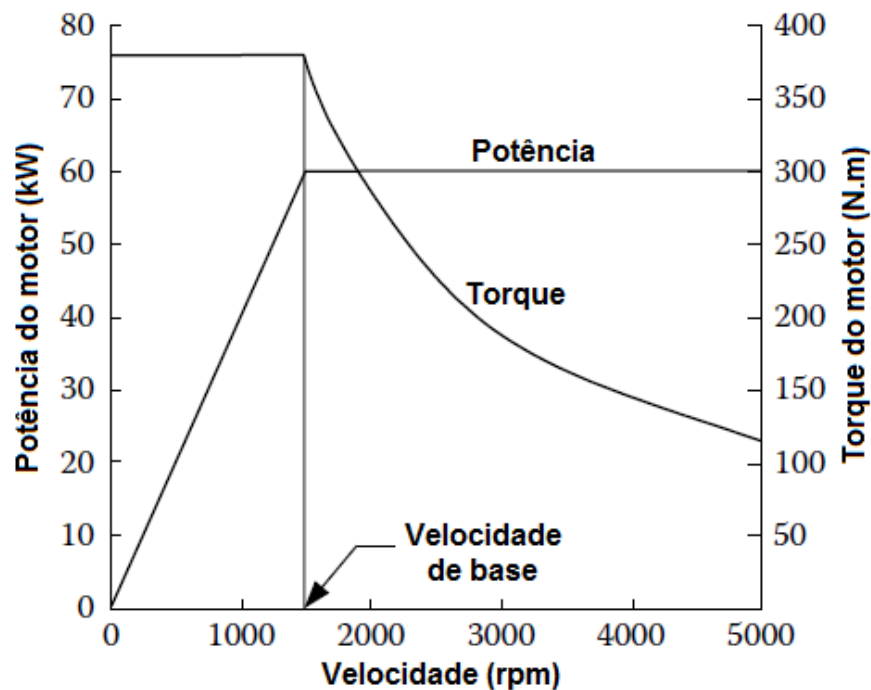


Figura 4-4 – Curva típica de ME (adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2010).

Confrontando as características dos dois tipos de motores, para os fins de aplicações deste projeto, ou seja, em veículos HEV ou PHEV em paralelo com comportamento CVT, a distribuição de torques deve ser operada da seguinte maneira:

- Acima da velocidade de base do ME, o veículo deve apresentar saída típica de CVT, isto é, a curva de torque por velocidade será uma hipérbole de potência constante;
- Em velocidades de cruzeiro, o veículo deve ter seu MCI operando em uma rotação fixa, imposta como sendo a de menor consumo específico de combustível (maior eficiência energética) e o ME deve ser o responsável pelas oscilações de velocidades;
- O MCI deve ser acoplado ao restante da transmissão por um mecanismo de embreagem (permitindo que seja desconectado do *powertrain*), para que em baixas velocidades o mesmo tenha a rotação reduzida ao seu mínimo (evitando desperdício de combustível) e que possa ser controlado gradualmente para acelerar até atingir o ponto de operação ideal. Em virtude disto, o torque disponível na saída em pequenas velocidades virá exclusivamente do ME e a partir de uma certa rotação do

ME, geralmente anteriormente à velocidade de base, o MCI volta a ser acoplado à linha de transmissão de potência, elevando linearmente a potência total.

Desta forma, a curva de saída típica (tração) de um veículo híbrido em paralelo será semelhante à imagem da Figura 4-5:

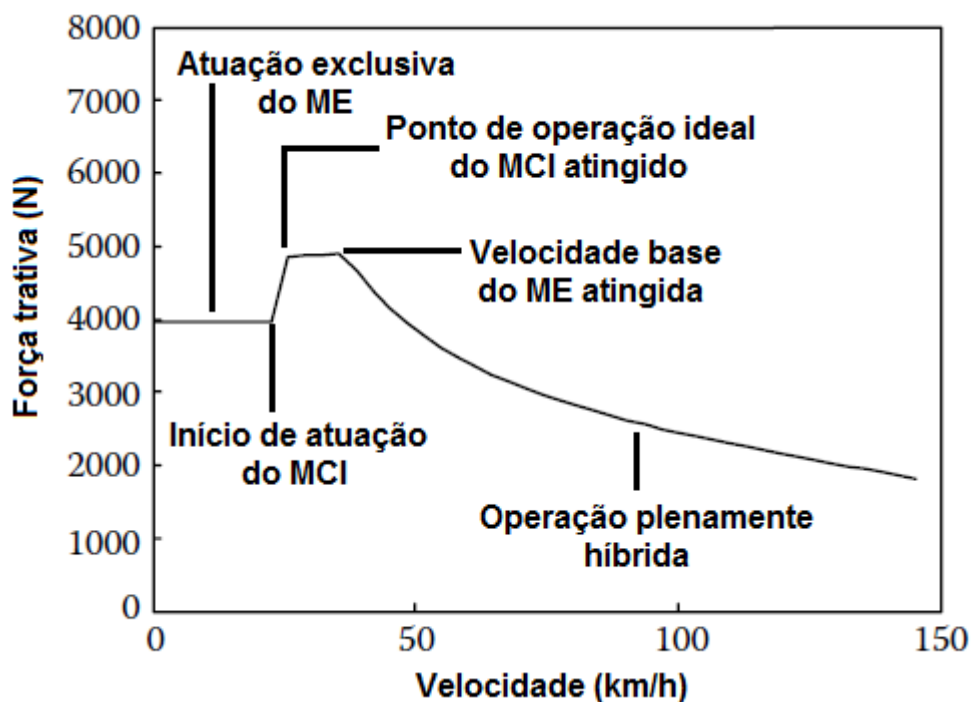


Figura 4-5 – Curva típica de saída de um veículo híbrido em paralelo (adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2010).

Para que a saída tenha comportamento semelhante ao ideal mostrado na Figura 4-5, utilizando um veículo híbrido em paralelo, permitindo assim melhorar a eficiência energética do sistema, faz-se necessário prever qual exatamente é a curva de saída devido a parâmetros de pré-requisitos de desempenho e dados construtivos e operacionais, além de uma metodologia de seleção de motores para adequação ao desempenho final, os quais são descritos nas seções 5 e 6 adiante.

5 DINÂMICA LONGITUDINAL DO VEÍCULO

Numa condição genérica, o modelo da dinâmica longitudinal do veículo, com distância entre rodas dada por L , desenvolvendo uma velocidade V e aceleração a_x , pode ser obtido a partir da observação das forças atuantes representadas na Figura 5-1, na qual: W é o peso total do veículo (dado pelo produto da massa M pela aceleração da gravidade g) aplicado no seu baricentro, que se encontra a uma altura h do solo; W_f e W_r são as reações normais da superfície com o veículo, cujos valores representam a soma das reações nos pares de pneus dianteiros e traseiros, respectivamente, e se localizam a uma distância b e c com relação ao centro de gravidade; F_{xf} e F_{xr} são as forças trativas atuantes na dianteira e traseira, respectivamente; R_{xf} e R_{xr} representam as resistências ao rolamento dos pneus, na dianteira e traseira, respectivamente; D_A é a resultante das forças distribuídas aerodinâmicas de arrasto, aplicada a uma altura h_a do solo (GILLESPIE, 1992).

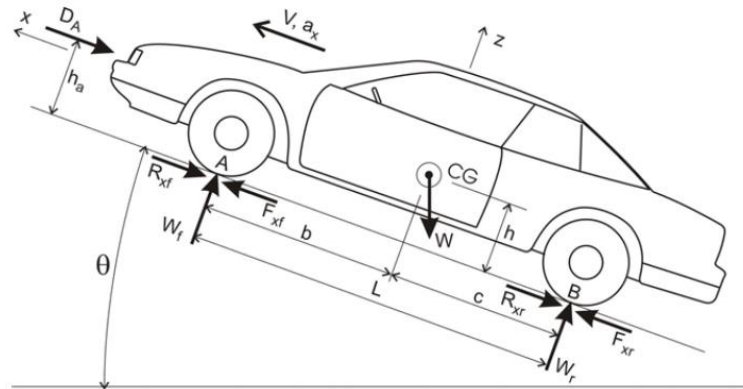


Figura 5-1 – Modelo físico representativo do veículo numa condição de operação longitudinal genérica (SALVAGNI, 2012).

Da aplicação do Teorema do Movimento do Baricentro (TMB), nas direções x e z , e do Teorema do Momento Angular (TMA), tem-se⁹:

$$Ma_x = F_{xf} - R_{xf} + F_{xr} - R_{xr} - D_A - Mgsen\theta \quad (5.1)$$

$$W_f + W_r = Mgc\cos\theta \quad (5.2)$$

$$Mha_x = D_A h_a - W_f L + Mgcc\cos\theta - Mghsen\theta \quad (5.3)$$

⁹ Veja o APÊNDICE A para consultar a dedução completa do modelo.

As equações (5.1), (5.2) e (5.3) formam o conjunto representativo do modelo da dinâmica longitudinal do veículo, sobre o qual é importante detalhar o cálculo das resultantes de arrasto e resistência ao rolamento:

- Resistência aerodinâmica:

A resultante de resistência aerodinâmica pode ser dada em função da velocidade do escoamento fluido com relação ao veículo V_{esc} , a área frontal projetada A_F , a massa específica do fluido ρ e o coeficiente adimensional de arrasto aerodinâmica C_A :

$$D_A = \frac{1}{2} \rho V_{esc}^2 C_A A_F \quad (5.4)$$

Uma simplificação razoável a ser feita é assumir que a velocidade média do escoamento ao redor do veículo é dada pela velocidade relativa entre a velocidade do veículo e a velocidade real do fluido (ou velocidade de vento), ou seja, $V_{esc} = V - V_V$. Dessa forma, o arrasto total fica dado por:

$$D_A = \frac{1}{2} \rho (V - V_V)^2 C_A A_F \quad (5.5)$$

A massa específica do ar, fluido característico do escoamento sobre o veículo, em kg/m^3 , pode ser estimada segundo a seguinte equação (para pressão P_{ar} em kPa e T_{ar} em $^{\circ}C$) (GILLESPIE, 1992):

$$\rho = \rho_{ar} = 1.225 \left(\frac{P_{ar}}{101.325} \right) \left(\frac{288.16}{273.16 + T_{ar}} \right) \quad (5.6)$$

Para a obtenção estimada do coeficiente de arrasto aerodinâmico, recomenda-se consultar a metodologia descrita ao longo do APÊNDICE B.

Finalmente, a área frontal do veículo, em m^2 , pode ser estimada a partir da massa em kg (WONG, 2001):

$$A_F = 1,6 + 0.00056(M - 795) \quad (5.7)$$

- Resistência ao rolamento:

A resultante da resistência ao rolamento pode ser dada como a soma das parcelas nas regiões dianteira e traseira por:

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r(W_f + W_r) = f_r M g \cos \theta \quad (5.8)$$

, sendo f_r o coeficiente de resistência ao rolamento (o valor deste coeficiente pode ser obtido por diferentes modelos, exemplificados no APÊNDICE C). Caso seja usado um modelo que utilize a carga normal sobre cada pneu, quando a carga sobre a dianteira e traseira divergir, é válido discretizar o coeficiente de rolamento entre as regiões (f_{rf} e f_{rr} , para dianteira e traseira, respectivamente) e os coeficientes podem ser determinados separadamente:

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_{rf} W_f + f_{rr} W_r \quad (5.9)$$

6 ESFORÇOS TRATIVOS E SELEÇÃO DE MOTORES

6.1 Método de determinação da tração necessária

Uma vez conhecidos os parâmetros externos que definem a resistência total sobre o veículo (basicamente, resistência aerodinâmica, resistência ao rolamento e resistência de atractive) é importante determinar a força trativa necessária para atender a estes parâmetros.

Para tanto, são propostas quatro formas distintas que imponham um determinado pré-requisito ao funcionamento do veículo, para as quais é possível determinar a curva de esforço trativo na saída sobre as rodas. Uma observação importante é que o veículo em estudo possuirá uma transmissão do tipo CVT, o que impõe a saída do diagrama de esforço trativo a ser uma hipérbole de potência constante, assim simplificando a obtenção da curva, pois é necessário conhecer apenas um ponto de operação para que se determine o comportamento global.

- Pré-requisito de velocidade máxima:

Assumindo uma velocidade de cruzeiro máxima V_{max} , no plano ($\theta = 0$), com aceleração nula ($a_x = 0$), é possível determinar a força trativa neste ponto de operação, aplicando a equação (5.1):

$$F_{xVmax} = R_x(V = V_{max}) + D_A(V = V_{max}) \quad (6.1)$$

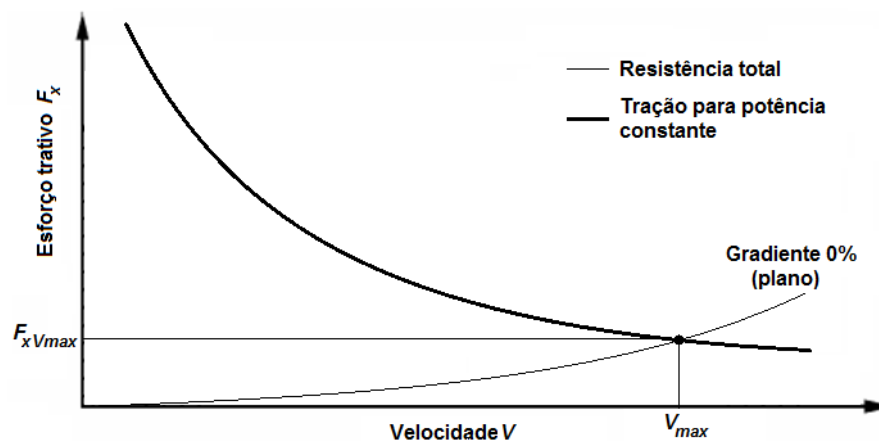


Figura 6-1 – Intersecção da curva de esforço trativo com a resistência total, para velocidade máxima no plano.

Na Figura 6-2, fica explícita a intersecção da curva de esforço trativo com a curva de resistência total, ocorrida no ponto de $V = V_{max}$, pré-estabelecido, a partir do qual o restante da curva pode ser estendida. Com isto, fica determinada a potência a ser desenvolvida nesta velocidade máxima:

$$P_{Vmax} = F_{xVmax} V_{max} \quad (6.2)$$

Como a potência desenvolvida pelo veículo deve ser constante ao longo da curva de esforços trativos, então a curva pode ser obtida a partir de:

$$F_x(V) = \frac{F_{xVmax} V_{max}}{V} \quad (6.3)$$

- Pré-requisito de aclave máximo (em baixa velocidade):

Assumindo uma baixa velocidade V_{min} , num aclave máximo θ_{max} , com aceleração nula ($a_x = 0$), é possível determinar a força trativa neste ponto de operação, aplicando a equação (5.1):

$$F_{x\theta_{max}} = R_x(V = V_{min}) + D_A(V = V_{min}) + Mg \sin \theta_{max} \quad (6.4)$$

Na Figura 6-2, fica explícita a intersecção da curva de esforço trativo com a curva de resistência total, ocorrida no ponto de $V = V_{min}$ e $\theta = \theta_{max}$, pré-estabelecidos, a partir da qual o restante da curva pode ser estendida. Com isto, fica determinada a potência a ser desenvolvida nesta angulação máxima:

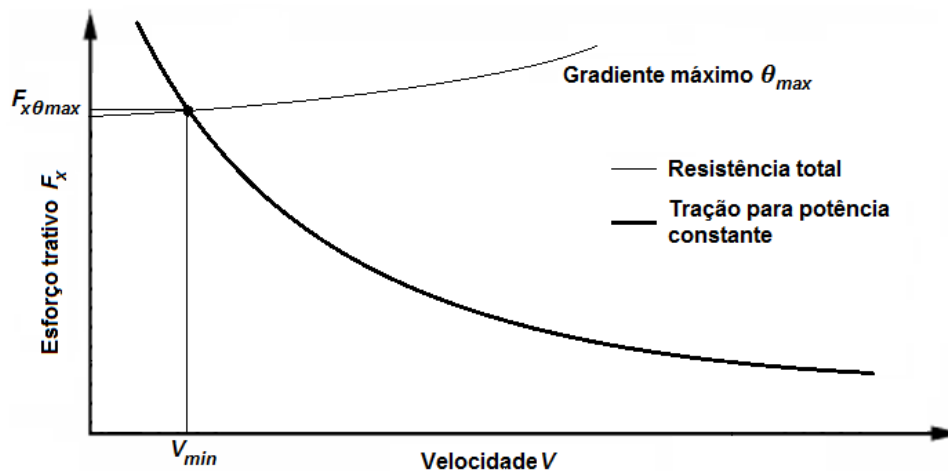


Figura 6-2 – Intersecção da curva de esforço trativo com a resistência total, para máximo aclave.

$$P_{\theta max} = F_{x\theta max} V_{min} \quad (6.5)$$

$$F_x(V) = \frac{F_{x\theta max} V_{min}}{V} \quad (6.6)$$

- Pré-requisito de velocidade máxima em active conhecido:

Este método é a forma genérica de estabelecer um desempenho do veículo, para que este satisfaça uma velocidade de cruzeiro V_{req} , em um aclave θ_{req} , com aceleração nula ($a_x = 0$). Novamente, tem-se com a equação (5.1):

$$F_{xreq} = R_x(V = V_{req}) + D_A(V = V_{req}) + Mg \sin \theta_{req} \quad (6.7)$$

Na Figura 6-3, fica explícita a intersecção da curva de esforço trativo com a curva de resistência total, ocorrida no ponto de $V = V_{req}$ e $\theta = \theta_{req}$, pré-estabelecidos, a partir da qual o restante da curva pode ser estendida. Com isto, fica determinada a potência a ser desenvolvida nesta velocidade e aclave requeridos:

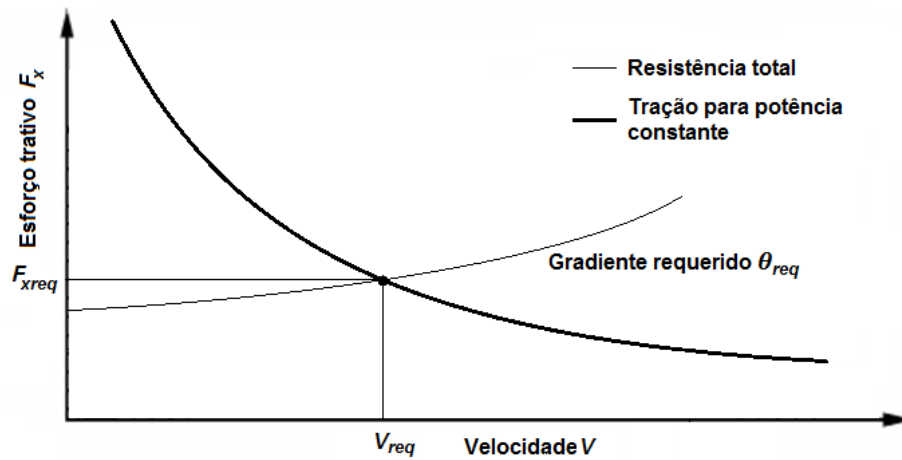


Figura 6-3 – Intersecção da curva de esforço trativo com a resistência total, para máximo aclave.

$$P_{req} = F_{xreq} V_{req} \quad (6.8)$$

$$F_x(V) = \frac{F_{xreq} V_{req}}{V} \quad (6.9)$$

- Pré-requisito de retomada de velocidade:

Consiste na determinação do esforço trativo a partir do desempenho em aceleração, medido com relação ao tempo total gasto t_{12} para que o veículo mude

da velocidade V_1 para V_2 (com $V_2 > V_1$), no plano. A grande dificuldade da implementação deste método reside no fato da aceleração não ser nula e não se ter conhecimento da curva de tração, o que implica no uso de um método iterativo para convergência de solução. Sendo assim, os passos a serem seguidos para obtenção da curva são listados:

1. Determinar a resistência total F_{rtot2} em V_2 :

$$F_{rtot2} = R_x(V = V_2) + D_A(V = V_2) \quad (6.10)$$

2. Assumir uma força trativa F_{x2} em V_2 , tal que $F_{x2} > F_{rtot2}$. Com isto, gerar uma curva de tração neste ponto, a partir de:

$$P_2 = F_{x2}V_2 \quad (6.11)$$

$$F_x(V) = \frac{F_{x2}V_2}{V} \quad (6.12)$$

3. Determinar a função de força trativa disponível para aceleração, obtida pela força trativa total subtraída da função de resistência total $F_{rtot}(V)$:

$$F_{disp}(V) = F_x(V) - F_{rtot}(V) \quad (6.13)$$

4. Com a força disponível, é possível encontrar a função de aceleração. Observe que é acrescido um fator de massa M_r à massa total do veículo, referente à inércia rotacional dos componentes rotativos do *powertrain*, cujo valor pode ser estimado com relação à relação de transmissão total do veículo i_{tot} (GILLESPIE, 1992)¹⁰:

$$a_x(V) = \frac{F_{disp}(V)}{M + M_r} \quad (6.14)$$

$$\frac{M + M_r}{M_r} = 1.04 + 0.0025i_{tot}^2 \quad (6.15)$$

¹⁰ A relação de transmissão total é deduzida mais adiante, pois depende das relações geométricas e construtivas do *powertrain*.

5. Conhecida a função de aceleração, é possível fazer a integração entre as velocidades V_1 e V_2 , e deduzir o tempo total gasto para que isto ocorra. Para tanto, é viável usar um tempo de integração ΔT e discretizar em intervalos k , de tal forma que:

$$V(k+1) = V(k) + a_x(V = V(k))\Delta T \quad (6.16)$$

6. Após isso, basta fazer a soma de todos os intervalos ΔT utilizados, ou então fazer o produto $k\Delta T = t_{12}'$, que corresponde ao tempo de retomada estimado a partir de uma curva de tração também estimada. A partir deste resultado, faz-se a comparação com o valor estabelecido t_{12} , a partir do qual toma-se uma decisão:

- a. Se $t_{12}' > t_{12}$, então a curva de tração estimada está abaixo da curva desejada. Modifica-se o valor P_2 para um valor maior e recalcula-se para nova comparação;
 - b. Se $t_{12}' < t_{12}$, então a curva de tração estimada está acima da curva desejada. Modifica-se o valor P_2 para um valor menor e recalcula-se para nova comparação;
7. Finalmente, quando $t_{12}' \cong t_{12}$, então a curva estimada convergiu para a curva necessária e obtém-se a solução de tração necessária.

A Figura 6-4 mostra a obtenção da tração a partir do método de retomada de velocidade, na qual são mostradas a curva necessária e a curva estimada. Fica clara a diferença das áreas ocupadas no intervalo de retomada, de tal forma que o procedimento deve levar à igualdade de áreas das forças disponíveis para acelerar:

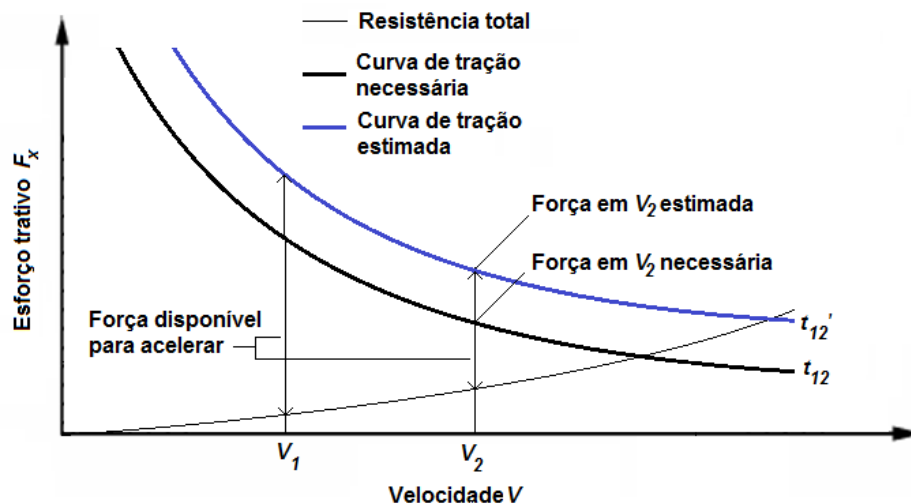


Figura 6-4 – Curva de tração obtida para pré-requisito de retomada de velocidade.

6.2 Método de determinação dos motores necessários

Em se dispondo da informação de força trativa necessária na saída do veículo, para atender aos pré-requisitos de desempenho, é possível analisar o *powertrain* no sentido contrário (da saída para a entrada) de tal forma a prever a propulsão necessária proveniente do conjunto de motores.

Primeiramente, atenta-se à distribuição de esforços sobre a roda do veículo na Figura 6-5, na qual a tração é aplicada (a qual é um parâmetro previamente estabelecido em função dos pré-requisitos). Dessa forma, o torque T_{pneu} necessário sobre os pneus será função do raio dinâmico¹¹ r_{din} :

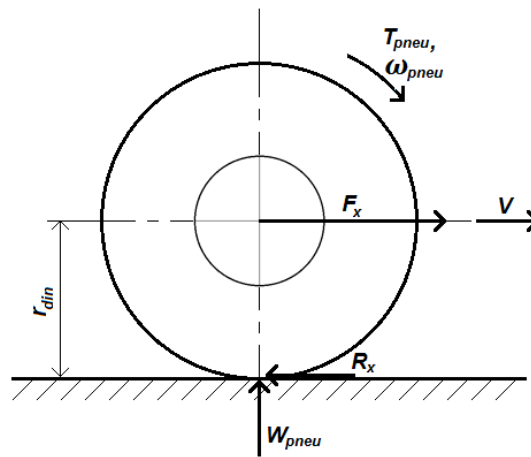


Figura 6-5 – Esforços sobre o pneu do veículo.

$$T_{pneu} = F_x r_{din} \quad (6.17)$$

A velocidade de saída do veículo é função da rotação de saída dos pneus ω_{pneu} e do raio dinâmico:

$$V = \omega_{pneu} r_{din} \quad (6.18)$$

Para determinar a distribuição de torques e velocidades ao longo do *powertrain*, é preciso observar o fluxo de potência ao longo do modelo híbrido em paralelo (Figura 6-6) (note que o esforço trativo total está dividido entre cada uma das rodas):

¹¹ O raio dinâmico do pneu é ligeiramente inferior ao valor nominal do pneu, uma vez que a carga sobre este aplicado o deforma (produzindo inclusive resistência ao rolamento), e seu valor pode ser encontrado em função da especificação do tipo de pneu, nos exemplos do APÊNDICE D.

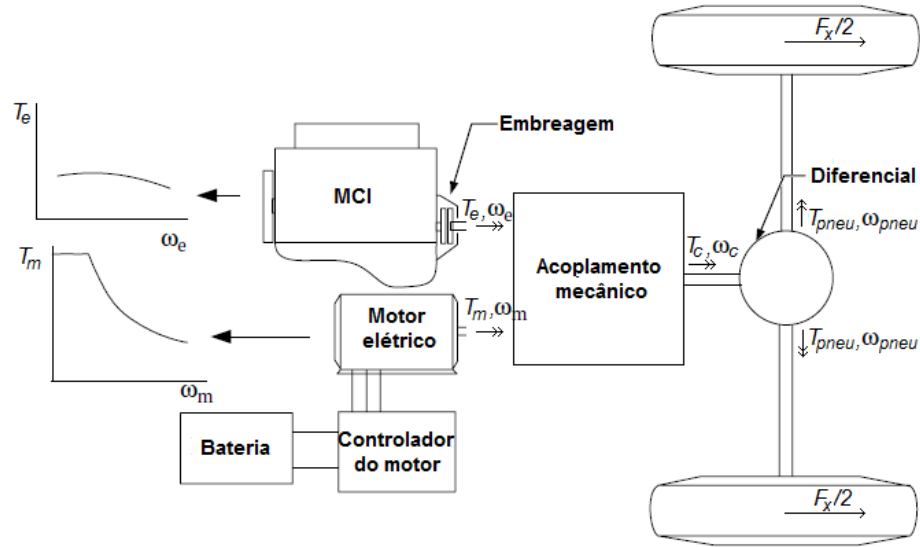


Figura 6-6 – Fluxo de potência ao longo do modelo híbrido em paralelo (adaptado de EHSANI; GAO; EMADI, 2010).

Impondo a conservação de potência sobre o diferencial, assumindo um rendimento de transmissão η_{dif} , uma entrada de potência P_{idif} e saída P_{odif} :

$$P_{odif} = \eta_{dif} P_{idif} \quad (6.19)$$

, sendo P_{idif} a entrada de potência e P_{odif} a saída, dadas por:

$$P_{odif} = T_{pneu} \omega_{pneu} + T_{pneu} \omega_{pneu} = 2T_{pneu} \omega_{pneu} = 2 \frac{F_x}{2} r_{din} \omega_{pneu}$$

$$P_{odif} = F_x r_{din} \omega_{pneu} \quad (6.20)$$

$$P_{idif} = T_c \omega_c \quad (6.21)$$

Combinando as equações (6.19), (6.20) e (6.21), resulta o torque de saída T_c do acoplamento mecânico:

$$F_x r_{din} \omega_{pneu} = T_c \omega_c \rightarrow T_c = F_x r_{din} \frac{\omega_{pneu}}{\omega_c} \quad (6.22)$$

Definindo a relação de transmissão do diferencial $i_{dif} = \omega_c / \omega_{pneu}$, então o torque e velocidade de saída do acoplamento são dados por:

$$T_c = \frac{F_x r_{din}}{i_{dif}} \quad (6.23)$$

$$\omega_c = i_{dif} \omega_{pneu} \quad (6.24)$$

Aplicando novamente a conservação de potência, é possível encontrar uma relação entre os parâmetros dos motores e a saída desejada do acoplamento, cujo rendimento é dado por η_{ce} e η_{cm} nas parcelas dos motores:

$$P_{idif} = P_c = \eta_{ce} P_e + \eta_{cm} P_m \quad (6.25)$$

, sendo P_e a potência fornecida pelo MCI, P_m a potência fornecida pelo motor elétrico e P_c a potência na saída do acoplamento (ou potência de entrada no diferencial).

Para que a potência de saída atenda à característica de ser mantida constante, independentemente da velocidade de operação, é necessário que a potência do motor de combustão interna seja utilizada em um ponto fixo, ponto este escolhido idealmente como sendo o de menor consumo específico. Portanto, como a característica de fornecimento de potência do motor elétrico é naturalmente constante, então o modelo de potência de saída também será constante, conforme indicado na Figura 6-7:

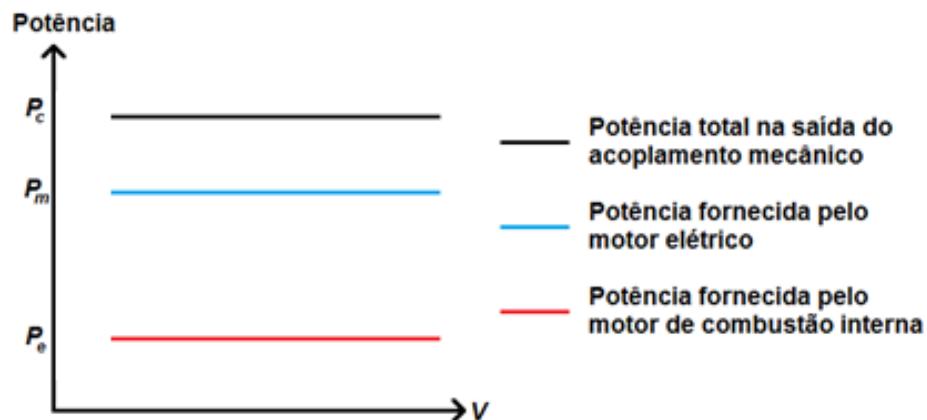


Figura 6-7 – Distribuição de potências no MCI, ME e saída do acoplamento.

A partir desta situação ideal, uma maneira de se fazer a seleção dos motores é determinar a ponderação de fornecimento por cada um dos motores. Define-se, portanto, a parcela de potência fornecida pelo MCI como K_e e a parcela do motor

elétrico como sendo K_m . Sugere-se que seja estimada a parcela fornecida pelo MCI a partir de um coeficiente de 0 a 1, dado por α_e , tal que:

$$K_e = \eta_{ce} P_e = \alpha_e P_c \quad (6.26)$$

A parcela do motor elétrico fica sendo:

$$K_m = \eta_{cm} P_m = \alpha_m P_c = (1 - \alpha_e) P_c \quad (6.27)$$

Embora simples, estes cálculos permitem encontrar o ponto de operação do MCI e fazer a seleção de um motor com uma curva apropriada, permitindo posteriormente subtrair esta parcela da potência necessária e estimar a curva de motor elétrico que se encaixe. Sendo assim, a curva de torque do motor elétrico deve ser tal que:

$$P_m = T_m \omega_m = \frac{(1 - \alpha_e) P_c}{\eta_{cm}}$$

$$T_m(\omega_m) = \frac{(1 - \alpha_e) P_c}{\eta_{cm} \omega_m} \quad (6.28)$$

É importante destacar que a seleção do parâmetro de ponderação α_e é imprescindível para determinar as relações geométricas dentro do acoplamento mecânico, pois estas relações são fundamentais para garantir as relações de transmissão impostas.

6.2.1 Diferenças entre propulsão de HEV e PHEV

Faz-se necessário diferenciar o modelo de determinação da propulsão entre as configurações HEV e PHEV, pois embora ambos adotem a mesma configuração mecânica, as condições de fornecimento de potência pelos motores é regida por condições específicas:

- **Modelo de potências em HEV:**

Para determinar a potência requisitada pelo veículo, segundo parâmetros de projeto, basta seguir o método descrito ao longo da 6.2.

- **Modelo de potências em PHEV:**

O veículo PHEV possui configuração mecânica idêntica a um veículo HEV, mas que conjuntamente possui um sistema de controle para que seja feita a ativação do modo híbrido. Isto ocorre, pois o veículo operará como um veículo puramente elétrico (toda a potência é fornecida pelo ME e o MCI é mantido desligado) quando as condições energéticas da bateria estiverem em patamares adequados. A partir do momento em que tal patamar for reduzido a um limiar específico, o MCI é acionado e passa a fornecer uma parcela da potência (ponderada por α_e), enquanto a tensão elétrica disponibilizada ao ME é reduzida, para que a potência por este fornecida seja também decrescida, mas que a potência total fornecida permaneça constante e a taxa de consumo da carga da bateria seja diminuída, resultando em autonomia estendida.

O entendimento deste efeito em PHEV permite propor a seguinte condição do modelo de determinação das potências necessárias pelos motores:

$$\begin{cases} P_c = \eta_{cm} P_m, \text{ se } V_B > V_{Blim} \\ P_c = \eta_{ce} P_e + \eta_{cm} \alpha_{red} P_m, \text{ se } V_B < V_{Blim} \end{cases} \quad (6.29)$$

, sendo η_{cm} o rendimento do acoplamento mecânico devido a apenas ao uso do ME, V_B a carga atual da bateria, V_{Blim} a carga limiar da bateria (transição de PHEV para HEV), α_{red} o fator de redução da potência do ME quando operando como um HEV.

Obviamente, para que seja feita uma comparação entre o uso do acoplamento mecânico em um HEV e em um PHEV, mantendo-se a mesma potência de saída e o mesmo MCI, é preciso que o ME do PHEV tenha potência nominal relacionada com a potência nominal do ME para HEV, dada por:

$$P_{HEV} = \alpha_{red} P_{PHEV} \quad (6.30)$$

Com isto, ficam previstas as condições de contorno sobre os possíveis acoplamentos mecânicos, que podem ser separadamente analisados na seção 7.

7 ANÁLISE DINÂMICA DOS ACOPLAMENTOS MECÂNICOS

7.1 Análise do Mecanismo 1

A representação esquemática do modelo de transmissão do Mecanismo 1 é feita na Figura 7-1 (com a nomenclatura referente aos índices da Tabela 4-1):

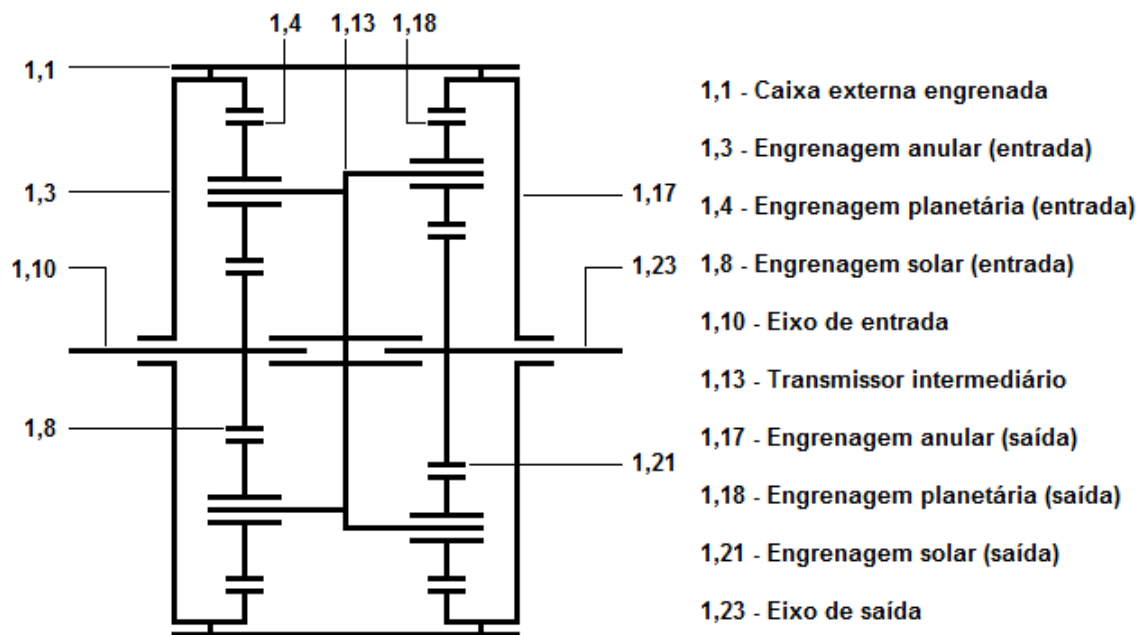


Figura 7-1 – Diagrama esquemático da transmissão do Mecanismo 1.

Primeiramente, faz-se a análise cinemática para deduzir as distribuições de velocidades nos elementos, pois estas dependem apenas das relações geométricas. De observação inicial, sabe-se que a velocidade tangencial da engrenagem de entrada 1,8 é $v_{T1,8}$ e a velocidade tangencial da engrenagem anular 1,3 é $v_{T1,3}$. Desta forma, a velocidade tangencial no centro da engrenagem em 1,4 $v_{T1,4}$ será a média destas duas velocidades:

$$v_{T1,4} = \frac{v_{T1,8} + v_{T1,3}}{2} \quad (7.1)$$

Das rotações em 1,8 e 1,3 (o anel possui rotação igual à rotação da caixa engrenada), dadas respectivamente pelas velocidades de entrada do MCI e do ME, tem-se:

$$v_{T1,4} = \frac{\omega_{1,8} \frac{D_{1,8}}{2} + \omega_{1,3} \left(\frac{D_{1,8}}{2} + D_{1,4} \right)}{2} \quad (7.2)$$

Deduz-se então a velocidade angular do jogo de planetárias na entrada $\omega_{1,4}$:

$$\omega_{1,4} = \frac{2v_{T1,4}}{(D_{1,8} + D_{1,4})} = \frac{\omega_{1,8}D_{1,8} + \omega_{1,3}(D_{1,8} + 2D_{1,4})}{2(D_{1,8} + D_{1,4})} \quad (7.3)$$

, sendo $D_{1,8}$ e $D_{1,4}$ os diâmetros de 1,8 e 1,4, respectivamente.

Devido ao acoplamento dos eixos das planetárias com o transmissor intermediário, então a rotação intermediária $\omega_{1,13}$ equivale à rotação gerada em 1,4:

$$\omega_{1,4} = \omega_{1,13} \quad (7.4)$$

Encontra-se a velocidade tangencial no centro das engrenagens 1,18:

$$v_{T1,18} = \omega_{1,13} \left(\frac{D_{1,21} + D_{1,18}}{2} \right) \quad (7.5)$$

, sendo $D_{1,21}$ e $D_{1,18}$ os diâmetros de 1,21 e 1,18, respectivamente.

Analogamente, a velocidade tangencial de 1,18 $v_{T1,18}$ deve ser a média das velocidades tangenciais entre 1,17 e 1,21, ou seja:

$$v_{T1,18} = \frac{v_{T1,17} + v_{T1,21}}{2}$$

$$v_{T1,21} = 2v_{T1,18} - v_{T1,17} \quad (7.6)$$

A velocidade angular de saída $\omega_{1,21}$ pode ser dada por:

$$\omega_{1,21} = \frac{2v_{T1,21}}{D_{1,21}} \quad (7.7)$$

Neste caso, a velocidade angular de saída é exatamente a velocidade angular de saída do acoplamento mecânico:

$$\omega_{1,21} = \omega_c \quad (7.8)$$

Combinando as equações de (7.1) a (7.8) para deduzir a relação direta entre as entradas e saídas, para deduzir a relação direta entre as entradas e saídas, obtém-se (lembrando que $\omega_{1,3} = \omega_{1,17} = \omega_{1,1} = \omega_e$ e $\omega_{1,8} = \omega_{1,10} = \omega_m$):

$$\omega_c = \frac{(D_{1,8} + D_{1,21})D_{1,18}}{(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}}\omega_m + \frac{(D_{1,4}D_{1,21} - D_{1,8}D_{1,18})}{(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}}\omega_e \quad (7.9)$$

Portanto, fica evidente que este mecanismo pode controlar a velocidade de saída apenas pela variação contínua das velocidades do motor elétrico.

Pode-se então deduzir os torques sobre cada um dos elementos, utilizando a conservação de potência e as velocidades deduzidas. Na entrada, 1,8 possui potência igual ao torque do motor elétrico, e dada a igualdade de velocidades, então os torques são também iguais:

$$P_{1,8} = P_m \quad (7.10)$$

$$T_{1,8} = T_m \quad (7.11)$$

Como 1,1 está acoplado com duas engrenagens anulares idênticas (1,3 e 1,17), então a potência de 1,1 é dividida entre estes elementos. Além disso, como os elementos estão solidários, então o torque também é dividido:

$$P_{1,1} = P_e \quad (7.12)$$

$$T_{1,1} = T_e \quad (7.13)$$

$$P_{1,3} = P_{1,17} = 0.5P_e \quad (7.14)$$

$$T_{1,3} = T_{1,17} = 0.5T_e \quad (7.15)$$

Sobre o jogo de planetárias da entrada 1,4, o torque aplicado será:

$$n_{1,4}P_{1,4} = \eta_{1,4}(P_m + 0.5P_e) \rightarrow P_{1,4} = \frac{\eta_{1,4}(P_m + 0.5P_e)}{n_{1,4}}$$

$$T_{1,4} = \frac{\eta_{1,4}(P_m + 0.5P_e)}{n_{1,4}\omega_{1,4}} \quad (7.16)$$

, sendo $n_{1,4}$ o número de planetárias e $\eta_{1,4}$ a eficiência na transmissão para 1,4.

Sobre o transmissor intermediário, resulta:

$$P_{1,13} = \eta_{1,13}n_{1,4}P_{1,4} \rightarrow P_{1,13} = \eta_{1,13}\eta_{1,4}(P_m + 0.5P_e)$$

$$T_{1,13} = \frac{\eta_{1,13}\eta_{1,4}(P_m + 0.5P_e)}{\omega_{1,13}} \quad (7.17)$$

, sendo $\eta_{1,13}$ a eficiência na transmissão para 1,13.

Sobre o jogo de planetárias 1,18, o torque aplicado será:

$$n_{1,18}P_{1,18} = \eta_{1,18}(P_{1,13} + 0.5P_e) \rightarrow P_{1,18} = \frac{\eta_{1,18}(P_{1,13} + 0.5P_e)}{n_{1,18}}$$

$$P_{1,18} = \frac{\eta_{1,18}[\eta_{1,13}\eta_{1,4}(P_m + 0.5P_e) + 0.5P_e]}{n_{1,18}}$$

$$T_{1,18} = \frac{\eta_{1,18}[\eta_{1,13}\eta_{1,4}(P_m + 0.5P_e) + 0.5P_e]}{n_{1,18}\omega_{1,18}} \quad (7.18)$$

, sendo $n_{1,18}$ o número de planetárias e $\eta_{1,18}$ a eficiência na transmissão para 1,18.

Finalmente, a saída terá o seguinte torque e potência:

$$P_{1,21} = \eta_{1,21}n_{1,18}P_{1,18} \rightarrow P_{1,21} = \eta_{1,21}\eta_{1,18}[\eta_{1,13}\eta_{1,4}(P_m + 0.5P_e) + 0.5P_e]$$

$$P_{1,21} = P_c$$

$$P_c = \eta_{1,21}\eta_{1,18}\eta_{1,13}\eta_{1,4}P_m + 0.5\eta_{1,21}\eta_{1,18}(\eta_{1,13}\eta_{1,4} + 1)P_e \quad (7.19)$$

$$T_c = \frac{\eta_{1,21}\eta_{1,18}\eta_{1,13}\eta_{1,4}}{\omega_c}P_m + \frac{0.5\eta_{1,21}\eta_{1,18}(\eta_{1,13}\eta_{1,4} + 1)}{\omega_c}P_e \quad (7.20)$$

Comparando a equação (7.19) com a equação (6.25), deduz-se as eficiências referentes às parcelas dos motores, para o Mecanismo 1:

$$\eta_{cm} = \eta_{1,21} \eta_{1,18} \eta_{1,13} \eta_{1,4} \quad (7.21)$$

$$\eta_{ce} = 0.5 \eta_{1,21} \eta_{1,18} (\eta_{1,13} \eta_{1,4} + 1) \quad (7.22)$$

Com isto, fica prevista a distribuição de torques e velocidades do Mecanismo 1 para operar em condições de entrada que atendam pré-requisitos.

7.2 Análise do Mecanismo 2

A representação esquemática do modelo de transmissão do Mecanismo 2 é feita na Figura 7-2 (com a nomenclatura referente aos índices da Tabela 4-2):

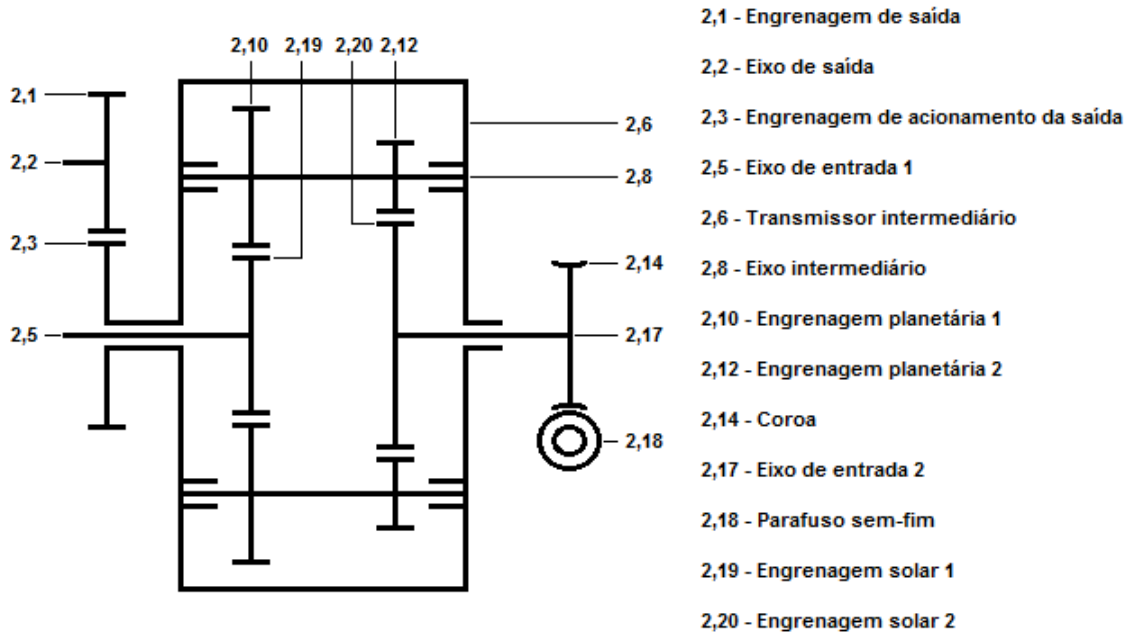


Figura 7-2 – Diagrama esquemático da transmissão do Mecanismo 2.

De maneira análoga, inicia-se a análise cinemática do mecanismo, a qual pode ser feita pela imposição da velocidade de entrada no elemento 2,18 (sem-fim) como sendo dada pela rotação do ME:

$$\omega_{2,18} = \omega_m \quad (7.23)$$

A partir dos dados geométricos do conjunto sem-fim e coroa, como o número de dentes da coroa $Z_{2,14}$ e o número de entrada do sem-fim $n_{2,18}$, então a velocidade

angular da engrenagem solar de entrada 2 (2,20) será dada por (sabendo que a mesma possui velocidade igual à coroa):

$$\omega_{2,20} = \omega_{2,14} = \frac{\omega_m n_{2,18}}{Z_{2,14}} \quad (7.24)$$

A rotação da engrenagem solar de entrada 1 (2,19) é regida pela entrada de rotação do MCI:

$$\omega_{2,19} = \omega_e \quad (7.25)$$

A velocidade tangencial das engrenagens solares, $v_{T2,19}$ e $v_{T2,20}$ ficam dadas por:

$$v_{T2,19} = \frac{\omega_e D_{2,19}}{2} \quad (7.26)$$

$$v_{T2,20} = \frac{\omega_m n_{2,18} D_{2,20}}{2 Z_{2,14}} \quad (7.27)$$

, sendo $D_{2,19}$ e $D_{2,20}$ os diâmetros em 2,19 e 2,20, respectivamente.

Definindo a velocidade tangencial do eixo intermediário 2,8 como sendo $v_{T2,8}$, então esta velocidade também será comum a todas as engrenagens planetárias, em ambas as entradas. Dessa forma, conhece-se duas velocidades lineares dos conjuntos de planetárias e pode-se estabelecer que:

$$v_{T2,19} - v_{T2,8} = \frac{\omega_{2,10} D_{2,10}}{2} \quad (7.28)$$

$$v_{T2,20} - v_{T2,8} = \frac{\omega_{2,12} D_{2,12}}{2} \quad (7.29)$$

, sendo $\omega_{2,10}$ e $\omega_{2,12}$ as velocidade angulares das planetárias 2,10 e 2,12, respectivamente. Neste caso, como o eixo está unido aos dois conjuntos de planetárias, então os conjunto rotacionam em velocidade comum, ou seja, $\omega_{2,10} = \omega_{2,12} = \omega_{2,8}$. Logo, tem-se:

$$\omega_{2,8} = \omega_{2,10} = \omega_{2,12} = \frac{2(v_{T2,19} - v_{T2,20})}{(D_{2,10} - D_{2,12})} \quad (7.30)$$

$$v_{T2,8} = \frac{v_{T2,20} D_{2,10} - v_{T2,19} D_{2,12}}{(D_{2,10} - D_{2,12})} \quad (7.31)$$

A partir desta velocidade tangencial, determina-se a velocidade angular do transmissor intermediário 2,6 e engrenagem de acionamento 2,3 (cuja velocidade tangencial vale $v_{T2,6} = v_{T2,8}$):

$$\omega_{2,3} = \omega_{2,6} = \frac{2v_{T2,6}}{D_{2,20} + D_{2,12}} \quad (7.32)$$

Finalmente, a saída terá velocidade angular condicionada pela relação de transmissão com a engrenagem de acionamento da saída 2,2:

$$\omega_c = \omega_{2,1} = \omega_{2,2} = \frac{\omega_{2,3}D_{2,3}}{D_{2,1}} \quad (7.33)$$

Substituindo as passagens parciais, então a saída do acoplamento mecânico fica dada por:

$$\omega_c = \frac{(D_{2,20}D_{2,10}D_{2,3})\frac{\omega_m n_{2,18}}{Z_{2,14}} - (D_{2,19}D_{2,12}D_{2,3})\omega_e}{(D_{2,10} - D_{2,12})(D_{2,20} + D_{2,12})D_{2,1}} \quad (7.34)$$

Pode-se então deduzir os torques sobre cada um dos elementos, utilizando a conservação de potência e as velocidades deduzidas. Na entrada 1, 2,19 possui potência igual ao torque do MCI ,e dada a igualdade de velocidades, então os torques são também iguais:

$$P_{2,19} = P_e \quad (7.35)$$

$$T_{2,19} = T_e \quad (7.36)$$

Na transmissão entre 2,19 e 2,10, obtém-se o torque de acionamento da planetária da entrada 1:

$$n_{2,10}P_{2,10} = \eta_{2,19}P_{2,19} = \eta_{2,19}P_e$$

$$T_{2,10} = \frac{\eta_{2,19}P_e}{n_{2,10}\omega_{2,10}} \quad (7.37)$$

, sendo $n_{2,10}$ o número de planetárias na entrada 1 e $\eta_{2,19}$ a eficiência para a transmissão 2,19.

Na transmissão entre o sem-fim e a coroa, estabelece-se que:

$$P_{2,18} = P_m \quad (7.38)$$

$$T_{2,18} = T_m \quad (7.39)$$

$$P_{2,14} = \eta_{2,18}P_{2,18} = \eta_{2,18}P_m$$

$$T_{2,14} = \frac{\eta_{2,18}P_m}{\omega_{2,14}} \quad (7.40)$$

, sendo $\eta_{2,18}$ a eficiência para a transmissão 2,18.

Na transmissão entre 2,14 e 2,12, obtém-se o torque de acionamento da planetária da entrada 2:

$$n_{2,12}P_{2,12} = \eta_{2,14}P_{2,14} = \eta_{2,14}\eta_{2,18}P_m$$

$$T_{2,12} = \frac{\eta_{2,14}\eta_{2,18}P_m}{n_{2,12}\omega_{2,12}} \quad (7.41)$$

, sendo $n_{2,12}$ o número de planetárias na entrada 2 e $\eta_{2,14}$ a eficiência para a transmissão 2,14.

A potência de acionamento no eixo intermediário será a soma das entradas em cada planetária:

$$P_{2,8} = P_{2,10} + P_{2,12}$$

$$T_{2,8} = \frac{P_{2,10} + P_{2,12}}{\omega_{2,8}} \quad (7.42)$$

A potência sobre o transmissor intermediário será a soma das parcelas de cada eixo intermediário:

$$P_{2,6} = n_{2,8}P_{2,8}$$

$$T_{2,6} = \frac{n_{2,8}P_{2,8}}{\omega_{2,6}} \quad (7.43)$$

, sendo $n_{2,8}$ o número de eixos intermediários.

O resultado de torque sobre o transmissor intermediário é idêntico apra a engrenagem de acionamento da saída, pois ambos elementos são solidários. Finalmente, na transmissão entre 2,3 e 2,1, encontra-se o torque de saída do acoplamento mecânico:

$$P_{2,1} = \eta_{2,3} P_{2,3} = \eta_{2,3} P_{2,6}$$

$$T_c = T_{2,1} = \frac{\eta_{2,3} P_{2,6}}{\omega_{2,1}} = \frac{\eta_{2,3} P_{2,6}}{\omega_c} \quad (7.44)$$

, sendo $\eta_{2,3}$ a eficiência de transmissão para a engrenagem de saída.

Substituindo as passagens individuais, obtém-se o torque de saída em função das entradas dos motores (lembrando que $n_{2,8} = n_{2,10} = n_{2,12}$):

$$T_c = \frac{\eta_{2,3} \eta_{2,19}}{\omega_c} P_e + \frac{\eta_{2,3} \eta_{2,14} \eta_{2,18}}{\omega_c} P_m \quad (7.45)$$

Comparando a equação (7.45) com a equação (6.25), deduz-se as eficiências referentes às parcelas dos motores, para o Mecanismo 2:

$$\eta_{cm} = \eta_{2,3} \eta_{2,14} \eta_{2,18} \quad (7.46)$$

$$\eta_{ce} = \eta_{2,3} \eta_{2,19} \quad (7.47)$$

Com isto, fica prevista a distribuição de torques e velocidades do Mecanismo 2 para operar em condições de entrada que atendam pré-requisitos.

7.3 Carregamento equivalente

Para que o dimensionamento dos componentes seja válido, é preciso tratar os carregamentos de torque e forças tangenciais mediante uso de esforços equivalentes, devido ao fato dos carregamentos serem cíclicos, pois o veículo opera em diferentes faixas de velocidades e diferentes níveis de exigência.

O tratamento desses esforços é feito então mediante aplicação do método de Palmgren-Miner. Sendo assim, a sequência de cálculos a ser realizada prevê:

- Estimativa de um perfil de uso típico: este deve conter a distribuição de intensidade de aceleração (de 0 a 1) ao longo do tempo;
- Cálculo da força trativa gerada pelo veículo em função da intensidade de aceleração, com consequente determinação da aceleração do veículo calculado pela força trativa disponível (força trativa efetiva subtraída da resistência total);
- Determinação da distribuição de velocidades do veículo, permitindo obter as rotações e esforços em cada elemento dos mecanismos.

Uma vez determinada as distribuições acima, para cada instante de tempo, estima-se o número de ciclos n_i executados por cada elemento naquele instante i . O número total de ciclos executados no perfil de uso será dado por:

$$N = \sum n_i \quad (7.48)$$

Calcula-se a proporção de uso em cada aceleração por:

$$\alpha_i = \frac{n_i}{\sum n_i} \quad (7.49)$$

O torque equivalente é dado então pela expressão:

$$T_e = \left(\sum (\alpha_i T_i)^{m_f} \right)^{1/m_f} \quad (7.50)$$

, sendo T_i o torque aplicado em cada instante e m_f a inclinação da curva de fadiga de Woehler.

8 PROJETO DOS ACOPLAMENTOS MECÂNICOS

O projeto dos acoplamentos mecânicos consiste no dimensionamento das dimensões básicas ou seleção em catálogos, acompanhadas da seleção de um material de fabricação, garantindo o funcionamento pré-estabelecido adequado do veículo, dos seguintes elementos de máquina:

- Engrenagens: determinação dos diâmetros e larguras;
- Eixos: leiaute, determinação das seções, rebaixos e comprimentos;
- Rolamentos/Mancais: seleção via catálogo disponível;
- Chavetas: Determinação do tipo, largura, altura e comprimento;
- Outros: estabelecer um leiaute que otimize o espaço em outras peças.

8.1 Mecanismo 1: Engrenagens

O primeiro passo no dimensionamento das engrenagens do mecanismo 1 é estabelecer os diâmetros das engrenagens, com a restrição de que garantam a relação conhecida entre velocidades de entrada e velocidades de saída. Para tanto, remetemos à equação já estabelecida na análise dinâmica:

$$\omega_c = \frac{(D_{1,8} + D_{1,21})D_{1,18}}{(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}}\omega_m + \frac{(D_{1,4}D_{1,21} - D_{1,8}D_{1,18})}{(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}}\omega_e \quad (8.1)$$

Observando atentamente à relação, nota-se que a velocidade de saída está amarrada com os quatro diâmetros das engrenagens solares e planetárias, que devem ser valores fixados. Além disso, a velocidade ω_e do MCI também é um valor fixo quando a transmissão opera como uma CVT.

Para que o sistema seja possível de ser mapeado, é fundamental que a velocidade do MCI sofra uma pré-redução antes de atingir o Mecanismo 1, caso contrário o sistema será matematicamente impossível de se resolver¹². Dessa forma,

¹² É possível demonstrar matematicamente que a única solução do sistema de equações resultaria em $D_{1,4} = -D_{1,8}$, o que é impossível tanto fisicamente, quanto matematicamente.

atribui-se a relação de transmissão $i_{1,MCI}$, tal que a equação de saída do mecanismo pode ser reajustada para:

$$\omega_c = \frac{(D_{1,8} + D_{1,21})D_{1,18}}{(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}}\omega_m + \frac{(D_{1,4}D_{1,21} - D_{1,8}D_{1,18})}{(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}}i_{1,MCI}\omega_e \quad (8.2)$$

Sendo assim, pode-se parametrizar a saída da seguinte maneira:

$$\omega_c = A_1\omega_m + B_1\omega_e \quad (8.3)$$

, sendo os parâmetros constantes A_1 e B_1 dados por:

$$A_1 = \frac{(D_{1,8} + D_{1,21})D_{1,18}}{(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}} \quad (8.4)$$

$$B_1 = \frac{(D_{1,4}D_{1,21} - D_{1,8}D_{1,18})}{(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}}i_{1,MCI} \quad (8.5)$$

Repare então que a relação entre a saída e a entrada na equação (8.3) estabelece uma equação de reta e, portanto, é necessário fazer um mapeamento para garantir que a entrada gere a saída desejada. Portanto, impõe-se que os diâmetros sejam obtidos da seguinte maneira:

- Condição 1: O trem de engrenagens planetárias na entrada é diretamente selecionado, sendo definido pela escolha do módulo e do número de dentes, o que determina duas das quatro incógnitas do problema ($D_{1,4}$ e $D_{1,8}$);
- Condição 2: O mapeamento de velocidades é feito de tal forma a estabelecer que, quando o comportamento é uma CVT, tem-se a velocidade mínima do ME gerando a velocidade mínima de saída do veículo sob este regime e a velocidade máxima do ME gerando a velocidade máxima do veículo. Com isso, resolve-se mais duas incógnitas do problema, solucionando os parâmetros A_1 e B_1 e posteriormente resolve-se os outros diâmetros das planetárias ($D_{1,4}$ e $D_{1,18}$).

Da condição 1, obtém-se os diâmetros das engrenagens de entrada:

$$D_{1,4} = m_{1,e} Z_{1,4} \quad (8.6)$$

$$D_{1,8} = m_{1,e} Z_{1,4} \quad (8.7)$$

, sendo $m_{1,e}$ o módulos de engrenamento para o trem planetários de entrada e $Z_{1,4}$ e $Z_{1,8}$ o número de dentes para a as engrenagens solar e planetária de entrada, respectivamente. O diâmetro da engrenagem anular 1,3 fica dado por:

$$D_{1,3} = D_{1,8} + 2D_{1,4} \quad (8.8)$$

Impondo simetria ao mecanismo, então as engrenagens anulares possuirão o mesmo diâmetro:

$$D_{1,17} = D_{1,3} \quad (8.9)$$

Da condição 2 de mapeamento de velocidades, tem-se que $\omega_{c,min}$ está para $\omega_{m,min}$ e $\omega_{c,max}$ está para $\omega_{m,min}$. Logo, os parâmetros A_1 e B_1 resultantes são:

$$A_1 = \frac{\omega_{c,max} - \omega_{c,min}}{\omega_{m,max} - \omega_{m,min}} \quad (8.10)$$

$$B_1 = \frac{\omega_{c,max} - \omega_{m,max} A_1}{\omega_e} \quad (8.11)$$

Manipulando as equações para A_1 e B_1 , é possível determinar os diâmetros $D_{1,18}$ e $D_{1,21}$ em função de $D_{1,3}$, $D_{1,4}$, $D_{1,8}$:

$$D_{1,21} = \frac{D_{1,3} D_{1,8}}{2A_1(D_{1,4} + D_{1,8}) - D_{1,8}} \quad (8.12)$$

$$D_{1,18} = \frac{D_{1,17} - D_{1,21}}{2} \quad (8.13)$$

O cálculo da pré-redução necessária fica dado por:

$$i_{1,MCI} = \frac{B_1(D_{1,4} + D_{1,8})D_{1,21}}{(D_{1,4}D_{1,21} - D_{1,8}D_{1,18})} \quad (8.14)$$

O próximo passo é estabelecer o número de dentes necessários em cada engrenagem, sabendo que a restrição importante é que o módulo de engrenamento seja constante entre os pares. Dessa forma, tem-se que (note que o valor de dentes deve ser selecionado como um arredondamento, pois é um valor inteiro):

$$Z_{1,3} = \frac{D_{1,3}}{m_{1,e}} \quad (8.15)$$

$$Z_{1,17} = \frac{D_{1,17}}{m_{1,s}} \quad (8.16)$$

$$Z_{1,18} = \frac{D_{1,18}}{m_{1,s}} \quad (8.17)$$

$$Z_{1,21} = \frac{D_{1,21}}{m_{1,s}} \quad (8.18)$$

, sendo $Z_{1,3}$, $Z_{1,17}$, $Z_{1,18}$ e $Z_{1,21}$ o número de dentes das engrenagens 1,3, 1,17, 1,18 e 1,21, respectivamente, e $m_{1,s}$ o módulo de engrenamento na saída.

A partir dos números de dentes, pode-se estabelecer as relações de transmissão entre cada um dos pares engrenados:

$$i_{1,8-4} = \frac{Z_{1,4}}{Z_{1,8}} \quad (8.19)$$

$$i_{1,3-4} = \frac{Z_{1,4}}{Z_{1,3}} \quad (8.20)$$

$$i_{1,17-18} = \frac{Z_{1,18}}{Z_{1,17}} \quad (8.21)$$

$$i_{1,18-21} = \frac{Z_{1,21}}{Z_{1,18}} \quad (8.22)$$

, sendo $i_{1,8-4}$ a relação entre o par 1,8 e 1,4, $i_{1,3-4}$ a relação entre 1,3 e 1,4, $i_{1,17-18}$ a relação entre 1,17 e 1,18, e $i_{1,18-21}$ a relação entre 1,18 e 1,21.

Os valores previamente determinados definem a geometria básica que permite desenvolver a dinâmica desejada e permite determinar as larguras de cada uma das engrenagens. Para um par engrenado modelado como sendo dois discos cilíndricos em contato constante, pode-se usar a equação de Hertz manipulada, para o cálculo do volume mínimo da engrenagem, dada por (ALVES, 2010):

$$Bd_{pinhão}^2 = \frac{M_t}{p_{m\acute{a}x}^2} \cdot \frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_{pinhão}^2}{E_{pinhão}} + \frac{1 - \nu_{coroa}^2}{E_{coroa}} \right)} \cdot \frac{4}{\cos \alpha \cdot \sen \alpha} \cdot \left(\frac{i_{par} + 1}{i_{par}} \right) \quad (8.23)$$

, sendo B largura de contato engrenada, $d_{pinhão}$ o diâmetro do pinhão, M_t o torque transmitido pelo pinhão, $p_{m\acute{a}x}$ a pressão de contato máxima admissível, ν e E propriedades do material (coeficiente de Poisson e módulo de Young), α o ângulo de pressão e i a relação de transmissão do par. Para determinar a pressão admissível máxima, utiliza-se a expressão empírica que determina $p_{m\acute{a}x}$, sabendo a dureza Brinell HB , a duração em horas do par h_{par} (admitida em horas, geralmente) e a rotação mínima da engrenagem em n_{eng} , dada por (ANDRADE, 2010):

$$p_{m\acute{a}x} = 0.487HB \left(\frac{10^6}{60 n_{eng} h_{par}} \right)^{1/6} \quad (8.24)$$

Para determinar o torque aplicado sobre cada uma das engrenagens, recomenda-se verificar as fórmulas estabelecidas na seção 7.1, no qual fica detalhado a distribuição de torque sobre cada um dos elementos transmissores, dado que são função dos diâmetros estabelecidos e das entradas de potência selecionadas. Dessa forma, a sequência de determinação da largura de cada par engrenado deve ser:

- Selecionar material de fabricação, determinando as propriedades de material;
- Determinar o torque máximo transmitido (menor rotação de funcionamento);
- Estabelecer uma quantidade de horas de funcionamento e calcular a pressão máxima admissível;
- Estabelecer o ângulo de pressão;

- Calcular a largura engrenada.

Uma importante observação é verificar a condição da razão entre a largura engrenada e o diâmetro das engrenagens, que para a situação de bi-apoiada deve respeitar $B/d_{engrenagem} < 1.2$, por recomendação (ALVES, 2010).

Além disso, como o mecanismo tem arranjo planetário, nota-se que na entrada a engrenagem planetária possui dois acionamentos, ou seja, em teoria existem dois pinhões. É sugerido que seja selecionado o maior dos valores encontrados de largura.

8.1.1 Análise de falha

A primeira análise para as engrenagens dimensionadas serve para verificar a ocorrência de quebra dos dentes devido à ação das forças tangenciais durante o engrenamento (falha por flexão do dente). Para isso, toma-se como base a equação de Lewis para cálculo da tensão sobre os dentes da engrenagem, valendo-se da largura B da engrenagem, do módulo do par engrenado m , da força tangencial aplicada F_t , de um fator dinâmico K_v e de um fator geométrico de resistência à flexão Y (outros fatores poderiam ser embutidos nesta equação, como de distribuição de carga, de aplicação, de tamanho, de espessura de borda e de ciclo de carga, porém considera-se que estes serão unitários e não influenciam significativamente o desgaste das engrenagens) (NORTON, 2004):

$$\sigma = \frac{F_t}{K_v B m Y} \quad (8.25)$$

, sendo que Y pode ser obtido pelas tabelas de fator de forma AGMA apresentadas no APÊNDICE E.

Outra maneira de estimar a tensão de flexão sobre o dente é utilizando a recomendação da DIN3990, que prevê o cálculo baseado em uma série de fatores (JELASKA, 2012):

$$\sigma = \frac{F_t}{B m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (8.26)$$

, sendo os fatores Y referentes à geometria da engrenagem e os fatores K referentes à aplicação e carregamentos.

A força tangencial F_t vem de:

$$F_t = \frac{2M_t}{d_{engrenagem}} \quad (8.27)$$

O fator dinâmico K_v é dado em função da velocidade periférica $v = \omega \cdot r_{engrenagem}$, pela expressão (NORTON, 2004):

$$K_v = \left(\frac{A_K}{A_K + \sqrt{200v}} \right)^{B_K} \quad (8.28)$$

Os fatores A_K e B_K são dados em função do índice de qualidade das engrenagens $6 \leq Q_v \leq 12$, por (NORTON, 2004):

$$\begin{cases} A_K = 50 + 56(1 - B_K) \\ B_K = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \end{cases} \quad (8.29)$$

Após determinar a tensão sobre os dentes, basta comparar o resultado com o limite de escoamento do material escolhido σ_{esc} e verificar se o valor está crítico ou se o material selecionado está adequado.

Embora a condição de flexão esteja satisfeita, sabe-se que as engrenagens podem sofrer fadiga devido ao carregamento cíclico que ocorre sobre um dente, a cada volta percorrida pela engrenagem. Assim, recomenda-se que tanto a carga alternada σ_a , como a carga média σ_m sejam tomadas como metade da tensão de flexão (SHIGLEY, 1981):

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma}{2} \quad (8.30)$$

Admite-se o critério de Soderberg (mais criterioso), para avaliar o fator de segurança envolvido FS , cuja expressão é dada por:

$$\frac{K_f \sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e} = \frac{1}{FS} \quad (8.31)$$

, sendo $K_f = 1 + q(K_T - 1)$ uma estimativa baseada em K_T dado pelo fator de concentração de tensão e q um índice de sensibilidade do material.

Em (8.31), é necessário determinar ainda a tensão de fadiga σ_f (dada em função do limite de ruptura do material σ_t , do fator de acabamento superficial K_{as} , do fator de temperatura K_{temp} , do fator de confiabilidade K_{conf} e do fator de tamanho K_{tam}) e a concentração de tensão devido a um rebaixo no eixo para fixação das engrenagens, sujeito à torção (SHIGLEY, 1981):

$$\sigma_f = \frac{\sigma_t}{2} K_{as} \cdot K_{temp} \cdot K_{conf} \cdot K_{tam} = \frac{\sigma_t}{2} K \quad (8.32)$$

Estabelecidas todas as tensões, função do material e dos carregamentos, o resultado do fator de segurança permite decidir se o projeto das engrenagens está apropriado ou não.

Finalmente, algo importante a ser notado é o fato do veículo utilizado operar como HEV ou PHEV. No caso do veículo operar como PHEV, as engrenagens devem ser dimensionadas de acordo com as situações mais críticas, isto é, quando o veículo operar puramente como um veículo elétrico, pois as potências de acionamento do motor elétrico serão mais elevadas e isso modificará o carregamento (distribuição de potências e torques ao longo dos elementos), algo que implica em recalcular o procedimento utilizando as novas cargas e revisar se as larguras calculadas em operação híbrida irão atender aos requisitos.

8.2 Mecanismo 1: Eixos

Especialmente, existem quatro diferentes eixos a serem dimensionados:

- Elemento 1,10: eixo de entrada de potência pelo ME e que se conecta à engrenagem solar 1,8;
- Elemento 1,23: eixo de saída de potência, conectando-se à engrenagem solar da saída 1,21;
- Elementos 1,5: eixos intermediários que transmitem potência do trem de engrenagens planetárias da entrada ao elemento intermediário 1,13;

- Elementos 1,15: eixos intermediários que transmitem potência do elemento intermediário 1,13 ao trem de engrenagens planetárias da saída.

O método a ser utilizado é basicamente pela escolha, a critério do usuário, dos comprimentos das seções principais, respeitando algumas restrições admitidas, com posterior dimensionamento à fadiga dos diâmetros de cada seção, segundo um material escolhido. Uma consideração importante a ser feita é que o dimensionamento dos eixos serão feitos simplificadaamente considerando estimativas de rebaixamentos, para ambos os mecanismos 1 e 2.

8.2.1 Eixo (elemento 1,10)

O leiaute básico do eixo 1,10 é mostrado na Figura 8-1, no qual deve-se focar especialmente sobre as dimensões principais de comprimento mostradas e nas notações indicadas:

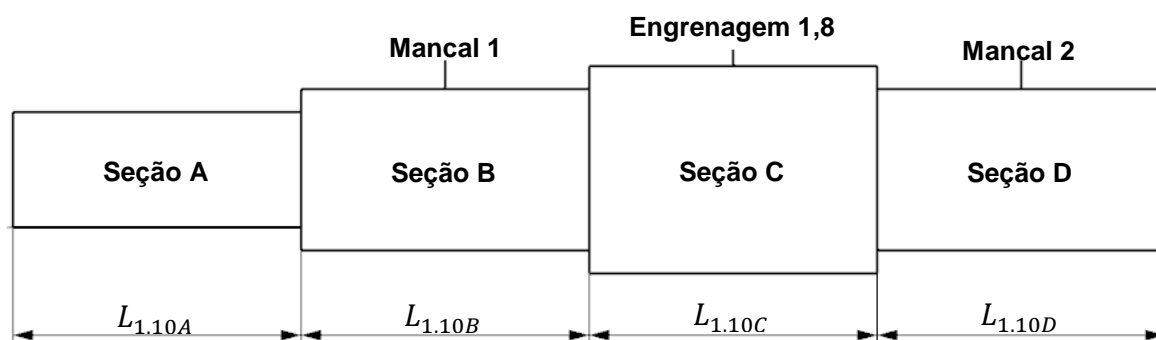


Figura 8-1 – Leiaute do eixo 1,10.

São feitas as seguintes observações e restrições:

- A seção A, de comprimento $L_{1,10A}$, deve ter comprimento a critério do usuário;
- A seção B, de comprimento $L_{1,10B}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar dois mancais de rolamento 1,9;

- A seção C, de comprimento $L_{1,10C}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a engrenagem 1,8 e manter espaçamento entre a caixa externa 1,1 e o elemento intermediário 1,13;
- A seção D, de comprimento $L_{1,10D}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar dois mancais de rolamento 1,26.

Como hipóteses para tratamento dos esforços, assume-se que:

- Os carregamentos, em geral, podem ser tratados como esforços concentrados na seção transversal média. O mesmo vale para as reações nos mancais;
- Os esforços podem ser propagados para a linha de centro do eixo, para tratamento de equilíbrio de esforços. Para tanto, deve-se propagar também o esforço de torção constante ao longo de todas as seções do eixo;
- Os mancais de rolamentos impõem apenas reações de esforços verticais e horizontais, tal que podem sofrer leves folgas para que não haja reações de momento (embora possa ocorrer flexão sobre o eixo na posição do mancal, o rolamento deve ser montado com uma folga tal que o momento fletor não seja transmitido ao mancal mas apenas ao eixo);

As forças tangencial e radial sobre a engrenagem 1,8 são obtidas a partir de:

$$F_{T1,8} = \frac{2M_{T1,8}}{D_{1,8}} \quad (8.33)$$

$$F_{R1,8} = F_{T1,8} \tan \alpha \quad (8.34)$$

É possível então determinar o eixo-árvore com os carregamentos posicionados sobre o eixo 1,10, conforme mostrado na Figura 8-2. Em equilíbrio dinâmico e funcionamento em regime permanente, pode-se adotar equilíbrio de forças e momentos, tal que: $\sum F_z = 0$, $\sum F_y = 0$, $\sum M_z = 0$ e $\sum M_y = 0$. Dessa forma, tem-se que:

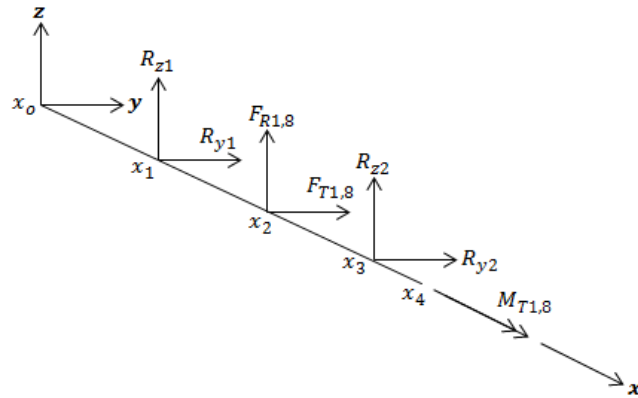


Figura 8-2 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 1,10.

,sendo $x_1 = L_{1,10A} + 0.5L_{1,10B}$, $x_2 = L_{1,10A} + L_{1,10B} + 0.5L_{1,10C}$, $x_3 = L_{1,10A} + L_{1,10B} + L_{1,10C} + 0.5L_{1,10D}$ e $x_4 = L_{1,10A} + L_{1,10B} + L_{1,10C} + L_{1,10D}$.

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = -F_{R1,8} \\ R_{y1} + R_{y2} = -F_{T1,8} \end{cases} \quad \begin{cases} R_{z2}(x_3 - x_1) = -F_{R1,8}(x_2 - x_1) \\ R_{y2}(x_3 - x_1) = -F_{T1,8}(x_2 - x_1) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z1} = \left[\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} - 1 \right] F_{R1,8} \\ R_{y1} = \left[\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} - 1 \right] F_{T1,8} \end{cases} \quad (8.35)$$

$$\begin{cases} R_{z2} = -\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} F_{R1,8} \\ R_{y2} = -\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} F_{T1,8} \end{cases} \quad (8.36)$$

Para determinar os momentos fletores sobre o eixo, nos planos Oxy e Oxz, basta considerar os trechos discretizados dos diagramas da Figura 8-3:

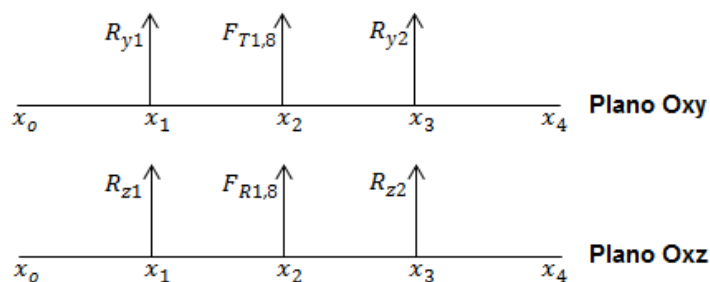


Figura 8-3 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 1,10.

Para cada um dos trechos (0-1, 1-2, 2-3 e 3-4) os momentos fletores ficam dados em função da posição x ao longo do eixo. No plano Oxy:

$$M_{xy1,10}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_0 \\ R_{y1}(x_1 - x), & x_0 \leq x < x_2 \\ R_{y1}(x_1 - x) + F_{T1,8}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.37)$$

Analogamente para o plano Oxz:

$$M_{xz1,10}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_0 \\ R_{z1}(x_2 - x), & x_0 \leq x < x_2 \\ R_{z1}(x_1 - x) + F_{R1,8}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.38)$$

Como o eixo tem seção transversal circular, é possível determinar o momento fletor resultante pela seguinte equação:

$$M_{x1,10}(x) = \sqrt{[M_{xy1,10}(x)]^2 + [M_{xz1,10}(x)]^2} \quad (8.39)$$

Uma vez obtidos os momentos fletores ao longo das seções, é importante considerar as concentrações de tensão devidas à tensão de flexão e torção, em função de um raio de entalhe estimado (para obter estes fatores de flexão e torção, dados por K_{tF} e K_{tT} , respectivamente (é sugerido recorrer às curvas correspondentes do APÊNDICE E). Esses fatores de concentração devem ser corrigidos segundo o fator de sensibilidade, segundo a equação abaixo:

$$k = 1 + q(K - 1) \quad (8.40)$$

, sendo que q pode ser estimado a partir da constante de Neuber a_N e o raio de entalhe r_{ent} adotado:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_N}}{\sqrt{r}}} \quad (8.41)$$

Finalmente, uma vez obtidos todos os carregamentos, a equação simplificada (excluindo efeito de Torção alternada e flexão média) que verifica o coeficiente de segurança ou diâmetro de seção mínimo para uma situação generalizada de esforços e eixo sujeito à fadiga segundo o critério de Soderberg é (NORTON, 2004):

$$d = \left\{ \frac{32FS}{\pi} \left[\left(\frac{k_f M_a}{\sigma_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{k_{fsm} T_m}{\sigma_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (8.42)$$

,sendo d o diâmetro mínimo estimado, k_f o fator de concentração de tensão à flexão alternada, k_{fsm} o fator de concentração de tensão à torção média, M_a o momento fletor alternado e T_m a torção média. As tensão de escoamento é obtida pela direta seleção do material e a tensão de fadiga é dada da mesma maneira como explicitado para a determinação das engrenagens na seção 8.1.1.

8.2.2 Eixo (elemento 1,23)

O leiaute básico do eixo 1,23 é mostrado na Figura 8-4, no qual deve-se focar especialmente sobre as dimensões principais de comprimento mostradas e nas notações indicadas:

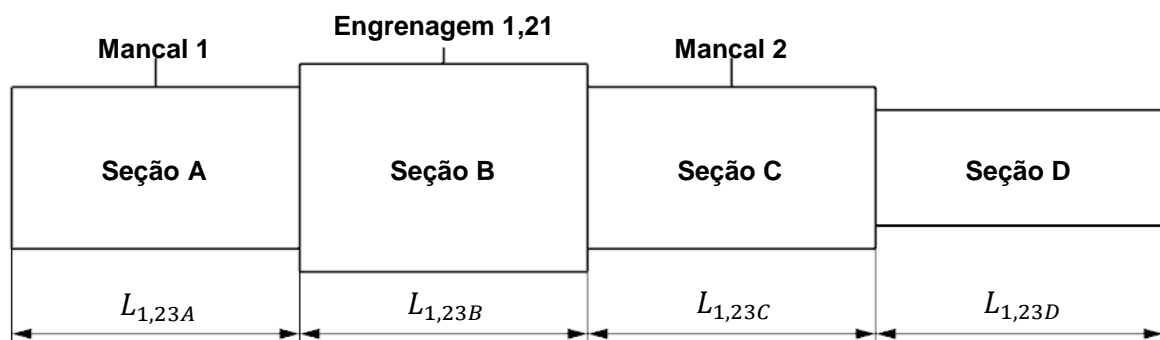


Figura 8-4 – Leiaute do eixo 1,23.

São feitas as seguintes observações e restrições:

- A seção A, de comprimento $L_{1,23A}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar dois mancais de rolamento 1,25;

- A seção B, de comprimento $L_{1,23B}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a engrenagem 1,21 e manter espaçamento entre a caixa externa 1,1 e o elemento intermediário 1,13;
- A seção C, de comprimento $L_{1,23C}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar dois mancais de rolamento 1,25;
- A seção D, de comprimento $L_{1,23D}$, deve ter comprimento a critério do usuário.

As forças tangencial e radial sobre a engrenagem 1,21 são obtidas a partir de:

$$F_{T1,21} = \frac{2M_{T1,21}}{D_{1,21}} \quad (8.43)$$

$$F_{R1,21} = F_{T1,21} \tan \alpha \quad (8.44)$$

É possível então determinar o eixo-árvore com os carregamentos posicionados sobre o eixo 1,23, conforme mostrado na Figura 8-5:

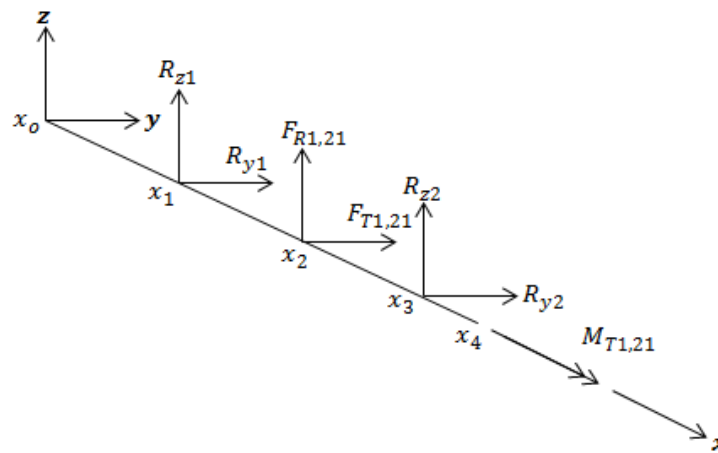


Figura 8-5 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 1,23.

,sendo $x_1 = 0.5L_{1,23A}$, $x_2 = L_{1,23A} + 0.5L_{1,23B}$, $x_3 = L_{1,23A} + L_{1,23B} + 0.5L_{1,23C}$ e $x_4 = L_{1,23A} + L_{1,23B} + L_{1,23C} + L_{1,23D}$.

Em equilíbrio dinâmico e funcionamento em regime permanente, pode-se adotar equilíbrio de forças e momentos, tal que: $\sum F_z = 0$, $\sum F_y = 0$, $\sum M_z = 0$ e $\sum M_x = 0$. Dessa forma, tem-se que:

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = F_{R1,21} \\ R_{y1} + R_{y2} = F_{T1,21} \end{cases} \quad \begin{cases} R_{z2}(x_3 - x_1) = -F_{R1,21}(x_2 - x_1) \\ R_{y2}(x_3 - x_1) = -F_{T1,21}(x_2 - x_1) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z1} = \left[\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} - 1 \right] F_{R1,21} \\ R_{y1} = \left[\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} - 1 \right] F_{T1,21} \end{cases} \quad (8.45)$$

$$\begin{cases} R_{z2} = -\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} F_{R1,21} \\ R_{y2} = -\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} F_{T1,21} \end{cases} \quad (8.46)$$

Para determinar os momentos fletores sobre o eixo, nos planos Oxy e Oxz, basta considerar os trechos discretizados dos diagramas da Figura 8-6:

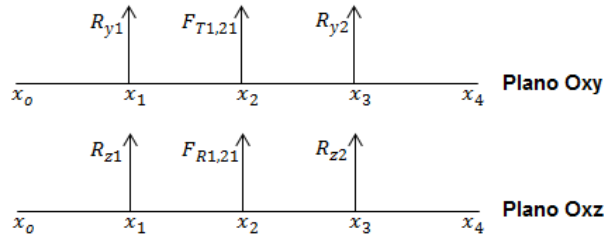


Figura 8-6 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 1,23.

Para cada um dos trechos (o-1, 1-2, 2-3 e 3-4) os momentos fletores ficam dados em função da posição x ao longo do eixo. No plano Oxy:

$$M_{xy1,23}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_0 \\ R_{y1}(x_1 - x), & x_0 \leq x < x_2 \\ R_{y1}(x_2 - x) + F_{R1,21}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.47)$$

Analogamente para o plano Oxz:

$$M_{xz1,23}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_0 \\ R_{z1}(x_1 - x), & x_0 \leq x < x_2 \\ R_{z1}(x_1 - x) + F_{T1,21}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.48)$$

Como o eixo tem seção transversal circular, é possível determinar o momento fletor resultante pela seguinte equação:

$$M_{x1,23}(x) = \sqrt{[M_{xy1,23}(x)]^2 + [M_{xz1,23}(x)]^2} \quad (8.49)$$

O procedimento de avaliação dos diâmetros é feito analogamente ao feito para o eixo 1,10 na seção 8.2.1.

8.2.3 Eixo (elemento 1,5)

O leiaute básico do eixo 1,5 é mostrado na Figura 8-7, no qual deve-se focar especialmente sobre as dimensões principais de comprimento mostradas e nas notações indicadas:

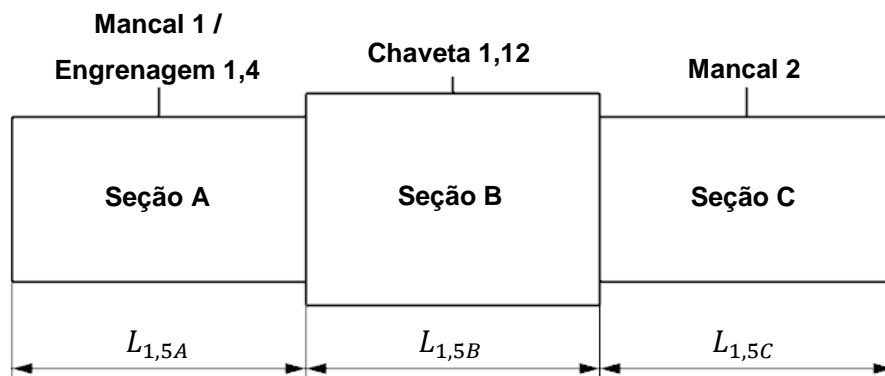


Figura 8-7 – Leiaute do eixo 1,5.

São feitas as seguintes observações e restrições:

- A seção A, de comprimento $L_{1,5A}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar dois mancais de rolamento 1,6 e também a largura da engrenagem 1,4, bem como espaçar a engrenagem do elemento 1,13;
- A seção B, de comprimento $L_{1,5B}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a chaveta 1,12;
- A seção C, de comprimento $L_{1,5C}$, deve ter comprimento para trabalhar com um mancal de fixação ao elemento 1,13.

As forças tangencial e radial sobre a engrenagem 1,4 são as mesmas forças dadas na engrenagem 1,8 e engrenagem 1,3 em combinação, pela lei de ação e reação. De toda forma, é importante lembrar que o torque resultante sobre o eixo é combinado por essas forças e pode ser obtido do equacionamento da seção 7.2. Sendo assim, tem-se as forças 1,3:

$$F_{T1,3} = \frac{2M_{T1,3}}{D_{1,3}} \quad (8.50)$$

$$F_{R1,3} = F_{T1,3} \tan \alpha \quad (8.51)$$

Além disso, existe a força tangencial aplicada sobre a chaveta para transmitir potência ao elemento 1,13. Essa força pode ser dada por:

$$F_{T1,12} = \frac{2M_{T1,13}}{D_{1,4} + D_{1,8}} \quad (8.52)$$

É possível então determinar o eixo-árvore com os carregamentos posicionados sobre o eixo 1,5, conforme mostrado na Figura 8-8. Em equilíbrio dinâmico e funcionamento em regime permanente, pode-se adotar equilíbrio de forças e momentos, tal que: $\sum F_z = 0$, $\sum F_y = 0$, $\sum M_z = 0$ e $\sum M_y = 0$. Dessa forma, tem-se que:

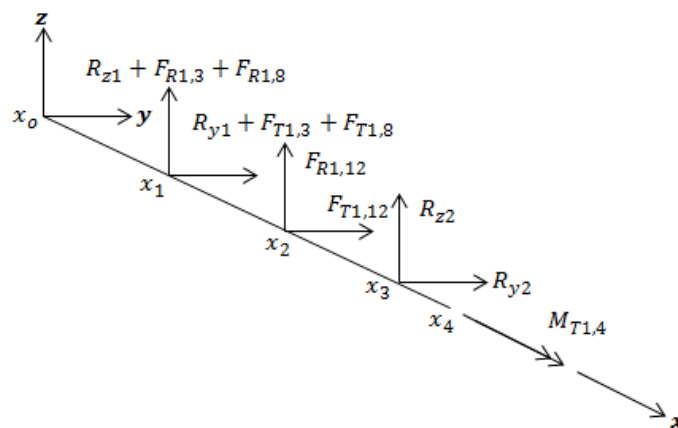


Figura 8-8 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 1,5.

,sendo $x_1 = 0.5L_{1,5A}$, $x_2 = L_{1,5A} + 0.5L_{1,5B}$, $x_3 = L_{1,5A} + L_{1,5B} + 0.5L_{1,5C}$ e $x_4 = L_{1,5A} + L_{1,5B} + L_{1,5C}$.

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = -(F_{R1,3} + F_{R1,8} + F_{R1,12}) \\ R_{y1} + R_{y2} = -(F_{T1,3} + F_{T1,8} + F_{T1,12}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z2}(x_3 - x_1) = -F_{R1,12}(x_2 - x_1) \\ R_{y2}(x_3 - x_1) = -F_{T1,12}(x_2 - x_1) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z1} = -F_{R1,3} - F_{R1,8} - \left[1 - \frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)}\right] F_{R1,12} \\ R_{y1} = -F_{T1,3} - F_{T1,8} - \left[1 - \frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)}\right] F_{T1,12} \end{cases} \quad (8.53)$$

$$\begin{cases} R_{z2} = -\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} F_{R1,12} \\ R_{y2} = -\frac{(x_2 - x_1)}{(x_3 - x_1)} F_{T1,12} \end{cases} \quad (8.54)$$

Para determinar os momentos fletores sobre o eixo, nos planos Oxy e Oxz, basta considerar os trechos discretizados dos diagramas da Figura 8-9.

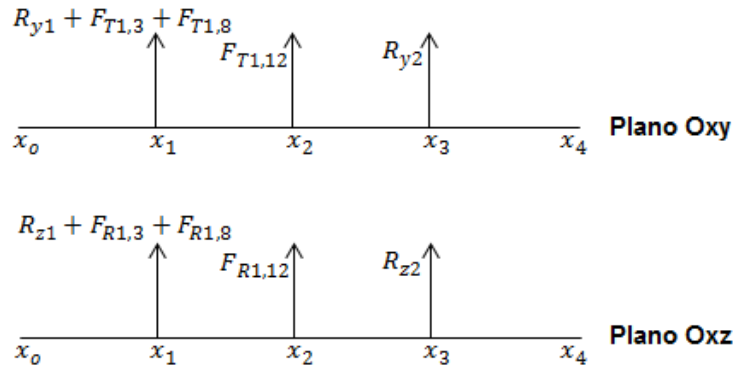


Figura 8-9 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 1,5.

Para cada um dos trechos (0-1, 1-2, 2-3 e 3-4) os momentos fletores ficam dados em função da posição x ao longo do eixo. No plano Oxy:

$$M_{xy1,5}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_0 \\ (R_{y1} + F_{T1,3} + F_{T1,8})(x_1 - x), & x_0 \leq x < x_2 \\ (R_{y1} + F_{T1,3} + F_{T1,8})(x_1 - x) + F_{T1,12}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.55)$$

Analogamente para o plano Oxz:

$$M_{xz1,5}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_0 \\ (R_{z1} + F_{R1,3} + F_{R1,8})(x_1 - x), & x_0 \leq x < x_2 \\ (R_{z1} + F_{R1,3} + F_{R1,8})(x_1 - x) + F_{R1,13}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.56)$$

Como o eixo tem seção transversal circular, é possível determinar o momento fletor resultante pela seguinte equação:

$$M_{x1,5}(x) = \sqrt{[M_{xy1,5}(x)]^2 + [M_{xz1,5}(x)]^2} \quad (8.57)$$

O procedimento de avaliação dos diâmetros é feito analogamente ao feito para o eixo 1,10 na seção 8.2.1.

8.2.4 Eixo (elemento 1,15)

O leiaute básico do eixo 1,15 é mostrado na Figura 8-10, no qual deve-se focar especialmente sobre as dimensões principais de comprimento mostradas e nas notações indicadas:

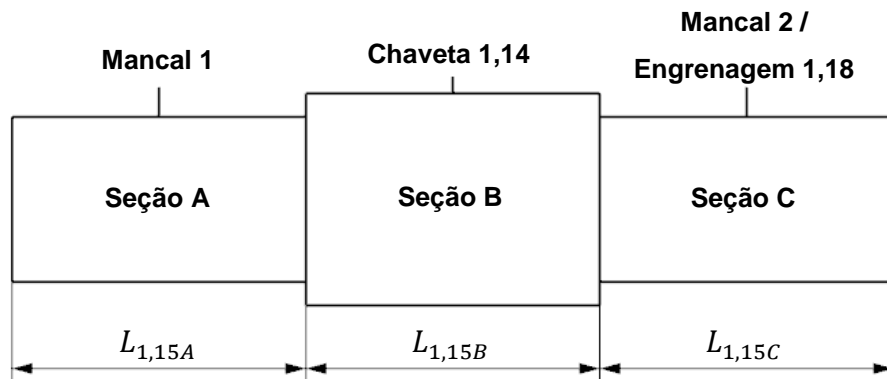


Figura 8-10 – Leiaute do eixo 1,15.

São feitas as seguintes observações e restrições:

- A seção A, de comprimento \$L_{1,15A}\$, deve ter comprimento para trabalhar com um mancal de fixação ao elemento 1,13;

- A seção B, de comprimento $L_{1,15B}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a chaveta 1,14;
- A seção C, de comprimento $L_{1,15C}$, deve ter comprimento mínimo espaçar o trem de engrenagens planetárias suportado e o elemento 1,13, bem como para acomodar dois mancais de rolamento 1,19 e também a largura da engrenagem 1,18.

As forças tangencial e radial sobre a engrenagem 1,4 são as mesmas forças dadas na engrenagem 1,18 e engrenagem 1,3 em combinação, pela lei de ação e reação. De toda forma, é importante lembrar que o torque resultante sobre o eixo é combinado por essas forças e pode ser obtido do equacionamento da seção 7.2.

A força tangencial aplicada sobre a chaveta para transmitir potência do elemento 1,13 ao trem planetário pode ser dada por:

$$F_{T1,14} = \frac{2M_{T1,13}}{D_{1,18} + D_{1,21}} \quad (8.58)$$

É possível então determinar o eixo-árvore com os carregamentos posicionados sobre o eixo 1,15, conforme mostrado na Figura 8-11:

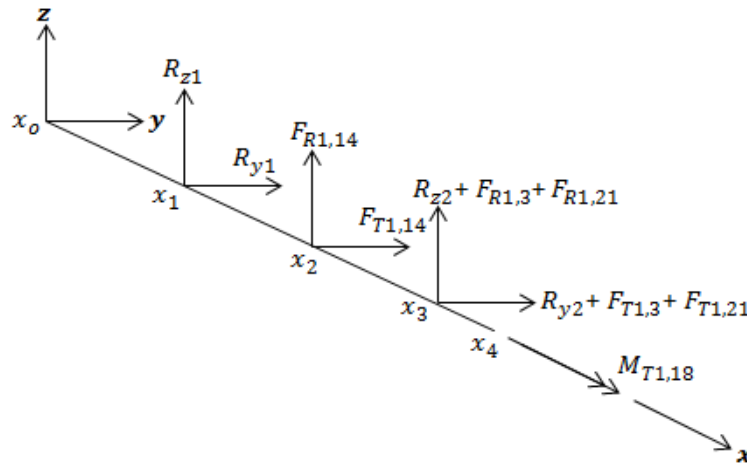


Figura 8-11 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 1,15.

,sendo $x_1 = 0.5L_{1,15A}$, $x_2 = L_{1,15A} + 0.5L_{1,15B}$, $x_3 = L_{1,15A} + L_{1,15B} + 0.5L_{1,15C}$ e $x_4 = L_{1,15A} + L_{1,15B} + L_{1,15C}$.

Em equilíbrio dinâmico e funcionamento em regime permanente, pode-se adotar equilíbrio de forças e momentos, tal que: $\sum F_z = 0$, $\sum F_y = 0$, $\sum M_z = 0$ e $\sum M_x = 0$. Dessa forma, tem-se que:

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = -(F_{R1,21} + F_{R1,3} + F_{R1,14}) \\ R_{y1} + R_{y2} = -(F_{T1,21} + F_{T1,3} + F_{T1,14}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z1}(x_3 - x_1) = -F_{R1,14}(x_3 - x_2) \\ R_{y1}(x_3 - x_1) = -F_{T1,14}(x_3 - x_2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z1} = -\frac{(x_3 - x_2)}{(x_3 - x_1)} F_{R1,14} \\ R_{y1} = -\frac{(x_3 - x_2)}{(x_3 - x_1)} F_{T1,14} \end{cases} \quad (8.59)$$

$$\begin{cases} R_{z2} = -F_{R1,21} - F_{R1,3} - \left[1 - \frac{(x_3 - x_2)}{(x_3 - x_1)} \right] F_{T1,14} \\ R_{y2} = -F_{T1,21} - F_{T1,3} - \left[1 - \frac{(x_3 - x_2)}{(x_3 - x_1)} \right] F_{R1,14} \end{cases} \quad (8.60)$$

Para determinar os momentos fletores sobre o eixo, nos planos Oxy e Oxz, basta considerar os trechos discretizados dos diagramas da Figura 8-12:

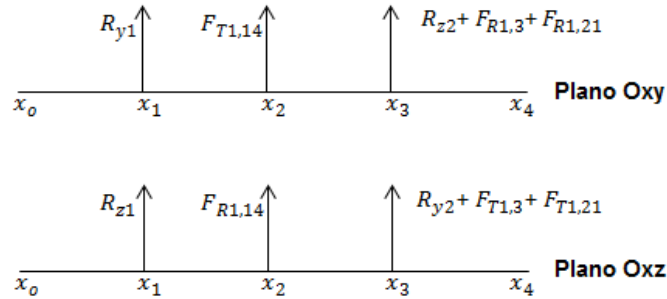


Figura 8-12 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 1,15.

Para cada um dos trechos (0-1, 1-2, 2-3, 3-4) os momentos fletores ficam dados em função da posição x ao longo do eixo. No plano Oxy:

$$M_{xy1,15}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_1 \\ R_{y1}(x_1 - x), & x_1 \leq x < x_2 \\ R_{y1}(x_1 - x) + F_{T1,14}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.61)$$

Analogamente para o plano Oxz:

$$M_{xz1,15}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_1 \\ R_{z1}(x_1 - x), & x_1 \leq x < x_2 \\ R_{z1}(x_1 - x) + F_{R1,14}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.62)$$

Como o eixo tem seção transversal circular, é possível determinar o momento fletor resultante pela seguinte equação:

$$M_{x1,15}(x) = \sqrt{[M_{xy1,15}(x)]^2 + [M_{xz1,15}(x)]^2} \quad (8.63)$$

O procedimento de avaliação dos diâmetros é feito analogamente ao feito para o eixo 1,10 na seção 8.2.1.

8.3 Mecanismo 1: Mancais

Essencialmente, existem seis diferentes tipos de mancais de rolamento a serem selecionados:

- Rolamentos das engrenagens planetárias de entrada (elemento 1,6);
- Rolamento 1 do eixo de entrada (elemento 1,9);
- Rolamento 2 do eixo de entrada (elemento 1,26);
- Rolamento 1 do eixo de saída (elemento 1,24);
- Rolamento 2 do eixo de saída (elemento 1,25);
- Rolamentos das engrenagens planetárias de saída (elemento 1,19).

O primeiro passo na seleção de um rolamento é determinar os esforços radiais resultantes nos mancais, que podem ser encontrados a partir dos cálculos realizados para os eixos. De maneira genérica, se o mancal estiver sob ação de esforços radiais R_y e R_z , então a resultante será dada por F_r estabelecida por:

$$F_r = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} \quad (8.64)$$

A estimativa da carga axial F_a atuante sobre o mancal pode ser dada em função do momento fletor na seção e de um diâmetro externo do rolamento (geralmente duas vezes o valor do diâmetro do eixo aplicado):

$$F_a = \frac{M_x}{D_{ext}} \quad (8.65)$$

Considerando os fatores de carga radial X_r e carga axial Y_a (que podem ser encontrados no catálogo geralmente em função da folga – normal, C3 ou C4 –, do tipo de rolamento selecionado e da proporção entre as cargas axiais e radiais), a carga dinâmica equivalente P_{eq} é dada por:

$$P_{eq} = X_r F_r + Y_a F_a \quad (8.66)$$

A capacidade de carga dinâmica C_{din} é obtida a partir da vida, normalizada em número de ciclos (10^6 ciclos) em horas desejada L_{10} , do fator de confiabilidade a_1 , do fator de lubrificação a_2 e do fator de material a_3 (caso o cálculo de vida ampliada seja considerado):

$$L_{10} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (8.67)$$

, sendo $p = 3$ para rolamentos esféricos e $p = 10/3$ para rolamentos de rolos.

Para obter o valor real em horas da vida útil, faz-se a seguinte conversão:

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 n_{eq}} \quad (8.68)$$

, sendo n_{eq} a rotação equivalente obtida pela ponderação de Pamgren-Miner.

A sequência adotada para a correta seleção dos rolamentos deve ser:

- Escolher o elemento interno do rolamento (esferas ou rolos);
- Caso tenha sido escolhido esferas, os tipos disponíveis serão: fixos, autocompensadores, contato angular ou quatro pistas. Caso se escolha rolos, dispõe-se de: cilíndricos de uma ou duas carreiras, autocompensadores, rolos

cônicos ou rolos esféricos. A referência utilizada para a seleção desses rolamentos deve seguir mancais de referência disponibilizados no catálogo do fabricante FAG (FAG, 1999);

- Determinar a necessidade de uso em pares e o tipo de pareamento adotado (*Tandem*, *Back-to-Back* ou *Face-to-Face*)¹³;
- Obtenção dos parâmetros para cálculo de carga, de acordo com a especificação do rolamento, bem como os parâmetros dimensionais. Deve-se atentar ao diâmetro mínimo de aplicação sobre eixos;
- Cálculo das carga dinâmica equivalente, seguida da estimativa da vida útil em horas. Nas aplicações exemplares do projeto, recomenda-se o dimensionamento para um mínimo de 10.000 horas de uso.

8.4 Mecanismo 1: Chavetas

Essencialmente, existem seis diferentes tipos de chavetas a serem dimensionadas:

- Chaveta entre caixa externa e engrenagem anular de entrada (elemento 1,2);
- Chaveta da engrenagem solar de entrada (elemento 1,11);
- Chaveta do eixo da engrenagem planetária de entrada (elemento 1,12);
- Chaveta do eixo da engrenagem planetária de saída (elemento 1,14);
- Chaveta da engrenagem solar de saída (elemento 1,22);
- Chaveta entre caixa externa e engrenagem anular de saída (elemento 1,16).

Por uma questão de simplificação, todas as chavetas necessárias serão determinadas segundo a norma DIN6885 e serão do tipo paralelas. Dessa forma, a seção transversal da chaveta já fica determinada em função do diâmetro do eixo para a qual será aplicada, de acordo com a Tabela 8-1.

O segundo passo no dimensionamento é determinar a força tangencial F_{Tch} aplicada sobre a chaveta, que pode ser encontrada a partir do torque no eixo e do diâmetro da seção aplicada.

¹³ Pela referência da FAG, quando usado em *tandem*, a capacidade de carga deverá ser 1.65 maior do que a nominal e nos demais casos 2.00 vezes maior.

Tabela 8-1 – Dimensões da seção transversal de chavetas (NORTON, 2004).

Diâmetro do eixo (mm)	Largura x Altura da chaveta (mm)
$8 < d \leq 10$	3 x 3
$10 < d \leq 12$	4 x 4
$12 < d \leq 17$	5 x 5
$17 < d \leq 22$	6 x 6
$22 < d \leq 30$	8 x 7
$30 < d \leq 38$	10 x 8
$38 < d \leq 44$	12 x 8
$44 < d \leq 50$	14 x 9
$50 < d \leq 58$	16 x 10
$58 < d \leq 65$	18 x 11
$65 < d \leq 75$	20 x 12
$75 < d \leq 85$	22 x 14
$85 < d \leq 95$	25 x 14

$$F_{Tch} = \frac{2M_T}{d} \quad (8.69)$$

Dessa forma, é possível estabelecer as tensões de cisalhamento τ_{xy} e esmagamento σ_x , utilizando a área cisalhante transversal ou área esmagada, que é função do comprimento da chaveta L_{ch} . Neste caso, o cisalhamento está aplicado sobre toda a seção lateral da chaveta, enquanto o esmagamento é aplicado somente sobre metade da altura da chaveta, que corresponde ao trecho interno ao eixo:

$$\tau_{xy} = \frac{F_{Tch}}{A_{cis}} = \frac{F_{Tch}}{h_{ch}L_{ch}} = \frac{2M_T}{dh_{ch}L_{ch}} \quad (8.70)$$

$$\sigma_x = \frac{F_{Tch}}{(A_{cis}/2)} = \frac{2F_{Tch}}{h_{ch}L_{ch}} = \frac{4M_T}{dh_{ch}L_{ch}} \quad (8.71)$$

, sendo b_{ch} a largura e h_{ch} a altura da chaveta.

Devido ao fato da tensão de esmagamento ser de compressão, o risco de fadiga não existe e o dimensionamento segundo o critério de esmagamento pode ser feito considerando o valor máximo como estático. Sendo assim, após feita a seleção de um determinado material (o que estabelece uma tensão de escoamento σ_e) e um fator de segurança FS , o comprimento mínimo da chaveta é obtido com:

$$L_{ch} = \frac{4M_T FS}{dh_{ch}\sigma_e} \quad (8.72)$$

Em contrapartida, embora a carga máxima da tensão de cisalhamento seja menor, a carga é variável e pode causar fadiga. Dessa forma, estabelece-se a força alternada F_{ach} e média durante F_{mch} a oscilação:

$$F_{ach} = F_{mch} = \frac{F_{Tch}}{2} = \frac{M_T}{d} \quad (8.73)$$

Consequentemente, as tensões alternada τ_{axy} e média de cisalhamento τ_{mxy} serão:

$$\tau_{axy} = \tau_{mxy} = \frac{\tau_{xy}}{2} = \frac{M_T}{dh_{ch}L_{ch}} \quad (8.74)$$

Tomando as componentes de tensão normais como nulas, as tensões de Von Misses alternada e média dependem apenas do cisalhamento e resultam:

$$\sigma_a = \sigma_m = \tau_{axy}\sqrt{3} = \tau_{mxy}\sqrt{3} = \frac{M_T\sqrt{3}}{dh_{ch}L_{ch}} \quad (8.75)$$

O passo seguinte é determinar a concentração de tensão existente no entalhe dos rasgos de chaveta, que pode ser feito com auxílio da Figura 8-13 e aplicada na equação (8.40), para correção da sensibilidade do material. Com estes valores, pode-se utilizar as tensões acima estabelecidas no critério de Soderbergh para verificação de falha por fadiga, para finalmente determinar o comprimento mínimo para chaveta (a tensão de fadiga é obtida da mesma forma como feito para os eixos):

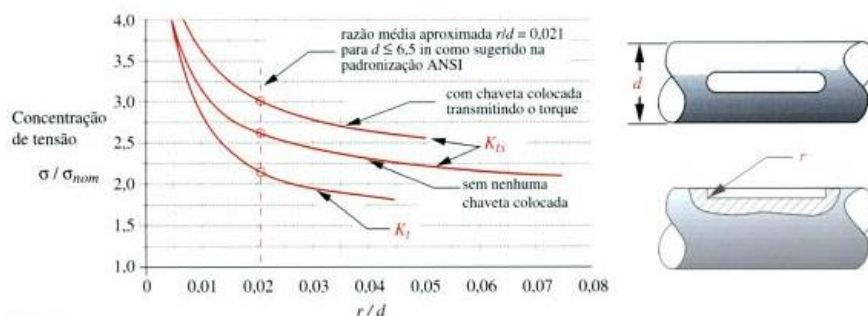


Figura 8-13 – Concentração de tensão em chavetas (NORTON, 2004).

$$L_{ch} = \frac{M_T F S \sqrt{3}}{d h_{ch}} \left(\frac{k_f}{\sigma_f} + \frac{k_{fsm}}{\sigma_e} \right) \quad (8.76)$$

Finalmente, o valor dimensionado da largura da chaveta deve ser tomado como o maior valor obtido entre os critério de cisalhamento e esmagamento.

8.5 Mecanismo 1: Outros

Essencialmente, existem outros dois elementos fundamentais no funcionamento do Mecanismo 1:

- Transmissor intermediário (elemento 1,13);
- Caixa externa (elemento 1,1).

Estes elementos já possuem a grande maioria de suas dimensões obtidas a partir do dimensionamento de engrenagens, eixos, chavetas e rolamentos, exceto por dados como largura $B_{1,13}$ e diâmetro $D_{1,13}$ que permitem ajustes, feitos com dimensões de tolerância. Dessa forma, os leiautes são mostrados na Figura 8-14 e Figura 8-15.

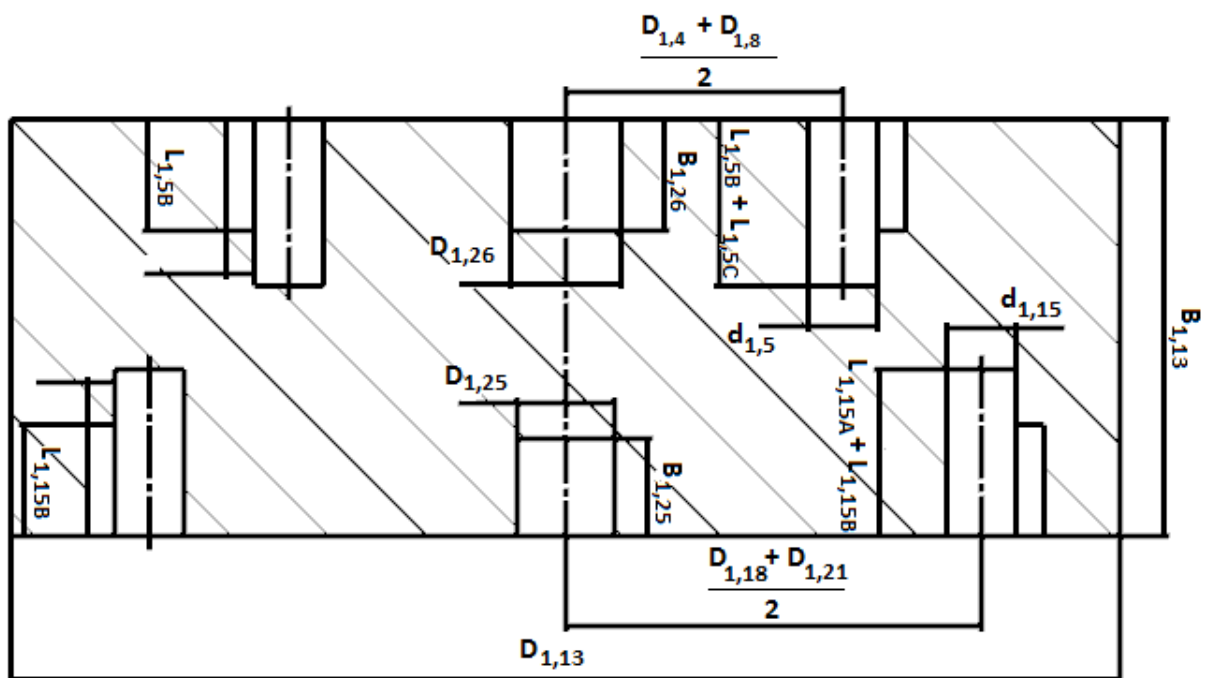


Figura 8-14 – Leiaute do transmissor intermediário do Mecanismo 1.

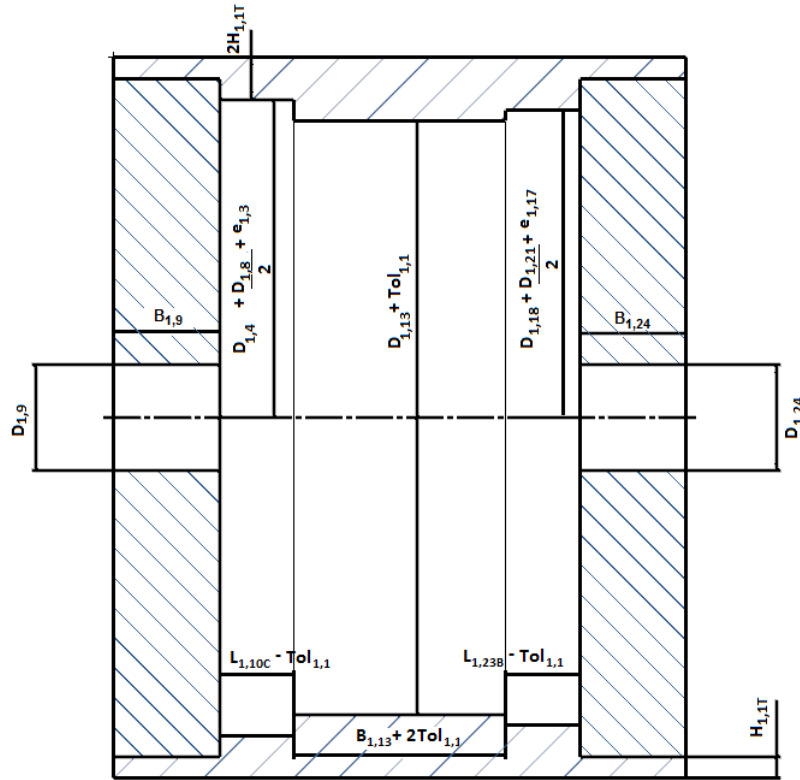


Figura 8-15 – Leiaute da caixa externa do Mecanismo 1.

É importante notar que existem algumas condições a serem estabelecidas para a adoção da largura e diâmetro:

$$\begin{cases} B_{1,13} > L_{1,15A} + L_{1,15B} \\ B_{1,13} > L_{1,5B} + L_{1,5C} \\ B_{1,13} > B_{1,25} + B_{1,26} \end{cases} \quad (8.77)$$

$$\begin{cases} D_{1,13} > 2D_{1,4} + D_{1,8} \\ D_{1,13} > 2D_{1,18} + D_{1,21} \end{cases} \quad (8.78)$$

Para a caixa externa 1,1, as tolerâncias dos diâmetros internos na entrada e saída, $e_{1,3}$ e $e_{1,17}$ são admitidas como sendo o máximo valor obtido de um terço da largura dimensionada para as engrenagens anulares:

$$e_{1,3} = e_{1,17} = \max \left[\frac{1}{3} B_{1,3}, \frac{1}{3} B_{1,17} \right] \quad (8.79)$$

Além disso, externa é importante que sejam escolhidos parâmetros de espessura da caixa, como $H_{1,1T}$, e uma tolerância $Tol_{1,1}$, referente ao espaçamento interior para acomodar os demais elementos de máquina.

8.6 Mecanismo 2: Engrenagens

O primeiro passo no dimensionamento das engrenagens do mecanismo 2 é estabelecer os diâmetros das engrenagens, com a restrição de que garantam a relação conhecida entre velocidades de entrada e velocidades de saída. Para tanto, remetemos à equação já estabelecida na análise dinâmica:

$$\omega_c = \frac{(D_{2,20}D_{2,10}D_{2,3})\frac{\omega_m n_{2,18}}{Z_{2,14}} - (D_{2,19}D_{2,12}D_{2,3})\omega_e}{(D_{2,10} - D_{2,12})(D_{2,20} + D_{2,12})D_{2,1}} \quad (8.80)$$

Observando à relação, nota-se que a velocidade de saída está amarrada com os seguintes parâmetros: entradas do sem-fim, número de dentes da coroa, diâmetros das solares, diâmetros das planetárias e diâmetro do transmissor de saída e diâmetro da engrenagem de saída, que devem ser valores fixados. Além disso, a velocidade ω_e do MCI também é um valor fixo quando a transmissão opera como uma CVT. Sendo assim, pode-se parametrizar a equação da seguinte maneira:

$$\omega_c = A_2 \omega_m + B_2 \omega_e \quad (8.81)$$

, sendo os parâmetros constantes A_2 e B_2 dados por:

$$A_2 = \frac{(D_{2,20}D_{2,10}D_{2,3})n_{2,18}}{(D_{2,10} - D_{2,12})(D_{2,20} + D_{2,12})D_{2,1}Z_{2,14}} \quad (8.82)$$

$$B_2 = \frac{(D_{2,19}D_{2,12}D_{2,3})}{(D_{2,10} - D_{2,12})(D_{2,20} + D_{2,12})D_{2,1}} \quad (8.83)$$

Repare então que a relação entre a saída e a entrada na equação (8.81) estabelece uma equação de reta e, portanto, é necessário fazer um mapeamento para garantir que a entrada gere a saída desejada. Portanto, impõe-se que os diâmetros sejam obtidos da seguinte maneira:

- Condição 1: Define-se todos os módulos de engrenamento (seção do ME, seção do MCI e saída), bem como o número de dentes da engrenagens 2,1, 2,12 e 2,20;

- Condição 2: Os parâmetros do sem-fim coroa ficam a critério do usuário, determinando $n_{2,18}$ e $Z_{2,14}$;
- Condição 3: O mapeamento de velocidades é feito de tal forma a estabelecer que, quando o comportamento é uma CVT, tem-se a velocidade mínima do ME gerando a velocidade mínima de saída do veículo sob este regime e a velocidade máxima do ME gerando a velocidade máxima do veículo. Com isso, resolve-se as demais incógnitas do problema, solucionando os parâmetros A_2 e B_2 e, posteriormente, resolve-se os outros diâmetros das planetárias ($D_{2,3}$ e $D_{2,10}$).

Da condição 1, obtém-se os seguintes diâmetros:

$$D_{2,1} = m_{2,s}Z_{2,1} \quad (8.84)$$

$$D_{2,12} = m_{2,m}Z_{2,12} \quad (8.85)$$

$$D_{2,20} = m_{2,m}Z_{2,20} \quad (8.86)$$

, sendo $m_{2,s}$ e $m_{2,m}$ os módulos de engrenamento adotados para as engrenagens de saída e trem planetário do ME, respectivamente, e $Z_{2,1}$, $Z_{2,12}$ e $Z_{2,20}$ o número de dentes para as engrenagens 2,1, 2,12 e 2,20, respectivamente.

Da condição 2, conforme já citado, os parâmetros são diretamente escolhidos a um critério razoável de projeto.

Da condição 3 de mapeamento de velocidades, tem-se que $\omega_{c,min}$ está para $\omega_{m,min}$ e $\omega_{c,max}$ está para $\omega_{m,max}$. Logo, os parâmetros A_2 e B_2 resultantes são:

$$A_2 = \frac{\omega_{c,max} - \omega_{c,min}}{\omega_{m,max} - \omega_{m,min}} \quad (8.87)$$

$$B_2 = \omega_{c,max} - \omega_{m,max}A_2 \quad (8.88)$$

Manipulando as equações para A_2 e B_2 , é possível determinar os diâmetros $D_{2,3}$ e $D_{2,10}$ em função dos demais parâmetros estabelecidos:

$$D_{2,10} = \frac{(D_{2,12} + D_{2,20})D_{2,12}Z_{2,14}A_2}{D_{2,12}Z_{2,14}A_2 - D_{2,20}n_{2,18}B_2} \quad (8.89)$$

$$D_{2,3} = \frac{(D_{2,10} - D_{2,12})(D_{2,12} + D_{2,20})D_{2,1}Z_{2,14}A_2}{D_{2,10}D_{2,20}n_{2,18}} \quad (8.90)$$

O diâmetro $D_{2,19}$ pode ser obtido a partir das relações geométricas do mecanismo:

$$D_{2,19} = D_{2,12} + D_{2,20} - D_{2,10} \quad (8.91)$$

O próximo passo é estabelecer o número de dentes necessários em cada engrenagem, sabendo que a restrição importante é que o módulo de engrenamento seja constante entre os pares. Dessa forma, tem-se que (note que o valor de dentes deve ser selecionado como uma aproximação, pois é um valor inteiro):

$$Z_{2,3} = \frac{D_{2,3}}{m_{2,s}} \quad (8.92)$$

$$Z_{2,10} = \frac{D_{2,10}}{m_{2,e}} \quad (8.93)$$

$$Z_{2,19} = \frac{D_{2,19}}{m_{2,e}} \quad (8.94)$$

, sendo $Z_{2,3}$, $Z_{2,10}$ e $Z_{2,19}$ o número de dentes das engrenagens 2,3, 2,10 e 2,19, respectivamente.

A partir dos números de dentes, pode-se estabelecer as relações de transmissão entre cada um dos pares engrenados:

$$i_{2,3-1} = \frac{Z_{2,1}}{Z_{2,3}} \quad (8.95)$$

$$i_{2,10-19} = \frac{Z_{2,19}}{Z_{2,10}} \quad (8.96)$$

$$i_{2,20-12} = \frac{Z_{2,12}}{Z_{2,20}} \quad (8.97)$$

$$i_{1,18-21} = \frac{Z_{1,21}}{Z_{1,18}} \quad (8.98)$$

, sendo $i_{2,3-1}$ a relação entre o par 2,1 e 2,3, $i_{2,10-19}$ a relação entre 2,10 e 2,19, e $i_{2,20-12}$ a relação entre 2,12 e 2,20.

Os valores previamente determinados definem a geometria básica que permite desenvolver a dinâmica desejada e permite determinar as larguras de cada uma das engrenagens. A partir daqui, a determinação das larguras de cada engrenagem deve ser determinada exatamente da mesma forma como proposta para o Mecanismo 1, atentando para que os valores de potências, torques e velocidades sobre cada um dos elementos seja definido de acordo com a seção 7.2.

8.7 Mecanismo 2: Eixos

Essecialmente, existem três diferentes eixos a serem dimensionados:

- Elemento 2,5: eixo de entrada de potência pelo MCI e que se conecta à engrenagem solar 2,19;
- Elemento 2,17: eixo que recebe a potência do ME, conectando a coroa 2,17 à engrenagem solar 2,20;
- Elementos 2,8: eixos que unem as engrenagens plantárias 2,10 e 2,12.

O método a ser utilizado é basicamente pela escolha, a critério do usuário, dos comprimentos das seções principais, respeitando algumas restrições admitidas, com posterior dimensionamento à fadiga dos diâmetros de cada seção, segundo um material escolhido.

8.7.1 Eixo (elemento 2,5)

O leiaute básico do eixo 2,5 é mostrado na Figura 8-16, no qual deve-se focar especialmente sobre as dimensões principais de comprimento mostradas e nas notações indicadas:

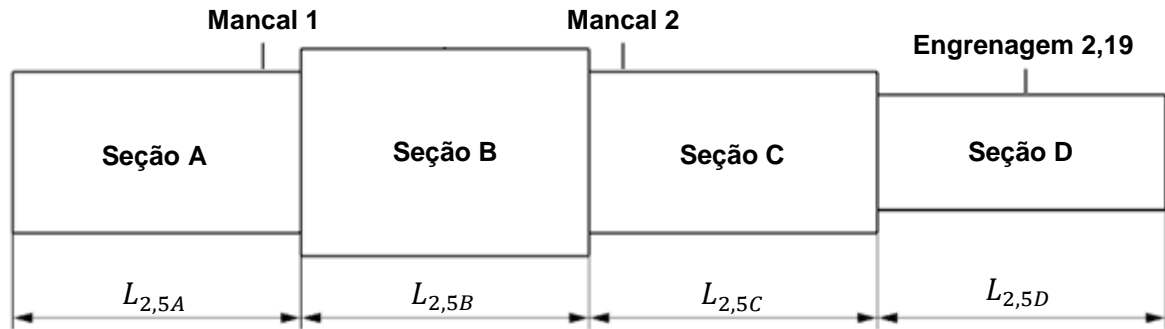


Figura 8-16 – Leiaute do eixo 2,5.

São feitas as seguintes observações e restrições:

- A seção A, de comprimento $L_{2,5A}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar o mancal de rolamento 2,4. O diâmetro da seção $D_{2,5A}$ deve ser compatível com diâmetros de furos de rolamentos de catálogo;
- A seção B, de comprimento $L_{2,5B}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar o mancal de rolamento 2,7, a largura da engrenagem 2,3 e a espessura da caixa do transmissor intermediário 2,6;
- A seção C, de comprimento $L_{2,5C}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar o mancal de rolamento 2,4 e um espaçamento suficiente entre 2,6 e o trem de engrenagens planetárias sustentado. O diâmetro da seção $D_{2,5C}$ deve ser compatível com diâmetros de furos de rolamentos de catálogo;
- A seção D, de comprimento $L_{2,5D}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a largura calculada da engrenagem 2,19.

As forças tangencial e radial sobre a engrenagem 2,19 são obtidas a partir de:

$$F_{T2,19} = \frac{2M_{T2,19}}{D_{2,19}} \quad (8.99)$$

$$F_{R2,19} = F_{T2,19} \tan \alpha \quad (8.100)$$

É possível então determinar o eixo-árvore com os carregamentos posicionados sobre o eixo 2,5, conforme mostrado na Figura 8-17. Em equilíbrio dinâmico e funcionamento em regime permanente, pode-se adotar equilíbrio de

forças e momentos, tal que: $\sum F_z = 0$, $\sum F_y = 0$, $\sum M_z = 0$ e $\sum M_y = 0$. Dessa forma, tem-se que:

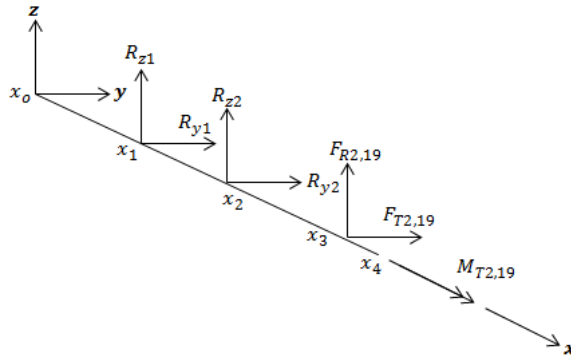


Figura 8-17 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 2,5.

,sendo $x_1 = L_{2,5A}$, $x_2 = L_{2,5A} + L_{2,5B}$, $x_3 = L_{2,5A} + L_{2,5B} + L_{2,5C} + 0.5L_{2,5D}$ e $x_4 = L_{2,5A} + L_{2,5B} + L_{2,5C} + L_{2,5D}$.

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = F_{R2,19} \\ R_{y1} + R_{y2} = F_{T2,19} \end{cases} \quad \begin{cases} R_{z2}(x_2 - x_1) = -F_{R2,19}(x_3 - x_1) \\ R_{y2}(x_2 - x_1) = F_{T2,19}(x_3 - x_1) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z1} = \left[1 + \frac{(x_3 - x_1)}{(x_2 - x_1)} \right] F_{R2,19} \\ R_{y1} = \left[1 + \frac{(x_3 - x_1)}{(x_2 - x_1)} \right] F_{T2,19} \end{cases} \quad (8.101)$$

$$\begin{cases} R_{z2} = -\frac{(x_3 - x_1)}{(x_2 - x_1)} F_{R2,19} \\ R_{y2} = -\frac{(x_3 - x_1)}{(x_2 - x_1)} F_{T2,19} \end{cases} \quad (8.102)$$

Para determinar os momentos fletores sobre o eixo, nos planos Oxy e Oxz, basta considerar os trechos discretizados dos diagramas da Figura 8-18:

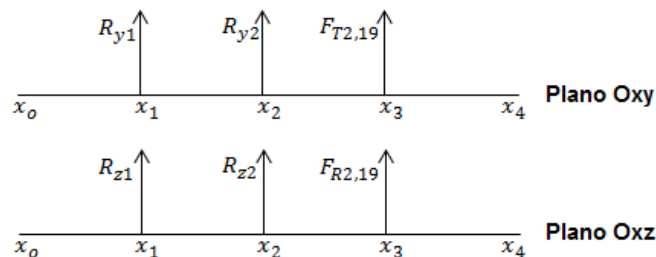


Figura 8-18 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 2,5.

Para cada um dos trechos (0-1, 1-2, 2-3 e 3-4) os momentos fletores ficam dados em função da posição x ao longo do eixo. No plano Oxy:

$$M_{xy2,5}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_1 \\ R_{y1}(x_1 - x), & x_1 \leq x < x_2 \\ R_{y1}(x_1 - x) + R_{y2}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.103)$$

Analogamente para o plano Oxz:

$$M_{xz2,5}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_1 \\ R_{z1}(x_1 - x), & x_1 \leq x < x_2 \\ R_{z1}(x_1 - x) + R_{z2}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ 0, & x_3 \leq x \leq x_4 \end{cases} \quad (8.104)$$

Como o eixo tem seção transversal circular, é possível determinar o momento fletor resultante pela seguinte equação:

$$M_{x2,5}(x) = \sqrt{[M_{xy2,5}(x)]^2 + [M_{xz2,5}(x)]^2} \quad (8.105)$$

Os diâmetros são avaliados analogamente ao feito para o eixo 1,10.

8.7.2 Eixo (elemento 2,17)

O leiaute básico do eixo 2,17 é mostrado na Figura 8-19, no qual deve-se focar especialmente sobre as dimensões principais de comprimento mostradas e nas notações indicadas:

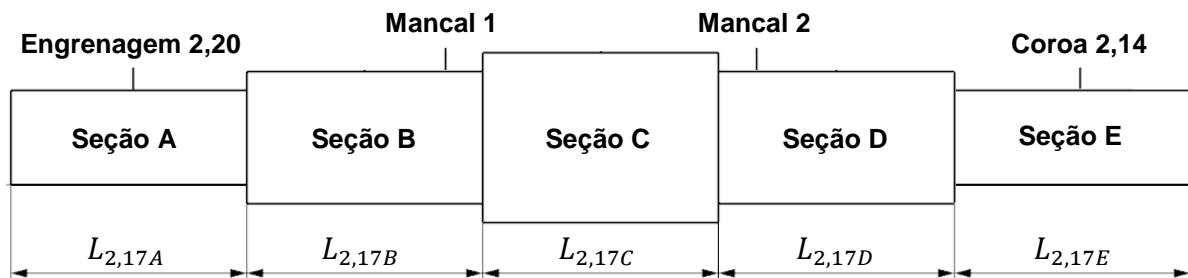


Figura 8-19 – Leiaute do eixo 2,17.

São feitas as seguintes observações e restrições:

- A seção A, de comprimento $L_{2,17A}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a engrenagem 2,20;
- A seção B, de comprimento $L_{2,17B}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar o mancal de rolamento 2,15 e um espaçamento suficiente entre 2,6 e o trem de engrenagens planetárias sustentado. O diâmetro da seção $D_{2,17C}$ deve ser compatível com diâmetros de furos de rolamentos de catálogo;
- A seção C, de comprimento $L_{2,17C}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar o mancal de rolamento 2,7 e a espessura de 2,6;
- A seção D, de comprimento $L_{2,17D}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar o mancal de rolamento 2,15 e um espaçamento suficiente entre 2,6 e a coroa 2,14. O diâmetro da seção $D_{2,17C}$ deve ser compatível com diâmetros de furos de rolamentos de catálogo;
- A seção E, de comprimento $L_{2,17E}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a coroa 2,14.

As forças tangencial e radial sobre a engrenagem 2,20 são obtidas a partir de:

$$F_{T2,20} = \frac{2M_{T2,20}}{D_{2,20}} \quad (8.106)$$

$$F_{R2,20} = F_{T2,20} \tan \alpha \quad (8.107)$$

Para a coroa, os carregamentos podem ser dados da seguinte forma (NORTON, 2004):

$$F_{T2,14} = \frac{2M_{T2,14}}{D_{2,14}} \quad (8.108)$$

$$F_{R2,14} = \frac{F_{T2,14} \tan \alpha}{\cos \lambda} \quad (8.109)$$

, onde λ é o ângulo de hélice do par sem-fim e coroa.

É possível então determinar o eixo-árvore com os carregamentos posicionados sobre o eixo 2,17, conforme mostrado na Figura 8-17 Figura 8-20:

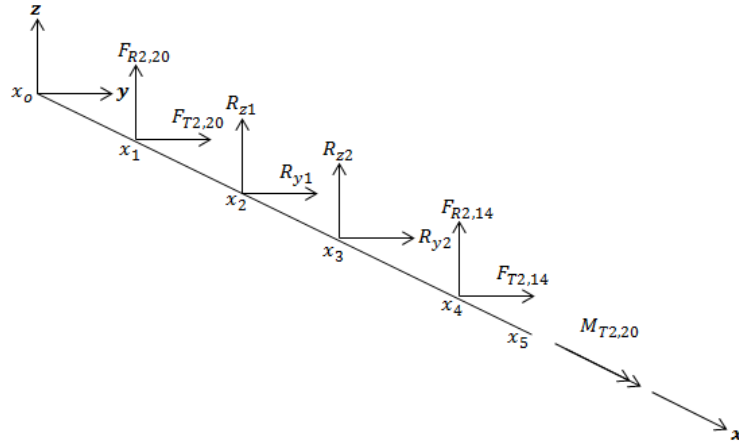


Figura 8-20 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 2,17.

,sendo $x_1 = 0.5L_{2,17A}$, $x_2 = L_{2,17A} + L_{2,17B}$, $x_3 = L_{2,17A} + L_{2,17B} + L_{2,17C}$, $x_4 = L_{2,17A} + L_{2,17B} + L_{2,17C} + L_{2,17D} + 0.5L_{2,17E}$ e $x_5 = L_{2,17A} + L_{2,17B} + L_{2,17C} + L_{2,17D} + L_{2,17E}$.

Em equilíbrio dinâmico e funcionamento em regime permanente, pode-se adotar equilíbrio de forças e momentos, tal que: $\sum F_z = 0$, $\sum F_y = 0$, $\sum M_z = 0$ e $\sum M_y = 0$. Dessa forma, tem-se que:

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = -F_{R2,14} - F_{R2,20} \\ R_{y1} + R_{y2} = -F_{T2,14} - F_{T2,20} \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z2}(x_3 - x_2) = -F_{R2,14}(x_4 - x_2) - F_{R2,20}(x_1 - x_2) \\ R_{y2}(x_3 - x_2) = -F_{T2,14}(x_4 - x_2) - F_{T2,20}(x_1 - x_2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{z1} = \left[\frac{(x_4 - x_2)}{(x_3 - x_2)} - 1 \right] F_{R2,14} + \left[\frac{(x_1 - x_2)}{(x_3 - x_2)} - 1 \right] F_{R2,20} \\ R_{y1} = \left[\frac{(x_4 - x_2)}{(x_3 - x_2)} - 1 \right] F_{T2,14} + \left[\frac{(x_1 - x_2)}{(x_3 - x_2)} - 1 \right] F_{T2,20} \end{cases} \quad (8.110)$$

$$\begin{cases} R_{z2} = -\frac{(x_4 - x_2)}{(x_3 - x_2)} F_{R2,14} - \frac{(x_1 - x_2)}{(x_3 - x_2)} F_{R2,20} \\ R_{y2} = -\frac{(x_4 - x_2)}{(x_3 - x_2)} F_{T2,14} - \frac{(x_1 - x_2)}{(x_3 - x_2)} F_{T2,20} \end{cases} \quad (8.111)$$

Para determinar os momentos fletores sobre o eixo, nos planos Oxy e Oxz, basta considerar os trechos discretizados dos diagramas da Figura 8-21:

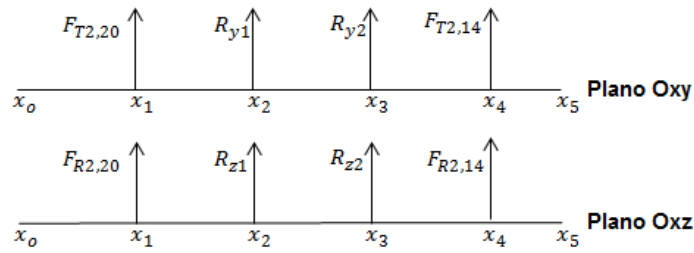


Figura 8-21 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 2,17.

Para cada um dos trechos (o-1, 1-2, 2-3, 3-4 e 4-5) os momentos fletores ficam dados em função da posição x ao longo do eixo. No plano Oxy:

$$M_{xy2,17}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_1 \\ F_{T2,20}(x_1 - x), & x_1 \leq x < x_2 \\ F_{T2,20}(x_2 - x) + R_{y1}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ F_{T2,20}(x_2 - x) + R_{y1}(x_2 - x) + R_{y2}(x_3 - x), & x_3 \leq x < x_4 \\ 0, & x_4 \leq x \leq x_5 \end{cases} \quad (8.112)$$

Analogamente para o plano Oxz:

$$M_{xz2,17}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_1 \\ F_{R2,20}(x_1 - x), & x_1 \leq x < x_2 \\ F_{R2,20}(x_2 - x) + R_{z1}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ F_{R2,20}(x_2 - x) + R_{z1}(x_2 - x) + R_{z2}(x_3 - x), & x_3 \leq x < x_4 \\ 0, & x_4 \leq x \leq x_5 \end{cases} \quad (8.113)$$

Como o eixo tem seção transversal circular, é possível determinar o momento fletor resultante pela seguinte equação:

$$M_{x2,17}(x) = \sqrt{[M_{xy2,17}(x)]^2 + [M_{xz2,17}(x)]^2} \quad (8.114)$$

Os diâmetros são avaliados analogamente ao feito para o eixo 1,10.

8.7.3 Eixo (elemento 2,8)

O leiaute básico do eixo 2,8 é mostrado na Figura 8-22, no qual deve-se focar especialmente sobre as dimensões principais de comprimento mostradas e nas notações indicadas:

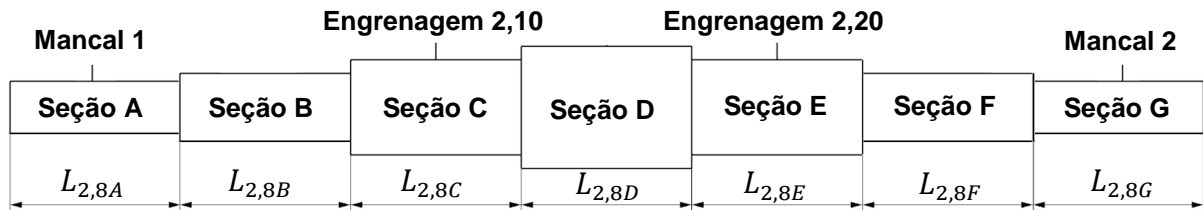


Figura 8-22 – Leiaute do eixo 2,8.

São feitas as seguintes observações e restrições:

- A seção A, de comprimento $L_{2,8A}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar o mancal de rolamento 2,9. O diâmetro da seção $D_{2,8A}$ deve ser compatível com diâmetros de furos de rolamentos de catálogo;
- A seção B, de comprimento $L_{2,8B}$, deve ter espaçamento suficiente para permitir espaço entre a seção a engrenagem 2,10 e a parede interna de 2,6;
- A seção C, de comprimento $L_{2,8C}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a largura da engrenagem 2,10;
- A seção D, de comprimento $L_{2,8D}$, deve ter comprimento mínimo para garantir espaçamento interno entre os eixos 2,5 e 2,17, e distância entre as engrenagens;
- A seção E, de comprimento $L_{2,8E}$, deve ter comprimento mínimo para acomodar a largura da engrenagem 2,12;
- A seção F, de comprimento $L_{2,8F}$, deve ter espaçamento suficiente para permitir espaço entre a seção a engrenagem 2,12 e a parede interna de 2,6;
- A seção G, de comprimento $L_{2,8G}$, deve ser igual à seção A.

As forças tangencial e radial sobre a engrenagem 2,10 são as mesmas forças dadas na engrenagem 2,19, assim como as forças tangencial e radial sobre a engrenagem 2,12 são as mesmas forças dadas na engrenagem 2,20, pelas lei de ação e reação. De toda forma, é importante lembrar que o torque resultante sobre o eixo é combinado por essas forças e pode ser obtido do equacionamento da seção 7.2. Dessa maneira, é possível então determinar o eixo-árvore com os carregamentos posicionados sobre o eixo 2,8, conforme mostrado na Figura 8-23. Em equilíbrio dinâmico e funcionamento em regime permanente, pode-se adotar

equilíbrio de forças e momentos, tal que: $\sum F_z = 0$, $\sum F_y = 0$, $\sum M_z = 0$ e $\sum M_y = 0$.

Dessa forma, tem-se que:

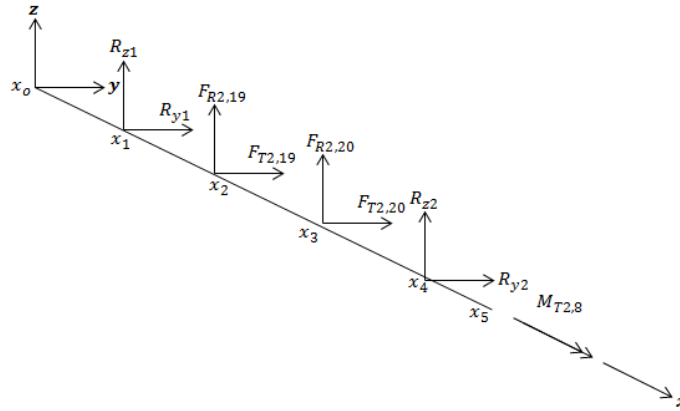


Figura 8-23 – Eixo-árvore com carregamentos no eixo 2,8.

,sendo $x_1 = 0.5L_{2,8A}$, $x_2 = L_{2,8A} + L_{2,8B} + 0.5L_{2,8C}$, $x_3 = L_{2,8A} + L_{2,8B} + L_{2,8C} + L_{2,8D} + 0.5L_{2,8E}$, $x_4 = L_{2,8A} + L_{2,8B} + L_{2,8C} + L_{2,8D} + L_{2,8E} + L_{2,8F} + 0.5L_{2,8G}$ e $x_5 = L_{2,8A} + L_{2,8B} + L_{2,8C} + L_{2,8D} + L_{2,8E} + L_{2,8F} + L_{2,8G}$.

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = -F_{R2,19} - F_{R2,20} \\ R_{y1} + R_{y2} = -F_{T2,19} - F_{T2,20} \end{cases}$$

$$R_{z2}(x_4 - x_1) = -F_{R2,19}(x_2 - x_1) - F_{R2,20}(x_3 - x_1)$$

$$R_{y2}(x_4 - x_1) = -F_{T2,19}(x_2 - x_1) - F_{T2,20}(x_3 - x_1)$$

$$\begin{cases} R_{z1} = \left[\frac{(x_2 - x_1)}{(x_4 - x_1)} - 1 \right] F_{R2,19} + \left[\frac{(x_3 - x_1)}{(x_4 - x_1)} - 1 \right] F_{R2,20} \\ R_{y1} = \left[\frac{(x_2 - x_1)}{(x_4 - x_1)} - 1 \right] F_{T2,19} + \left[\frac{(x_3 - x_1)}{(x_4 - x_1)} - 1 \right] F_{T2,20} \end{cases} \quad (8.115)$$

$$\begin{cases} R_{z2} = -\frac{(x_2 - x_1)}{(x_4 - x_1)} F_{R2,19} - \frac{(x_3 - x_1)}{(x_4 - x_1)} F_{R2,20} \\ R_{y2} = -\frac{(x_2 - x_1)}{(x_4 - x_1)} F_{T2,19} - \frac{(x_3 - x_1)}{(x_4 - x_1)} F_{T2,20} \end{cases} \quad (8.116)$$

Para determinar os momentos fletores sobre o eixo, nos planos Oxy e Oxz, basta considerar os trechos discretizados dos diagramas da Figura 8-24:

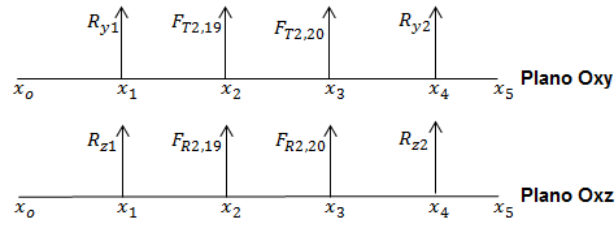


Figura 8-24 – Diagramas para determinar os momentos fletores do eixo 2,8.

Para cada um dos trechos (0-1, 1-2, 2-3, 3-4 e 4-5) os momentos fletores ficam dados em função da posição x ao longo do eixo. No plano Oxy:

$$M_{xy2,8}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_1 \\ R_{y1}(x_1 - x), & x_1 \leq x < x_2 \\ R_{y1}(x_1 - x) + F_{T2,19}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ R_{y1}(x_1 - x) + F_{T2,19}(x_2 - x) + F_{T2,20}(x_3 - x), & x_3 \leq x < x_4 \\ 0, & x_4 \leq x \leq x_5 \end{cases} \quad (8.117)$$

Analogamente para o plano Oxz:

$$M_{xz2,8}(x) = \begin{cases} 0, & x < x_1 \\ R_{z1}(x_1 - x), & x_1 \leq x < x_2 \\ R_{z1}(x_1 - x) + F_{R2,19}(x_2 - x), & x_2 \leq x < x_3 \\ R_{z1}(x_1 - x) + F_{R2,19}(x_2 - x) + F_{R2,20}(x_3 - x), & x_3 \leq x < x_4 \\ 0, & x_4 \leq x \leq x_5 \end{cases} \quad (8.118)$$

Como o eixo tem seção transversal circular, é possível determinar o momento fletor resultante pela seguinte equação:

$$M_{x2,8}(x) = \sqrt{[M_{xy2,8}(x)]^2 + [M_{xz2,8}(x)]^2} \quad (8.119)$$

Os diâmetros são avaliados analogamente ao feito para o eixo 1,10.

8.8 Mecanismo 2: Mancais e chavetas

Os mancais de rolamento selecionados para o Mecanismo 2 devem ser encontrados com o método idêntico ao realizado para o Mecanismo 1, conforme feito na seção 8.3, bastando fazer a adequação aos parâmetros deste mecanismo.

De maneira semelhante, as chavetas a serem dimensionadas para o Mecanismo 2 devem ser encontradas com o método idêntico ao realizado para o Mecanismo 1, conforme feito na seção 8.4, bastando fazer a adequação aos parâmetros deste mecanismo.

8.9 Mecanismo 2: Outros

Primeiramente, faz-se o tratamento do transmissor intermediário (elemento 2,6) do Mecanismo 2. Basicamente, o transmissor intermediário possui parametrizações pré-definidas em função do dimensionamento das engrenagens, eixos, chavetas e rolamentos do mesmo, sendo o seu leiaute simplificado esquematizado na Figura 8-25. Apesar da grande parte das dimensões já estarem fixadas, cabe ao projeto definir a espessura de parede do trecho intermediário $e_{2,6}$ e o diâmetro interno $D_{2,6}$, sendo que este deve ser determinado com base nos diâmetros das engrenagens internas, de tal forma que possa acomodá-las.

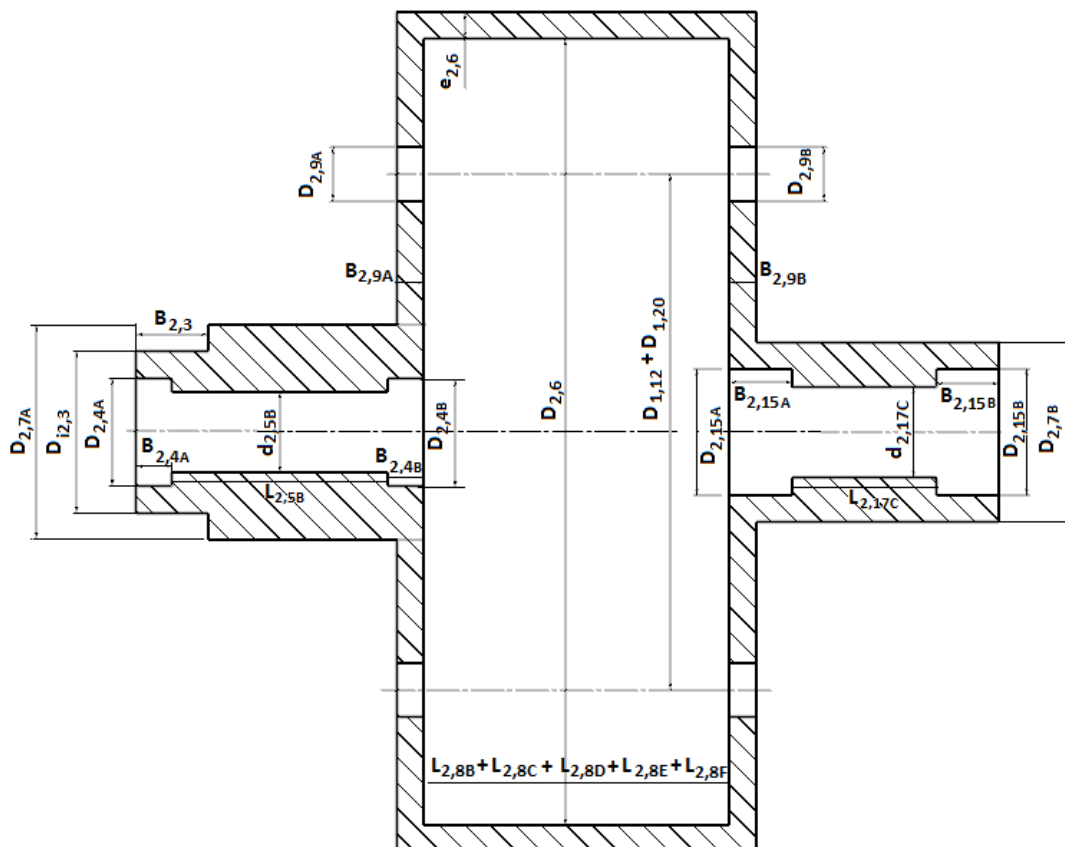


Figura 8-25 – Leiaute do transmissor intermediário do Mecanismo 2.

Os elementos restantes para dimensionamento se tratam do par sem-fim (elemento 2,18) e coroa (elemento 2,14), cujas dimensões básicas serão determinadas com referência à Figura 8-26.

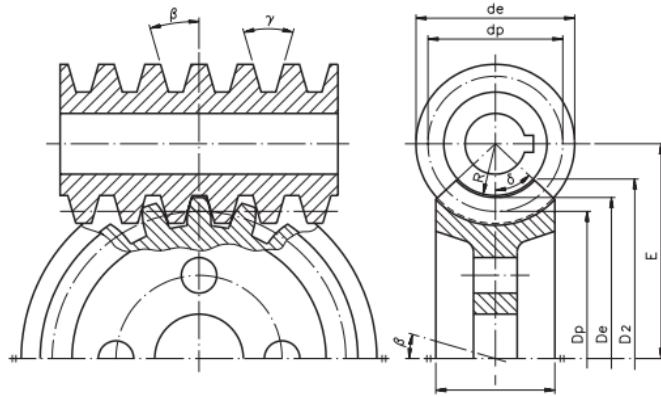


Figura 8-26 – Esquema de referência do par sem-fim e coroa.

O número de dentes $Z_{2,14}$, o módulo de engrenamento $m_{2,18}$ do par e o ângulo de hélice β são parâmetros já estabelecidos. Com isso, obtém-se o diâmetro primitivo da coroa $D_{p2,14}$:

$$D_{p2,14} = \frac{m_{2,18} Z_{2,14}}{\cos \beta} \quad (8.120)$$

O diâmetro externo da coroa é dado por:

$$D_{e2,14} = D_{p2,14} + 2m_{2,18} \quad (8.121)$$

O passo seguinte consiste na determinação do diâmetro primitivo do sem-fim $d_{p2,18}$. Para tanto, a recomendação da AGMA é que o diâmetro do sem-fim esteja limitado de acordo com a seguinte faixa (NORTON, 2004):

$$\frac{E^{0.875}}{3.0} \leq d_{p2,18} \leq \frac{E^{0.875}}{1.6} \quad (8.122)$$

, sendo E a distância entre centros do par, dado por:

$$E = \frac{D_{p2,14} + d_{p2,18}}{2} \quad (8.123)$$

Como a distância entre centros não é conhecida, a melhor forma de otimizar os resultados é estimando um valor do diâmetro para o sem-fim, determinar a distância entre centros e verificar as inequações, até que convergir para uma solução adequada. Após definir o sem-fim, seu diâmetro externo fica sendo:

$$d_{e2,18} = d_{p2,18} + 2m_{2,18} \quad (8.124)$$

Com ambos os valores de diâmetros, a distância entre centros é conhecida e permite definir o raio de arredondamento dos dentes da coroa $R_{2,14}$:

$$R_{2,14} = E - \frac{D_{e2,14}}{2} \quad (8.125)$$

O passo diametral $P_{d2,18}$ do sem-fim é obtido a partir de:

$$P_{d2,18} = \pi m_{2,18} \quad (8.126)$$

O ângulo de chanfro δ atribuído aos dentes da coroa para evitar interferências pode ser estimado com:

$$\delta = \cos^{-1} \left(\frac{d_{p2,18}}{d_{e2,18}} \right) \quad (8.127)$$

O ângulo de chanfro permite calcular o diâmetro maior da coroa $D_{2,14}$:

$$D_{2,14} = D_{e2,14} + 2R_{2,14}(1 - \cos \delta) \quad (8.128)$$

O comprimento estimado do sem-fim $L_{2,18}$ pode ser dado pelo avanço total:

$$L_{2,18} = \frac{\pi d_{p2,18}}{\tan \beta} \quad (8.129)$$

O passo seguinte é estabelecer a largura mínima da coroa para que os níveis de carga fiquem abaixo dos valores admissíveis. O primeiro dado fundamental é

seguir a recomendação da AGMA para o valor máximo de largura da coroa $B_{2,14}$, que não deve exceder dois terços do diâmetro do sem-fim (NORTON, 2004):

$$B_{2,14} \leq \frac{2}{3} d_{p2,18} \quad (8.130)$$

Dispondo da força tangencial $F_{T2,14}$ sobre a coroa (equação (8.108)), define-se o carregamento dinâmico $F_{D2,14}$, que depende da velocidade tangencial da coroa $V_{T2,14}$ (dada em m/s):

$$F_{D2,14} = \left(\frac{6.1 + V_{T2,14}}{6.1} \right) F_{T2,14} \quad (8.131)$$

A carga admissível F_{max} na coroa será obtida a partir da equação de Buckingham (SHIGLEY, 2011):

$$F_{max} = B_{2,14} D_{p2,14} K_w \quad (8.132)$$

, sendo K_w um fator de material e geometria determinado empiricamente. Valores típicos de K_w são tabelados para a combinação de material do sem-fim e coroa, e de acordo com o ângulo de pressão na engrenamento (Tabela 8-2).

Tabela 8-2 – Fatores K_w para sem-fim e coroa (adaptado de BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Material		K_w (Mpa)			
		Ângulo de pressão (°)			
Sem-Fim	Coroa	14.5	20.0	25.0	30.0
Aço endurecido	Bronze	0.621	0.862	1.034	1.241
Aço endurecido	Bronze	0.414	0.552	0.689	0.827
Aço (250 HB min)	Bronze	0.248	0.345	0.414	0.496
Ferro fundido	Bronze	0.552	0.793	0.965	1.138
Ferro cinzento	Alumínio	0.069	0.083	0.103	0.124
Ferro fundido	Ferro cinzento	0.621	0.862	1.034	1.241
Ferro fundido	Aço fundido	0.152	0.214	0.255	0.310
Ferro fundido	Ferro fundido	0.931	1.276	1.551	1.862
Aço (250 HB min)	Fenólico laminado	0.324	0.441	0.552	0.655
Ferro cinzento	Fenólico laminado	0.483	0.662	0.827	0.965

Desta forma, após selecionar a combinação de materiais e estabelecer um fator de segurança FS , a largura da coroa mínima deverá ser:

$$B_{2,14} = \frac{F_{D2,14} FS}{D_{p2,14} K_w} \quad (8.133)$$

Finalmente, deve-se prever a eficiência de transmissão do par. Primeiro, define-se a velocidade de escorregamento V_s como sendo:

$$V_s = \frac{V_{T2,14}}{\sin \beta} = \frac{V_{T2,18}}{\cos \beta} \quad (8.134)$$

Empiricamente, o escorregamento estabelece o coeficiente de atrito do par f , que pode ser estimado com a Figura 8-27. Uma vez escolhido o ângulo de pressão do par ϕ_n (tomando cuidado para que exista adequação com o ângulo de hélice máximo, conforme a Tabela 8-3), então a previsão da eficiência de transmissão $\eta_{2,14}$ será dada por:

$$\eta_{2,14} = \frac{\cos \phi_n - f \tan \beta}{\cos \phi_n + f \cot \beta} \quad (8.135)$$

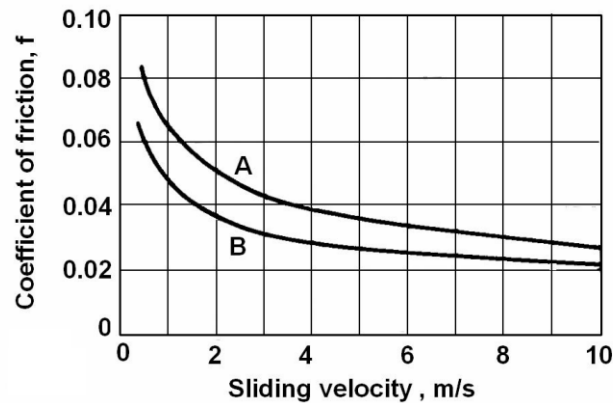


Figura 8-27 – Atrito no par sem fim e coroa (GOPINATH; MAYURAM, 2014).

Tabela 8-3 – Valores máximos de ângulo de hélice em função do ângulo de pressão (adaptado de BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Ângulo de pressão ϕ_n (°)	Ângulo de hélice máximo β (°)
14.5	15.0
20.0	25.0
25.0	35.0
30.0	45.0

9 MONTAGEM DO ROTEIRO DE PROJETO

A montagem do roteiro de projeto deve ser cuidadosamente planejada para que possa ser adequada com a criação de uma ferramenta computacional de automatismo. Por conta disto, a sequência adotada no projeto dos mecanismos adotados para este presente trabalho deve ser tratada como operacional por blocos, ou seja, seu funcionamento basicamente ocorrerá por seções parciais do projeto capazes de interpretar um conjunto de entradas, processá-las e prover um conjunto de resultados que poderá ser unido ao conjunto inicial de entradas e reaproveitado para os blocos seguintes, conforme exemplificado na Figura 9-1 (se o roteiro possuir n blocos, então os passos serão executados bloco por bloco em uma sequência pré-estabelecida):



Figura 9-1 – Esquema de funcionamento por blocos.

Especificamente com relação à atuação individual de cada bloco, pode-se estabelecer 3 diferentes conjuntos importantes de variáveis: entradas (ou parâmetros), processamentos e saídas, as quais são subdivididas em tipos conforme a Figura 9-2:

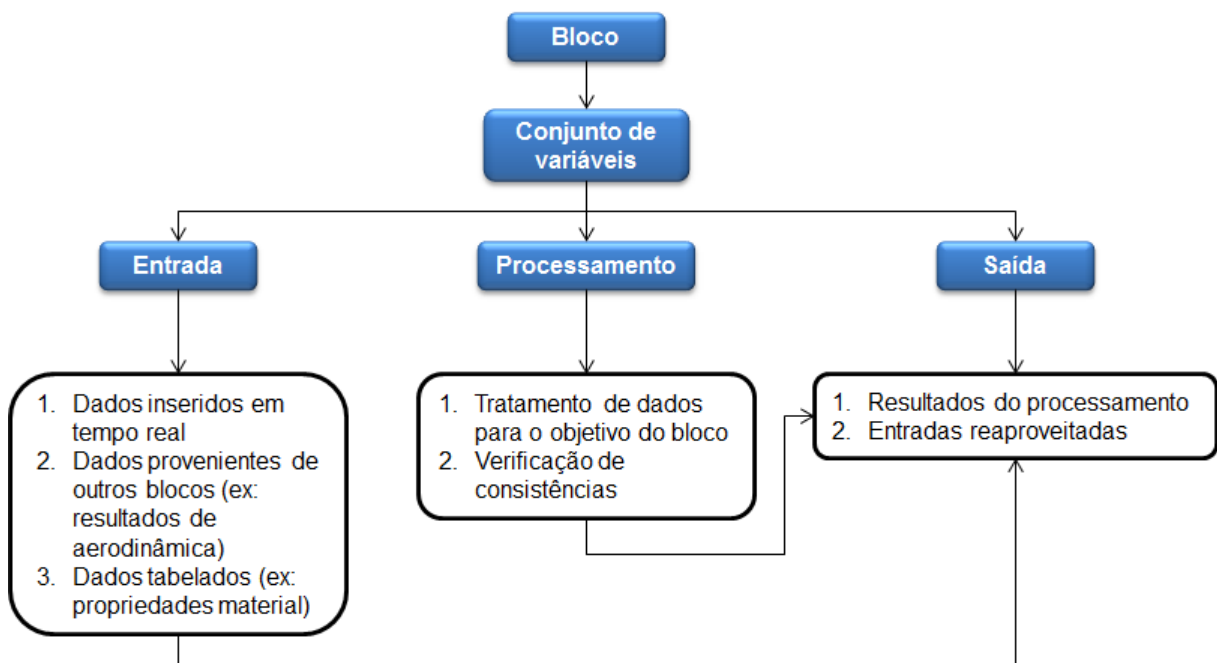


Figura 9-2 – Comportamento de variáveis em um bloco.

Compreendido o funcionamento por sistema de blocos e baseado no desenvolvimento analítico das seções anteriores, estabelece-se que a ferramenta estará subdividida num total de dezessete seções, que compreendem cada uma das etapas fundamentais para atingir os objetivos do projeto. Consequentemente, essas seções formam os blocos de atuação da ferramenta, os quais são discretizados na visualização macro do roteiro mostrado na Figura 9-3:

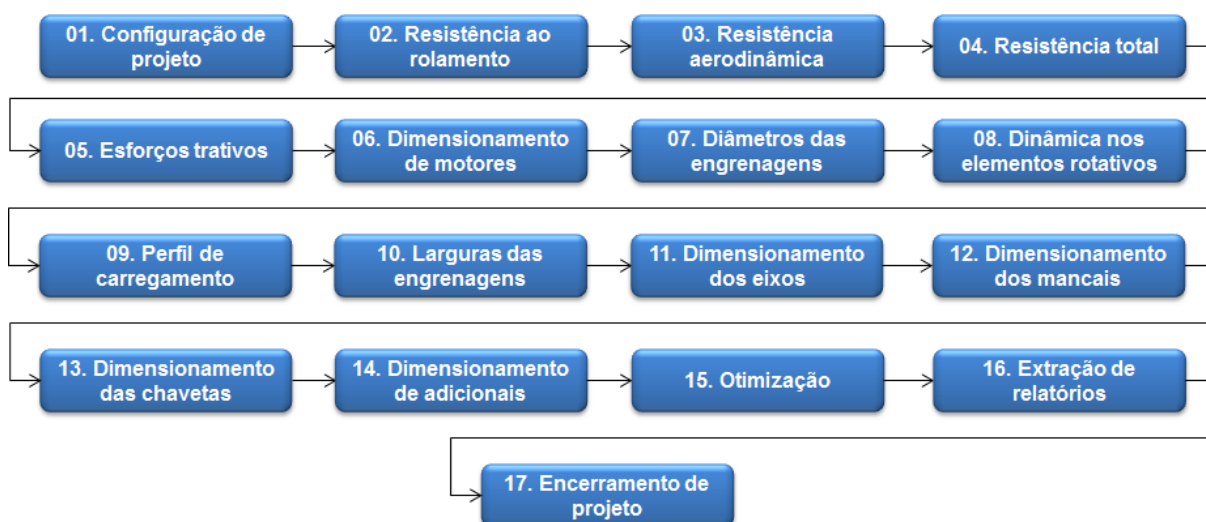


Figura 9-3 – Visualização macro de interação entre os blocos da ferramenta.

O entendimento detalhado do que cada bloco deverá realizar pode ser feito pela apresentação das variáveis de entrada, variáveis de saída calculadas e a forma de implementação que define como se dá o processamento das entradas para produzir as saídas. Cada um dos blocos é especificado na sequência de imagens a seguir que se estendem da Figura 9-4 até a Figura 9-20:

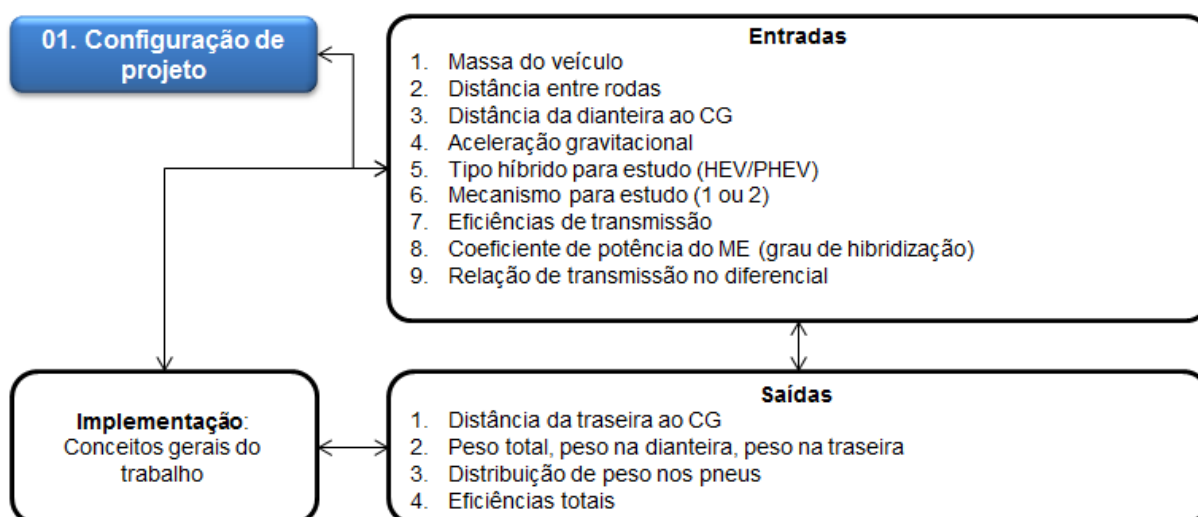


Figura 9-4 – Detalhamento do bloco de configuração de projeto.

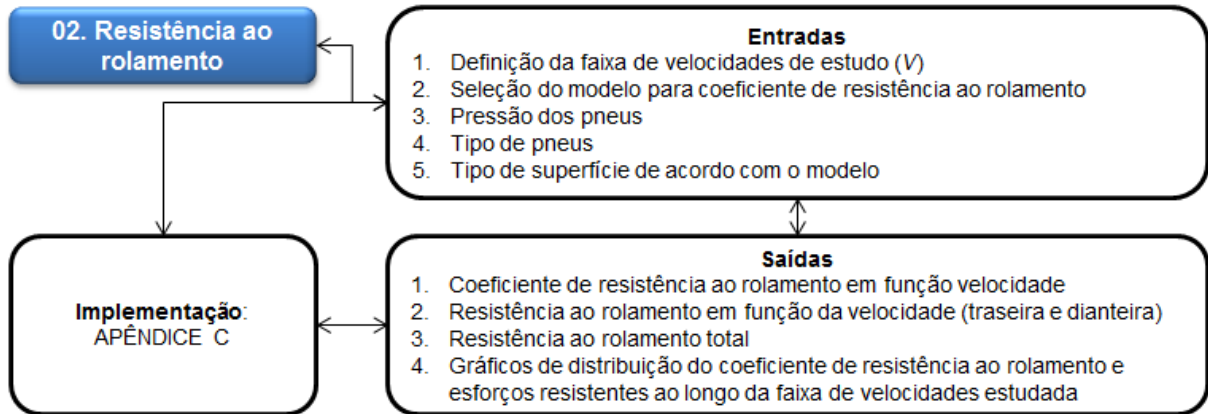


Figura 9-5 – Detalhamento do bloco de resistência ao rolamento.

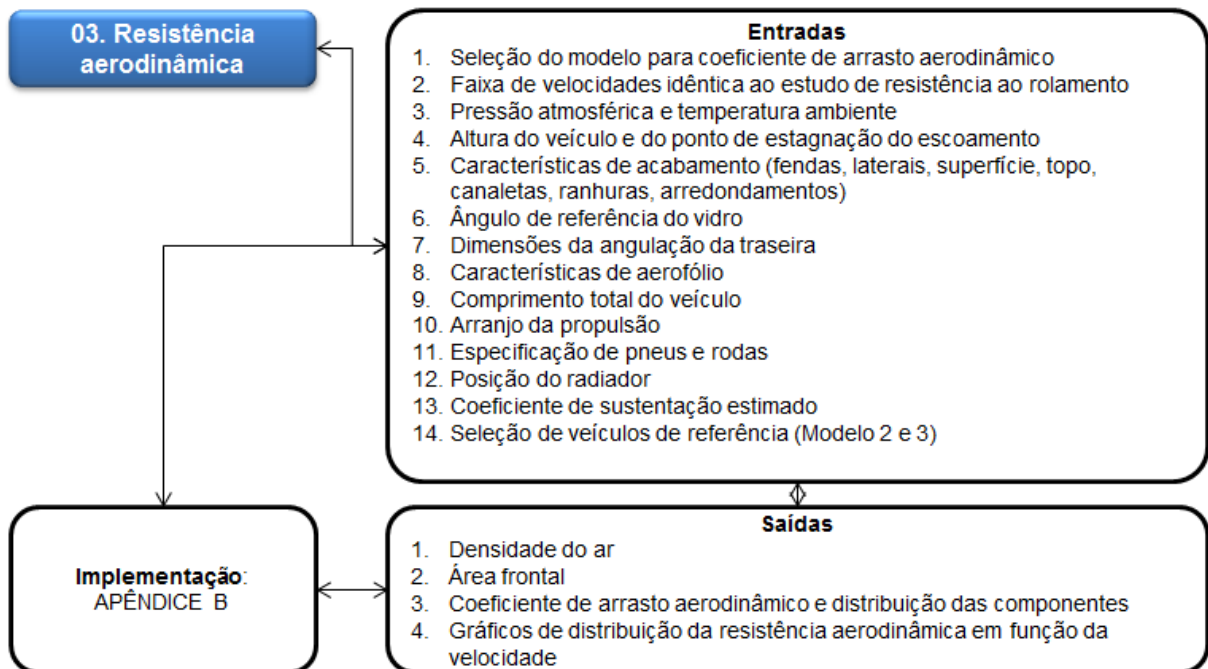


Figura 9-6 – Detalhamento do bloco de resistência aerodinâmica.

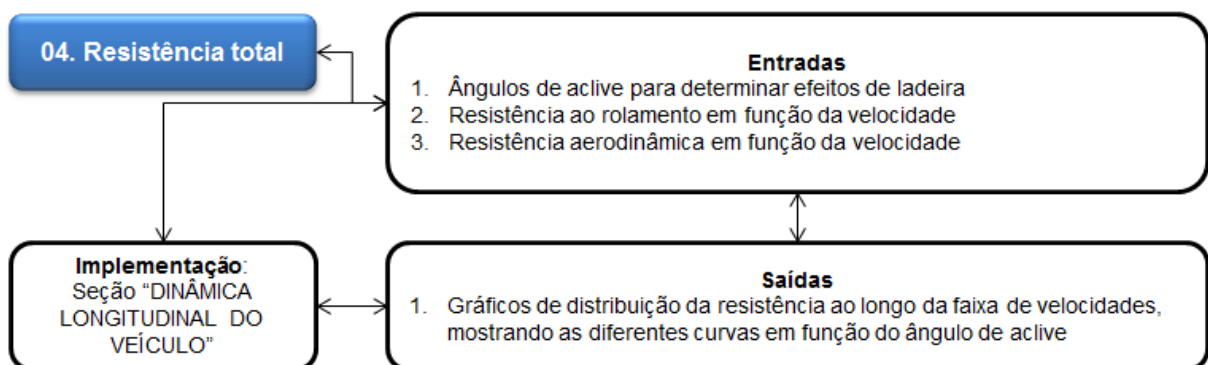


Figura 9-7 – Detalhamento do bloco de resistência total.

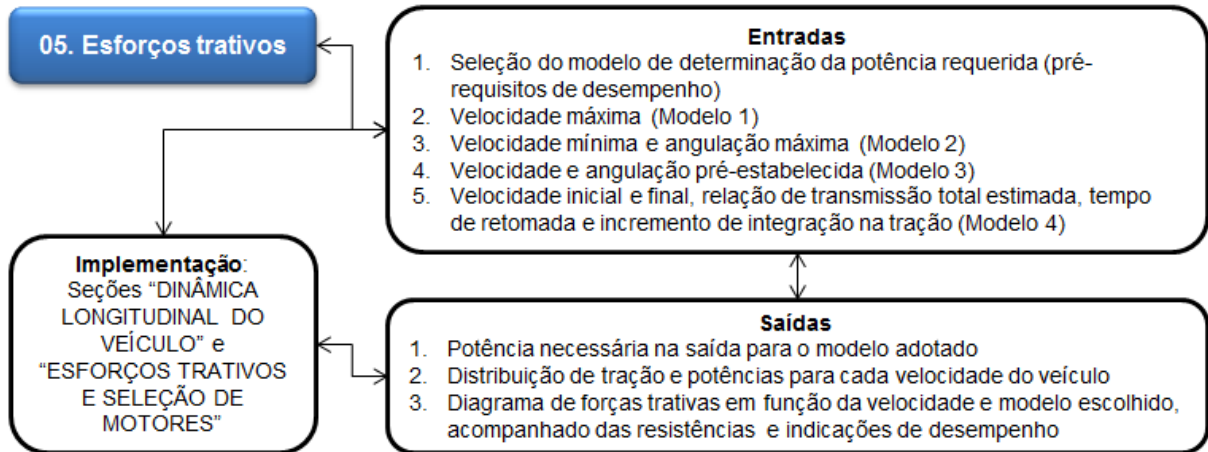


Figura 9-8 – Detalhamento do bloco de cálculos de tração e potência.

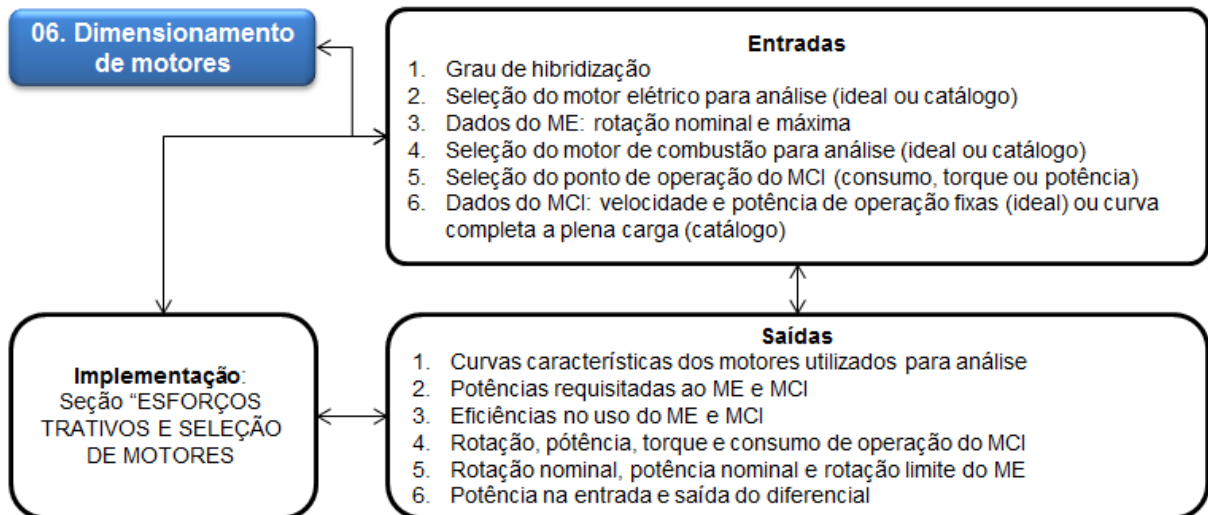


Figura 9-9 – Detalhamento do bloco de dimensionamento de motores.

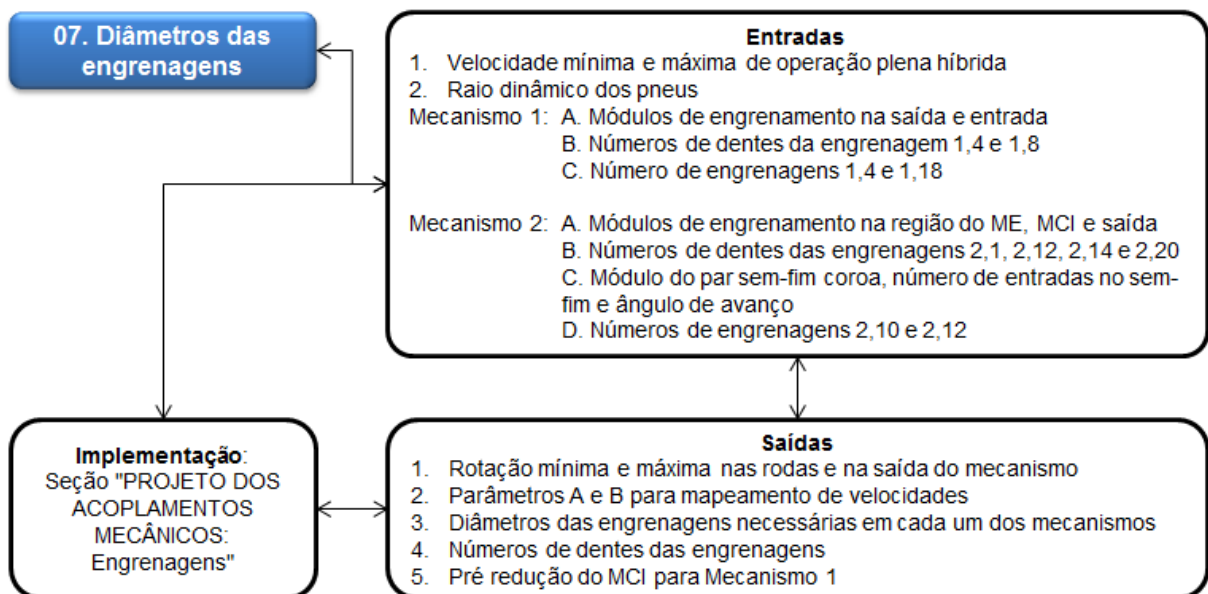


Figura 9-10 – Detalhamento do bloco de diâmetros das engrenagens.

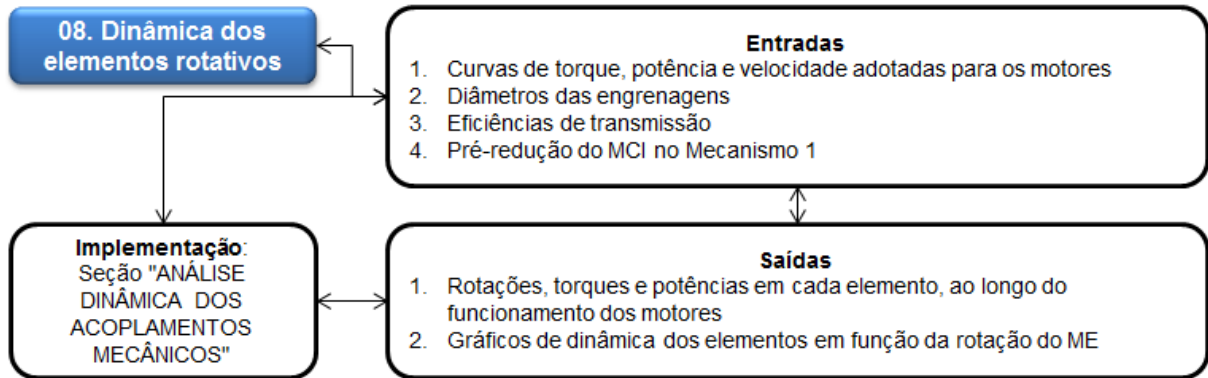


Figura 9-11 – Detalhamento do bloco de dinâmica nos elementos rotativos.

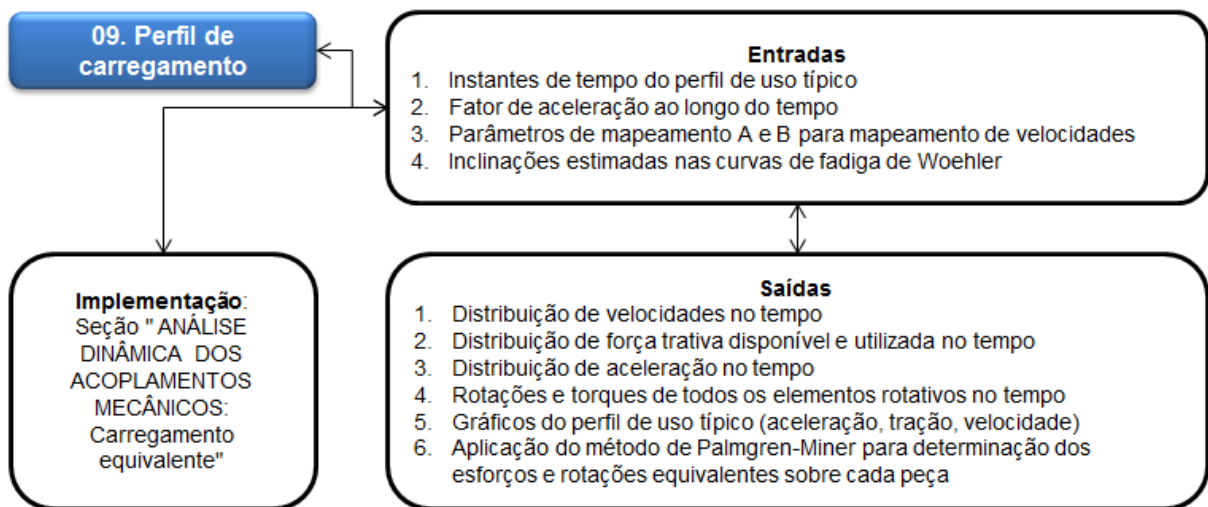


Figura 9-12 – Detalhamento do bloco de perfil de carregamento.

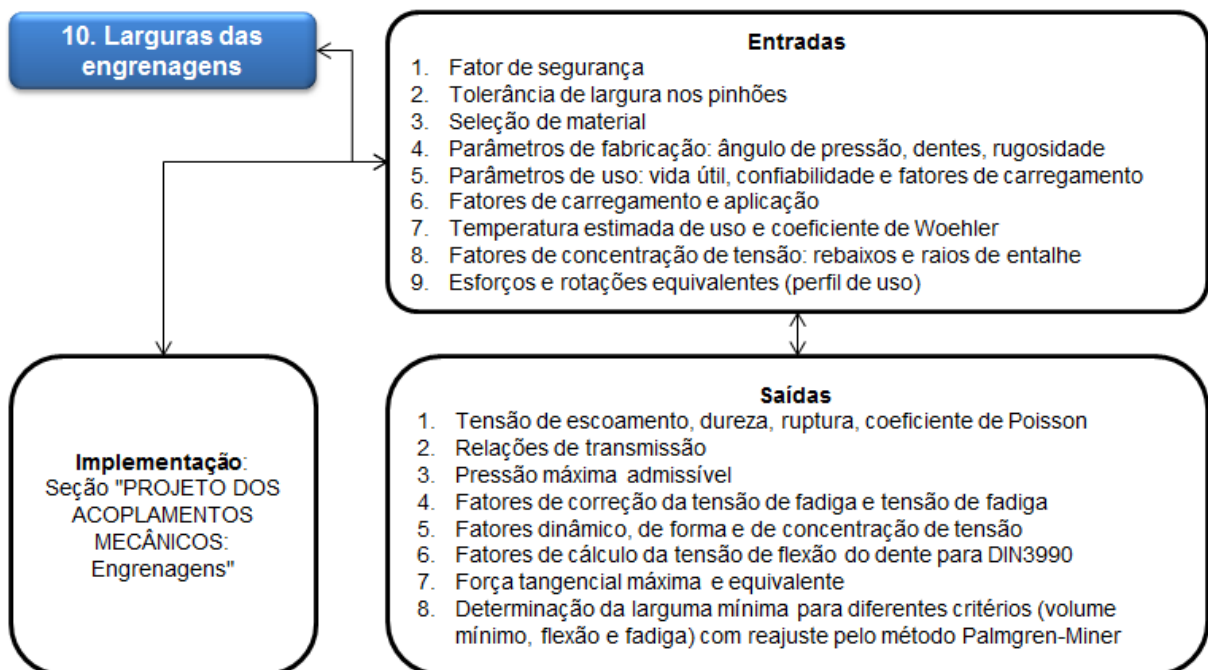


Figura 9-13 – Detalhamento do bloco de dimensionamento das engrenagens.

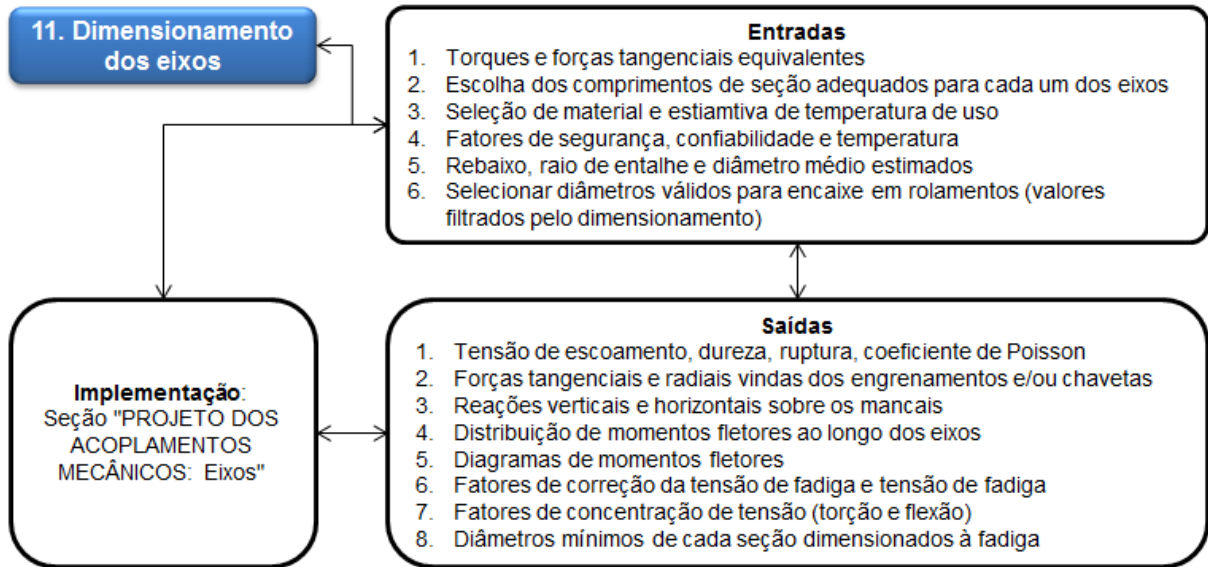


Figura 9-14 – Detalhamento do bloco de dimensionamento dos eixos.

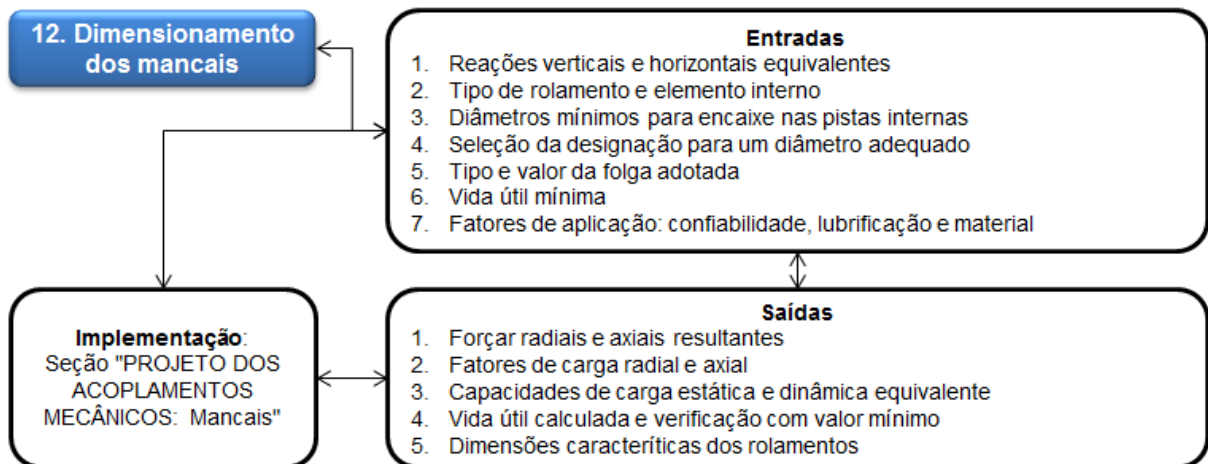


Figura 9-15 – Detalhamento do bloco de seleção de rolamentos.

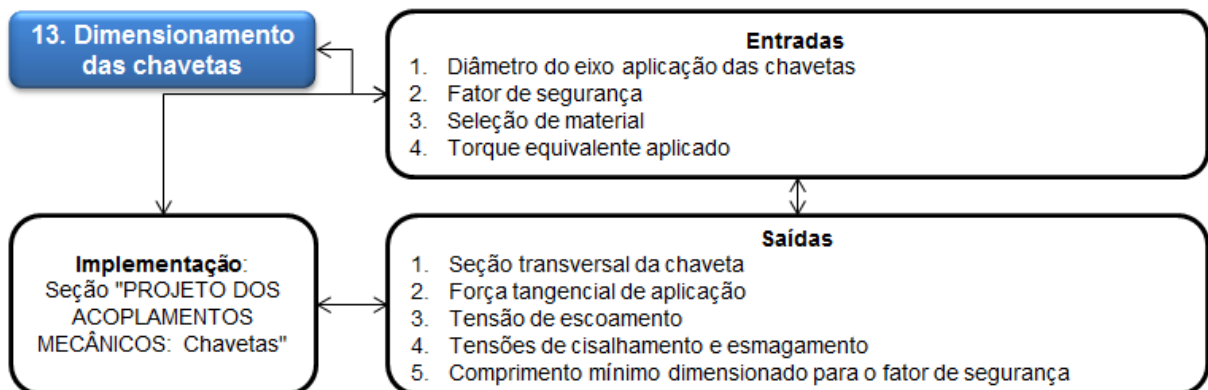


Figura 9-16 – Detalhamento do bloco de dimensionamento de chavetas.

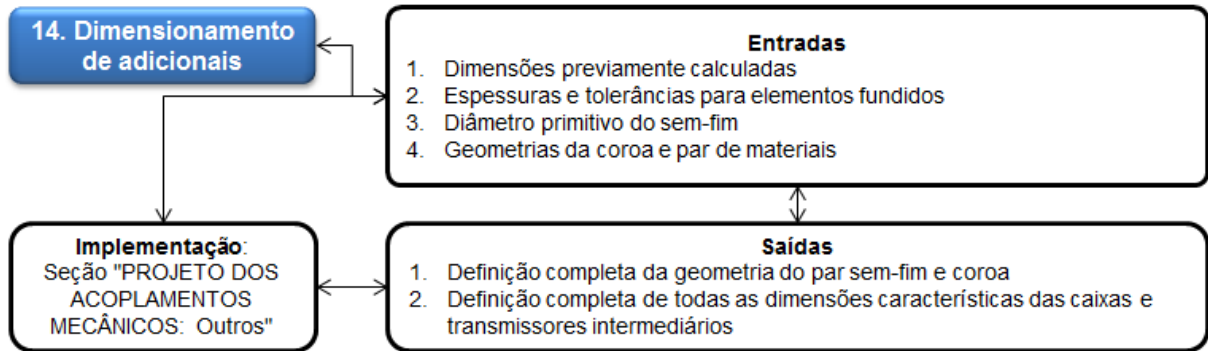


Figura 9-17 – Detalhamento do bloco de dimensionamento de adicionais.

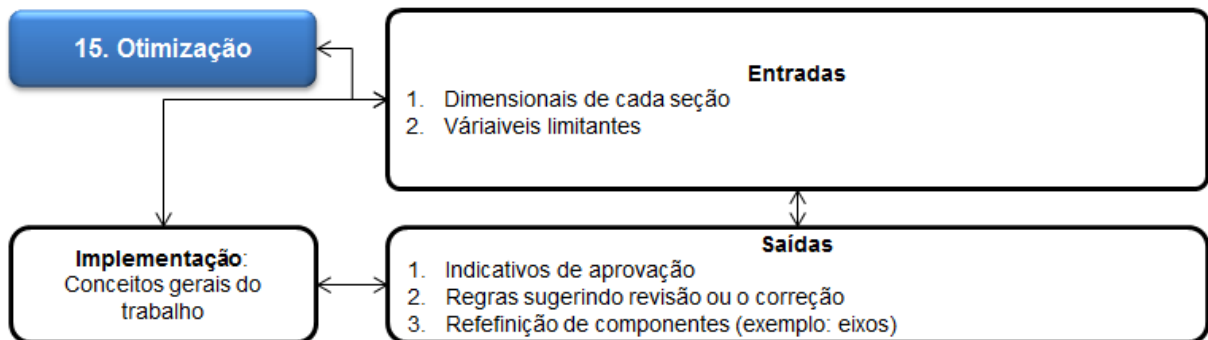


Figura 9-18 – Detalhamento do bloco de otimização.

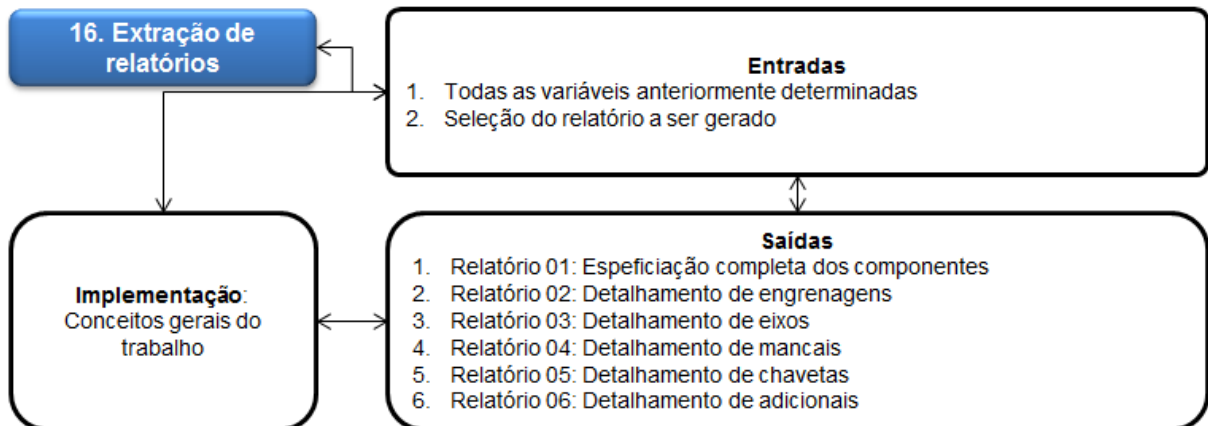


Figura 9-19 – Detalhamento do bloco de extração de relatórios.

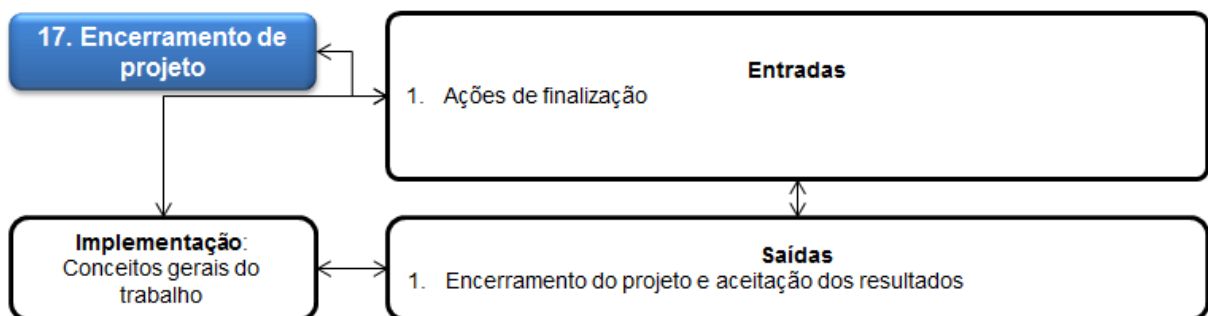


Figura 9-20 – Detalhamento do bloco de encerramento de projeto.

10 FERRAMENTA COMPUTACIONAL E ESTUDO DE CASO

Esta seção tem como objetivo apresentar a construção da ferramenta computacional, acompanhada de estudos de caso que demonstrem exemplos de possíveis resultados gerados. Para tanto, a ferramenta elaborada possui as seguintes características:

- As funcionalidades da ferramenta serão criadas no sistema de planilhas (mais especificamente, desenvolveu-se a mesma em *Microsoft Excel 2010*, com sistema operacional e configurações regionais em inglês). A escolha pelo modo de planilhas se justifica pela simplicidade em se criar os comandos e cálculos necessários previamente apresentados, além de prover todos os recursos necessários para que seja possível sistematizar o roteiro de projeto;
- A planilha já está devidamente programada para executar todos os cálculos necessários e gerar gráficos informativos, sendo sequenciada em conformidade com os blocos mostrados na seção 9. Portanto, cabe ao usuário apenas trabalhar sobre os parâmetros de entrada e alinhá-los com os resultados;
- A planilha é uma versão demonstrativa do que poderia ser feito para programar de um *software* profissional, o qual poderia ser construído em linguagens *VB.Net* ou *C*, aliado ao uso de bancos de dados (*Access*, *SQL Server* ou *Oracle*).

Após iniciado o projeto, a aplicação requisita os primeiros dados para o Bloco 01 (que podem ser parâmetros restritivos de projeto ou estimativas). O usuário deve lidar com a interface indicada na Figura 10-1, a qual possui algumas características que se repetem ao longo das diversas seções:

- Sempre há um campo “Instruções gerais” seguido de uma célula “Clique aqui”. Uma vez acionada esta célula, um breve descritivo da função da seção é informado, além de como proceder no uso dos campos (Figura 10-2);
- As seções possuem células específicas com campos que possuem comentários específicos, os quais auxiliam na compreensão do que é requisitado, trazendo alguma informação adicional ou ilustrações auto-explicativas (Figura 10-3);
- Existem botões que facilitam a navegação na sequência das seções;

- De maneira geral, células destacadas em azul são sempre campos de entrada, que possuem liberdade para alteração, enquanto células brancas ou cinza são calculadas automaticamente, com resultados eventualmente destacados.

Configuração de projeto

Seguinte → Menu Principal
← Anterior

Botões de navegabilidade

Instruções gerais
Clique aqui

Parâmetros de entrada globais do veículo		
Massa (kg)	M	1500.0
Entre rodas (m)	L	4.50
Distância dianteira (m)	b	2.75
Aceleração gravitacional (m/s^2)	g	9.81
Eficiência no diferencial	η_{dif}	0.95
Coefficiente de potência do ME	α_e	0.50
Relação de transmissão no diferencial	i_{dif}	3.50

Parâmetros de eficiência dos mecanismos					
Mecanismo 1			Mecanismo 2		
Eficiência 1,4	$\eta_{1,4}$	0.980	Eficiência 2,3	$\eta_{2,3}$	0.990
Eficiência 1,13	$\eta_{1,13}$	0.970	Eficiência 2,14	$\eta_{2,14}$	0.990
Eficiência 1,18	$\eta_{1,18}$	0.950	Eficiência 2,18	$\eta_{2,18}$	0.990
Eficiência 1,21	$\eta_{1,21}$	0.990	Eficiência 2,19	$\eta_{2,19}$	0.990
Eficiência no ME	η_{cm}	0.894	Eficiência no ME	η_{cm}	0.970
Eficiência do MCI	η_{ce}	0.917	Eficiência do MCI	η_{ce}	0.980

Parâmetros globais calculados do veículo		
Distância traseira (m)	c	1.75
Peso total (N)	W	14715.0
Peso na dianteira (N)	W_{fs}	5722.5
Peso na traseira (N)	W_{rs}	8992.5
Peso nos pneus dianteiros (N)	W_f	2861.3
Peso nos pneus traseiros (N)	W_r	4496.3

Células com cálculo automático (cinza)

Configurações do powertrain híbrido	
Tipo híbrido	HEV
Tipo de mecanismo de acoplamento	Mecanismo 1

Células de entrada livres (azul)

Figura 10-1 – Interface da seção “Configuração de projeto”.

Instruções gerais
Clique aqui

Configuração de projeto: consiste na introdução do projeto, onde são dados parâmetros básicos do veículo, escolha do mecanismo estudado e eficiências de transmissão.

01: Preencha os campos destacados em azul.

02: Os campos destacados em cinza são calculados automaticamente.

03: Note a existência de comentários em algumas células (marca vermelha no canto superior direito), as quais contém imagens ou notas explicativas.

Figura 10-2 – Exemplo de funcionamento das “Instruções gerais”.

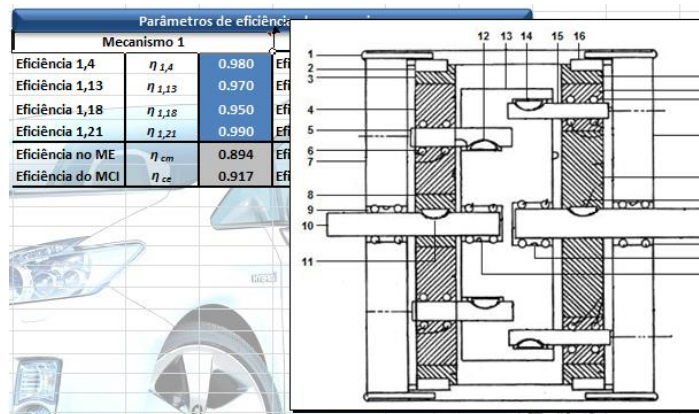


Figura 10-3 – Exemplo de comentários com imagens ilustrativas.

A Tabela 10-1 resume os dados escolhidos e resultados calculados para o primeiro bloco, que consistem em parâmetros globais do veículo e estimativas de eficiência de cada mecanismo.

Note que, apesar da escolha de um dos mecanismos de acoplamento, ambos serão calculados. A justificativa para isto é que o mecanismo adotado é utilizado como referência para o cálculo das potências solicitadas, as quais são influenciados basicamente pelas diferentes eficiências de transmissão nos acoplamentos.

Tabela 10-1 – Dados e resultados da “Configuração de projeto”.	
Parâmetro	Valor
Massa (kg)	1500.0
Entre rodas (m)	4.50
Distância dianteira (m)	2.75
Aceleração gravitacional (m/s²)	9.81
Eficiência no diferencial	0.95
Coeficiente de potência do ME	0.50
Relação de transmissão no diferencial	3.50
Tipo híbrido	HEV
Tipo de mecanismo de acoplamento	Mecanismo 1
Eficiência 1,4	0.970
Eficiência 1,13	0.970
Eficiência 1,18	0.970
Eficiência 1,21	0.970
Eficiência no ME	0.885
Eficiência do MCI	0.913
Eficiência 2,3	0.970
Eficiência 2,14	0.950
Eficiência 2,18	0.970
Eficiência 2,19	0.970
Eficiência no ME	0.894
Eficiência do MCI	0.941

Na sequência, são realizados os cálculos de resistências ao movimento, partindo das resistências ao rolamento (Bloco 02). As variáveis e resultados exemplo são resumidos na Tabela 10-2, a interface programada na Figura 10-4 e os gráficos pertinentes ao comportamento das resistências em função da velocidade do veículo na Figura 10-5 e Figura 10-6. Cálculos realizados em paralelo estão disponíveis na aba “Cálculos_Rolamento”.

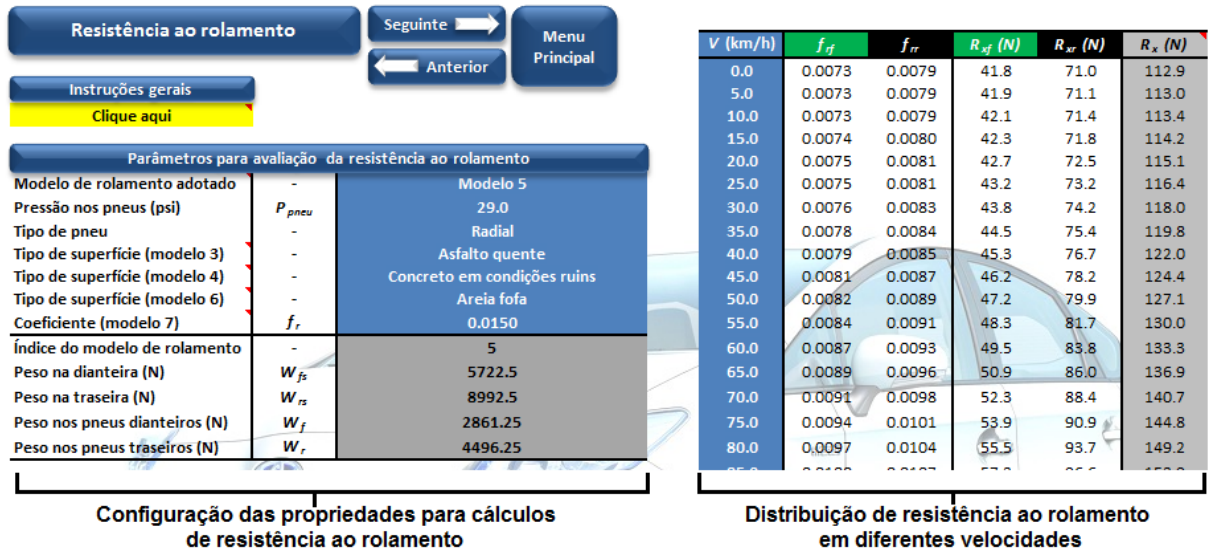


Figura 10-4 – Interface da seção “Resistência ao rolamento”.

Tabela 10-2 – Dados e resultados da seção “Resistência ao rolamento”.

Parâmetro	Valor
Modelo de rolamento adotado	Modelo 5
Pressão nos pneus (psi)	29.0
Tipo de pneu	Radial
Tipo de superfície (modelo 3)	Asfalto quente
Tipo de superfície (modelo 4)	Concreto em condições normais
Tipo de superfície (modelo 6)	Concreto em bom estado (rugoso)
Coefficiente (modelo 7)	0.0150
Peso na dianteira (N)	5722.5
Peso na traseira (N)	8992.5
Peso nos pneus dianteiros (N)	2861.25
Peso nos pneus traseiros (N)	4496.25

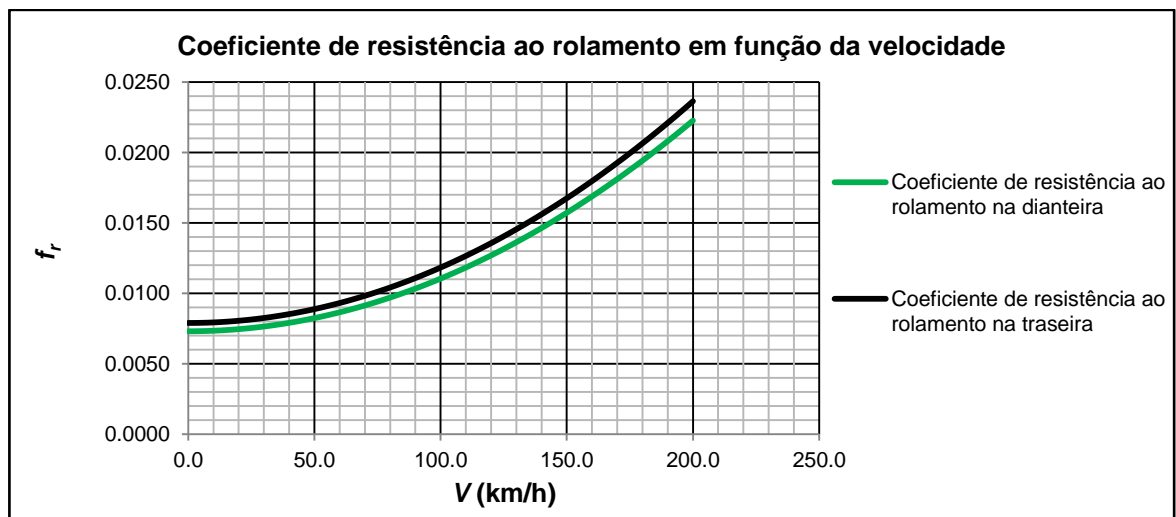


Figura 10-5 – Comportamento do coeficiente de resistência ao rolamento.

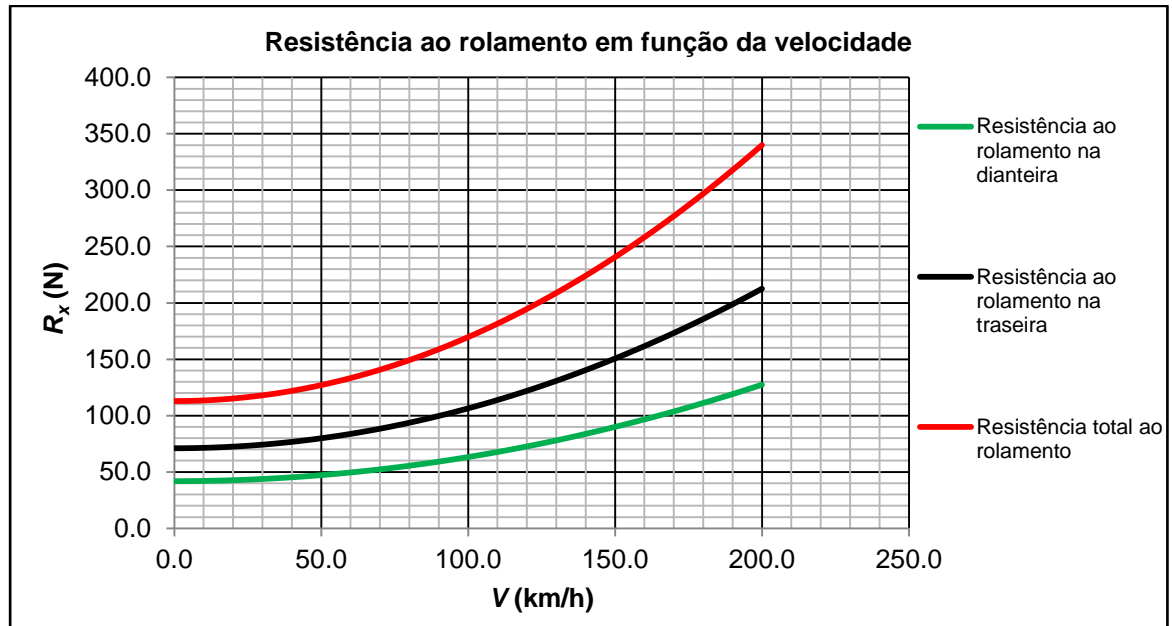


Figura 10-6 – Distribuição de resistência ao rolamento em função da velocidade.

Logo adiante, tem-se os cálculos de resistência aerodinâmica (Bloco 03), sendo a respectiva interface mostrada na Figura 10-7. Repare que há uma longa lista de parâmetros de entrada, caso o Modelo 1 seja selecionado, pois assim é possível determinar as componentes individuais do coeficiente de arrasto. Em caso necessário, os cálculos paralelos estão disponíveis na aba “Cálculos_Aerodinâmica”.

Resistência aerodinâmica

[Instruções gerais](#)
Clique aqui

Parâmetros para avaliação do arrasto aerodinâmico

Modelo de aerodinâmica adotado	-	Modelo 1
Pressão atmosférica (kPa)	P_{ar}	101.325
Temperatura ambiente (°C)	T_{ar}	30.0
Área frontal (m²) (modelo 4)	A_F	2.0000
Coefficiente de arrasto (modelo 4)	C_D	0.3354
Índice do modelo de aerodinâmica	-	1
Densidade do ar (kg/m³)	ρ_{ar}	1.1644
Área frontal (m²)	A_F	1.9948
Coefficiente de arrasto	C_D	0.3239

Parâmetros requisitados pelo Modelo 2

Tipo de veículo de referência	Generico
Veículo de referência	Ônibus
Condição	76%

Parâmetros requisitados pelo Modelo 3

Porte/Tipo de veículo de referência	Esportivos
Veículo de referência	Honda Prelude
Condição	100%

Seleção de veículos de referência

Parâmetros requisitados pelo Modelo 1

Altura do veículo (mm)	Z_v	1600.0
Altura do ponto de estagnação (mm)	Z_s	450.0
Vão livre do chão (mm)	e	350.0
Qualidade do acabamento da fenda do capô	-	100%
Ângulo de referência (°)	φ	28.0
Dimensão horizontal na dianteira (mm)	-	652.0
Dimensão vertical na dianteira (mm)	-	314.0
Qualidade do acabamento da lateral traseira	-	100%
Possui aerofólio dianteiro	-	Sim
Qualidade do aerofólio dianteiro	-	100%
Qualidade do acabamento da lateral traseira	-	100%
Comprimento do veículo (mm)	L	4800
Comprimento da traseira (mm)	L_T	538
Dimensão horizontal da traseira	-	224
Dimensão vertical da traseira	-	163
Qualidade do acabamento do topo da traseira	-	100%
Possui aerofólio traseiro	-	Sim
Tipo do aerofólio (consultar comentário)	-	5
Qualidade do aerofólio traseiro	-	100%
Característica do veículo	-	Motor dianteiro/4WD-RWD (Monocoque)
Qualidade do acabamento superficial	-	100%
Especificação do pneu	-	165/70 R14
Característica das rodas/pneus	-	Lateral aberta/calota
Melhora de acabamento em canaletas	-	50%
Melhora de acabamento em ranhuras	-	50%
Qualidade de acabamento em janelas	-	100%
Qualidade de acabamento e arredondamento	-	100%
Posição do radiador	-	A
Coefficiente de sustentação	C_L	0.32000

Requisitos para determinação das componentes individuais do coeficiente de arrasto

Figura 10-7 – Interface da seção “Resistência aerodinâmica”.

Para o presente exemplo, o detalhamento na obtenção das componentes de arrasto foi obtido segundo a aselação dos parâmetros mostrados na Tabela 10-3.

Tabela 10-3 – Parâmetros necessários para o Modelo 1 de arrasto aerodinâmico.

Parâmetro	Valor
Altura do veículo (mm)	1600.0
Altura do ponto de estagnação (mm)	450.0
Vão livre do chão (mm)	350.0
Qualidade do acabamento da fenda do capô	100%
Ângulo de referência (°)	28.0
Dimensão horizontal na dianteira (mm)	652.0
Dimensão vertical na dianteira (mm)	314.0
Qualidade do acabamento da lateral traseira	100%
Possui aerofólio dianteiro	Sim
Qualidade do aerofólio dianteiro	100%
Qualidade do acabamento da lateral traseira	100%
Comprimento do veículo (mm)	4800
Comprimento da traseira (mm)	538
Dimensão horizontal da traseira	224
Dimensão vertical da traseira	163
Qualidade do acabamento do topo da traseira	100%
Possui aerofólio traseiro	Sim
Tipo do aerofólio (consultar comentário)	5
Qualidade do aerofólio traseiro	100%
Característica do veículo	Motor dianteiro/AWD-RWD (Monocoque)
Qualidade do acabamento superficial	100%
Especificação do pneu	205/55 R16
Característica das rodas/pneus	Lateral aberta/calota
Melhora de acabamento em canaletas	50%
Melhora de acabamento em ranhuras	50%
Qualidade de acabamento em janelas	100%
Qualidade de acabamento e arredondamento	100%
Posição do radiador	A
Coeficiente de sustentação	0.32000

Utilizou-se também o conjunto de variáveis informado na Tabela 10-4, tal que o gráfico de distribuição das forças de arrasto ao longo da velocidade resultante é disposto na Figura 10-8.

Tabela 10-4 – Dados e resultados da seção “Resistência aerodinâmica”.

Parâmetro	Valor
Modelo de aerodinâmica adotado	Modelo 1
Pressão atmosférica (kPa)	101.325
Temperatura ambiente (°C)	30.0
Área frontal (m ²) (modelo 4)	2.0000
Coeficiente de arrasto (modelo 4)	0.3354
Densidade do ar (kg/m ³)	1.1644
Área frontal (m ²)	1.9948
Coeficiente de arrasto	0.3277

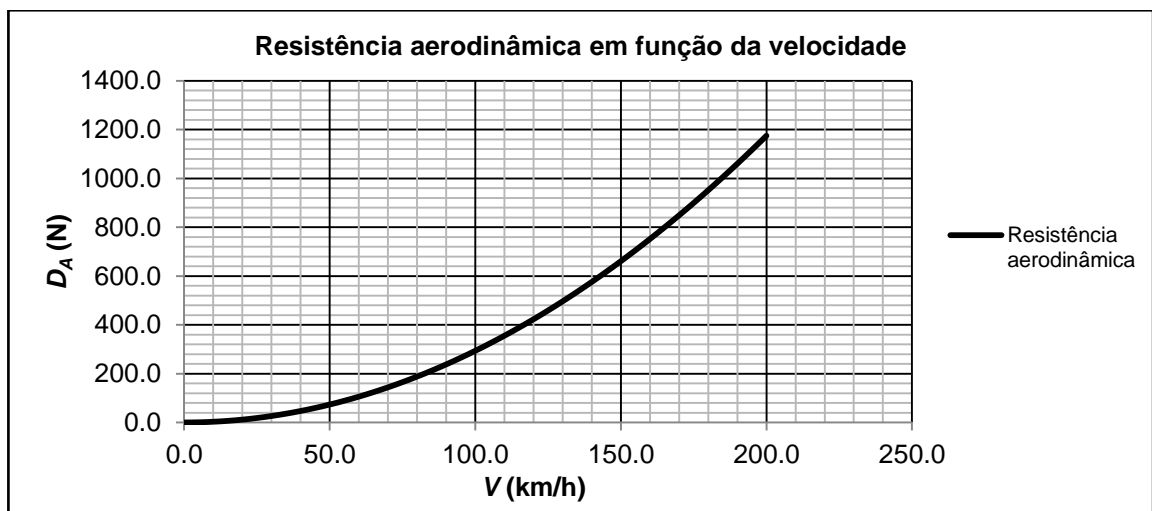


Figura 10-8 – Distribuição da resistência aerodinâmica em função da velocidade.

Na sequência, a ferramenta computacional contém os cálculos de resistência total (Bloco 04) e o gráfico de resultados exemplo da Figura 10-9 mostra os resultados esperados para diferentes níveis de inclinação do plano.

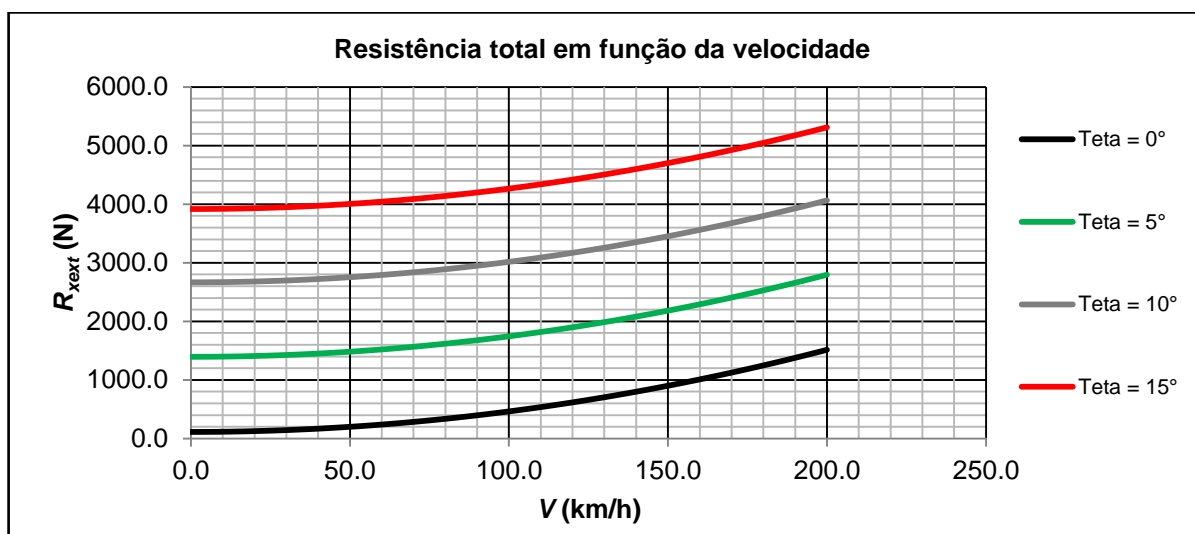


Figura 10-9 – Distribuição de resistência total em função da velocidade e inclinação do plano.

Como este bloco de cálculos é bastante simples comparativamente aos demais, uma vez que apresenta somatórios de esforços, a interface do mesmo (Figura 10-10) também é bastante reduzida, cabendo apenas definir as diferentes angulações plotadas no gráfico de resistência total.

Inclinações do plano selecionadas para o gráfico

θ (°)	0.0			5.0			10.0			15.0		
V (km/h)	R_x (N)	D_A (N)	R_{xext} (N)	R_x (N)	D_A (N)	R_{xext} (N)	R_x (N)	D_A (N)	R_{xext} (N)	R_x (N)	D_A (N)	R_{xext} (N)
0.0	112.9	0.0	112.9	112.4	0.0	1394.9	111.2	0.0	2666.4	109.0	0.0	3917.6
5.0	113.0	0.7	113.8	112.6	0.7	1395.8	111.3	0.7	2667.3	109.2	0.7	3918.4
10.0	113.4	2.9	116.4	113.0	2.9	1398.4	111.7	2.9	2669.9	109.6	2.9	3921.0
15.0	114.2	6.6	120.8	113.7	6.6	1402.8	112.4	6.6	2674.3	110.3	6.6	3925.4
20.0	115.1	11.7	126.9	114.7	11.7	1408.9	113.4	11.7	2680.4	111.2	11.7	3931.5
25.0	116.4	18.4	134.8	116.0	18.4	1416.8	114.7	18.4	2688.2	112.5	18.4	3939.3
30.0	118.0	26.4	144.4	117.5	26.4	1426.5	116.2	26.4	2697.9	114.0	26.4	3948.9
35.0	119.8	36.0	155.8	119.4	36.0	1437.8	118.0	36.0	2709.2	115.7	36.0	3960.2
40.0	122.0	47.0	168.9	121.5	47.0	1451.0	120.1	47.0	2722.3	117.8	47.0	3973.3
45.0	124.4	59.5	183.8	123.9	59.5	1465.9	122.5	59.5	2737.2	120.1	59.5	3988.1
50.0	127.1	73.4	200.5	126.6	73.4	1482.5	125.1	73.4	2753.8	122.7	73.4	4004.7
55.0	130.0	88.8	218.9	129.6	88.8	1500.9	128.1	88.8	2772.1	125.6	88.8	4023.0
60.0	133.3	105.7	239.0	132.8	105.7	1521.0	131.3	105.7	2792.2	128.8	105.7	4043.0
65.0	136.9	124.1	260.9	136.3	124.1	1542.9	134.8	124.1	2814.1	132.2	124.1	4064.8
70.0	140.7	143.9	284.6	140.2	143.9	1566.5	138.6	143.9	2837.7	135.9	143.9	4088.3
75.0	144.8	165.2	310.0	144.3	165.2	1591.9	142.6	165.2	2863.0	139.9	165.2	4113.6
80.0	149.2	187.9	337.1	148.6	187.9	1619.1	146.9	187.9	2890.1	144.1	187.9	4140.6

Figura 10-10 – Interface da seção “Resistência total”.

Determinadas as resistências totais a serem vencidas, determina-se o diagrama de esforços trativos necessários para adequação de desempenho do veículo (Bloco 05). A interface de configuração é exemplificada na Figura 10-11.

Esforços trativos

Seguinte →
Menu Principal

← Anterior

Instruções gerais
 Clique aqui

Parâmetros para determinação da tração necessária
 Modelo de tração adotado: - Modelo 1
 Índice do modelo de tração: 1
Parâmetros para o Modelo 1
 Velocidade máxima (km/h): V_{max} 195.0
Parâmetros para o Modelo 2
 Velocidade mínima (km/h): V_{min} 20.0
 Angulação máxima (°): θ_{max} 30.0
Parâmetros para o Modelo 3
 Velocidade pré-estabelecida (km/h): V_{req} 50.0
 Angulação pré-estabelecida (°): θ_{req} 20.0
Parâmetros para o Modelo 4
 Velocidade inicial (km/h): V_1 50.0
 Velocidade final (km/h): V_2 80.0
 Incremento em F_{x2} estimada (N): ΔF_{x2} 1000.0
 Relação de transmissão total estimada: i_{tot} 20.0
 Tempo de retomada (s): t_{12} 10.0
 Obrigatório aumentar o incremento? Não

V (km/h)	F_x (N)	P_x (W)	Modelo 1	Variações de in	
			R_{xext} (N) ($\theta = 0^\circ$)	R_{xext} (N) ($\theta = 5^\circ$)	R_{xext} (N) ($\theta = 10^\circ$)
0.0	281838.4	78288.4	112.9	1394.9	2666.4
5.0	56367.7	78288.4	113.8	1395.8	2667.3
10.0	28183.8	78288.4	116.4	1398.4	2669.9
15.0	18789.2	78288.4	120.8	1402.8	2674.3
20.0	14091.9	78288.4	126.9	1408.9	2680.4
25.0	11273.5	78288.4	134.8	1416.8	2688.2
30.0	9394.6	78288.4	144.4	1426.5	2697.9
35.0	8052.5	78288.4	155.8	1437.8	2709.2
40.0	7046.0	78288.4	168.9	1451.0	2722.3
45.0	6263.1	78288.4	183.8	1465.9	2737.2
50.0	5636.8	78288.4	200.5	1482.5	2753.8
55.0	5124.3	78288.4	218.9	1500.9	2772.1
60.0	4697.3	78288.4	239.0	1521.0	2792.2
65.0	4336.0	78288.4	260.9	1542.9	2814.1
70.0	4026.3	78288.4	284.6	1566.5	2837.7
75.0	3757.8	78288.4	310.0	1591.9	2863.0
80.0	3523.0	78288.4	337.1	1619.1	2890.1
85.0	3315.7	78288.4	366.0	1648.0	2918.9
90.0	3131.5	78288.4	396.7	1678.6	2949.5
95.0	2966.7	78288.4	429.1	1711.0	2981.9
100.0	2818.4	78288.4	463.3	1745.1	3015.9
105.0	2684.2	78288.4	499.2	1781.0	3051.8
110.0	2562.2	78288.4	536.9	1818.7	3089.4
115.0	2450.8	78288.4	576.3	1858.1	3128.7
120.0	2348.7	78288.4	617.5	1899.2	3169.7
125.0	2254.7	78288.4	660.4	1942.1	3212.6
130.0	2168.0	78288.4	705.1	1986.8	3257.1
135.0	2087.7	78288.4	751.5	2033.2	3303.5

Configuração para os cálculos da tração

Valores calculados de força trativa e potência

Figura 10-11 – Interface da seção “Esforços trativos”.

O detalhamento dos cálculos executados podem ser encontrados na aba paralela “Cálculos_Tração”, onde cada um dos modelos de tração são calculados separadamente. Sendo assim, os parâmetros escolhidos para cálculos de exemplo, junto aos resultados são descritos na Tabela 10-5, cujos dados determinam os gráficos da Figura 10-12 (Modelo 1, 2 ou 3) e Figura 10-13 (Modelo 4).

Tabela 10-5 – Dados e resultados da seção “Esforços trativos”.

Parâmetro	Valor
Modelo de tração adotado	Modelo 1
Parâmetros para o Modelo 1	
Velocidade máxima (km/h)	195.0
Parâmetros para o Modelo 2	
Velocidade mínima (km/h)	20.0
Angulação máxima (°)	30.0
Parâmetros para o Modelo 3	
Velocidade pré-estabelecida (km/h)	50.0
Angulação pré-estabelecida (°)	20.0
Parâmetros para o Modelo 4	
Velocidade inicial (km/h)	50.0
Velocidade final (km/h)	80.0
Incremento em F_{x2} estimada (N)	1000.0
Relação de transmissão total estimada	20.0
Tempo de retomada (s)	10.0
Potência necessária na saída (kW)	78.3

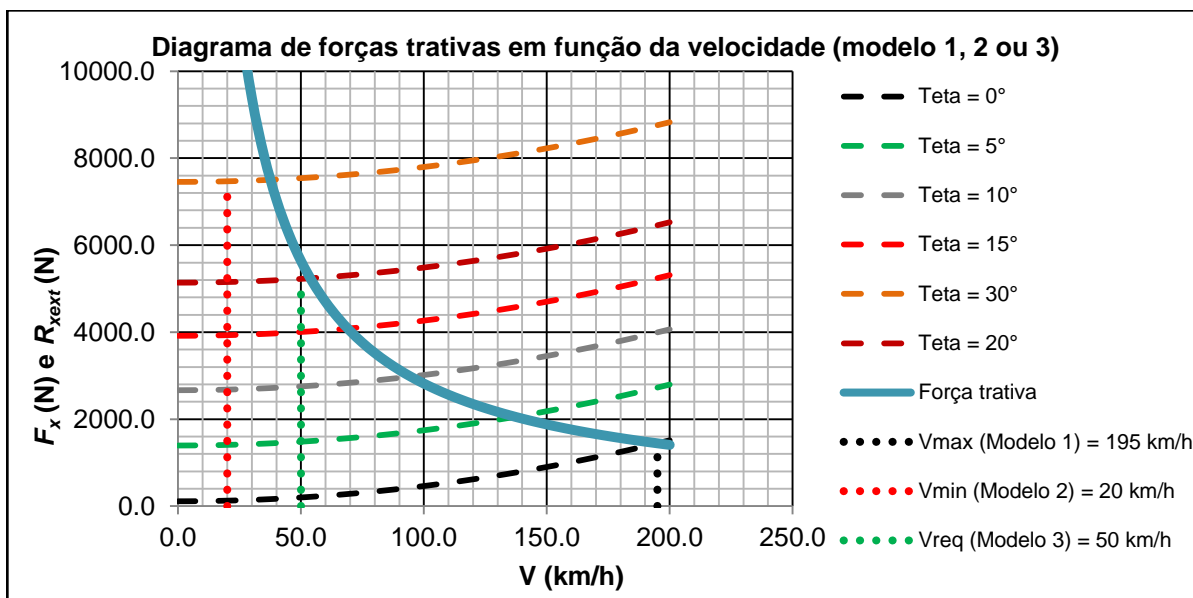


Figura 10-12 – Diagrama de esforços trativos (válido para Modelo 1).

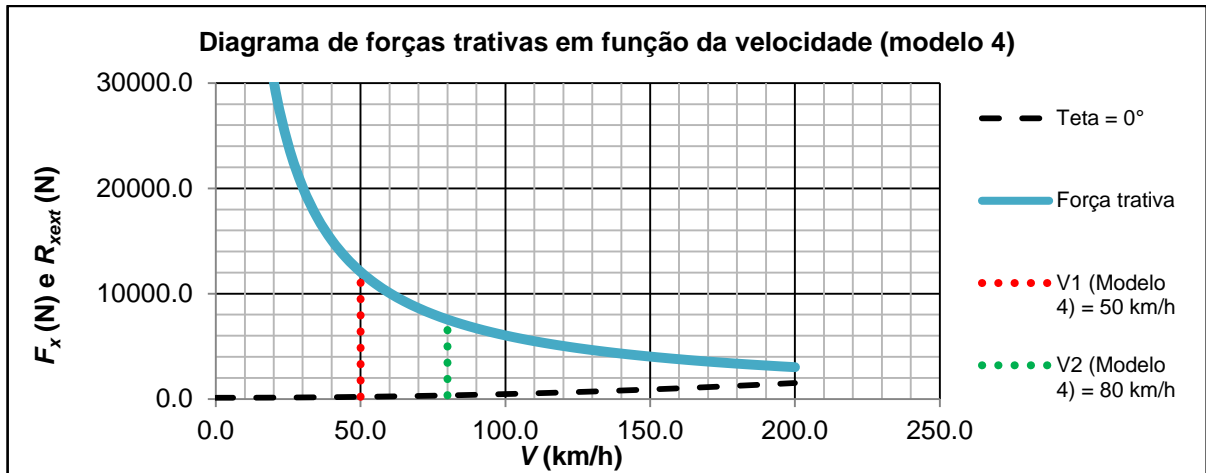


Figura 10-13 – Diagrama de esforços trativos (válido para Modelo 4).

O passo seguinte, referente ao dimensionamento de motores (Bloco 06), é feito mediante a configuração da interface da Figura 10-14. Repare que é possível optar entre diferentes motores, que são selecionados como ideais ou mediante escolha de um catálogo (detalhes estão disponíveis na aba “Catálogo_MotoresElétricos” e “Catálogo_MotoresCombustão”, dentro das quais exemplos de motores foram computados). Nos exemplos do estudo de caso, os dados escolhidos e resultados pertinentes são apresentados na Tabela 10-6. A curva do motor elétrico está contida na Figura 10-15 (para o motor de combustão, não se representa uma curva, pois apenas o ponto de operação é utilizado nos cálculos posteriores).

Dimensionamento de motores

Instruções gerais
[Clique aqui](#)

Parâmetros para dimensionamento dos motores

Potência na saída do diferencial (kW)	P_{odif}	78.3
Potência na entrada do diferencial (kW)	P_{idf}	82.4
Eficiência de uso da potência do ME	η_{cm}	0.885
Eficiência de uso da potência do MCI	η_{ce}	0.913
Potência ideal requisitada ao ME (kW)	P_m	46.5
Potência ideal requisitada ao MCI (kW)	P_e	45.1
Grau de hibridização	α_{HIB}	0.508
Seleção tipo de ME		ME_Ideal
ME de catálogo		-
Rotação nominal ideal (rpm)	ω_{nom}	1500.0
Rotação limite ideal (rpm)	ω_{max}	5000.0
Seleção tipo de MCI		MCI_Ideal
MCI de catálogo		-
Velocidade fixa de operação ideal (rpm)	ω_{enom}	5000.0
Potência fixa de operação ideal (kW)	P_{enom}	45.1
Torque fixo de operação ideal (Nm)	T_{enom}	86.2
Ponto de operação		Consumo mínimo

Seleção ou cálculo ideal dos motores

Motor Elétrico Ideal		Rotação (rpm)	Torque (Nm)	Potência (kW)
Rotação nominal (rpm)	1500.0	0.0	296.3	0.0
Rotação limite (rpm)	5000.0	300.0	296.3	9.3
Torque nominal (Nm)	296.3	600.0	296.3	18.6
Potência nominal (kW)	46.5	900.0	296.3	27.9
Especificação		1200.0	296.3	37.2
Motor Elétrico Ideal - 46.5kW/296.3Nm IDEAL		1500.0	296.3	46.5
		2200.0	202.0	46.5
		2900.0	153.3	46.5
		3600.0	123.5	46.5
		4300.0	103.4	46.5
5000.0	88.9	46.5		

Motor de Combustão Ideal		Rotação (rpm)	Torque (Nm)	Potência (kW)
Velocidade fixa de operação (rpm)	5000.0	-	-	-
Potência fixa de operação (kW)	45.1	-	-	-
Torque fixo de operação (Nm)	86.2	-	-	-

Especificação dos motores, com parâmetros característicos e curvas de operação

Figura 10-14 – Interface da seção “Dimensionamento de motores”.

Tabela 10-6 – Dados e resultados da seção “Dimensionamento de motores”.

Parâmetro	Valor
Potência na saída do diferencial (kW)	78.3
Potência na entrada do diferencial (kW)	82.4
Eficiência de uso da potência do ME	0.885
Eficiência de uso da potência do MCI	0.913
Potência ideal requisitada ao ME (kW)	46.5
Potência ideal requisitada ao MCI (kW)	45.1
Grau de hibridização	0.508
Seleção tipo de ME	ME_Ideal
Rotação nominal ideal (rpm)	1500.0
Rotação limite ideal (rpm)	5000.0
Torque nominal (Nm)	296.3
Potência nominal (kW)	46.5
Seleção tipo de MCI	MCI_Ideal
Velocidade fixa de operação ideal (rpm)	5000.0
Potência fixa de operação ideal (kW)	45.1
Torque fixo de operação ideal (Nm)	86.2
Ponto de operação	Consumo mínimo

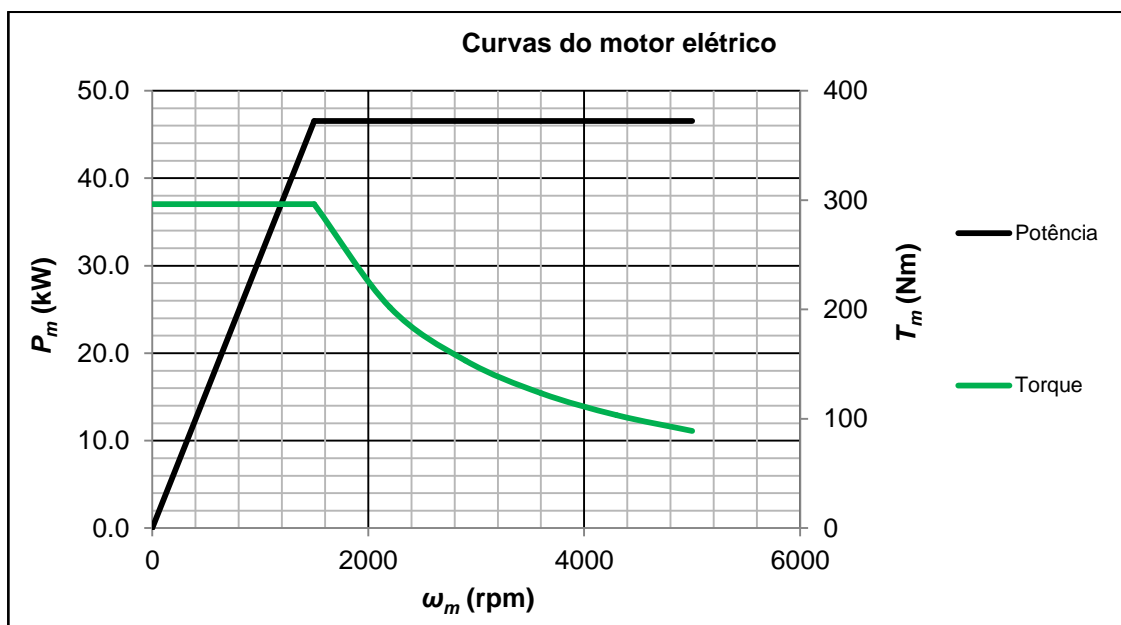


Figura 10-15 – Curva ideal de operação do motor elétrico.

O próximo passo é dimensionar os diâmetros dos engrenamentos para que a saída esteja adequada aos motores selecionados (Bloco 07). Isto é feito com uso de duas seções distintas para cada mecanismo, segundo as interfaces da Figura 10-16 (Mecanismo 1) e Figura 10-17 (Mecanismo 2).

Parâmetros de seleção das engrenagens		
Parâmetros requisitados pelo Mecanismo 1		
Módulo de entrada (mm)	$m_{1,e}$	3.00
Módulo de saída (mm)	$m_{1,s}$	2.00
Número de dentes 1,4	$Z_{1,4}$	20
Número de dentes 1,8	$Z_{1,8}$	40
Número de engrenagens 1,4	$n_{1,4}$	3
Número de engrenagens 1,18	$n_{1,18}$	3
Mapeamento das curvas de saída		
A1	A_1	1.5121
B1	B_1	-0.3327
Diâmetros teóricos		
Diâmetro calculado 1,3 (mm)	$d_{1,3}$	240.0
Diâmetro calculado 1,4 (mm)	$d_{1,4}$	60.0
Diâmetro calculado 1,8 (mm)	$d_{1,8}$	120.0
Diâmetro calculado 1,17 (mm)	$d_{1,17}$	240.0
Diâmetro calculado 1,18 (mm)	$d_{1,18}$	86.1
Diâmetro calculado 1,21 (mm)	$d_{1,21}$	67.9
Pré-redução calculada MCI	i_{MCI}	0.650
Número de dentes		
Número de dentes 1,3		80
Número de dentes 1,4		20
Número de dentes 1,8		40
Número de dentes 1,17		120
Número de dentes 1,18		44
Número de dentes 1,21		34
Diâmetros resultantes		
Diâmetro 1,3 (mm)		240.0
Diâmetro 1,4 (mm)		60.0
Diâmetro 1,8 (mm)		120.0
Diâmetro 1,17 (mm)		240.0
Diâmetro 1,18 (mm)		88.0
Diâmetro 1,21 (mm)		68.0
Pré-redução calculada MCI		0.628
Dentes e diâmetros resultantes		
Diâmetros para mapeamento		

Figura 10-16 – Interface da seção “Engrenagens (Diâmetros)”: Mecanismo 1.

Parâmetros de seleção das engrenagens		
Parâmetros requisitados pelo Mecanismo 2		
Módulo do trem do ME (mm)	$m_{2,e}$	3.0
Módulo do trem do MCI (mm)	$m_{2,m}$	3.0
Módulo da saída (mm)	$m_{2,s}$	3.0
Módulo do par sem-fim e coroa	$m_{2,18}$	3.0
Dentes 2,1	$Z_{2,1}$	18
Dentes 2,12	$Z_{2,12}$	20
Dentes 2,14	$Z_{2,14}$	18
Dentes 2,20	$Z_{2,20}$	80
Número de entradas do sem-fim 2,18	$n_{2,18}$	4
Ângulo do sem-fim	λ	6.5
Módulo circular do par sem-fim e coroa (mm)	$m_{c2,18}$	3.1
Número de engrenagens 2,10	$n_{2,10}$	3
Número de engrenagens 2,12	$n_{2,12}$	3
Mapeamento das curvas de saída		
A2	A_2	1.5121
B2	B_2	-0.3327
Diâmetros teóricos		
Diâmetro calculado 2,1 (mm)	$d_{2,1}$	54.0
Diâmetro calculado 2,3 (mm)	$d_{2,3}$	349.5
Diâmetro calculado 2,10 (mm)	$d_{2,10}$	250.9
Diâmetro calculado 2,12 (mm)	$d_{2,12}$	60.0
Diâmetro calculado 2,14 (mm)	$d_{2,14}$	55.4
Diâmetro calculado 2,19 (mm)	$d_{2,19}$	49.1
Diâmetro calculado 2,20 (mm)	$d_{2,20}$	240.0
Número de dentes		
Número de dentes 2,1		18
Número de dentes 2,3		117
Número de dentes 2,10		84
Número de dentes 2,12		20
Número de dentes 2,14		18
Número de dentes 2,19		16
Número de dentes 2,20		80
Diâmetros resultantes		
Diâmetro 2,1 (mm)		54.0
Diâmetro 2,3 (mm)		351.0
Diâmetro 2,10 (mm)		252.0
Diâmetro 2,12 (mm)		60.0
Diâmetro 2,14 (mm)		55.4
Diâmetro 2,19 (mm)		49.2
Diâmetro 2,20 (mm)		240.0
Dentes e diâmetros resultantes		
Diâmetros para mapeamento		

Figura 10-17 – Interface da seção “Engrenagens (Diâmetros)”: Mecanismo 2.

Para os exemplos de aplicação, os parâmetros necessários de mapeamento (velocidade mínimas e máximas) e a seleção de entradas adequadas para determinação dos engrenamentos são compilados na Tabela 10-7.

Tabela 10-7 – Dados e resultados da seção de “Engrenagens (Diâmetros)”.

Parâmetro		Valor	
Velocidade mínima do veículo (km/h)		20.0	
Velocidade máxima do veículo (km/h)		195.0	
Raio dinâmico dos pneus (m)		0.307	
Rotação mínima das rodas (rpm)		172.8	
Rotação máxima das rodas (rpm)		1684.9	
Rotação mínima na saída (rpm)		604.8	
Rotação máxima na saída (rpm)		5897.0	
Mapeamento A		1.5121	
Mapeamento B		-0.3327	
Mecanismo 1		Mecanismo 2	
Módulo de entrada (mm)	3.00	Módulo do trem do ME (mm)	3.0
Módulo de saída (mm)	2.00	Módulo do trem do MCI (mm)	3.0
Número de dentes 1,4	20	Módulo da saída (mm)	3.0
Número de dentes 1,8	40	Módulo do par sem-fim e coroa	10.0
Número de engrenagens 1,4	3	Número de dentes 2,1	22
Número de engrenagens 1,18	3	Número de dentes 2,12	13
Diâmetro 1,3 (mm)	240.0	Número de dentes 2,14	21
Diâmetro 1,4 (mm)	60.0	Número de dentes 2,20	50
Diâmetro 1,8 (mm)	120.0	Número de entradas do sem-fim 2,18	6
Diâmetro 1,17 (mm)	240.0	Ângulo do sem-fim (°)	45.0
Diâmetro 1,18 (mm)	88.0	Módulo circular do sem-fim (mm)	14.1
Diâmetro 1,21 (mm)	68.0	Número de engrenagens 2,10	3
Pré-redução calculada MCI	0.628	Número de engrenagens 2,12	3
Número de dentes 1,3	80	Diâmetro 2,1 (mm)	66.0
Número de dentes 1,17	120	Diâmetro 2,3 (mm)	330.0
Número de dentes 1,18	44	Diâmetro 2,10 (mm)	153.0
Número de dentes 1,21	34	Diâmetro 2,12 (mm)	39.0
		Diâmetro 2,14 (mm)	297.0
		Diâmetro 2,19 (mm)	39.0
		Diâmetro 2,20 (mm)	150.0
		Número de dentes 2,3	110
		Número de dentes 2,10	51
		Número de dentes 2,14	21

O Bloco 08 na continuação, a partir dos dados dos motores e diâmetros das reduções, reflete o comportamento dinâmico dos mecanismos em cada velocidade de operação dos motores (determinado pela aba “Cálculos_Dinâmica Rotativa”). Basicamente, a interface contém os gráficos de distribuição de rotações e torques

em função da velocidade do ME, para o Mecanismo 1 (Figura 10-18 e Figura 10-20) e Mecanismo 2 (Figura 10-19 e Figura 10-21), além da amostragem das potências.

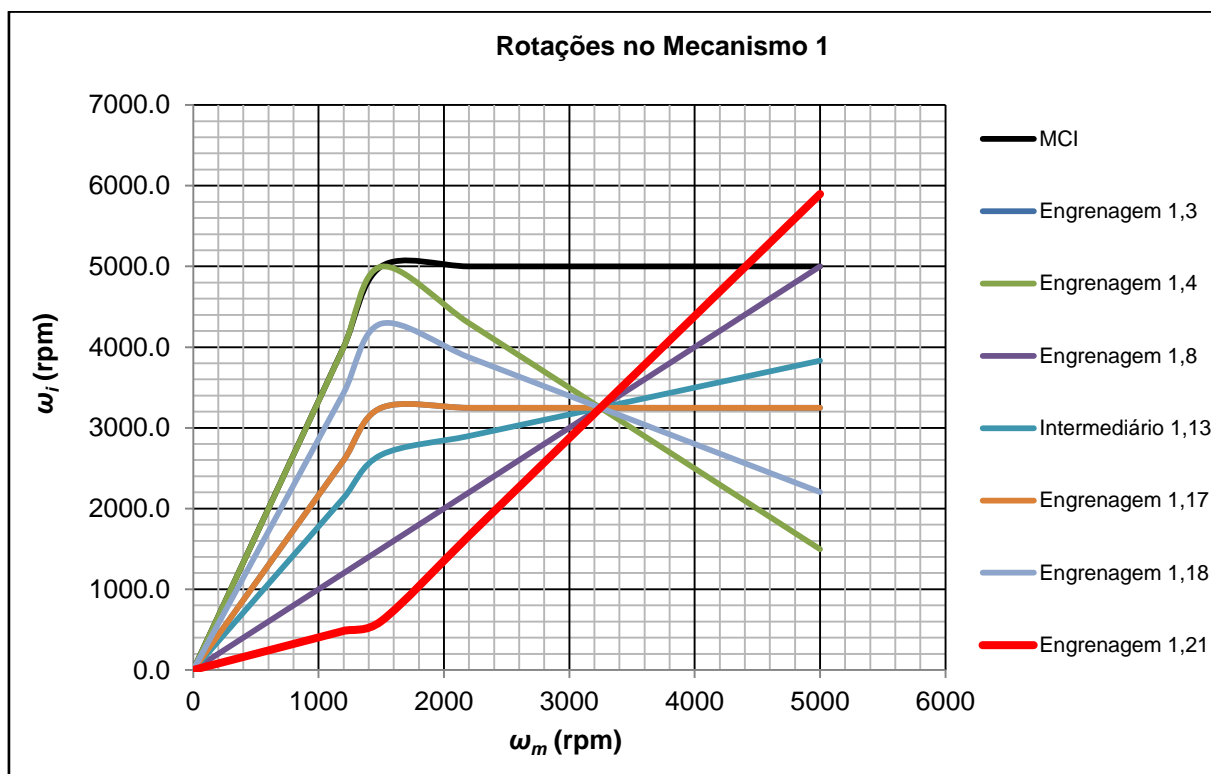


Figura 10-18 – Rotações dos elementos rotativos do Mecanismo 1.

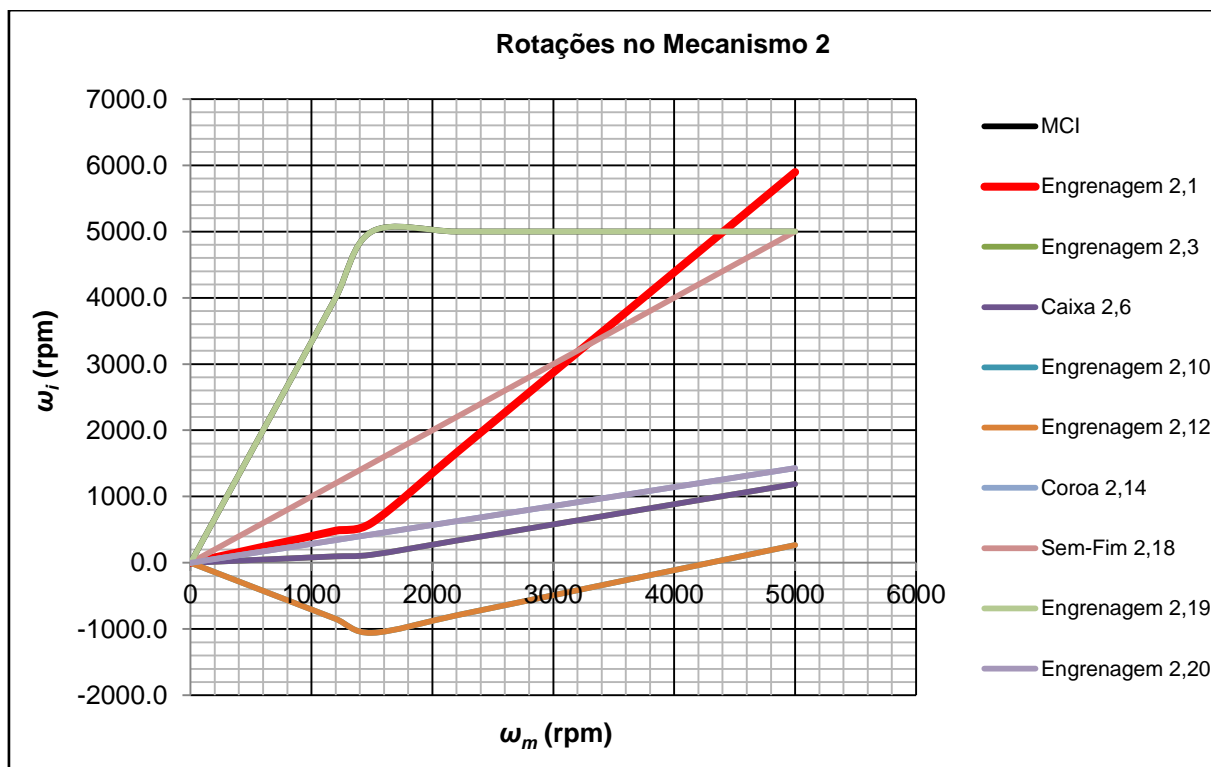


Figura 10-19 – Rotações dos elementos rotativos do Mecanismo 2.

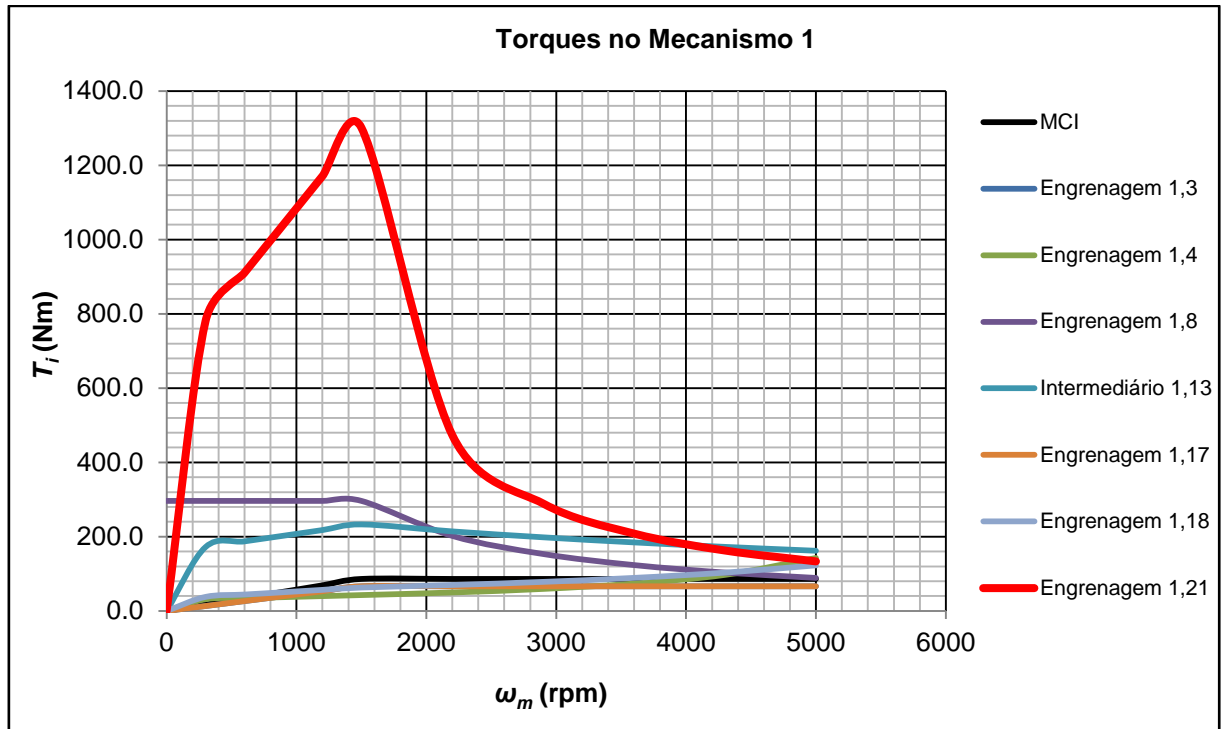


Figura 10-20 – Torques dos elementos rotativos do Mecanismo 1.

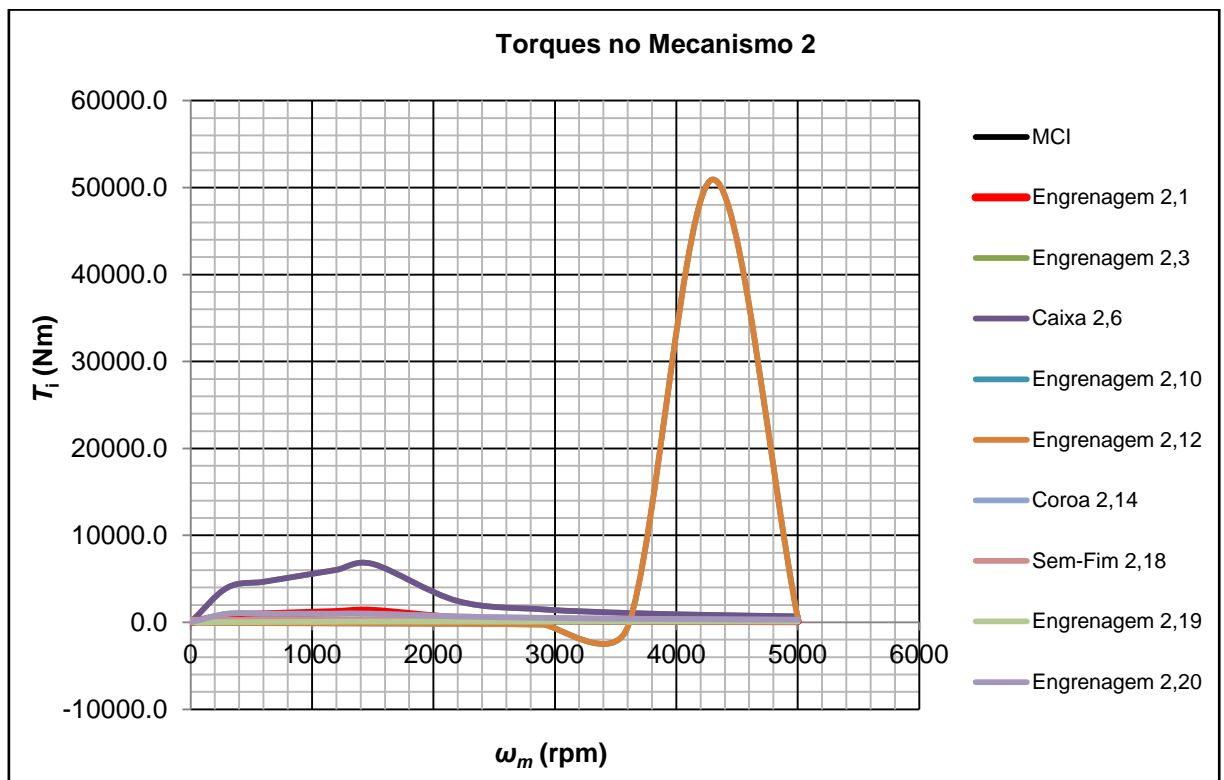


Figura 10-21 – Torques dos elementos rotativos do Mecanismo 2.

Após terem sido determinados todos os comportamentos de carregamentos sobre o mecanismo, deve-se avaliar o perfil de uso típico do veículo para definir a intensidade dos esforços utilizados para dimensionamento (Bloco 09). A interface

esperada para a seção do perfil de carregamento é demonstrada na Figura 10-22, na qual basicamente são definidos os instantes de tempo e níveis de aceleração e a dinâmica rotativa correspondente é calculada para cada componente de ambos os mecanismos. Os cálculos de esforços equivalentes são determinados mediante auxílio da aba em paralelo “Cálculos_PalmgrenMiner”.

Mapeamento de velocidades

Definição de instantes de tempo e fatores de aceleração

Cálculos do comportamento do veículo em cada instante de tempo

Tempo (s)	Fator de aceleração	V (km/h)	F_{sust} (N)	R_x (N)	F_{xdiag} (N)	a_x (m/s ²)	ω_{roda} (rpm)	ω_z (rpm)	ω_{ME} (rpm)	ω_{MCI} (rpm)
0	0.10	3.0	211.4	113.4	98.0	0.07	25.9	90.7	225.0	750.0
1	0.20	3.2	455.9	113.4	342.5	0.23	28.0	97.8	242.6	808.8
2	0.30	4.1	857.6	113.6	744.0	0.50	35.1	122.7	304.3	1014.3
3	0.40	5.8	1646.7	114.2	1532.5	1.02	50.5	176.7	438.2	1460.7
4	0.50	9.5	3354.1	116.1	3237.9	2.16	82.3	287.9	714.0	2380.1
5	0.50	17.3	6091.8	123.6	5968.2	3.98	149.4	522.9	1296.9	4322.9
6	0.50	31.6	4480.5	148.1	4332.4	2.89	273.2	956.1	1732.3	5000.0
7	0.50	42.0	3365.4	174.9	3190.4	2.13	363.0	1270.5	1940.3	5000.0
8	0.50	49.7	2839.0	199.4	2639.7	1.76	429.2	1502.1	2093.4	5000.0
9	0.50	56.0	2519.2	222.9	2296.3	1.53	483.9	1693.7	2220.1	5000.0
10	0.50	61.5	2293.9	245.7	2048.2	1.37	531.5	1860.3	2330.3	5000.0
11	0.50	66.4	2123.6	267.7	1855.9	1.24	574.0	2009.0	2428.6	5000.0
12	0.50	70.9	1989.3	289.1	1700.3	1.13	612.5	2143.7	2517.7	5000.0
13	0.40	75.0	1503.8	309.8	1194.0	0.80	647.7	2267.1	2599.3	5000.0
14	0.30	77.8	1087.4	325.4	762.1	0.51	672.5	2353.8	2656.7	5000.0
15	0.20	79.7	707.8	335.3	372.5	0.25	688.3	2409.1	2693.2	5000.0
16	0.10	80.6	350.0	340.4	9.6	0.01	696.0	2436.1	2711.1	5000.0
17	0.10	80.6	349.9	340.5	9.4	0.01	696.2	2436.8	2711.6	5000.0
18	0.09	80.6	314.8	340.6	-25.8	-0.02	696.4	2437.5	2712.0	5000.0
19	0.08	80.5	280.0	340.3	-60.2	-0.04	695.9	2435.6	2710.8	5000.0
20	0.09	80.4	315.6	339.4	-23.8	-0.02	694.6	2431.2	2707.9	5000.0
21	0.08	80.3	280.7	339.1	-58.4	-0.04	694.1	2429.5	2706.8	5000.0

Figura 10-22 – Interface da seção “Perfil de carregamento”.

O estudo realizado utilizou um perfil que deve se repetir aproximadamente conforme de um ciclo característico de 0 a 60 segundos, cujas curvas comportamentais geradas correspondem à Figura 10-23. Neste ciclo, buscou-se simular a aplicação do veículo em circuitos urbanos, onde o veículo passa por picos elevados e curtos de aceleração, seguidos de períodos curtos com velocidade estável e parada praticamente total.

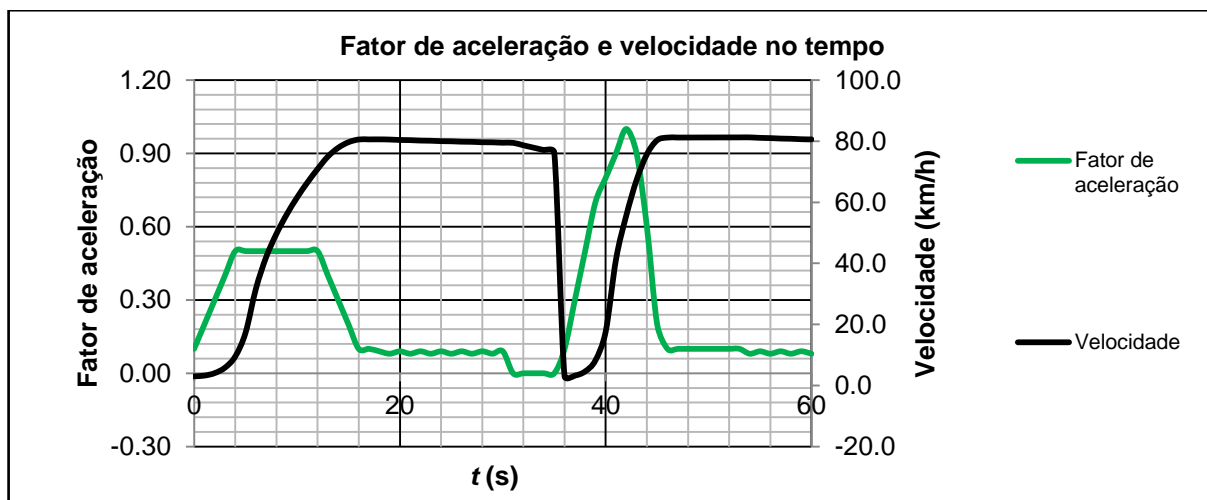


Figura 10-23 – Fatores de aceleração e velocidades resultante no perfil de uso.

Consequentemente, obtém-se os valores de aceleração e tração disponível ao longo do tempo de ciclo (Figura 10-24). A partir destes resultados, é possível obter os carregamentos equivalentes aplicados sobre cada elemento, conforme listados na Tabela 10-8.

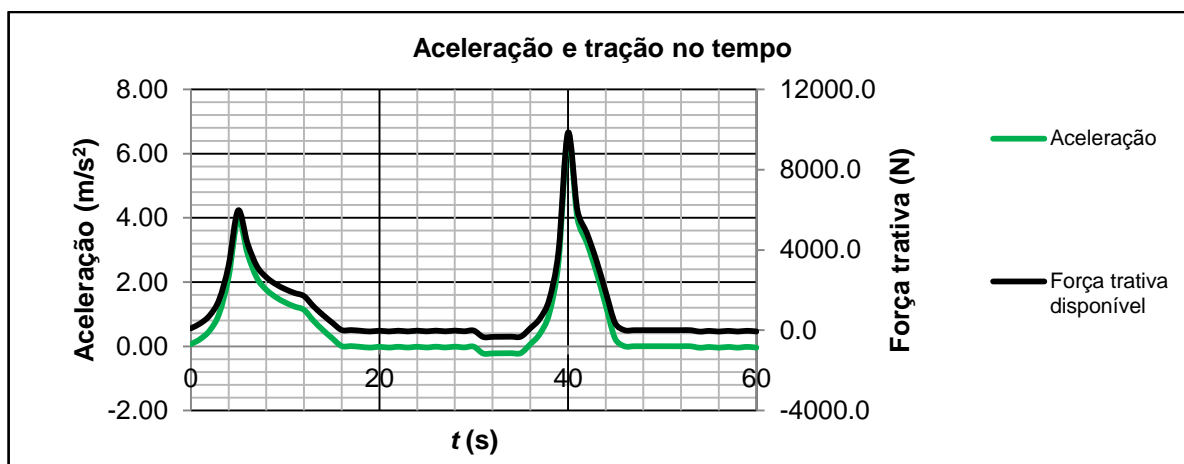


Figura 10-24 – Aceleração e força trativa disponível no perfil de uso.

Tabela 10-8 – Resultados do perfil de uso típico do veículo.

Elemento	Ciclos	Rotação (rpm)	Torque (Nm)
Mecanismo 1			
Engrenagem 1,3	2922.5	3214.5	38.8
Engrenagem 1,4	3582.8	3945.7	29.7
Engrenagem 1,8	2262.2	2641.8	150.7
Engrenagem 1,17	2922.5	3214.5	38.8
Engrenagem 1,18	3316.2	3631.5	41.3
Engrenagem 1,21	1924.1	2374.7	525.9
Mecanismo 2			
Engrenagem 2,1	1924.1	2374.7	530.4
Engrenagem 2,3	388.0	478.8	2711.7
Engrenagem 2,10	605.8	717.3	107.9
Engrenagem 2,12	605.8	750.4	123.3
Coroa 2,14	646.4	750.4	433.3
Sem-fim 2,18	2262.2	2641.8	150.7
Engrenagem 2,19	4498.7	4948.1	50.4
Engrenagem 2,20	646.4	754.8	501.1

A obtenção dos dados da Tabela 10-8 encerra o conjunto de condições de contorno para aplicação dos dimensionamentos dos dimensionais restantes dos elementos de máquina, seleção de materiais e especificações de fabricação. O

primeiro detalhamento completo é feito para as engrenagens, com cálculo básico de suas larguras (Bloco 10), feito em duas etapas: seleção de parâmetros (aplicação, carregamento, materiais e geometria) e verificação de falha (flexão e fadiga). A primeira etapa consiste do preenchimento da interface da Figura 10-25 (exemplo do Mecanismo 1), enquanto na segunda se detalha as larguras segundo diferentes critérios (Figura 10-26), com a seleção daqueles mais adequados. Todos os cálculos auxiliares, especialmente no que tange a propriedades de materiais são feitos com uso da aba “Cálculos_Engrenagens” juntamente a “Catálogo_Materiais”.

Parâmetros para engrenagens do Mecanismo 1		Engrenagem 1,3	Engrenagem 1,4	Engrenagem 1,8	Engrenagem 1,17	Engrenagem 1,18	Engrenagem 1,21
Tabela de materiais	-	Materiais_04	Materiais_05	Materiais_05	Materiais_04	Materiais_04	Materiais_05
Material	-	T4 - SAE1010 A	T5 - SAE1340 B	T5 - SAE4340 D	T4 - SAE1010 B	T4 - SAE1050 D	T5 - SAE4340 D
Índice de qualidade	Q_V	9.0	10.0	9.0	9.0	9.0	12.0
Temperatura máxima de lubrificante (°C)	T_{Lub}	75.0	75.0	75.0	75.0	75.0	60.0
Confiabilidade	-	99.00%	99.00%	99.00%	99.00%	99.00%	99.99%
Rebaixo estimado (mm)	D/d	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.02
Raio de entalhe (mm)	r	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	1.00
Ângulo de pressão (°)	α_n	20.0	20.0	20.0	25.0	25.0	25.0
Tipo de carregamento	-	Ponta	Ponta	Ponta	Ponta	Ponta	HPSTC
Profundidade	-	Completa	Completa	Completa	Completa	Completa	Completa
Vida em horas (h)	t	10000	10000	10000	10000	10000	10000
Fator de aplicação K_A	K_A	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
Fator de carregamento dinâmico K_V	K_V	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator de carregamento transversal K_{Fa}	K_{Fa}	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator de carregamento longitudinal $K_{F\beta}$	$K_{F\beta}$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Inclinação curva de Woehler m_f	m_f	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8
Rugosidade R_z (µm)	R_z	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0
Razão Largura/Diâmetro limite	B/D	0.50	0.50	0.50	0.50	0.70	1.20
Largura limite	B_{max}	120.0	30.0	60.0	120.0	60.2	81.4

Figura 10-25 – Interface de especificações da seção “Engrenagens (Larguras)”.

Critérios de dimensionamento		PRIUS					
Volume mínimo (mm)		154.9	222.1	73.3	80.6	254.1	419.3
Fadiga (mm)		32.8	67.1	54.9	28.4	62.1	119.0
DIN3990 - Método B (mm)		17.8	37.2	25.0	26.1	39.1	180.4
Verificação da largura limite		Não	Não	Não	Sim	Não	Não
Reajuste com método de Palmgren-Miner							
Fadiga (mm)		32.5	25.7	36.8	28.1	37.3	54.9
DIN3990 - Método B (mm)		17.6	13.7	15.0	25.8	22.8	71.1
Verificação da largura limite		Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
		$B_{1,3}$	$B_{1,4}$	$B_{1,8}$	$B_{1,17}$	$B_{1,18}$	$B_{1,21}$
LARGURA DIMENSIONADA (MECANISMO 1)		38.8	36.8	38.8	75.1	73.1	71.1

Figura 10-26 – Interface para das larguras da seção “Engrenagens (Larguras)”.

Para fins de aplicação numérica, seguindo no estudo de caso, a adoção de parâmetros é feita conforme a Tabela 10-9, até que se se obtivesse valores resultados coerentes de dimensionais de largura, respeitando os limites impostos e que a variabilidade de materiais de fabricação para engrenagens fosse limitada (utilizou-se aços liga SAE 1340 e SAE4340, ambas temperadas e revenidas). Além disso, escolheu-se um fator de segurança de 1.5 e tolerância de largura dos pinhões de 1.0 mm, para garantir que a largura mínima esteja engrenada.

Tabela 10-9 – Dados de especificação da seção Engrenagem (Larguras).

Parâmetro	Engrenagens do Mecanismo 1 (índice)					
	1,3	1,4	1,8	1,17	1,18	1,21
Material	SAE1340	SAE1340	SAE4340	SAE1340	SAE1340	SAE4340
Índice de qualidade	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	12.0
Temperatura (°C)	70.0	70.0	70.0	70.0	70.0	70.0
Confiabilidade	99.00%	99.00%	99.00%	99.00%	99.00%	99.99%
Rebaixo estimado (mm)	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.02
Raio de entalhe (mm)	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	2.50
Ângulo de pressão (°)	20.0	20.0	20.0	25.0	25.0	25.0
Tipo de carregamento	Ponta	Ponta	Ponta	HPSTC	HPSTC	HPSTC
Profundidade	Completa	Completa	Completa	Completa	Completa	Completa
Vida em horas (h)	10000	10000	10000	10000	10000	10000
Fator K_A	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
Fator K_V	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator K_{Fa}	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator $K_{F\beta}$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Inclinação m_f	5.8	5.8	8.3	5.8	5.8	8.3
Rugosidade (μm)	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0
Largura/Diâmetro	0.50	0.50	0.50	0.80	0.80	0.80
Largura limite	120.0	30.0	60.0	192.0	68.9	54.3
Largura real (mm)	27.2	25.2	27.2	49.4	47.4	45.4

Parâmetro	Engrenagens do Mecanismo 2 (índice)					
	2,1	2,3	2,10	2,12	2,19	2,20
Material	SAE4340	SAE4340	SAE1340	SAE4340	SAE1340	SAE4340
Índice de qualidade	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0
Temperatura (°C)	70.0	70.0	70.0	70.0	70.0	70.0
Confiabilidade	99.99%	99.99%	99.00%	99.00%	99.00%	99.00%
Rebaixo estimado (mm)	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02
Raio de entalhe (mm)	2.50	2.50	3.00	1.00	1.00	1.00
Ângulo de pressão (°)	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0
Tipo de carregamento	HPSTC	HPSTC	HPSTC	HPSTC	HPSTC	HPSTC
Profundidade	Completa	Completa	Completa	Completa	Completa	Completa
Vida em horas (h)	10000	10000	10000	10000	10000	10000
Fator K_A	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
Fator K_V	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator K_{Fa}	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator $K_{F\beta}$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Inclinação m_f	8.3	8.3	5.8	8.3	5.8	8.3
Rugosidade (μm)	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0
Largura/Diâmetro	0.80	0.50	0.50	0.80	0.50	0.50
Largura limite (mm)	52.8	163.7	76.1	31.2	18.4	75.0
Largura real (mm)	41.2	43.2	18.4	22.4	20.4	24.4

Após finalizado o projeto das engrenagens, os eixos devem ser calculados (Bloco 11) com uso da interface exposta na Figura 10-27. Nesta seção, são trazidos os esforços equivalentes sobre os engrenamentos e que incidem sobre os eixos-árvore (imprescindíveis no cálculo das componentes tangencial e radial), cabendo ao projeto definir os comprimentos de seção e detalhamento de material e fabricação, para que finalmente sejam determinados os comprimentos mínimos de cada seção, juntamente à distribuição de momentos fletores.

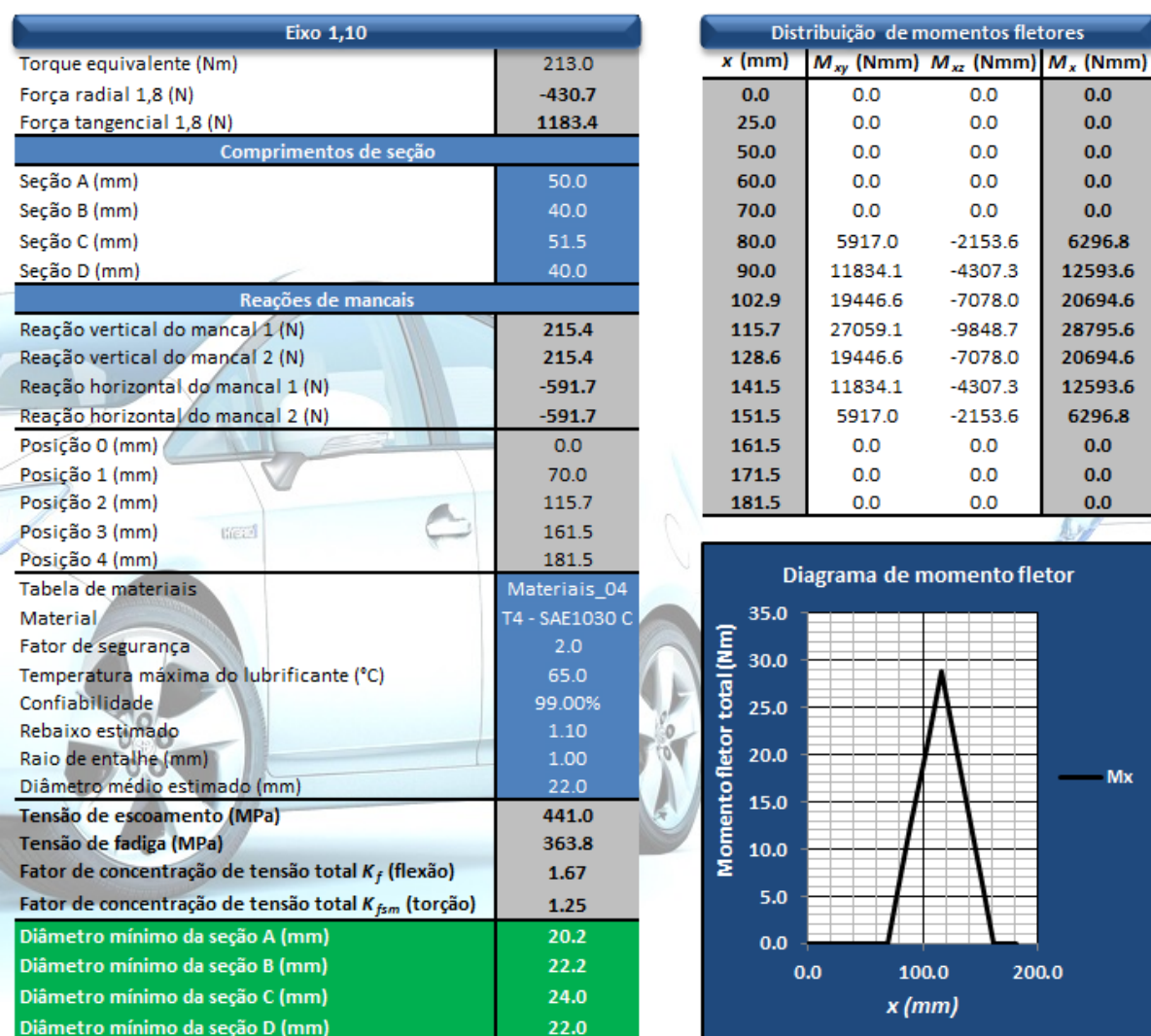


Figura 10-27 – Interface da seção “Eixos”.

Os métodos exemplificados na Figura 10-27 são repetidos para cada um dos eixos de cada mecanismo. Desta forma, os dados sugeridos na aplicação e resultados obtidos são demonstrados na Tabela 10-10, lembrando que fatores de segurança igual a 2.0 foram designados para os cálculos (auxiliaramente, a aba

“Cálculo_Eixos” determina propriedades de materiais, os quais foram escolhidos como sendo aços SAE1050, laminado a frio, e SAE4140, temperado e revenido).

Tabela 10-10 – Dados e resultados da seção “Eixos”.

Parâmetro	Eixos do Mecanismo 1 (índice)			
	1,5	1,10	1,15	1,23
Material	SAE1050	SAE1050	SAE1050	SAE1050
Seção A (mm)	37.2	50.0	10.0	40.0
Seção B (mm)	20.0	40.0	20.0	59.4
Seção C (mm)	10.0	37.2	59.4	40.0
Seção D (mm)	-	40.0	-	50.0
Diâmetro A (mm)	10.2	15.9	12.0	27.6
Diâmetro B (mm)	10.3	17.9	13.4	28.6
Diâmetro C (mm)	10.1	17.9	12.8	27.6
Diâmetro D (mm)	-	17.8	-	25.6
Parâmetro	Eixos do Mecanismo 2 (índice)			
	2,5	2,8	2,17	
Material	SAE4140	SAE4140	SAE4140	
Seção A (mm)	80.0	20.0	29.4	
Seção B (mm)	100.0	15.0	75.0	
Seção C (mm)	50.0	18.4	50.0	
Seção D (mm)	25.4	60.0	100.0	
Seção E (mm)	-	22.4	40.0	
Seção F (mm)	-	15.0	-	
Seção G (mm)	-	20.0	-	
Diâmetro A (mm)	12.5	11.3	11.0	
Diâmetro B (mm)	14.5	12.0	19.3	
Diâmetro C (mm)	12.5	12.7	19.3	
Diâmetro D (mm)	9.0	13.8	11.6	
Diâmetro E (mm)	-	13.9	8.9	
Diâmetro F (mm)	-	12.9	-	
Diâmetro G (mm)	-	11.5	-	

Na continuação da ferramenta, o Bloco 12 interpreta as variáveis provenientes dos cálculos anteriores, dimensionando os mancais. O projeto admite a configuração dos parâmetros de entrada (especificados na seção 8.3) na interface da Figura 10-28, para cada rolamento de cada mecanismo. De maneira geral, são retornadas todas as reações e rotações equivalentes em mancais, bastando ao usuário que faça as especificações indicadas, como a seleção dos rolamentos, o tipo de uso e os fatores de aplicação para estimativa da vida útil ampliada. Para os fins de exemplo, os resultados obtidos estão compilados na Tabela 10-11 e Tabela 10-12.

Anterior Principal

Instruções gerais
Clique aqui

Esforços e rotações de referência para os rolamentos

Rolamento	R_z (N)	R_y (N)	Rotação (rpm)
Mecanismo 1			
Rolamento 1,6	364.4	1163.8	3945.7
Rolamento 1,9	215.4	591.7	2641.8
Rolamento 1,19	3373.3	6052.0	3631.5
Rolamento 1,24	1644.1	3525.9	2374.7
Rolamento 1,25	1644.1	3525.9	2374.7
Rolamento 1,26	215.4	591.7	2641.8
Mecanismo 2			
Rolamento 2,4A	405.6	869.8	4960.9
Rolamento 2,4B	1087.2	2331.5	4960.9
Rolamento 2,7A	681.6	1461.7	478.8
Rolamento 2,7B	1241.2	3687.2	478.8
Rolamento 2,9A	901.0	1932.1	750.4
Rolamento 2,9B	1231.5	2640.9	750.4
Rolamento 2,15A	4565.0	7328.9	754.8
Rolamento 2,15B	3323.8	3641.7	754.8

Resultados do dimensionamento de engrenagens e eixos

Seleção do rolamento

Verificação da adequação do rolamento

Elemento interno	Esferas
Tipo de rolamento	Fixo de esferas
Designação	6302
Uso combinado	Sim
Tipo de uso combinado	Tandem
Probabilidade de falha	10%
Fator de confiabilidade a_1	1.00
Fator de material a_2	1.00
Fator de serviço a_3	1.00
Reação radial (N)	1219.5
Reação axial (N)	123.7
Diâmetro mínimo do eixo	12.7
Expoente p	3.0
Diâmetro interno d (mm)	15.0
Diâmetro externo D (mm)	42.0
Largura (mm)	13.0
Largura total (mm)	26.0
Capacidade de carga estática C_o (kN)	5.40
Capacidade de carga dinâmica C (kN)	11.40
Capacidade efetiva C_e (kN)	10.8
Capacidade efetiva C (kN)	18.81
Fator axial f_o (fixo de esferas)	12.1
Tipo da folga (fixo de esferas)	Folga_Normal
Fator $f_o F_o / C_o$ (fixo de esferas)	0.28
Valor da folga e (mm)	0.22
Razão de esforços axial-radial	0.10
Fator radial X	1.00
Fator axial Y	0.00
Fator axial X_o	1.00
Fator axial Y_o	0.00
Carga estática equivalente P_o (N)	1219.5
Carga dinâmica equivalente P (N)	1219.5
Vida útil L_{10} (10^6 ciclos)	3.669E+03
Vida útil L_{10h} (horas)	15499.0

Figura 10-28 – Interface da seção “Mancais”.

Tabela 10-11 – Dados e resultados da seção “Mancais” para Mecanismo 1.

Parâmetro	Rolamento (índice)					
	1,6	1,9	1,19	1,24	1,25	1,26
Tipo	Esferas	Esferas	Rolos	Esferas	Esferas	Esferas
Designação	6302	6004	32303A	6406	6406	6004
Combinação	-	-	Back-to-Back	-	-	-
Fator a_1	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator a_2	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator a_3	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Reação radial (N)	826.1	445.5	4999.9	2844.5	2844.5	445.5
Reação axial (N)	71.9	212.1	437.3	632.1	632.1	212.1
Diâmetro interno (mm)	15.0	20.0	17.0	30.0	30.0	20.0
Diâmetro externo (mm)	42.0	42.0	47.0	90.0	90.0	42.0
Largura total (mm)	13.0	12.0	38.0	23.0	23.0	12.0
Tipo de folga	Normal	Normal	-	Normal	Normal	Normal
Capacidade carga (kN)	11.40	9.30	73.00	42.50	42.50	9.30
Carga equivalente (N)	826.1	615.9	6033.3	2844.5	2844.5	615.9
Vida útil L_{10h} (horas)	11099.4	14543.2	17177.0	14089.1	14089.1	14543.2

Tabela 10-12 – Dados e resultados da seção “Mancais” para Mecanismo 2.

Parâmetro	Rolamento (índice)			
	2,4A	2,4B	2,7A	2,7B
Tipo	Esferas	Rolos	Esferas	Esferas
Designação	6203	32303A	6017	6017
Combinação	-	Back-to-Back	-	-
Fator a_1	0.62	0.62	0.62	0.62
Fator a_2	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator a_3	1.00	1.00	1.00	1.00
Reação radial (N)	595.6	1545.5	950.0	2724.5
Reação axial (N)	0.0	1267.1	0.0	0.0
Diâmetro interno (mm)	17.0	17.0	85.0	85.0
Diâmetro externo (mm)	40.0	47.0	130.0	130.0
Largura total (mm)	12.0	38.0	22.0	22.0
Tipo de folga	Normal	-	Normal	Normal
Capacidade carga (kN)	9.50	73.00	49.00	49.00
Carga equivalente (N)	595.6	5527.3	950.0	2724.5
Vida útil L_{10h} (horas)	10629.7	14261.2	359386.8	15235.4

Parâmetro	Rolamento (índice)			
	2,9A	2,9B	2,15A	2,15B
Tipo	Rolos	Rolos	Rolos	Rolos
Designação	30203A	32203A	32306A	32006X
Combinação	-	-	Back-to-Back	-
Fator a_1	0.62	0.62	1.00	1.00
Fator a_2	1.00	1.00	1.00	1.00
Fator a_3	1.00	1.00	1.00	1.00
Reação radial (N)	1324.4	2082.9	6282.4	3644.8
Reação axial (N)	331.1	520.7	3060.9	131.3
Diâmetro interno (mm)	17.0	17.0	30.0	30.0
Diâmetro externo (mm)	40.0	40.0	72.0	55.0
Largura total (mm)	12.0	16.0	54.0	17.0
Tipo de folga	-	-	-	-
Capacidade carga (kN)	19.30	29.00	163.00	39.00
Carga equivalente (N)	1324.4	2082.9	13979.8	3644.8
Vida útil L_{10h} (horas)	19797.3	17004.8	15182.8	11403.4

Além de gerar a especificação completa dos mancais, o Bloco 12 também deve redimensionar os eixos para que exista compatibilidade de montagem. Para isso, o programa é sequenciado na aba “Redefinição dos eixos”, na qual a interface é exatamente igual a dos eixos, porém todos os comprimentos de seção e diâmetros redimensionados de forma a otimizar o projeto (lembre-se que não há mudança de materiais). Nos presentes exemplos, os resultados são dispostos na Tabela 10-13.

Tabela 10-13 – Dados e resultados da seção “Redefinição dos eixos”.

Parâmetro	Eixos do Mecanismo 1				Eixos do Mecanismo 2		
	1,5	1,10	1,15	1,23	2,5	2,8	2,17
Seção A (mm)	37.2	50.0	20.0	23.0	32.0	12.0	29.4
Seção B (mm)	20.0	12.0	50.0	59.4	37.2	10.0	64.0
Seção C (mm)	10.0	37.2	59.4	23.0	48.0	18.4	47.0
Seção D (mm)	-	12.0	-	50.0	25.4	22.0	27.0
Seção E (mm)					-	22.4	36.5
Seção F (mm)					-	10.0	-
Seção G (mm)					-	16.0	-
Diâmetro A (mm)	15.0	18.0	17.0	30.0	17.0	17.0	28.0
Diâmetro B (mm)	17.0	20.0	19.0	32.0	21.0	19.0	30.0
Diâmetro C (mm)	15.0	22.0	17.0	30.0	19.0	23.0	32.0
Diâmetro D (mm)	-	20.0	-	28.0	17.0	25.0	30.0
Diâmetro E (mm)					-	21.0	28.0
Diâmetro F (mm)					-	19.0	-
Diâmetro G (mm)					-	17.0	-

Os próximos elementos dimensionados são as chavetas (Bloco 13), cujos cálculos devem ser gerenciados com auxílio da interface exibida na Figura 10-29. Para cada chaveta, faz-se a seleção adequada do material e aplicação, sendo retornados os valores dimensionais da sua seção transversal e das larguras mínimas a serem adotadas segundo o dimensionamento à fadiga e esmagamento.

Chavetas Seguinte → Menu Principal

← Anterior

Instruções gerais
Clique aqui

Esforços aplicados sobre as chavetas

Chaveta	d_{eixo} (mm)	M_T (Nm)	F_{ch} (N)
Mecanismo 1			
Chaveta 1,2	16.5	38.8	4710.8
Chaveta 1,11	22.0	150.7	13700.2
Chaveta 1,12	17.0	29.7	3491.5
Chaveta 1,14	19.0	41.3	4350.1
Chaveta 1,16	16.5	38.8	4710.8
Chaveta 1,22	32.0	525.9	32869.2
Mecanismo 2			
Chaveta 2,11	23.0	123.3	10719.4
Chaveta 2,13	21.0	123.3	11740.3
Chaveta 1,16	33.0	501.1	30368.7

Parâmetros do Mecanismo 1 Chaveta 1,2

Tabela de materiais	Materials_04
Material	T4 - SAE1040 E
Fator de segurança	2.0
Temperatura máxima (°C)	70.0
Confiabilidade	99.00%
Raio de entalhe (mm)	0.50
Tensão de escoamento (MPa)	552.0
Tensão de fadiga (MPa)	503.2
Fator K_F (flexão)	1.57
Fator K_T (torção)	2.05
Largura máxima disponível (mm)	27.2
Largura de seção b_{ch} (mm)	5.0
Altura de seção h_{ch} (mm)	5.0
Largura chavetada (fadiga) (mm)	11.1
Largura chavetada (esmagamento) (mm)	6.8
LARGURA DIMENSIONADA (mm)	11.1
Verificação da largura limite	Sim

Definição de materiais

Resultados do dimensionamento de engrenagens e eixos

Especificação de dimensionais da chaveta

Figura 10-29 – Interface da seção “Chavetas”.

Os dados utilizados e resultados encontrados são mostrados na Tabela 10-14. Para melhor compreensão, a aba “Cálculo_Chavetas” está disponível junto da ferramenta computacional, na qual é possível verificar os cálculos de material (no exemplo, escolheu-se SAE1040, SAE1060 e SAE4340, temperados e revenidos).

Tabela 10-14 – Dados e resultados da seção “Chavetas”.

Parâmetro	Chaveta (índice)					
	1,2	1,11	1,12	1,14	1,17	1,22
Material	SAE1040	SAE1040	SAE1040	SAE1040	SAE1040	SAE1060
Raio de entalhe (mm)	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
Comprimento máximo (mm)	27.2	27.2	20.0	20.0	49.4	45.4
Largura de seção b_{ch} (mm)	5.0	8.0	6.0	6.0	5.0	10.0
Altura de seção h_{ch} (mm)	5.0	7.0	6.0	6.0	5.0	8.0
Comprimento (mm)	11.1	24.9	7.1	9.0	11.5	41.2

Parâmetro	Chaveta (índice)				
	2,11	2,13	2,16	2,21	2,22
Material	SAE4340	SAE4340	SAE4340	SAE4340	SAE4340
Raio de entalhe (mm)	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
Comprimento máximo (mm)	18.4	22.4	24.4	24.4	20.4
Largura de seção b_{ch} (mm)	8.0	6.0	8.0	8.0	6.0
Altura de seção h_{ch} (mm)	7.0	6.0	7.0	7.0	6.0
Comprimento (mm)	7.4	10.6	17.7	17.7	5.2

Seguindo na linha de andamento dos blocos, o Bloco 14 encerra o dimensionamento dos elementos de máquina adicionais, sendo a interface esperada conforme a Figura 10-30. Para cada um dos mecanismos, os resultados exemplares obtidos são listados na Tabela 10-15 e Tabela 10-16.

Par sem-fim (2,18) e coroa (2,14)		Transmissor intermediário do Mecanismo 1		Caixa externa do Mecanismo 1	
Material (Sem-fim - Coroa)	Ferro fundido - Ferro fundido	Furo central A (Rolamento 1,26)		Furo central A (Rolamento 1,9)	
Ângulo de pressão ϕ_n	20.0	Diâmetro	42.0	Diâmetro	42.0
Fator de segurança	1.5	Profundidade	12.0	Profundidade	12.0
Fator K_w (MPa)	1.276	Furo central B (Rolamento 1,25)		Furo central B (Rolamento 1,24)	
Módulo de engrenamento	10.0	Diâmetro	90.0	Diâmetro	90.0
Passo diametral	31.4	Profundidade	23.0	Profundidade	23.0
Relação de transmissão	3.5	Furos de eixos A (Eixos 1,5)		Acomodações das planetárias	
Distância entre centros	177.5	Diâmetro	17.0	Diâmetro interno da entrada	272.9
Coroa		Profundidade	30.0	Diâmetro interno da saída	272.9
Número de dentes	21	Rasgo de chaveta	6 x 6	Largura interna da entrada	32.2
Diâmetro primitivo	297.0	Posição	90.0	Largura interna da saída	54.4
Raio dos dentes	19.0	Quantidade	3	Seção do transmissor intermediário	
Ângulo de chanfro (°)	42.0	Furos de eixo B (Eixos 1,15)		Diâmetro interno para transmissor	250.0
Rotação equivalente (rpm)	754.8	Diâmetro	19.0	Largura interna para transmissor	120.0
Torque equivalente (Nm)	501.1	Profundidade	70.0	Espessuras e tolerâncias	
Diâmetro maior	326.7	Rasgo de chaveta	6 x 6	Espessura mínima	10.0
Velocidade tangencial (m/s)	11.7	Posição	77.0	Tolerância mínima	5.0
Carga tangencial (N)	3161.6	Quantidade	3	Espessura na seção das planetárias	20.0
Carga dinâmica (N)	9244.8	Tolerâncias		Espessura na seção do transmissor	31.5
Largura limite da coroa	38.9	Tolerância de espaçamento	10.0	Tampas laterais	
Diâmetro externo	317.0	Tolerância de diâmetro	15.0	Diâmetro total	292.9
Largura dimensionada da coroa	36.6	Dimensões externas		Largura total da entrada	12.0
Sem-fim		Largura total	110.0	Largura total da saída	23.0
Diâmetro primitivo	58.0	Diâmetro total	227.0	Furo passante da entrada	42.0
Limite inferior do diâmetro	31.0	Dimensões externas		Furo passante da saída	90.0
Limite superior do diâmetro	58.1	Largura total	241.5	Dimensões externas	
Número de entradas	6	Diâmetro total	312.9		
Rotação equivalente (rpm)	2641.8				
Ângulo de hélice (°)	45.0				
Diâmetro externo	78.0				
Avanço L	182.2				

Figura 10-30 – Interface da seção “Dimensionamento de adicionais”.

Tabela 10-15 – Dados e resultados da seção “Dimensionamento de adicionais” para o Mecanismo 1.

Transmissor intermediário		Caixa externa	
Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Furo central A (rolamento 1,26)		Furo central A (Rolamento 1,9)	
Diâmetro (mm)	42.0	Diâmetro (mm)	42.0
Profundidade (mm)	12.0	Profundidade (mm)	12.0
Furo central B (rolamento 1,25)		Furo central B (Rolamento 1,24)	
Diâmetro (mm)	90.0	Diâmetro (mm)	90.0
Profundidade (mm)	23.0	Profundidade (mm)	23.0
Furos de eixos A (Eixos 1,5)		Acomodações das planetárias	
Diâmetro (mm)	17.0	Diâmetro interno da entrada (mm)	272.9
Profundidade (mm)	30.0	Diâmetro interno da saída (mm)	272.9
Rasgo de chaveta (mm)	6 x 6	Largura interna da entrada (mm)	32.2
Posição (mm)	90.0	Largura interna da saída (mm)	54.4
Quantidade	3	Seção do transmissor intermediário	
Furos de eixos A (Eixos 1,15)		Diâmetro interno para transmissor (mm)	250.0
Diâmetro (mm)	19.0	Largura interna para transmissor (mm)	120.0
Profundidade (mm)	70.0	Espessuras e tolerâncias	
Rasgo de chaveta (mm)	6 x 6	Espessura mínima	10.0
Posição (mm)	77.0	Tolerância mínima	5.0
Quantidade	3	Espessura na seção das planetárias	20.0
Tolerâncias		Espessura na seção do transmissor	31.5
Para espaçamentos (mm)	10.0	Tampas laterais	
Para diâmetros (mm)	15.0	Diâmetro total (mm)	292.9
Dimensões externas		Largura total na entrada (mm)	12.0
Largura total (mm)	110.0	Largura total da saída	23.0
Diâmetro total (mm)	227.0	Furo passante da entrada	42.0
		Furo passante da saída	90.0
		Dimensões externas	
		Largura total (mm)	241.5
		Diâmetro total (mm)	312.9

Tabela 10-16 – Dados e resultados da seção “Dimensionamento de adicionais” para o Mecanismo 2.

Sem-fim e coroa		Transmissor intermediário	
Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Material (Sem-fim / Coroa)	Ferro fundido	Espessura global	10.0
Ângulo de pressão (°)	20.0	Tolerância de diâmetro	5.0
Fator de segurança	1.5	Cubo da entrada do MCI	
Fator K_w	1.276	Diâmetro externo	85.0
Módulo (mm)	10.0	Largura externa	75.2
Coroa		Furo do rolamento 2,4A	40.0
Número de dentes	21	Furo do rolamento 2,4B	47.0
Diâmetro primitivo (mm)	297.0	Largura para rolamento 2,4A	12.0
Diâmetro externo (mm)	317.0	Largura para rolamento 2,4B	38.0
Raio dos dentes (mm)	19.0	Diâmetro entre rolamentos	30.5
Ângulo de chanfro (°)	42.0	Largura entre rolamentos	37.2
Diâmetro maior (mm)	326.7	Largura para engrenagem 2,3	43.2

Largura limite (mm)	38.9	Diâmetro da seção da engrenagem 2,3	62.5
Largura dimensionada (mm)	31.5	Cubo da entrada do ME	
Sem-Fim		Diâmetro externo	85.0
Diâmetro primitivo (mm)	58.0	Largura externa	102.0
Limite inferior do diâmetro (mm)	31.0	Furo do rolamento 2,16B	72.0
Limite superior do diâmetro (mm)	58.1	Furo do rolamento 2,16A	55.0
Número de entradas	6	Largura para rolamento 2,16A	54.0
Ângulo de hélice (°)	45.0	Largura para rolamento 2,16B	17.0
Diâmetro externo (mm)	78.0	Diâmetro entre rolamentos	43.5
Avanço (mm)	182.2	Largura entre rolamentos	47.0
Distância entre centros	177.5	Acomodações das planetárias	
		Largura interna	107.0
		Diâmetro interno total	351.2
		Posição dos furos	94.5
		Diâmetro do furo no lado do MCI	40.0
		Diâmetro do furo no lado do ME	40.0
		Espessura no lado do MCI	12.0
		Espessura no lado do ME	16.0
		Dimensões externas	
		Largura total	312.2
		Diâmetro total	371.2

O Bloco 14 encerra todos os dimensionamentos pertinentes nos cálculos de determinação dos mecanismos de acoplamento e redução propostos ao veículo híbrido em paralelo.

O Bloco 15 referente à otimização, tem função intrínseca aos demais blocos, servindo como auxiliar para que o projeto ocorra com maior consistência, especialmente no que tange à compatibilidade de montagem dos demais componentes. As regras embutidas na execução da ferramenta são:

- Verificação do valor de incremento na força trativa, utilizada para os cálculos integrais na determinação do desempenho em aceleração do veículo, quando utilizado o método 4 na seção “Esforços trativos” (Figura 10-31);
- Verificação da largura mínima das engrenagens, a fim de determinar se o valor dimensionado excede o valor máximo autorizado (Figura 10-32);
- Verificação do valor do diâmetro interno do mancal de rolamento escolhido, para que este acomode o valor mínimo de eixo necessário (Figura 10-33);
- Verificação do valor da vida útil em horas, a fim de determinar se o valor dimensionado está acima do mínimo permitido (Figura 10-34);

- Verificação do valor mínimo do comprimento de chaveta, verificando se este não excede o máximo disponível (Figura 10-35);
- Verificação da largura mínima da coroa com o par sem-fim, além da verificação do diâmetro do sem-fim para que este esteja dentro das faixa permissível (Figura 10-36).

Parâmetros para o Modelo 4		
Velocidade inicial (km/h)	V_1	50.0
Velocidade final (km/h)	V_2	80.0
Incremento em F_{x2} estimada (N)	ΔF_{x2}	50.0
Relação de transmissão total estimada	i_{tot}	20.0
Tempo de retomada (s)	t_{12}	10.0
Obrigatório aumentar o incremento?	-	Sim

Neste caso, a variação na estimativa da força F_{x2} é insuficiente para produzir boa precisão nos cálculos integrais

Figura 10-31 – Otimização do cálculo de retomada de velocidades.

Reajuste com método de Palmgren-Miner			
Fadiga (mm)	17.1	37.2	116.4
DIN3990 - Método B (mm)	10.4	16.6	29.9
Verificação da largura limite	Sim	Não	Não

As indicações evidenciam que o dimensionamento está inadequado, pois a largura limite não é respeitada

Figura 10-32 – Otimização na largura das engrenagens.

Parâmetros do Mecanismo 1	Rolamento 1,24
Elemento interno	Esferas
Tipo de rolamento	Fixo de esferas
Designação	6305
Uso combinado	Não
Tipo de uso combinado	-
Probabilidade de falha	10%
Fator de confiabilidade a_1	1.00
Fator de material a_2	1.00
Fator de serviço a_3	1.00
Reação radial (N)	2844.5
Reação axial (N)	917.6
Diâmetro mínimo do eixo	27.6
Expoente p	3.0
Diâmetro interno d (mm)	25.0
Diâmetro externo D (mm)	62.0

Repare que o diâmetro disponível no mancal não é compatível com o mínimo requisitado pelo eixo

Figura 10-33 – Otimização na seleção do mancal.

Vida útil L_{10} (10^6 ciclos)	1.594E+03	8.346E+02	4.067E+03
Vida útil L_{10h} (horas)	6732.4	3525.4	17177.0

Mancais que estejam dimensionado abaixo do limite inferior, recebem avisos de dimensionamento inadequado

Figura 10-34 – Otimização na vida útil dos mancais.

Comprimento disponível (mm)	18.4	22.4	24.4	24.4	20.4
Largura de seção b_{ch} (mm)	8.0	6.0	8.0	8.0	6.0
Altura de seção h_{ch} (mm)	7.0	6.0	7.0	7.0	6.0
Largura (fadiga) (mm)	44.8	10.6	17.7	17.7	5.2
Largura (esmagamento) (mm)	30.0	4.9	9.7	9.7	2.5
COMPRIMENTO DIMENSIONADO (mm)	44.8	10.6	17.7	17.7	5.2
Verificação da largura limite	Não	Sim	Sim	Sim	Sim

Chavetas que tenham sido dimensionadas com largura acima do máximo, recebem destaque de resultado inválido

Figura 10-35 – Otimização nos comprimentos de chaveta.

Largura limite da coroa	38.9	Largura da coroa não atende ao requisitos de carga admissível, que define um valor mínimo
Diâmetro externo	203.8	
Largura dimensionada da coroa	49.0	
Sem-fim		
Diâmetro primitivo	58.0	Diâmetro do sem-fim escolhido está fora dos limites recomendados
Limite inferior do diâmetro	22.1	
Limite superior do diâmetro	41.5	
Número de entradas	6	

Figura 10-36 – Otimização do par sem-fim e coroa.

Além disso, grande parte da otimização reside no fato de que os eixos são inicialmente dimensionados, sendo que o resultado é utilizado como referência para prosseguimento no dimensionamento. Após ocorrer a finalização nos cálculos dos rolamentos, os eixos são redefinidos para acomodarem exatamente todas as variáveis dos demais elementos de máquina (conforme visto na seção “Redefinição dos eixos”).

Após terminadas as etapas dos 15 blocos e garantidas todas as regras de otimização, o projeto do mecanismo está finalizado e resta ao usuário extrair a informação resultante de maneira sistemática, contendo as informações mínimas e necessárias para que, em etapa posterior, seja feito o detalhamento de fabricação do componente previamente dimensionado. Essas funcionalidades são implementadas no Bloco 16 (acompanhadas de uma estimativa prévia do peso¹⁴), de tal forma que na ferramenta computacional são apresentadas seis seções distintas, cada qual sumarizando as seguintes informações em forma de relatórios: lista de componentes; engrenagens; eixos; mancais; chavetas; adicionais.

¹⁴ Note que o cálculo de elementos fundidos resulta em valores elevados de peso comparativamente a outras peças. Naturalmente, elementos como estes devem receber alívios de forma a reduzir a inércia do mecanismo, porém não será escopo do projeto tratar esses detalhamentos.

Para o estudo de caso, os relatórios exemplos são amostrados nas adiante desde a Figura 10-37 até a Figura 10-42 (note o acompanhamento das imagens indicativas).

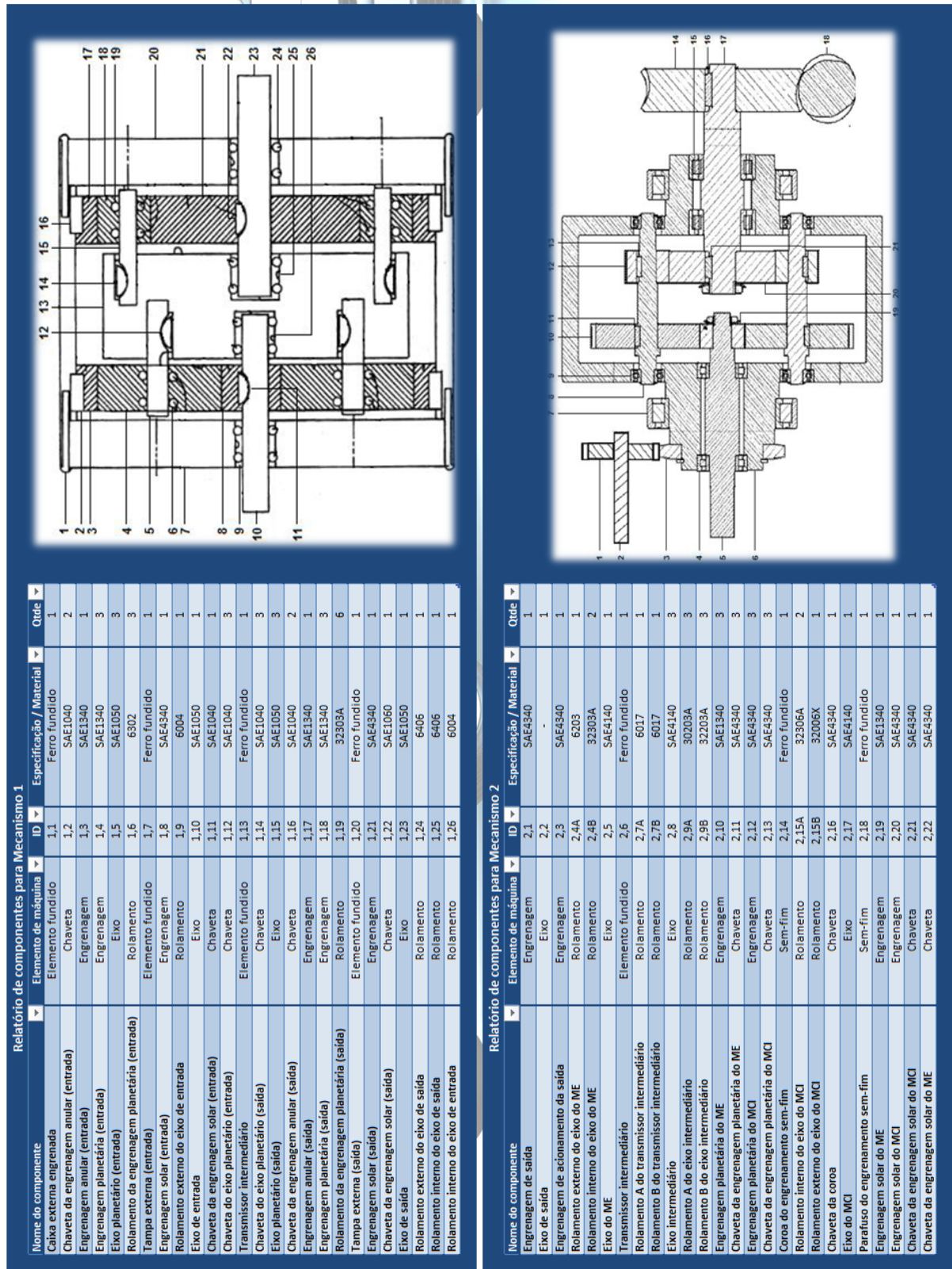
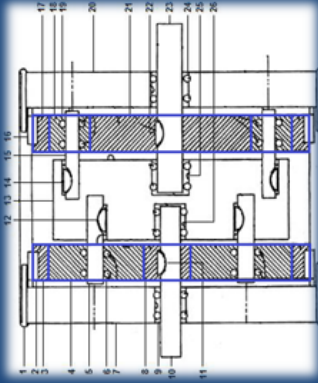


Figura 10-37 – Relatório de componentes (Mecanismo 1).

Relatório de engrenagens para Mecanismo 1

Nome da engrenagem	ID	Quantidade	Material	Treatamento	Módulo (mm)	Número de dentes	Diâmetro (mm)	Ângulo de pressão (°)	Largura (mm)	Índice de qualidade	Furação (mm)	Rasgo de chave (mm)	Roleamento interno	Peso estimado (kg)
Engrenagem anular (entrada)	1,3	1	SAE1340	Temperada e revenida	3,0	80	240,0	20,0	27,2	10,0	-	5 x 5 x 27,2	-	1,35
Engrenagem planetária (entrada)	1,4	3	SAE1340	Temperada e revenida	3,0	20	60,0	20,0	25,2	10,0	42,0	-	6302 (3)	0,28
Engrenagem solar (entrada)	1,8	1	SAE4340	Temperada e revenida a 400°F	3,0	40	120,0	20,0	27,2	10,0	22,0	8 x 7 x 27,2	-	2,31
Engrenagem anular (saída)	1,17	1	SAE1340	Temperada e revenida	2,0	120	240,0	25,0	49,4	10,0	-	5 x 5 x 49,4	-	2,46
Engrenagem planetária (saída)	1,18	3	SAE1340	Temperada e revenida	2,0	44	88,0	25,0	47,4	10,0	47,0	-	32303A (6)	1,61
Engrenagem solar (saída)	1,21	1	SAE4340	Temperada e revenida a 400°F	2,0	34	68,0	25,0	45,4	12,0	32,0	10 x 8 x 47,4	-	0,99



Relatório de engrenagens para Mecanismo 2

Nome da engrenagem	ID	Quantidade	Material	Treatamento	Módulo (mm)	Número de dentes	Diâmetro (mm)	Ângulo de pressão (°)	Largura (mm)	Índice de qualidade	Furação (mm)	Rasgo de chave (mm)	Roleamento interno	Peso estimado (kg)
Engrenagem de saída	2,1	1	SAE4340	Temperada e revenida a 400°F	3,0	22	66,0	25,0	41,2	12,0	22,0	-	-	0,98
Engrenagem de acionamento da saída	2,3	1	SAE4340	Temperada e revenida a 400°F	3,0	110	330,0	25,0	43,2	12,0	62,5	-	-	27,79
Engrenagem planetária do ME	2,10	3	SAE1340	Temperada e revenida	3,0	51	153,0	25,0	18,4	12,0	23,0	8 x 7 x 18,4	-	2,58
Engrenagem planetária do MCI	2,12	3	SAE4340	Temperada e revenida a 400°F	3,0	13	39,0	25,0	22,4	12,0	21,0	6 x 6 x 22,4	-	0,15
Engrenagem solar do ME	2,19	1	SAE1340	Temperada e revenida	3,0	13	39,0	25,0	20,4	12,0	17,0	6 x 6 x 22,4	-	0,15
Engrenagem solar do MCI	2,20	1	SAE4340	Temperada e revenida a 400°F	3,0	50	150,0	25,0	24,4	12,0	28,0	8 x 7 x 24,4	-	3,24

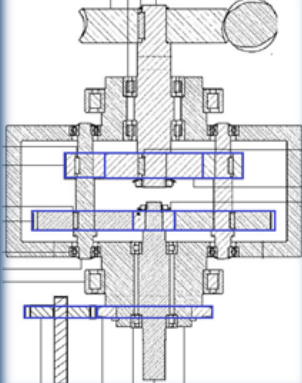


Figura 10-38 – Relatório de engrenagens.

Relatório de mancais para Mecanismo 1

Nome do mancal de rolamento	ID	Quantidade	Elemento rolante	Tipo de rolamento	Desgaste	Paralelismo	Diâmetro do eixo (mm)	Diâmetro externo (mm)	Largura total (mm)	Capacidade de carga dinâmica (kN)	Vida útil estimada (horas)	Peso (kg)
Rolamento da engrenagem planetária (entrada)	1,6	3	Esféras	Fixo de esferas	6302	-	15,0	42,0	13,0	11,4	11099	0,09
Rolamento externo do eixo de entrada	1,9	1	Esféras	Fixo de esferas	6004	-	20,0	42,0	12,0	9,3	14543	0,07
Rolamento da engrenagem planetária (saída)	1,19	6	Rolos	Cônico	32303A	Back-to-Back	17,0	47,0	38,0	73,0	17177	0,18
Rolamento externo do eixo de saída	1,24	1	Esféras	Fixo de esferas	6406	-	30,0	90,0	23,0	42,5	14089	0,76
Rolamento interno do eixo de saída	1,25	1	Esféras	Fixo de esferas	6406	-	30,0	90,0	23,0	42,5	14089	0,76
Rolamento interno do eixo de entrada	1,26	1	Esféras	Fixo de esferas	6004	-	20,0	42,0	12,0	9,3	14543	0,07

Relatório de mancais para Mecanismo 2

Nome do mancal de rolamento	ID	Quantidade	Elemento rolante	Tipo de rolamento	Desgaste	Paralelismo	Diâmetro do eixo (mm)	Diâmetro externo (mm)	Largura total (mm)	Capacidade de carga dinâmica (kN)	Vida útil estimada (horas)	Peso (kg)
Rolamento externo do eixo do ME	2,4A	1	Esféras	Fixo de esferas	6203	-	17,0	40,0	12,0	9,5	10630	0,07
Rolamento interno do eixo do ME	2,4B	2	Rolos	Cônico	32303A	Back-to-Back	17,0	47,0	38,0	73,0	14261	0,18
Rolamento A do transmissor intermediário	2,7A	1	Esféras	Fixo de esferas	6017	-	85,0	130,0	22,0	49,0	359387	0,92
Rolamento B do transmissor intermediário	2,7B	1	Esféras	Fixo de esferas	6017	-	85,0	130,0	22,0	49,0	15235	0,92
Rolamento A do eixo intermediário	2,9A	3	Rolos	Cônico	30203A	-	17,0	40,0	12,0	19,3	19797	0,08
Rolamento B do eixo intermediário	2,9B	3	Rolos	Cônico	32203A	-	17,0	40,0	16,0	29,0	17005	0,11
Rolamento interno do eixo do MCI	2,15A	2	Rolos	Cônico	32306A	Back-to-Back	30,0	72,0	54,0	163,0	15183	0,59
Rolamento externo do eixo do MCI	2,15B	1	Rolos	Cônico	32006X	-	30,0	55,0	17,0	39,0	11403	0,20

Figura 10-40 – Relatório de mancais.



Figura 10-41 – Relatório de chavetas.

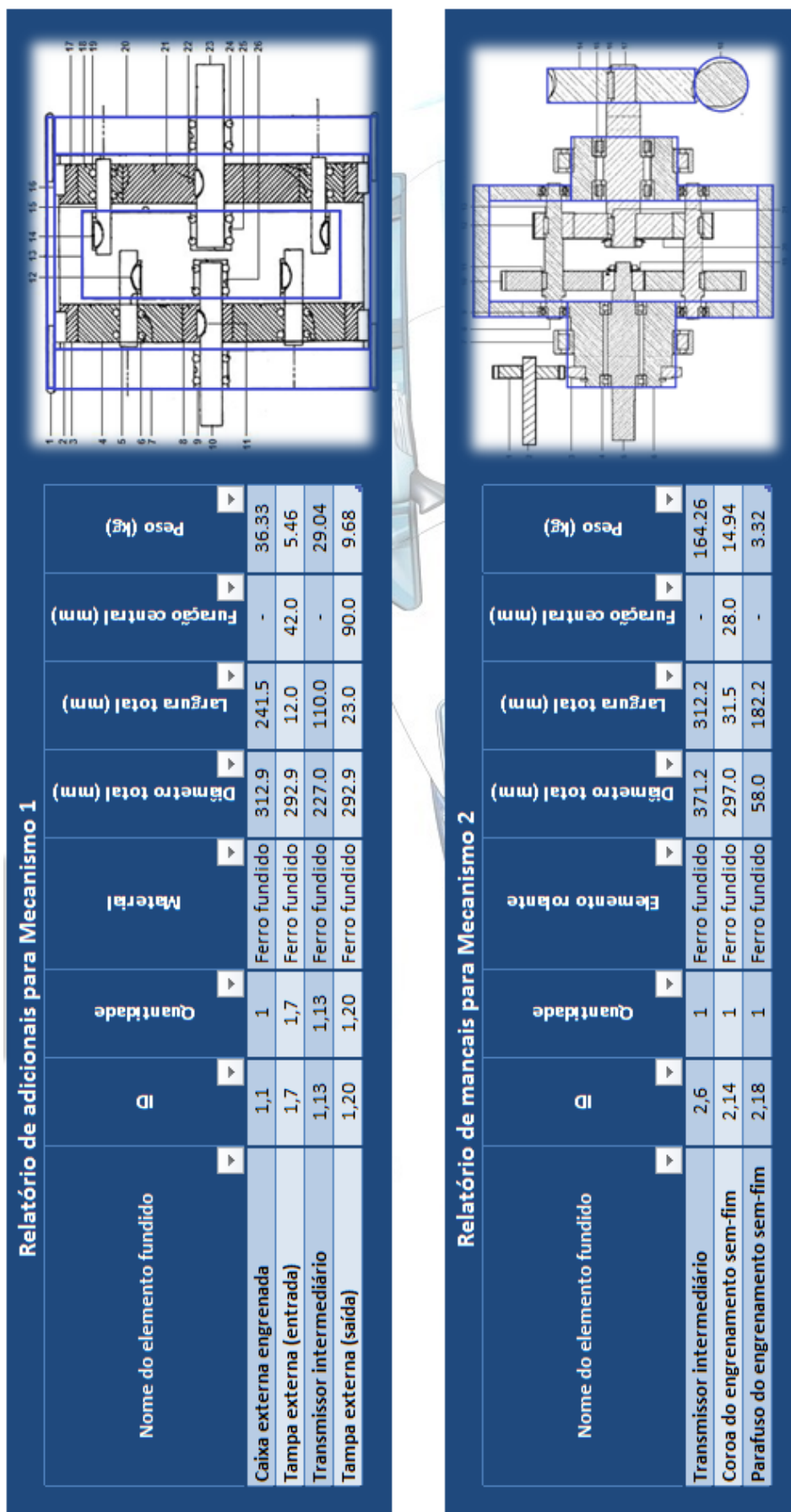


Figura 10-42 – Relatório de adicionais.

11 CONCLUSÕES

A execução das diversas etapas do projeto permitiu fazer um mapeamento da atual situação das transmissões automotivas e identificar uma necessidade crescente que, resumidamente, pode ser traduzida como sendo a oportunidade de implementação de novas tecnologias, que gerem produtos capazes de alterar o atual estágio do setor, seja pela melhora de eficiência no consumo energético ou seja pelo aumento da eficiência nas condições de tráfego. Além disso, soma-se o fato de existirem poucos recursos disponíveis para o projeto otimizado de novos arranjos de transmissões, no qual constatou-se que novos estudos relacionados às CVTs são geralmente realizados por meio de tentativa e erro, o que invariavelmente demanda tempo e acresce custo ao produto final.

Neste sentido, o estudo de viabilidade inicial buscou metodologicamente compreender as novas tendências de uso das transmissões automotivas, das quais se verificou uma crescente demanda pela busca de transmissões não convencionais, aliado às modificações concomitantes nas configurações de propulsões automotivas. Sendo assim, o projeto selecionou as transmissões automotivas do tipo CVT como foco de aplicação, somado ao emprego de veículos híbridos (parcialmente elétricos e parcialmente mecânicos), sustentando-se em patentes mais recentes que propuseram arranjos que, não só permitem obter a ideal variação contínua de velocidades e relações de transmissão, mas que busquem reduzir a quantidade de elementos que compõem os mecanismos de transmissão e auxiliem a otimização no consumo de combustível.

Dada a motivação exposta pelo aumento constante nas vendas de veículos HEV e a possibilidade de aplicação de CVTs inovadoras, foi feita uma geração de possíveis soluções que atendessem às deficiências expostas, com posterior refinamento e proposição de uma matriz de decisão para escolha de alternativas. Com isto, ficou alinhado que o projeto deveria tratar quatro possíveis propostas de soluções em CVT com veículos HEV (ou PHEV) e que este estará incumbido de propor roteiros de análise dinâmica, aplicação dos conceitos de elementos e projetos de máquinas, montagem de algoritmos de dimensionamento das soluções, culminando numa aplicação computacional que permita prever o comportamento de

uma certa solução adotada e que esta possa ser tanto simulada, quanto comparada a outras.

Uma vez determinadas as necessidades a serem satisfeitas, até o presente estágio do projeto, foi possível finalizar o primeiro dos objetivos principais alinhados na seção 1.1, isto é, a definição completa e analítica do roteiro de projeto, que é descrita ao longo das seções 5, 6, 7 e 8, e que são amarrados como um todo na seção 9, na qual foi criado um mapa detalhado de todas as etapas necessárias na implementação de um projeto das CVTs com veículos híbridos adotados.

A partir do mapeamento estabelecido, a ferramenta computacional foi gradualmente concebida até que se obtivesse uma análise e aplicação integral dos dezessete distintos blocos de atuação. De acordo com os testes realizados, pode-se resumir as funcionalidades da ferramenta computacional com base nos dados da Tabela 11-1, na qual são destacadas principalmente as estimativas de tempo despendido no uso de cada bloco desenvolvido. Repare que, de fato, o tempo total despendido na realização de um projeto é reduzido a uma quantidade de horas relativamente pequena (para uma jornada de trabalho de 8 horas, uma única pessoa, desde que devidamente capacitada e habituada ao sistema, seria capaz de executar o projeto básico dos mecanismos em tempo médio de 2 a 4 dias), o que possibilitaria a geração de diversas possíveis soluções e foco na convergência para soluções otimizadas, caso a disponibilidade de homem-hora seja elevada.

Tabela 11-1 – Resultados das funcionalidades da ferramenta computacional.

Bloco	Identificação	Tempo de uso (horas)	Funcionalidades / Vantagens
01	Configuração de projeto	0.0 – 0.5	A. Visão geral do veículo B. Capacidade de alteração do projeto
02	Resistência ao rolamento	1.0 – 1.5	A. Múltiplas configurações de rolamento B. Avaliações em tempo real
03	Resistência aerodinâmica	1.0 – 1.5	A. Múltiplas configurações de aerodinâmica B. Avaliações em tempo real
04	Resistência total	0.0 – 0.5	A. Múltiplas configurações de resistências B. Avaliações em tempo real
05	Esforços trativos	1.0 – 2.0	A. Múltiplas configurações de pré-requisitos B. Avaliações em tempo real
06	Dimensionamento de motores	1.0 – 2.0	A. Múltiplas configurações de motores B. Avaliações em tempo real C. Disponibilidade de catálogos cadastrados

(continua)

Bloco	Identificação	Tempo de uso (horas)	Funcionalidades / Vantagens
07	Diâmetros de engrenagens	1.0 – 2.0	A. Fácil ajuste de velocidades B. Cálculos otimizados e adaptáveis
08	Dinâmica rotativa	0.5 – 1.0	A. Automação de cálculos e gráficos B. Informação clara e objetiva
09	Perfil de carregamento	0.5 – 1.0	A. Sistema genérico e adaptável B. Cálculos sistematizados com gráficos
10	Larguras de engrenagens	1.0 – 3.0	A. Múltiplos ajustes de parâmetros B. Catálogos de materiais embutidos
11	Dimensionamento de eixos	1.0 – 3.0	A. Múltiplos ajustes de parâmetros B. Catálogos de materiais embutidos
12	Dimensionamento de mancais	1.0 – 3.0	A. Múltiplos ajustes de parâmetros B. Catálogos de rolamentos embutidos
13	Dimensionamento de chavetas	1.0 – 2.0	A. Múltiplos ajustes de parâmetros B. Verificação e adequação sistematizadas
14	Dimensionamento de adicionais	1.0 – 2.0	A. Múltiplos ajustes de parâmetros B. Dimensionamento simplificado em geometrias complexas
15	Otimização	1.0 – 3.0	A. Informação visual de ação B. Verificação instantânea de erros
Total		12.0 – 30.0	
			(conclusão)

11.1 Resultados comparativos

Primeiramente, faz-se uma análise comparativa entre os dois mecanismos avaliados neste projeto, mediante a apresentação a da Tabela 11-2. As informações dispostas resultam do uso extensivo das planilhas e tem como base os resultados apresentados ao longo do estudo de caso.

Em segundo plano, é feito um estudo comparativo referente aos dimensionais projetados no estudo de caso (que são uma amostra da capacidade de geração dos resultados), comparando com dimensões típicas de veículos comerciais. Para tanto, considere as equações empíricas para a distância entre centros de uma transmissão coaxial de dois estágios e uma transmissão de faixas múltiplas de velocidade com um contra-eixo, respectivamente (NAUNHEIMER et al., 2010):

$$a = 11.483T_C^{0.271} \quad (11.1)$$

$$a = 52.201T_c^{0.103} \quad (11.2)$$

, sendo a a distância entre centros.

Tabela 11-2 – Comparativo entre Mecanismo 1 e 2.

Mecanismo 1	
Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> Mecanismo compacto (menor volume ocupado, menores distâncias entre eixos e menor peso); Rolamentos quase não trabalham sob cargas axiais; Padronização de elementos de máquina; Nível de carregamentos previsível. 	<ul style="list-style-type: none"> Na forma como o mecanismo é apresentado, geometricamente não é possível estabelecer um mapeamento direto, o que justifica a necessidade de uma pré-redução, implicando em um trabalho adicional no projeto completo da redução; Requer maior atenção no projeto, devido à possíveis limitações de uso, quanto maior for a diferença de velocidades máximas entre os motores.
Mecanismo 2	
Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> Adaptável para velocidades máximas elevadas de motor elétrico; Dimensionamento de engrenagens facilitado pela maior flexibilidade de ajuste das larguras e diâmetros; Mapeamento direto é possível e de fácil ajuste 	<ul style="list-style-type: none"> Elevado nível de carregamentos axiais; Pouco adaptável para motor elétrico com velocidades medianas; Pouco compacto (maior volume ocupado, maiores distâncias entre eixos e maior peso); Reduções geralmente são mais acentuadas, provocando sobrecarregamento de alguns elementos.

No estudo de caso, o torque de saída do mecanismo é da ordem de 1300Nm, o que estatisticamente resultaria numa transmissão da ordem de 80 a 110mm de distância entre eixos. Embora feito de maneira grosseira, pode-se estimar que a ocupação diametral total dos pares engrenados seria da ordem do dobro desta distância entre centros, ou seja, um total de 160 a 220mm. Repare que as engrenagens anulares do Mecanismo 1 delimitam um espaço diametral de cerca de 240mm e distâncias entre eixos de cerca de 75 a 90mm (lembre-se que a configuração planetária irá ocupar mais espaço pelo fato de existirem maior número de eixos e pares engrenados), enquanto o Mecanismo 2 delimita um espaço diametral de cerca de 340mm, com distâncias entre eixos de cerca de 90 a 95mm.

Portanto, pode-se dizer que o mecanismo híbrido equivalente, isto é, aquele que produz uma saída semelhante a uma transmissão convencional, apresenta dimensões típicas bastante próximas de resultados característicos.

Por conta desta proximidade de resultados e pelo fato de que os testes com a ferramenta computacional geraram resultados sempre semelhantes aos mostrados no estudo de caso (oscilando para mais ou menos, geralmente em função do nível de conservadorismo em fatores de segurança, exigência de desempenho sobre o veículo e seleção de parâmetros, especialmente de materiais e geometrias), considera-se que o sistema desenvolvido é válido e trabalha sob as restrições especificadas para este projeto, sendo fundamental para alcançar os objetivos inicialmente estabelecidos.

11.2 Sugestão para trabalhos futuros

Futuros trabalhos baseados neste presente trabalho de formatura, podem seguir dois grupos principais de atuação como sugestão:

- Grupo 1: manutenção do escopo deste projeto, buscando manter os pontos fortes e melhorando os pontos fracos;
- Grupo 2: expandir o escopo do projeto, ampliando as áreas de atuação.

Dentro do 1º grupo de atuação, são sugeridos os seguintes temas:

1. Tratar os mecanismos para aplicações diretas, ao invés de forma genérica, pré-selecionando parâmetros de entrada e dimensionando os elementos de máquina. A partir dos dimensionamentos obtidos, focar os resultados na criação de desenhos de conjunto, fabricação, montagem em CAD, etc;
2. Focar o projeto nos estudos de dinâmica e simulação dos mecanismos, fazendo uso, por exemplo, de ferramentas de simulação dinâmica como o Adams;
3. Trabalhar exclusivamente o Mecanismo 2 e estudar as diferenças entre os diversos arranjos possíveis entre os engrenamentos (a patente original apresenta diferentes possibilidades para a geração do mesmo resultado);

4. Aumentar a quantidade de elementos dimensionados, elevar o nível de detalhamento nos dimensionamentos e aumentar a quantidade de opções disponíveis como entrada (por exemplo, maior variedade de aplicação de rolamentos, tipos de chavetas, engrenagens helicodais), tornando a solução obtida mais qualificada e detalhada;
5. Utilizar a ferramenta computacional, criada em sistema de planilhas, como base para a criação de interfaces customizadas em *softwares* e/ou executáveis programados em linguagens específicas (por exemplo, C, VB6, C#.Net ou VB.Net) associadas à interação com bancos de dados.

Dentro do 2º grupo de atuação, são sugeridos os seguintes temas:

1. Incluir outros mecanismos aplicáveis a veículos híbridos, para aumentar o nível de comparações possíveis;
2. Planejar a aplicação computacional para outros tipos de CVTs, não necessariamente em veículos híbridos, por exemplo CVTs de correia e/ou toroidal para veículos com motores à combustão, verificando a possibilidade de automatizar também este tipo de projeto;
3. Planejar a aplicação computacional para outros tipos de transmissão (manual, automática, semi-automática, etc.);
4. Projeto de embreagens para veículos híbridos e estudo do comportamento das faixas transiente e híbrido não permanente;
5. Expandir os conceitos para veículos híbridos em diversos arranjos (em série, por exemplo);
6. Incluir estudos da variação comportamental dos motores, tanto de combustão como elétrico;
7. Simular as melhores condições de consumo energético pela determinação da melhor relação de hibridização do veículo e determinar os possíveis impactos sobre os mecanismos de redução.

REFERÊNCIAS¹⁵

_____. AUDI. **Dimensões do TT RS Coupé**. Disponível em <http://www.audi.com.br/br/brand/pt/models/tt/ttrs_coupe/design.html#source=http://www.audi.com.br/brand/pt/models/tt/ttrs_coupe/dimensions.html&container=page>. Acesso em : 03 de Nov, 2012.

ALVES, M. A. L. **Dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos**. Notações de aula – PMR2371: Elementos de máquinas I. São Paulo, EPUSP. 2010.

ANDRADE, M. S. A. S. **ENGRENAGENS**. ELEMENTOS ORGÂNICOS DE MÁQUINAS II, AT-102, Universidade Federal do Paraná, Curso de Engenharia Industrial Madeireira, 2011. 48p.

BEACHLEY, N. H.; FRANK, A. A.. **CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSIONS: THEORY AND PRACTICE**. College of Engineering, University of Wisconsin, Madison, Lawrence Livermore Laboratory (University of California), 1979. 44p.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 9th Edition. New York: McGraw-Hill, 2011. 1082 p.

CARR, C.W. **Potential for Aerodynamic Drag Reduction in Car Design**. M.A. Dorougham, Ed., Impact of Aerodynamics on Vehicle Design, Technological Advances in Vehicle Design Series, SP3. Jersey, Channel Islands, U.K.: Inderscience Enterprises Limited, 1983.

EHSANI, M.; GAO, Y.; EMADI, A. **Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design**. 2nd Edition. Boca Raton, FL, United States: CRC Press, Taylor and Francis Group, LLC, 2010. 534 p.

FAG. **Rolamentos FAG**: Rolamentos de esferas, Rolamentos de rolos, Caixas, Acessórios. São Paulo: ROLAMENTOS FAG LTDA., Edição 1999. 720 p. Catálogo WL 41 520/3 PB

FENTON, J. **Handbook of Vehicle Design Analysis**. 1st Edition. Society of Automotive Engineers, 1996. 755 p.

FÖRSTER, H. J.. **The Road Traffic Transport System**, Automobil-Industrie 2. 1974. 35 p.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 1st Edition. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc, 1992. 519 p.

GE, D. W.; ARIYONE, S.; MON, D. T. T.. **A REVIEW ON CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSIONS CONTROL**. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Malaysia Pahang, Malaysia, p.543-554, 2010. FKM Conference Hall.

¹⁵ De acordo com a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR 6023.

National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Students (1st NCMER 2010).

GREENE, D. L.; HOPSON, J. L.; LI, J. **Running Out of and Into Oil**: Analyzing Global Oil Depletion and Transition Through 2050. Oak Ridge National Laboratory, Center for Transportation Analysis. Transportation Research Record 1880, pp. 1 – 9, Transportation Research Board, Washington, DC. 2005.

GOPINATH, K.; MAYURAM, M. M. **Module 2 – GEARS**: Lecture 15 – WORM GEARS. Indian Institute of Technology Madras, 2014. 16 p.

GUTH, F. **Sistema de propulsão híbrido com CVT**. Monografia de graduação, São Paulo, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2011. 78 p.

HELLING, J.. **Longitudinal Dynamics of Motor Vehicles**: Lecture Notes of the Motor Vehicles I Lecture.). Ika Schriftenreihe Automobiltechnik, RWTH Aachen, Institut für Kraftfahrwesen, 1989.

HPWIZARD. **Aerodynamics**. Disponível em <<http://hpwizard.com/aerodynamics.html>>. Acesso em: 28 de Mar. 2012.

_____. **Tyre Calculator**. Disponível em <<http://hpwizard.com/tire-calculator.html>>. Acesso em: 28 de Mar. 2012.

JELASKA, D. **Gears and gear drives**. 1st Edition, United Kingdom: John Wiley & Sons, 2012, 444p.

JUNIOR, W. P.. A evolução da automação dos projetos de engenharia. **Revista Engeworld**, Ano 1, Número 3, p 22-26, 2013.

KAMINSKI, P. C. **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade**. Rio de Janeiro: Livro Técnicos e Científicos, 2000. 132 p.

KATZ, J. **Race Car Aerodynamics**. 1st Edition. Cambridge, MA: Bentley Publishers, 1995. 270 p.

LOPES, L. E.. **Sistemas de Manufatura e Estratégias de Produção**. EPUSP – PMR2202 – Introdução à manufatura mecânica, 2004. 52 p.

MI, C.; MASRUR, M. A.; GAO, D. W.. **Hybrid Electric Vehicles**: Principles and Applications with Practical Perspectives. First Edition. United Kingdom: John & Wiley Sons Ltd, 2011. 448 p.

NAUNHEIMER, H.; BERTSCHE, B.; RYBORZ, J.; NOVAK, W.. **Automotive Transmissions**: Fundamentals, Selection, Design and Application. 2nd Edition. Alemanha: Springer, 2010. 715 p.

WILLIS, R. C.. **A Kinematic Analysis and Design of a Continuously Variable Transmission**. Faculty of Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, 2006. 28p.

NAKAMURA, E. T.; JÚNIOR, J. J. M. A.; ZANOLLI, J. R.; MACHADO, W. V.. **Utilização de Ferramentas CAD/CAE/CAM no Desenvolvimento de Produtos Eletroeletrônicos: Vantagens e Desafios**. T&c Amazônia, Ano 1, nº2, p39-43, 2003.

NISSAN. **EXTROID CVT – For Application to Rear-Wheel-Drive Cars Powered by Large Engines**: Nissan's CVT Technologies. Disponível em < http://www.nissan-global.com/PDF/tcvt_e.pdf>. Acesso em: 25 Set. 2013.

_____. **XTRONIC CVT**. Disponível em <http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/xtronic_cvt.html>. Acesso em: 25 Set. 2013.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. 2ª Edição. Worcester Polytechnic Institute, Massachusetts: Pearson Education, 2004. 931 p.

ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA PROPIEDAD INTELECTUAL. Carlos Rodrigo CORREA CELY; Jhony de Jesus LEYVA RICARDO; Gisell BERNATE IZQUIERDO. **Continuously Variable Transmission (CVT) Device Controlled by Motor**. WO 2013/030801 A2, 07 Mar 2013.

SALVAGNI, R. B. **Dinâmica Longitudinal do Veículo**. São Paulo: Escola Politécnica da USP – Departamento de Engenharia Mecânica, Engenharia Automotiva, Notas de aula. 2012. 6 p.

SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquinas 2**. 3ª Edição. University of Michigan: McGraw Hill, 1981. 699 p.

UNITED STATES PATENT. Josef YANAY. **Continuously Variable Transmission-Based Planetary Gear**. US 2009/0227413 A1, 10 Set 2009.

_____. Donald C. MILLER; David J. ALLEN; Robert A. SMITHSON. **Continuously Variable Planetary Set**. US 7,393,300 B2, 01 Jul 2006.

_____. Eugene SVAB. **Planetary Gear Arrangement For a Continuously Variable Transmission**. 4,414,862, 15 Nov 1983.

_____. Frank A. FRAGNITTO. **Non-Slip Continuously Variable Transmission**. US 7,056,254 B1, 06 Jun 2006.

_____. Roger L. WERRE. **Planetary Gear Drive Assembly**. 5,800,302, 01 Set 1998.

WONG, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**. 3rd Edition. Carleton University, Ottawa, Canada: John Wiley & Sons, Inc, 2001. 528 p.

WORLD INTELLECTUAL PROPERTY ORGANIZATION. Jean-François DIONNE; Jean-Robert DESMEULES; François MESSIER. **Drivetrain provided with a CVT**. WO 2012/145838 A1, 01 Nov 2012.

APÊNDICE A DEDUÇÃO DO MODELO DINÂMICO

Para o esquema físico do modelo dinâmico (Figura 5-1), primeiramente são feitas as seguintes hipóteses simplificadoras (SALVAGNI, 2012):

1. O veículo é um corpo rígido pode-se desconsiderar as deformações da carroceria, efeitos de suspensão e mola;
2. A superfície, embora possa ser rugosa, é admitida plana;
3. O veículo desloca-se exclusivamente na direção da angulação da superfície, na direção x ;
4. O veículo é simétrico com relação ao plano longitudinal que passa pelo centro de gravidade (CG);
5. Desconsidera-se a componente normal do arrasto (força de sustentação).

A partir da aplicação do TMB, obtém-se:

$$M\vec{a}_{CG} = \vec{R}_{ext} \quad (A.1)$$

, sendo \vec{a}_{CG} o vetor de aceleração do CG e \vec{R}_{ext} a resultante das forças externas sobre o veículo.

No modelo, o veículo deve descrever um movimento exclusivamente na direção longitudinal (direção de x), de tal forma que $\vec{a}_{CG} = \vec{a}_x = a_x \hat{x}$. Além disso, a resultante das forças externas pode ser decomposta nas direções do plano observado, ou seja, $\vec{R}_{ext} = \vec{R}_{xext} + \vec{R}_{zext} = R_{xext} \hat{x} + R_{zext} \hat{z}$.

Observando o esquema do modelo, é possível explicitar as resultantes externas:

$$R_{xext} = F_{xf} - R_{xf} + F_{xr} - R_{xr} - D_A - Mg \sin \theta \quad (A.2)$$

$$R_{zext} = W_f + W_r - Mg \cos \theta \quad (A.3)$$

Combinando as equações (A.1), (A.2) e (A.3), tem-se

$$Ma_x \hat{x} = (F_{xf} - R_{xf} + F_{xr} - R_{xr} - D_A - Mg \sin \theta) \hat{x} + (W_f + W_r - Mg \cos \theta) \hat{z} \quad (A.4)$$

, a qual decomposta nas direções x e z resulta nas duas primeiras equações do movimento:

$$Ma_x = F_{xf} - R_{xf} + F_{xr} - R_{xr} - D_A - Mgsen\theta \quad (A.5)$$

$$W_f + W_r - Mgc\cos\theta = 0 \quad (A.6)$$

Determina-se o momento angular do sistema:

$$\vec{H}_O = M(CG - O) \times \vec{V}_O + [\hat{x} \ \hat{y} \ \hat{z}]\{I\}_O[\omega]^T \quad (A.7)$$

, sendo \vec{H}_O o vetor do momento angular do veículo, aplicado sobre um pólo O , \vec{V}_O o vetor de velocidade neste pólo, $\{I\}_O$ a matriz de inércias do corpo e $[\omega]^T$ o vetor de rotação. Dadas as hipóteses, então $[\omega]^T = 0$ (rotações desconsideradas) e o pólo O pode ser tomado como sendo o ponto B :

$$\vec{H}_B = M(CG - B) \times \vec{V}_B = M(c\hat{x} + h\hat{z}) \times V\hat{x} = McV\hat{x} \times \hat{x} + MhV\hat{z} \times \hat{x}$$

$$\vec{H}_B = MhV\hat{y} \quad (A.8)$$

A partir da aplicação do TMA, obtém-se:

$$\frac{d}{dt}\vec{H}_B = \dot{\vec{H}}_B = \frac{d}{dt}(MhV\hat{y}) = MhV \frac{d}{dt}(\hat{y}) \rightarrow \dot{\vec{H}}_B = Mha_x\hat{y} \quad (A.9)$$

$$\dot{\vec{H}}_B = \vec{M}_{extB} \quad (A.10)$$

, sendo \vec{M}_{extB} a resultante dos momentos das forças externas com relação ao pólo B , resultando em:

$$Mha_x = Mgc\cos\theta c - Mgsen\theta h - W_f L - D_A h_A \quad (A.11)$$

, que corresponde à terceira equação do modelo da dinâmica longitudinal do veículo.

Algumas considerações importantes podem ser feitas para se obter alguns resultados úteis do modelo (GILLESPIE, 1992):

- Determinação da componente normal sobre os pneus:

Rearranjando as equações (A.5), (A.6) e (A.11), obtém-se a carga total sobre os pneus dianteiros e traseiros:

$$W_f = \frac{Mg \cos \theta c - Mg \sin \theta h - Mha_x - D_A h_A}{L} \quad (\text{A.12})$$

$$W_r = \frac{Mg \cos \theta b + Mg \sin \theta h + Mha_x + D_A h_A}{L} \quad (\text{A.13})$$

- Carregamento estático sobre os pneus:

Quando o veículo está parado e no plano, as equações (A.12) e (A.13) podem ser resumidas à distribuição dianteira e traseira estática:

$$W_{fs} = \frac{Mgc}{L} \quad (\text{A.14})$$

$$W_{rs} = \frac{Mgb}{L} \quad (\text{A.15})$$

- Carga nos pneus em baixa aceleração:

Quando a aceleração é suficientemente pequena no plano, para que a carga aerodinâmica seja desprezível, tem-se que:

$$W_f = \frac{Mgc - Mha_x}{L} = W_{fs} - \frac{Mha_x}{L} \quad (\text{A.16})$$

$$W_r = \frac{Mgb + Mha_x}{L} = W_{rs} + \frac{Mha_x}{L} \quad (\text{A.17})$$

APÊNDICE B COEFICIENTE DE ARRASTO AERODINÂMICO

A metodologia descrita a seguir representa uma solução alternativa para obter uma estimativa do coeficiente de arrasto aerodinâmico C_A , baseada majoritariamente na geometria e aspectos construtivos da estrutura externa veicular.

As primeiras considerações importantes se referem a uma estrutura veicular genérica, evidenciando as regiões que possam influenciar o valor do coeficiente de arrasto, conforme destacado na Figura B-1, cujas descrições das numerações são listadas a seguir:

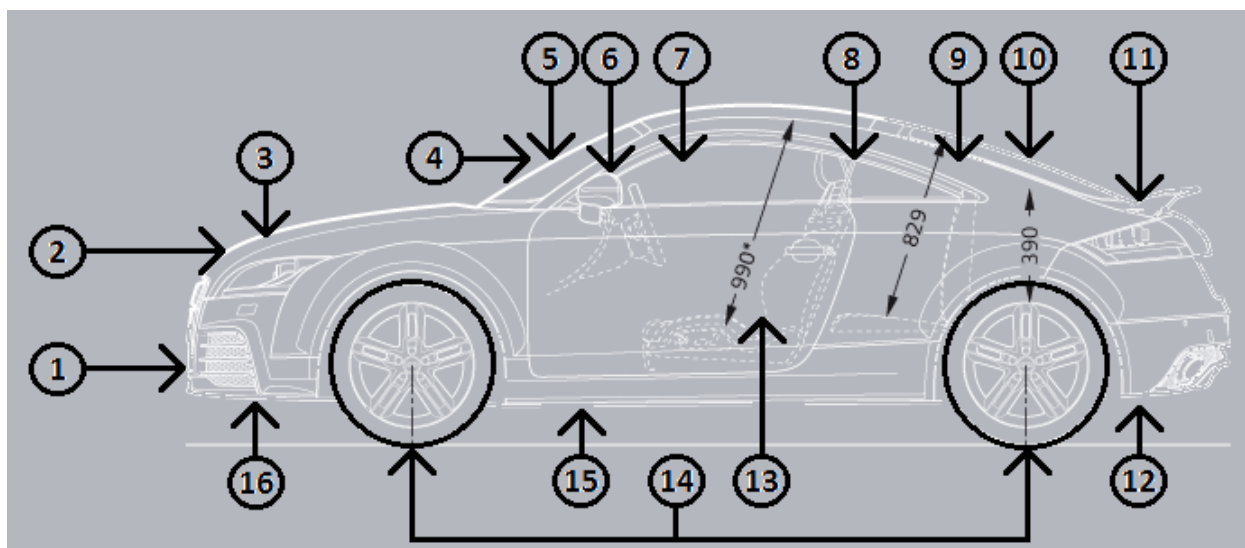


Figura B-1 – Esquema com componentes que influenciam a aerodinâmica do veículo (adaptado de AUDI, 2013).

1. Fator aerodinâmico devido à relação entre a altura total do carro e a altura do ponto de estagnação do escoamento de ar ao seu redor, na região dianteira do veículo. Influencia o coeficiente de arrasto da dianteira (*forebody*);
2. Fator aerodinâmico do arredondamento da parte superior do capô, tornando o escoamento de ar mais suave. Influencia o coeficiente de arrasto da dianteira (*forebody*);
3. Relaciona-se com o escoamento de ar na parte interna do veículo, dependendo da posição do radiador do carro. Influencia o coeficiente de arrasto do sistema de refrigeração (*cooling system*);
4. Modifica o arrasto devido à angulação do vidro dianteiro. Influencia o coeficiente de arrasto da dianteira (*forebody*);

5. Altera o coeficiente de arrasto devido ao arredondamento das laterais da carroceria na região do vidro dianteiro. Influencia o coeficiente de arrasto da dianteira (*forebody*);
6. Projeção de espelhos externos que prejudica a movimentação do veículo. Influencia o coeficiente de arrasto dos espelhos externos (*external mirrors*);
7. Arrasto devido às janelas e vidros¹⁶. Influencia o coeficiente de arrasto dos recessos de janelas e vidros (*window recesses*);
8. Componente aerodinâmica devido aos acabamentos na carroceria do veículo, formando pequena scanaladas e ranhuras. Influencia o coeficiente de arrasto de canaletas e ranhuras (*drip-rails*);
9. Altera o coeficiente de arrasto devido ao arredondamento das laterais da carroceria na região do vidro traseiro. Influencia o coeficiente de arrasto da traseira (*rearbody*);
10. Modifica o arrasto devido à angulação da traseira e o comprimento relativo da traseira do veículo. Influencia o coeficiente de arrasto da traseira (*rearbody*);
11. Fator aerodinâmico que leva em consideração o arredondamento da parte superior traseira da carroceria, mais o *spoiler* adicional na região. Influencia o coeficiente de arrasto da traseira (*rearbody*);
12. Leva em consideração a aerodinâmica da região inferior do veículo. Influencia o coeficiente de arrasto da parte inferior (*underbody*);
13. Fator aerodinâmico do atrito presente no escomento ao redor do veículo, estimando a qualidade de acabamento superficial. Influencia o coeficiente de arrasto do atrito de superfície (*skin friction*);
14. Estima o coeficiente de arrasto devido ao escoamento de ar sobre os pneus e rodas, levando em conta se os pneus e rodas são tampados e/ou possuem calotas. Influencia o coeficiente de arrasto da roda e poços (recessos) das rodas (*wheel and wheel wells*);
15. Arrasto adicional gerado pelo efeito de sustentação na região inferior do veículo. Influencia o coeficiente de arrasto de outros (*others*);
16. Considera a influência do acabamento na região inferior da dianteira, bem como o uso ou não de *spoiler* dianteiro. Influencia o coeficiente de arrasto da dianteira (*forebody*).

¹⁶ Para efeito do uso desta estimativa, considera-se que o veículo seja mantido com janelas e vidros completamente fechados.

Tendo em vista os fatores que influenciam o arrasto aerodinâmico, toma-se como referência os valores das componentes individuais de coeficiente de arrasto típicos (para carros do final da década de 70 e começo da década de 80, publicados por Wong, 2001, e de acordo com Carr, 1983), indicados na Tabela B-1, a partir dos quais cada componente pode ser individualmente corrigida, de acordo com os critérios explicados adiante e respectivos aos aspectos numerados de 1 a 16.

Tabela B-1 – Coeficientes de arrasto típicos e potencial de redução, para carros da década de 70 e 80 (adaptado de WONG, 2001).

Componente aerodinâmica do coeficiente de arrasto	Valor típico	Valor mínimo viável
Dianteira (<i>forebody</i>)	0,055	-0,015
Traseira (<i>rearbody</i>)	0,140	0,070
Parte inferior (<i>underbody</i>)	0,060	0,020
Atrito de superfície (<i>skin friction</i>)	0,025	0,025
Carroceria (<i>total body drag</i>)	0,280	0,100
Rodas (<i>wheel and wheel wells</i>)	0,090	0,070
Canaletas e ranhuras (<i>drip-rails</i>)	0,010	0,000
Janelas (<i>window recesses</i>)	0,010	0,005
Espelhos externos (<i>external mirror</i>)	0,010	0,005
Protuberâncias (<i>total protuberance drag</i>)	0,120	0,080
Sistema de refrigeração (<i>cooling system</i>)	0,035	0,015
Arrasto total interno (<i>total internal drag</i>)	0,035	0,015
Arrasto total global (<i>overall total drag</i>)	0,435	0,195

B.1 Arrasto na dianteira

- **Critério 1:** altura total do veículo e altura do ponto de estagnação.

Em se considerando a Figura B-2, denota-se a altura total do veículo Z_V e a altura do ponto de estagnação do escoamento de ar Z_S (no qual a velocidade do escoamento é nula), além do valor e que indica a cota da base da carroceria com relação ao solo. A partir destes parâmetros, define-se a seguinte relação entre estas cotas:

$$f_{SV} = \frac{Z_S - e}{Z_V - e} \quad (\text{B.1})$$

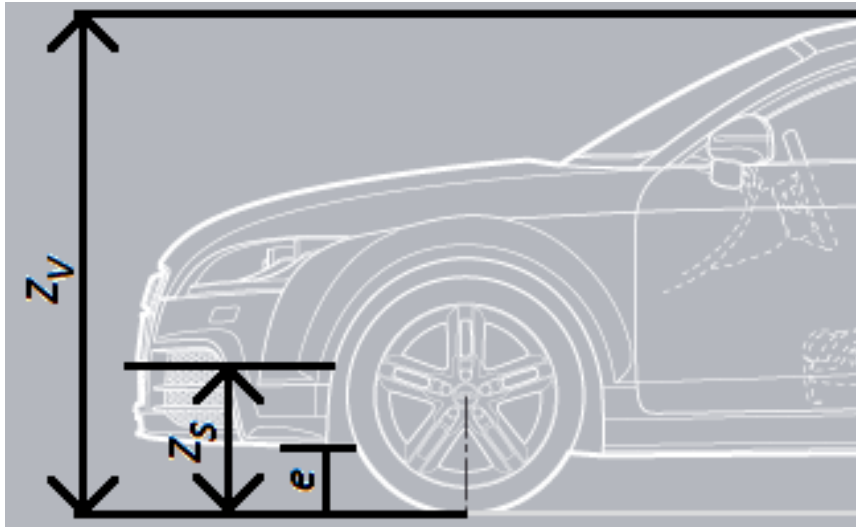


Figura B-2 – Altura do veículo e estimativa do ponto de estagnação.

O resultado de f_{SV} é então utilizado como entrada no gráfico da Figura B-3, no qual é possível determinar a variação do coeficiente de arrasto na dianteira ΔC_{D1} .

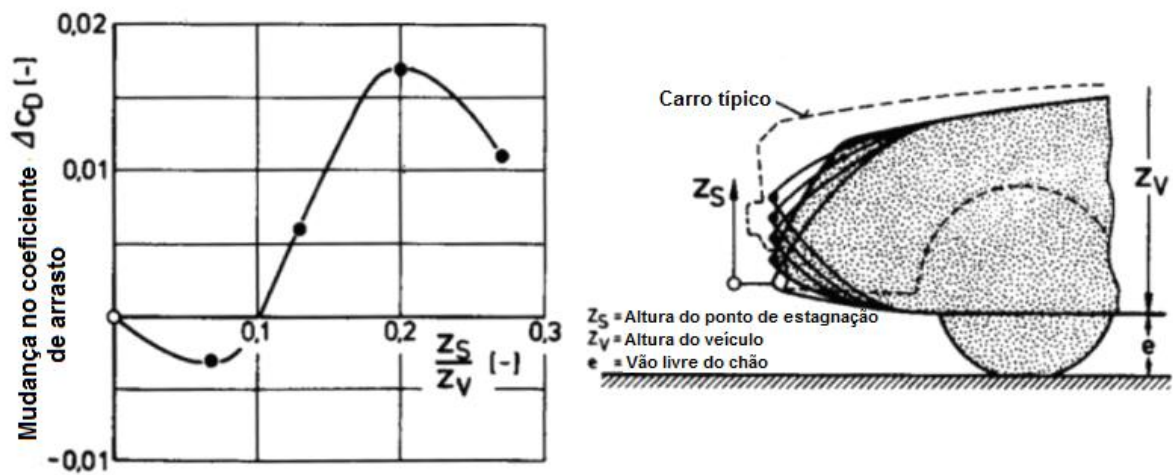


Figura B-3 – Gráfico da variação do coeficiente de arrasto pela posição relativa do ponto de estagnação (adaptado de GILLESPIE, 1992).

- **Critério 2:** extremidade do capô.

Para este efeito, considera-se a Figura B-4 e observa-se a região B, na qual a eliminação do efeito de fenda do capô traz um arredondamento mais suave e permite uma redução de cerca de 9% no coeficiente de arrasto (veja a redução A + B, que promove este decréscimo percentual), fornecendo a variação ΔC_{D2} .

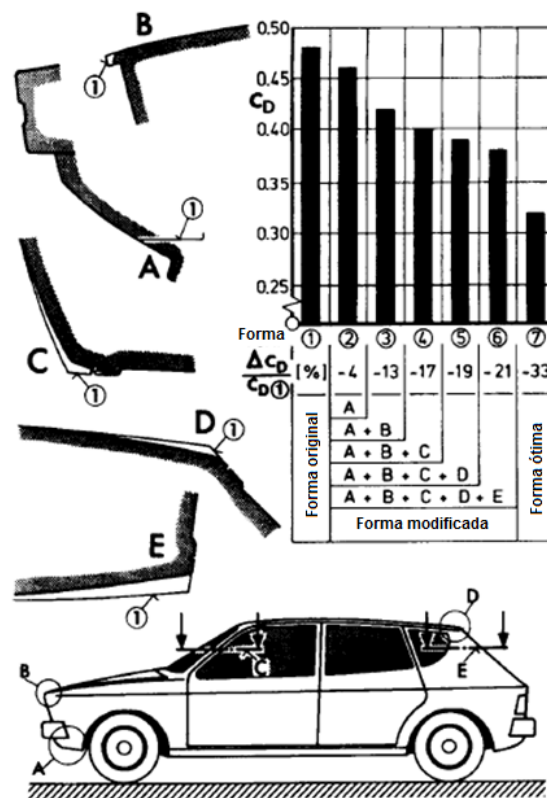


Figura B-4 – Correção do coeficiente de arrasto devido ao acabamento da carroceria (adaptado de WONG, 2001).

- **Critério 4:** angulação do vidro dianteiro.

Ao empregar a Figura B-5, a partir da angulação do vidro dianteiro é possível utilizar o gráfico para determinar a variação do coeficiente de arrasto com relação ao ângulo de referência de 28° , determinando-se ΔC_{D4} .

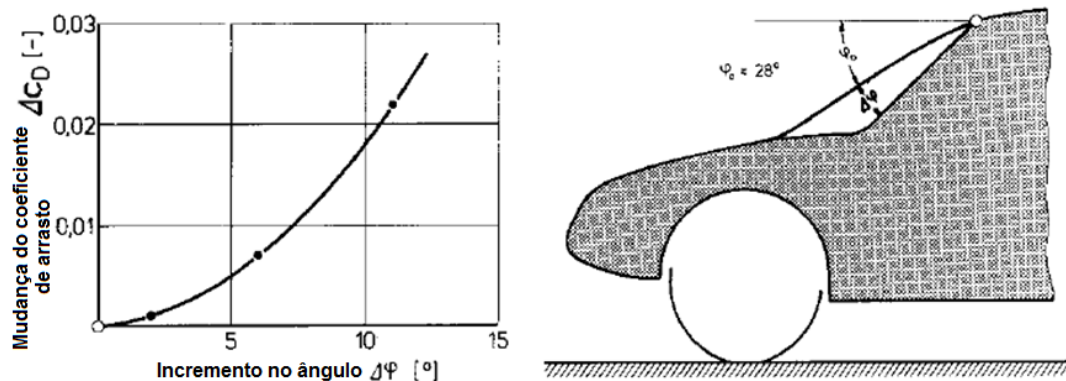


Figura B-5 – Correção da componente de arrasto devido à angulação do vidro dianteiro (adaptado de GILLESPIE, 1992).

- **Critério 5:** arredondamento lateral do vidro dianteiro.

Com relação à Figura B-4, observa-se a região C, sob a qual é possível decrescer em 4% a componente de arrasto na dianteira, obtendo-se ΔC_{D5} .

- **Critério 16:** efeito de aerofólio dianteiro:

Com relação à Figura B-4, observa-se a região A, sob a qual é possível decrescer em 4% a componente de arrasto na dianteira, obtendo-se ΔC_{D16} .

A partir destes resultados e do valor típico na Tabela B-1, é possível obter a componente do coeficiente de arrasto devido aos efeitos da dianteira:

$$C_D = C_{DTab} + \Delta C_{D1} + \Delta C_{D2} + \Delta C_{D4} + \Delta C_{D5} + \Delta C_{D16} \quad (B.2)$$

B.2 Arrasto na traseira

- **Critério 9:** arredondamento lateral do vidro traseiro.

Com relação à Figura B-4, observa-se a região D, sob a qual é possível decrescer em 2% a componente de arrasto na traseira, obtendo-se ΔC_{T9} .

- **Critério 10:** angulação do vidro traseiro.

Para análise da angulação traseira, observe a Figura B-6, na qual deve ser determinada a relação entre o comprimento da traseira L_T e comprimento total do veículo L , para que se indice a curva de análise, e a partir do ângulo da traseira obter a variação do coeficiente ΔC_{T10} .

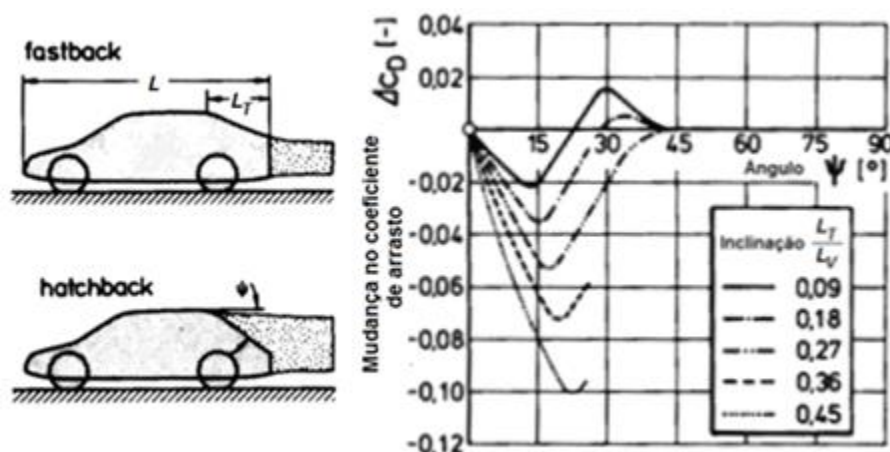


Figura B-6 – Correção do arrasto para a angulação traseira (adaptado de GILLESPIE, 1992).

- **Critério 11:** extremidade da traseira e aerofólio traseiro.

Com relação à Figura B-4, observa-se a região E, sob a qual é possível decrescer em 2% a componente de arrasto na traseira, obtendo-se ΔC_{T11A} . Além

disso, pelo método apresentado na Figura B-7, é possível prever uma redução percentual de acordo com o tipo de aerofólio traseiro utilizado, obtendo-se ΔC_{T11B} . A soma destas duas parcelas, resulta em ΔC_{T11} .

A partir destes resultados e do valor típico na Tabela B-1, é possível obter a componente do coeficiente de arrasto devido aos efeitos da traseira:

$$C_T = C_{TTab} + \Delta C_{T9} + \Delta C_{T10} + \Delta C_{T11} \tag{B.3}$$

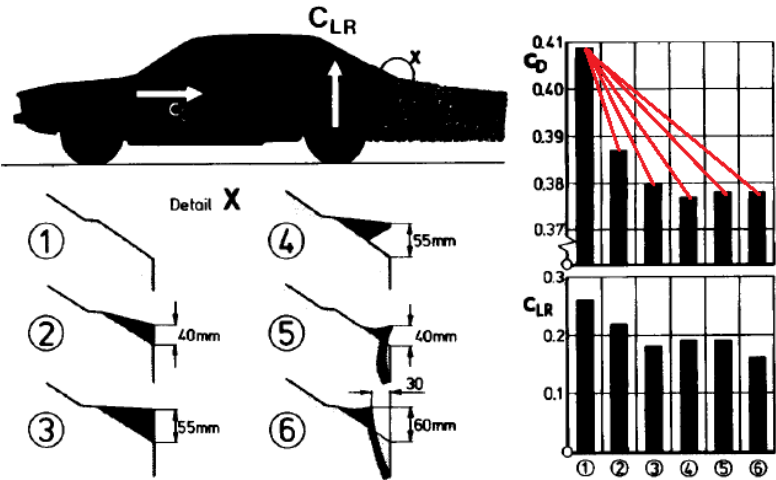


Figura B-7 – Correção do arrasto para aerofólios traseiros (WONG, 2001).

B.3 Arrasto na parte inferior

A componente do arrasto na parte inferior (critério 12) é determinada majoritariamente pelo tipo de tração e posição do motor no veículo, o que geralmente delimita uma configuração básica do chassi. Sendo assim, tem-se a Tabela B-2, que delimita os diferentes arrastos sugeridos para cada tipo de veículo (HPWIZARD, 2012), ou seja, C_{Inf} :

Tabela B-2 – Recomendações de arrasto para a parte inferior.	
Tipo de veículo	Componente de arrasto
Tração traseira / motor traseiro	0,02
Tração dianteira	0,03
Tração dianteira e traseira / motor dianteiro	0,04
Chassis profundo (rebaixado)	0,05

B.4 Arrasto por atrito de superfície

Dada a dificuldade em se prever a componente por atrito C_{At} (critério 13), a menos de métodos experimentais, e em não havendo modelos para estimativa deste coeficiente, atenta-se ao seguinte fato: segundo Wong (2001), para carros típicos adota-se um valor de 0,025 (Tabela B-1), porém este já é o valor mínimo viável, ou seja, isso implica que mesmo melhorando a qualidade superficial do veículo, não há melhoras significativas no atrito superficial.

B.5 Arrasto sobre as rodas

O coeficiente de arrasto de uma única roda (critério 14) pode ser determinado a partir da equação a seguir:

$$C_{Roda} = C \frac{\left(\frac{W_{roda}}{D_{pneu}}\right)^2}{\left(\frac{W_{roda}}{D_{pneu}}\right)^2 + 0,02} \quad (B.4)$$

, na qual W_{roda} é a largura da roda e D_{pneu} seu diâmetro total, e o coeficiente C avalia a presença ou não de calotas e tampas na região da roda, de acordo com a Tabela B-3:

Tabela B-3 – Coeficientes C típicos (adaptado de FENTON, 1996).

Tipo de acabamento da roda	C
Roda completamente coberta	0,0134
Roda descoberta na lateral, com calota	0,0225
Roda descoberta na lateral, sem calota	0,0267
Sem cobertura, com calota	0,0924
Roda completamente exposta	0,1100

A especificação do pneu do veículo informa a largura da roda, a razão de aspecto (AR) entre a espessura do pneu, h_{pneu} , e largura, e o raio da roda R_{roda} . Sendo assim, de acordo com a Figura B-8, pode-se prever o diâmetro total da roda:

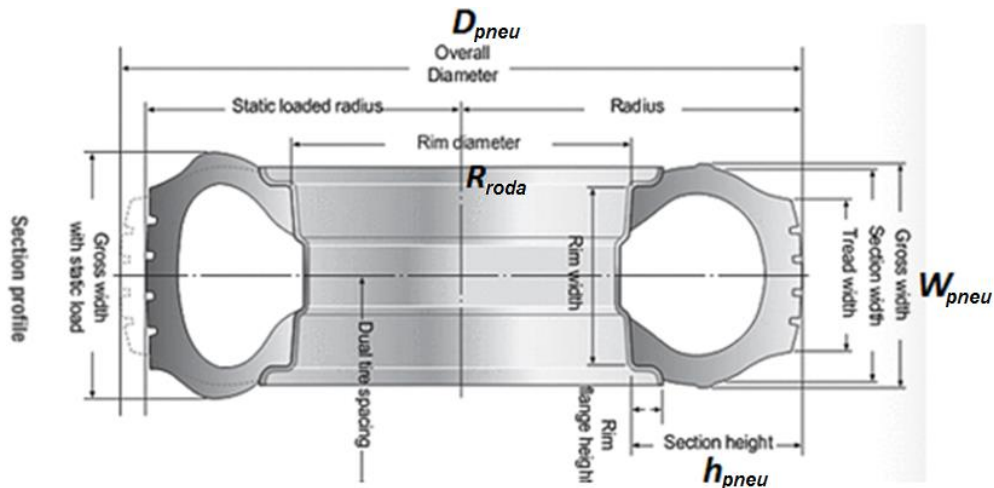


Figura B-8 – Dimensões do pneu e roda (adaptado de HPWIZARD, 2012).

$$AR = \frac{h_{pneu}}{W_{roda}} \quad (B.5)$$

$$D_{pneu} = R_{roda} + 2h_{pneu} \quad (B.6)$$

B.6 Arrasto nas janelas, canaletas, ranhuras e espelhos

Conforme mostrado na Tabela B-1, os valores típicos encontrados nestas componentes de arrasto não superam o valor de 0,010 e seu valor mínimo está em torno de 0,005 (critérios 6, 7 e 8). Embora a qualidade dos carros atuais seja superior à dos carros da década de 70 e 80, não houve redução significativa na área envidraçada, nem redução significativa na quantidade de ranhuras e canaletas ao longo da estrutura do veículo. Dessa forma, sugere-se adotar fatores de melhora α_{jan} , $\alpha_{c/r}$ e α_e , que variem de 0 a 1, para indicar os valores destas componentes de coeficiente de arrasto, na qual 0 indica o valor típico e 1 indica o mínimo valor viável, isto é:

$$C_{jan} = 0.010 - \alpha_{jan}0.005 \quad (B.7)$$

$$C_{c/r} = 0.010 - \alpha_{c/r}0.010 \quad (B.8)$$

$$C_{esp} = 0.010 - \alpha_{esp}0.005 \quad (B.9)$$

B.7 Arrasto induzido por sustentação

Segundo a recomendação de Katz, 1995, emprega-se um valor de coeficiente de sustentação para um automóvel genérico, $C_L \cong 0,32$ e é possível encontrar a componente de arrasto devido ao efeito de sustentação no veículo (critério 15):

$$C_{AL} = 0,035 C_L^2 \quad (\text{B.10})$$

B.8 Arrasto das partes internas

Para determinar o arrasto das partes internas (critério 3), o qual é regido predominantemente pelo sistema de refrigeração (radiador), vale-se da Figura B-9, bastando identificar a forma de disposição desejada (A, B, C ou D) e determinar o valor acrescido ao arrasto devido a este efeito, ou seja, o valor de C_{Ref} .

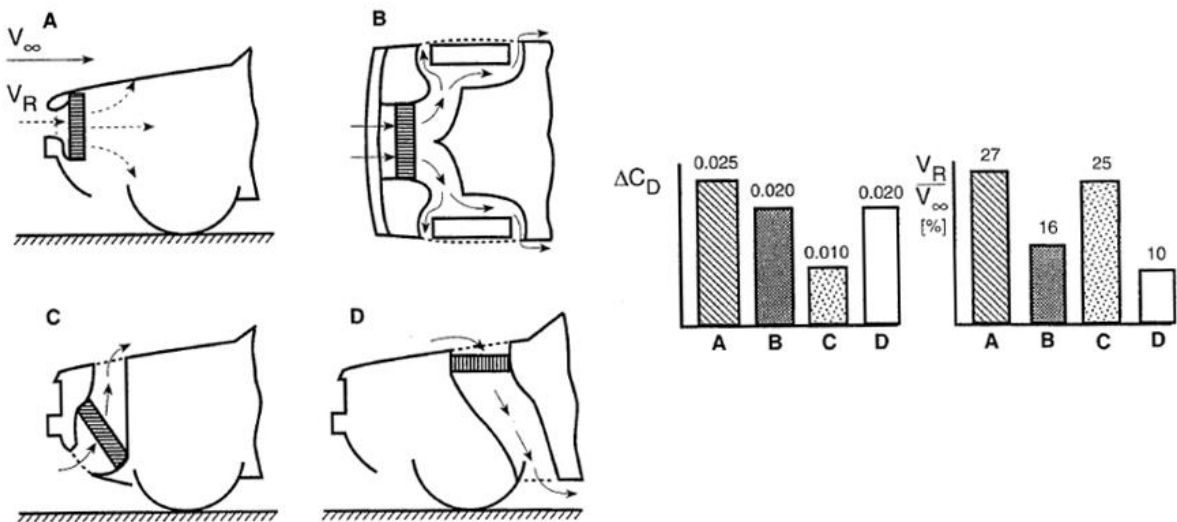


Figura B-9 – Posição do radiador e estimativa do coeficiente de arrasto (adaptado de GILLESPIE, 1992).

Finalmente, o coeficiente de arrasto total pode ser previsto segundo as parcelas anteriormente encontradas:

$$C_A = C_D + C_T + C_{Inf} + C_{At} + C_{Roda} + C_{jan} + C_{c/r} + C_{esp} + C_{AL} + C_{Ref} \quad (\text{B.11})$$

Para fins de comparação com valores típicos, podem ser utilizados os valores de coeficiente de arrasto e área frontal projetada da Tabela B-4 e Tabela B-5 como referência:

Tabela B-4 – Coeficientes de arrasto típicos (adaptado de NAUNHEIMER, 2010).

Veículo	C_A	$A_F (m^2)$	$C_A A_F (m^2)$
Conversível	0.29 – 0.53	1.58 – 2.90	0.58 – 1.54
Opel Tigra TwinTop			
Teto aberto	0.40	1.94	0.78
Teto fechado	0.35	1.94	0.67
Mercedes-Benz SLK 200K			
Teto aberto	0.37	1.93	0.71
Teto fechado	0.32	1.93	0.62
Mercedes-Benz SL 500			
Teto aberto	0.34	2.00	0.68
Teto fechado	0.29	2.00	0.58
Audi A4 Cabrio			
Teto aberto	0.34	2.11	0.72
Teto fechado	0.31	2.11	0.65
Limosine/SUV	0.25 – 0.39	1.97 – 2.90	0.50 – 1.54
Ford Fiesta 1.4L	0.34	2.06	0.70
VW Golf V 1.4L	0.32	2.22	0.72
Mercedes-Benz B 180 CDI	0.30	2.42	0.73
BMW 320i	0.28	2.11	0.59
Audi A6 Avant	0.31	2.26	0.70
Mercedez-Benz S 320 CDI	0.26	2.40	0.62
Mercedez-Benz ML 280 CDI	0.34	2.81	0.96
Porsche Cayenne Turbo	0.39	2.78	1.09
BMW 645i	0.29	2.15	0.62
Porsche 911 Carrera	0.28	2.00	0.56
Van	0.35 – 0.40	3.10 – 4.20	1.10 – 1.70
Opel Vivaro Life	0.37	3.38	1.24
Ford Transit MWB, MJ06	0.35	4.14	1.45
Ônibus	0.40 – 0.80	6.00 – 10.00	2.40 – 8.00
Setra 415 HD	0.44	8.26	3.63
Caminhões leves	0.40 – 0.60	4.50 – 6.00	1.80 – 3.60
Caminhões pesados	0.45 – 0.80	6.00 – 10.00	2.70 – 8.00
Caminhão com <i>trailer</i>	0.55 – 0.85	7.00 – 10.00	3.90 – 8.50
Veículo articulado	0.45 – 0.75	7.00 – 10.00	3.20 – 7.50

Tabela B-5 – Coeficientes de arrasto típicos (adaptado de WONG, 2010).

Veículo	C_A	$A_F (m^2)$
Tamanho pequeno		
Fiat Uno ES	0.33 – 0.34	1.83
Peugeot 205GL	0.35 – 0.37	1.74
Honda Civic 1.2	0.37 – 0.39	1.72
VW Polo Coupe	0.39 – 0.40	1.72
Nissan Micra GL	0.40 – 0.41	1.78
Tamanho médio-pequeno		
VW Golf GTI	0.35 – 0.36	1.91
VW Jetta GT	0.36 – 0.37	1.91
Ford Escort 1.3 GL	0.39 – 0.41	1.83
Mazda 323 1.5	0.41 – 0.43	1.78
Toyota Corolla 1300 DX	0.45 – 0.46	1.76
Tamanho médio		
VW Passat CL	0.36 – 0.37	1.89
Audi 80CC	0.38 – 0.39	1.86
BMW 318i (320i)	0.39 – 0.40	1.86
Honda Accord 1.8 EX	0.40 – 0.42	1.88
Nissan Stanza Notchback	0.41 – 0.43	1.88
Tamanho médio-grande		
Audi 100 1.8	0.30 – 0.31	2.05
Mercedes 190E (190D)	0.33 – 0.35	1.90
BMW 518i (520i, 525e)	0.36 – 0.38	2.02
Saab 900 Gli	0.40 – 0.42	1.95
Volvo 740 GLE	0.40 – 0.42	2.16
Carros de luxo		
Saab 9000 Turbo 16	0.34 – 0.36	2.05
Jaguar XL-s	0.40 – 0.41	1.92
Mercedes 500 SEL	0.36 – 0.37	2.16
Peugeot 604 STI	0.41 – 0.43	2.05
BMW 782i (732i/735i)	0.42 – 0.44	2.13
Carros esportivos		
Porsche 924	0.31 – 0.33	1.80
Renault Fuego GTX	0.34 – 0.37	1.82
VW Scirocco GTX	0.38 – 0.39	1.74
Toyota Celica Supra 2.8i	0.37 – 0.39	1.83
Honda Prelude	0.38 – 0.40	1.84

APÊNDICE C COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO

Existem diferentes formas de se obter o coeficiente de resistência ao rolamento, seja por meio de equações representativas e gráficos de operação (dependentes de determinados parâmetros) ou por meio de tabelas descritivas da superfície de utilização dos pneus. Alguns destes métodos, obtidos predominantemente de forma empírica são descritos a seguir e cabe ao usuário selecionar o modelo que melhor se adequa para determinação deste parâmetro.

- **Modelo 1:** equações para superfícies de concreto.

Os modelos descritivos por meio de equações são geralmente aplicáveis a superfícies de concreto (embora possam se estender além deste, para modelos mais genéricos). Mais especificamente com relação ao concreto, em baixas velocidades, o coeficiente cresce aproximadamente de maneira linear com a velocidade e pode ser estimado segundo (GILLESPIE, 1992):

$$f_r = 0.01 \left(1 + \frac{0.6V}{100} \right) \quad (C.1)$$

, com a velocidade V dada em km/h .

Para faixas de velocidades mais elevadas, o coeficiente apresenta comportamento aproximadamente quadrático e pode ser definido a partir do coeficiente básico f_o e do coeficiente de efeito de velocidade, para a velocidade V também dada em km/h (GILLESPIE, 1992):

$$f_r = f_o + 3.24f_s \left(\frac{0.6V}{100} \right)^{2.5} \quad (C.2)$$

Ambos coeficientes f_o e f_s são influenciados pela pressão do pneu e são obtidos com o auxílio das curvas da Figura C-1.

- **Modelo 2:** equação para superfícies rígidas e tipo de pneu.

Caso seja especificado o tipo de pneu, radial ou bias-ply, pode-se definir respectivamente, o coeficiente de resistência ao rolamento, para V dado em km/h (WONG, 2001):

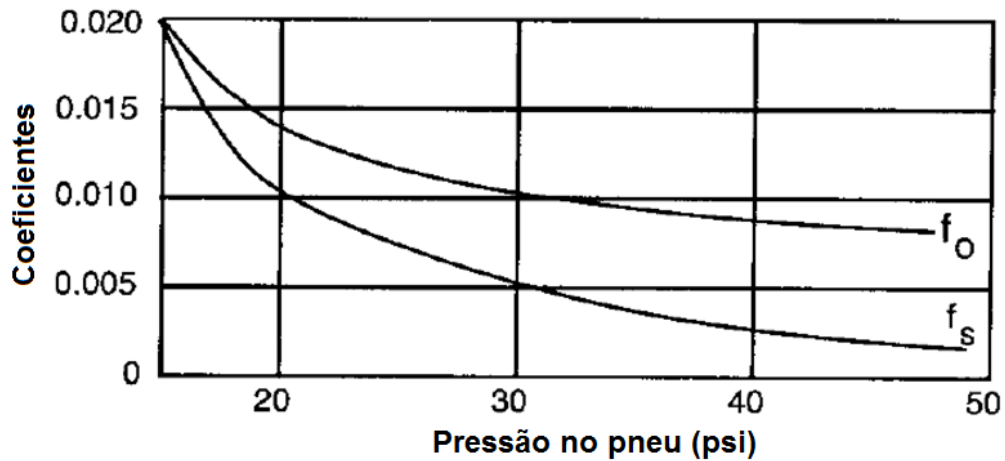


Figura C-1 – Curvas dos parâmetros f_o e f_s , em função da pressão do pneu (adaptado de GILLESPIE, 1992).

$$f_r = 0.0136 + 0.40 \cdot 10^{-7} V^2 \quad (C.3)$$

$$f_r = 0.0169 + 0.190 \cdot 10^{-6} V^2 \quad (C.4)$$

- **Modelo 3:** equação para veículos pesados e tipo de pneu.

Para aplicações em veículos pesados, podem ser adotadas as formulações de acordo com o tipo do pneu, seja radial ou *bias-ply*, respectivamente (GILLESPIE, 1992):

$$f_r = (0.0041 + 0.000041V)C_h \quad (C.5)$$

$$f_r = (0.0066 + 0.000046V)C_h \quad (C.6)$$

, sendo C_h um coeficiente de superfície (1.0 para superfície lisa ou macia, 1.2 para concreto desgastado, asfalto frio ou ladrilhos, 1.5 para asfalto quente).

- **Modelo 4:** equação quadrática genérica.

Uma forma genérica de se obter o coeficiente de resistência ao rolamento é utilizar o seguinte modelo genérico (JAZAR, 2008):

$$f_r = \mu_o + \mu_1 V^2 \quad (C.7)$$

, sendo a velocidade V dada em m/s , $\mu_1 = 7 \cdot 10^{-6} s^2/m^2$ e μ_o é um valor tabelado de acordo com o tipo de superfície empregada, de acordo com a Tabela C-1:

Tabela C-1 – Valores de μ_o em superfícies (adaptado de JAZAR, 2008).

Superfície e condição do pavimento	μ_o
Concreto em condições ótimas	0.008 – 0.100
Concreto em condições normais	0.010 – 0.015
Asfalto em condições ótimas	0.015
Macadame em condições ótimas	0.013 – 0.016
Macadame em condições boas	0.018
Concreto em condições ruins	0.02
Pavimento em blocos em boas condições	0.02
Macadame em condições normais	0.018 – 0.023
Macadame em condições ruins	0.023
Macadame empoeirado	0.023 – 0.028
Pavimento de pedra em boas condições	0.033 – 0.055
Pavimento natural em boas condições	0.045
Pavimento de pedra em condições ruins	0.085
Neve rasa (5 a 10 cm)	0.025 – 0.037
Estrada de terra	0.08 – 0.16
Areia	0.15 – 0.30

- **Modelo 5:** correlação entre tipo de pneu, carga, velocidade e pressão.

Um modelo mais complexo que correlacione os efeitos de carga, pressão e velocidade do pneu é representado com a seguinte formulação (JAZAR, 2008):

$$f_r = \frac{K}{1000} \left(5.1 + \frac{5.5 \cdot 10^5 + 90W_{pneu}}{P_{pneu}} + \frac{1100 + 0.0388W_{pneu}}{P_{pneu}} V^2 \right) \quad (C.8)$$

, sendo $K = 0.8$ para pneus radiais e $K = 1.0$ para pneus *bias-ply*, V a velocidade do veículo dada em m/s , P_{pneu} a pressão nos pneus dada em Pa e W_{pneu} a carga normal aplicada ao pneu em N .

- **Modelo 6:** dados tabelados.

Finalmente, a forma mais simples de se obter o coeficiente de resistência ao rolamento é adotá-lo como um parâmetro constante e utilizar valores comumente conhecidos, conforme a Tabela C-2:

Tabela C-2 – Valores tabelados para f_r (adaptado de NAUNHEUMER, 2010).

Superfície e condição do pavimento	f_r
Rodovia em macadame lisa	0.010
Rodovia em concreto liso	0.011
Concreto em bom estado (rugoso)	0.014
Pavimento em pedras em bom estado	0.020
Concreto desgastado	0.035
Trilhas de terra em bom estado	0.045
Trilhas de terra em mau estado	0.160
Areia fofa	0.150-0.300

APÊNDICE D RAO DINÂMICO DE PNEUS

A Tabela D-1 apresenta os diferentes raios dinâmicos em função do tipo de pneu adotado para o veículo:

Tabela D-1 – Raio dinâmico para diferentes tipos de pneus (adaptado de NAUNHEIMER, 2010).

Tipo de pneu	Circunferência (m)	r_{din}	Tipo de pneu	Circunferência (m)	r_{din}
Veículos de passeio			Veículos de passeio		
155/70 R13	1.671	0.266	255/40 ZR18	20.16	0.321
165/65 R13	1.659	0.264	275/40 ZR18	2.065	0.329
175/65 R13	1.702	0.271	295/30 ZR18	1.937	0.308
155/65 R14	1.702	0.271	335/30 ZR18	2.010	0.320
165/70 R14	1.793	0.286	255/40 ZR19	2.071	0.330
175/65 R14	1.781	0.284	285/40 ZR19	2.169	0.345
175/80 R14	1.940	0.309	295/30 ZR19	2.016	0.321
185/65 R14	1.818	0.289	345/30 ZR19	2.108	0.336
175/55 R15	1.748	0.278	315/35 R20	2.220	0.354
185/55 R15	1.784	0.284	335/30 ZR20	2.166	0.345
195/65 R15	1.937	0.308	Vans e veículos comerciais leves		
205/60 R15	1.912	0.304	185/60 R15	1.827	0.291
215/65 R15	2.016	0.312	225/70 R15	2.112	0.336
195/55 R16	1.891	0.301	205/65 R16	2.036	0.324
195/60 R16	1.952	0.311	215/75 R16	2.206	0.351
205/55 R16	1.928	0.307	205/75 R17.5	2.297	0.366
215/55 R16	1.958	0.312	Caminhões e ônibus		
225/55 R16	1.995	0.318	215/75 R17.5	2.339	0.372
235 50 R16	1.958	0.312	245/70 R17.5	2.406	0.383
215/45 R17	1.909	0.304	265/70 R19.5	2.644	0.421
215/55 R17	2.037	0.324	305/70 R19.5	2.815	0.448
215/60 R17	2.106	0.335	275/70 R22.5	2.922	0.465
225/55 R17	2.074	0.330	295/60 R22.5	2.806	0.447
235/65 R17	2.251	0.358	295/80 R22.5	3.184	0.507
255/60 R17	2.251	0.358	315/80 R22.5	3.282	0.523
245/45 R18	2.065	0.329	495/45 R22.5	3.085	0.491
245/50 R18	2.144	0.341	13 R22.5	3.428	0.546

APÊNDICE E REFERÊNCIA PARA ENGRENAGENS E EIXOS

Para referenciar como o projeto das engrenagens deve ser conduzido, as tabelas a seguir são apresentadas. Primeiramente, tome a Figura E-1 para conhecimento da nomenclatura das dimensões características dos dentes de uma engrenagem. Cada uma destas dimensões (destacadas na Tabela E-1) são funções basicamente do passo diametral p_d (inverso do módulo de engrenamento).

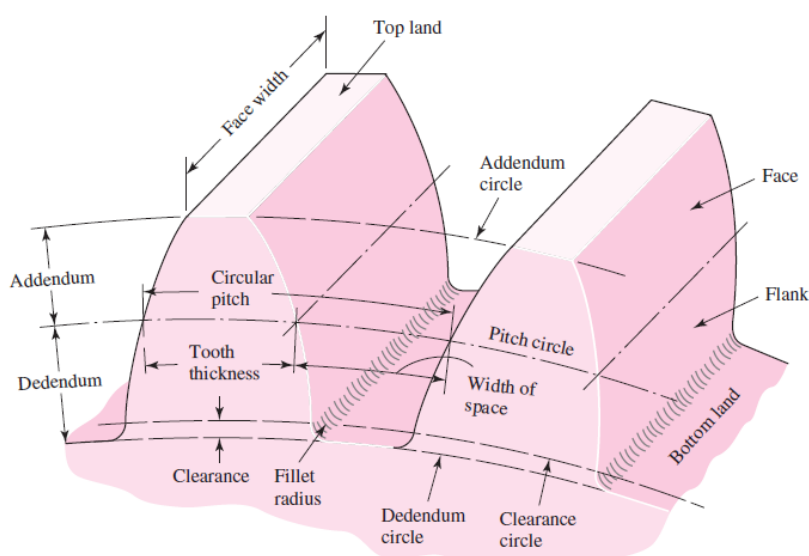


Figura E-1 – Dimensões características das engrenagens (SHIGLEY, 1984).

Tabela E-1 – Especificações AGMA para dente de engrenagem de profundidade completa (NORTON, 2004).

Parâmetro	Passo diametral grosseiro ($p_d < 20$)	Passo diametral fino ($p_d \geq 20$)
Ângulo de pressão α	20° ou 25°	20°
Adendo	$1.000/p_d$	$1.000/p_d$
Dedendo	$1.250/p_d$	$1.250/p_d$
Profundidade de trabalho	$2.000/p_d$	$2.000/p_d$
Profundidade total	$2.250/p_d$	$2.200/p_d + 0.002in$
Espessura circular de referência de dente	$1.571/p_d$	$1.571/p_d$
Raio de arredondamento – cremalheira básica	$0.300/p_d$	Não padronizado
Folga básica mínima	$0.250/p_d$	$0.200/p_d + 0.002in$
Largura mínima de topo	$0.250/p_d$	Não padronizado
Folga (dentes polidos ou retificados)	$0.350/p_d$	$0.350/p_d + 0.002 in$
Passo circular p_c	$\pi d/Z$	$\pi d/Z$
Passo de base p_b	$p_c \cos \alpha$	$p_c \cos \alpha$

Os passos diametrais, subdivididos entre grosseiro e fino, podem ser escolhidos segundo valores padronizados (Tabela E-2) ou serão função do módulo métrico padronizado adotado, com equivalência de passo diametral (Tabela E-3):

Tabela E-2 – Passos diametrais padronizados (adaptado de NORTON, 2004).

Grosseiros		Finos
$(p_d < 20)$		$(p_d \geq 20)$
1	5	20
1.25	6	24
1.5	8	32
1.75	10	48
2	12	64
2.5	14	72
3	16	80
4	18	96

Tabela E-3 – Módulos métricos padronizados (NORTON, 2004).

Módulo métrico	Equivalnete
(mm)	$p_d(in^{-1})$
0.3	84.67
0.4	63.50
0.5	50.80
0.8	31.75
1	25.40
1.25	20.32
1.5	16.93
2	12.70
3	8.47
4	6.35
5	5.08
6	4.23
8	3.18
10	2.54
12	2.12
16	1.59
20	1.27
25	1.02

Quando for necessário selecionar o número de dentes em um engrenamento, é sempre importante considerar a Tabela E-4, para verificação do número mínimo de dentes de pinhão ou número máximo de dentes da coroa, para que se evite interferência e/ou adelgaçamento no contato dos dentes.

Tabela E-4 – Número mínimo de dentes de pinhão para evitar interferência entre engrenagens de profundidade completa (NORTON, 2004).

Mínimo dentes de pinhão	Máximo dentes de engrenagem
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

A determinação do fator geométrico Y de Lewis se faz em função da combinação entre os números de dentes do pinhão (P) e da coroa (G) e depende de fatores como: ângulo de pressão (geralmente 20° ou 25°), na precisão de fabricação do par de engrenagens (que define o carregamento da ponta ou HPSTC) e se os dentes são de profundidade completa ou se possuem alongamento nos adendos (geralmente de 25%). Uma vez determinada essas características, basta consultar os dados que se estendem da Tabela E-5 até a Tabela E-12, para cada uma das oito possibilidades destacadas:

Tabela E-5 – Fator de forma para 20° , profundidade completa e carregamento na ponta (NORTON, 2004).

G	P															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24								
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25						
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26				
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28		
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29

Tabela E-6 – Fator de forma para 20°, profundidade completa e carregamento HPSTC (NORTON, 2004).

G	P															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33								
26	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35						
35	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38	0.39	0.39				
55	U	U	U	U	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41	0.40	0.42	0.43	0.43		
135	U	U	U	U	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44	0.41	0.45	0.45	0.47	0.49	0.49

Tabela E-7 – Fator de forma para 20°, dentes de adendos alongados 25% e carregamento na ponta (NORTON, 2004).

G	P															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	0.27	0.19										
21	U	U	U	U	0.27	0.21	0.27	0.21								
26	U	U	U	U	0.27	0.22	0.27	0.22	0.28	0.22						
35	U	U	U	U	0.27	0.24	0.27	0.24	0.28	0.24	0.28	0.24				
55	U	U	U	U	0.27	0.26	0.27	0.26	0.28	0.26	0.28	0.26	0.29	0.26		
135	U	U	U	U	0.27	0.28	0.27	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.29	0.28	0.30	0.28

Tabela E-8 – Fator de forma para 20°, dentes de adendos alongados 25% e carregamento HPSTC (NORTON, 2004).

G	P															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	0.36	0.24										
21	U	U	U	U	0.37	0.26	0.39	0.27								
26	U	U	U	U	0.37	0.29	0.39	0.29	0.41	0.30						
35	U	U	U	U	0.37	0.32	0.40	0.32	0.41	0.33	0.43	0.34				
55	U	U	U	U	0.38	0.35	0.40	0.36	0.42	0.36	0.44	0.37	0.47	0.39		
135	U	U	U	U	0.39	0.39	0.41	0.40	0.43	0.41	0.45	0.42	0.48	0.44	0.51	0.46

Tabela E-9 – Fator de forma para 25°, profundidade completa e carregamento na ponta (NORTON, 2004).

G	P															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	0.28	0.28												
17	U	U	0.28	0.30	0.30	0.30										
21	U	U	0.28	0.31	0.30	0.31	0.31	0.31								
26	U	U	0.28	0.33	0.30	0.33	0.31	0.33	0.33	0.33						
35	U	U	0.28	0.34	0.30	0.34	0.31	0.34	0.33	0.34	0.34	0.34				
55	U	U	0.28	0.36	0.30	0.36	0.31	0.36	0.33	0.36	0.34	0.36	0.36	0.36		
135	U	U	0.28	0.38	0.30	0.38	0.31	0.38	0.33	0.38	0.34	0.38	0.36	0.38	0.38	0.38

Tabela E-10 – Fator de forma para 25°, profundidade completa e carregamento HPSTC (NORTON, 2004).

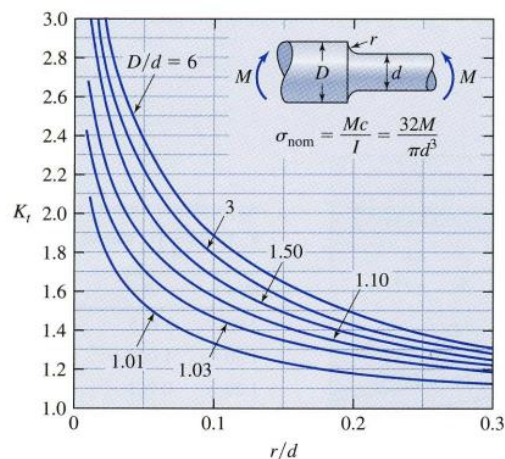
G	P															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	0.33	0.33												
17	U	U	0.33	0.36	0.36	0.36										
21	U	U	0.33	0.39	0.36	0.39	0.39	0.39								
26	U	U	0.33	0.41	0.37	0.42	0.40	0.42	0.43	0.43						
35	U	U	0.34	0.44	0.37	0.45	0.40	0.45	0.43	0.46	0.46	0.46				
55	U	U	0.34	0.47	0.38	0.48	0.41	0.49	0.44	0.49	0.47	0.50	0.51	0.51		
135	U	U	0.35	0.51	0.38	0.52	0.42	0.53	0.45	0.53	0.48	0.54	0.53	0.56	0.57	0.57

Tabela E-11 – Fator de forma para 25°, dentes de adendos alongados 25% e carregamento na ponta (NORTON, 2004).

G	P															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	0.32	0.20														
14	0.32	0.22	0.33	0.22												
17	0.32	0.25	0.33	0.25	0.34	0.25										
21	0.32	0.27	0.33	0.27	0.34	0.27	0.36	0.27								
26	0.32	0.29	0.33	0.29	0.34	0.29	0.36	0.29	0.36	0.29						
35	0.32	0.31	0.33	0.31	0.34	0.31	0.36	0.31	0.36	0.31	0.37	0.31				
55	0.32	0.34	0.33	0.34	0.34	0.34	0.36	0.34	0.36	0.34	0.37	0.34	0.38	0.34		
135	0.32	0.37	0.33	0.37	0.34	0.37	0.36	0.37	0.36	0.37	0.37	0.37	0.38	0.37	0.39	0.37

Tabela E-12 – Fator de forma para 25°, dentes de adendos alongados 25% e carregamento HPSTC (NORTON, 2004).

G	P															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	0.38	0.22														
14	0.38	0.25	0.40	0.25												
17	0.38	0.29	0.40	0.29	0.43	0.29										
21	0.38	0.32	0.41	0.32	0.43	0.33	0.46	0.33								
26	0.39	0.35	0.41	0.35	0.44	0.36	0.46	0.36	0.48	0.37						
35	0.39	0.38	0.41	0.39	0.44	0.39	0.47	0.40	0.49	0.41	0.51	0.41				
55	0.39	0.42	0.42	0.43	0.44	0.44	0.47	0.44	0.49	0.45	0.52	0.46	0.55	0.47		
135	0.40	0.47	0.42	0.48	0.45	0.49	0.48	0.49	0.50	0.50	0.53	0.51	0.56	0.53	0.59	0.55



Approximate formula
 $K_t \approx B \left(\frac{r}{d} \right)^a$, where:

D/d	B	a
6.00	0.879	-0.332
3.00	0.893	-0.309
1.50	0.938	-0.258
1.10	0.951	-0.238
1.03	0.981	-0.184
1.01	0.919	-0.170

Figura E-2 – Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo com rebaixo arredondado em flexão (NORTON, 2004).

No que diz respeito à determinação dos fatores de concentração de tensão devidos à flexão e torção, pode-se consultar as Figura E-2 e Figura E-3, respectivamente.

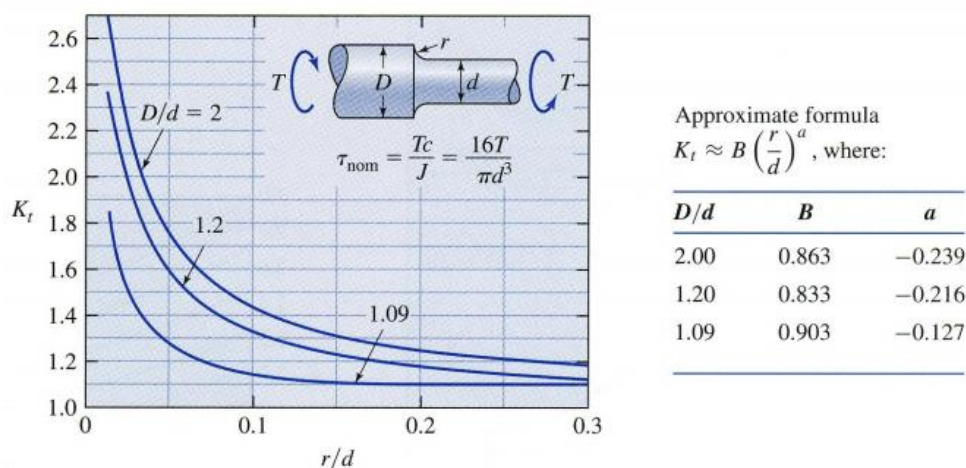


Figura E-3 – Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo com rebordo arredondado em torção (NORTON, 2004).

A seleção de materiais para a fabricação de engrenagens e eixos será feita mediante uso de tabelas de materiais de referência que contenham as propriedades necessárias. Para fins de uso dos estudos de caso apresentados, as tabelas selecionadas se referem à aplicações de aços carbono, ligas de aço e ferros fundidos, com diferentes tratamentos e endurecimentos. A relação de materiais tem como base os materiais sugeridos por Norton 2004, conforme os itens sumarizados na Tabela E-13.

Tabela E-13 – Materiais para seleção (adaptado de NORTON, 2004).

SAE / AISI	Condição	Escoamento (MPa)	Tração (MPa)	Elasticidade (GPa)	Poisson	Dureza
1010	Laminado a quente	179	324	206.8	0.28	95
1010	Laminado a frio	303	365	206.8	0.28	105
1020	Laminado a quente	207	379	206.8	0.28	111
1020	Laminado a frio	393	469	206.8	0.28	131
1030	Laminado a quente	259	469	206.8	0.28	137
1030	Normalizado a 1650°F	345	517	206.8	0.28	149
1030	Laminado a frio	441	524	206.8	0.28	149
1030	Temperado e revenido a 1000°F	517	669	206.8	0.28	255
1030	Temperado e revenido a 800°F	579	731	206.8	0.28	302
1030	Temperado e revenido a 400°F	648	848	206.8	0.28	495
1035	Laminado a quente	276	496	206.8	0.28	143

(continua)

SAE / AISI	Condição	Escoamento (MPa)	Tração (MPa)	Elasticidade (GPa)	Poisson	Dureza
1035	Laminado a frio	462	552	206.8	0.28	163
1040	Laminado a quente	290	524	206.8	0.28	149
1040	Normalizado a 1650°F	372	593	206.8	0.28	170
1040	Laminado a frio	490	586	206.8	0.28	170
1040	Temperado e revenido a 1200°F	434	634	206.8	0.28	192
1040	Temperado e revenido a 800°F	552	758	206.8	0.28	241
1040	Temperado e revenido a 400°F	593	779	206.8	0.28	262
1045	Laminado a quente	310	565	206.8	0.28	163
1045	Laminado a frio	531	627	206.8	0.28	179
1050	Laminado a quente	345	621	206.8	0.28	179
1050	Normalizado a 1650°F	427	745	206.8	0.28	217
1050	Laminado a frio	579	689	206.8	0.28	197
1050	Temperado e revenido a 1200°F	538	717	206.8	0.28	235
1050	Temperado e revenido a 800°F	793	1089	206.8	0.28	444
1050	Temperado e revenido a 400°F	807	1124	206.8	0.28	514
1060	Laminado a quente	372	676	206.8	0.28	200
1060	Normalizado a 1650°F	421	772	206.8	0.28	229
1060	Temperado e revenido a 1200°F	524	800	206.8	0.28	229
1060	Temperado e revenido a 800°F	669	965	206.8	0.28	277
1060	Temperado e revenido a 400°F	765	1076	206.8	0.28	311
1095	Laminado a quente	455	827	206.8	0.28	248
1095	Normalizado a 1650°F	496	1014	206.8	0.28	13
1095	Temperado e revenido a 1200°F	552	896	206.8	0.28	269
1095	Temperado e revenido a 800°F	772	1213	206.8	0.28	363
1340	Recozida	434	703	206.8	0.28	204
1340	Temperada e revenida	752	862	206.8	0.28	250
4027	Recozida	324	517	206.8	0.28	150
4027	Temperada e revenida	779	910	206.8	0.28	264
4130	Recozida a 1650°F	359	558	206.8	0.28	156
4130	Normalizada a 1650°F	434	669	206.8	0.28	197
4130	Temperada e revenida a 1200°F	703	814	206.8	0.28	245
4130	Temperada e revenida a 800°F	1193	1282	206.8	0.28	380
4130	Temperada e revenida a 400°F	1462	1627	206.8	0.28	41
4140	Recozida a 1650°F	421	655	206.8	0.28	197
4140	Normalizada a 1650°F	655	1020	206.8	0.28	302
4140	Temperada e revenida a 1200°F	655	758	206.8	0.28	230
4140	Temperada e revenida a 800°F	1138	1248	206.8	0.28	370
4140	Temperada e revenida a 400°F	1641	1772	206.8	0.28	510
4340	Temperada e revenida a 1200°F	855	965	206.8	0.28	230
4340	Temperada e revenida a 1000°F	1076	1172	206.8	0.28	360
4340	Temperada e revenida a 800°F	1365	1469	206.8	0.28	430
4340	Temperada e revenida a 400°F	1586	1724	206.8	0.28	486
6150	Recozida	407	662	206.8	0.28	192
6150	Temperada e revenida	1020	1082	206.8	0.28	314
8740	Recozida	414	655	206.8	0.28	190
8740	Temperada e revenida	917	993	206.8	0.28	288

(continuação)

SAE / AISI	Condição	Escoamento (MPa)	Tração (MPa)	Elasticidade (GPa)	Poisson	Dureza
H-11	Recozida a 1600°F	365	689	206.8	0.28	96
H-11	Temperada e revenida a 1000°F	1724	2034	206.8	0.28	55
L-2	Recozida a 1425°F	510	710	206.8	0.28	96
L-2	Temperada e revenida a 400°F	1793	1999	206.8	0.28	54
L-6	Recozida a 1425°F	379	655	206.8	0.28	93
L-6	Temperada e revenida a 400°F	1793	1999	206.8	0.28	54
P-20	Recozida a 1425°F	517	689	206.8	0.28	97
P-20	Temperada e revenida a 400°F	1413	1862	206.8	0.28	52
S-1	Recozida a 1475°F	414	689	206.8	0.28	96
S-1	Temperada e revenida a 400°F	1896	2068	206.8	0.28	57
S-5	Recozida a 1450°F	441	724	206.8	0.28	96
S-5	Temperada e revenida a 400°F	1931	2344	206.8	0.28	59
S-7	Recozida a 1525°F	379	641	206.8	0.28	95
S-7	Temperada e revenida a 400°F	1448	2172	206.8	0.28	58
A-8	Recozida a 1550°F	448	710	206.8	0.28	97
A-8	Temperada e revenida a 400°F	1551	1827	206.8	0.28	52
Tipo 301	Tira recozida	276	758	189.6	0.28	85
Tipo 301	Laminada a frio	1138	1379	189.6	0.28	41
Tipo 302	Chapa recozida	276	621	189.6	0.28	85
Tipo 302	Laminada a frio	1138	1310	189.6	0.28	40
Tipo 304	Chapa recozida	241	586	189.6	0.28	80
Tipo 304	Laminada a frio	1103	1276	189.6	0.28	40
Tipo 314	Barra recozida	345	689	189.6	0.28	180
Tipo 316	Chapa recozida	276	621	189.6	0.28	85
Tipo 330	Laminada a quente	379	689	189.6	0.28	200
Tipo 330	Recozida	241	552	189.6	0.28	150
Tipo 410	Chapa recozida	310	483	189.6	0.28	80
Tipo 410	Tratada termicamente	965	1241	189.6	0.28	39
Tipo 420	Barra recozida	345	655	189.6	0.28	92
Tipo 420	Tratada termicamente	1344	1586	189.6	0.28	500
Tipo 431	Barra recozida	655	862	189.6	0.28	260
Tipo 431	Tratada termicamente	1034	1344	189.6	0.28	400
Tipo 440C	Barra recozida	448	758	189.6	0.28	230
Tipo 440C	Temperada e revenida a 600°F	1896	1965	189.6	0.28	57
17-4 PH (AISI 630)	Endurecida	1276	1379	189.6	0.28	44
17-7 PH (AISI 631)	Endurecida	1517	1620	189.6	0.28	48
FoFo Classe 20	Fundida	152	152	103.4	0.28	156
FoFo Classe 30	Fundida	221	221	103.4	0.28	210
FoFo Classe 40	Fundida	290	290	103.4	0.28	235
FoFo Classe 50	Fundida	359	359	103.4	0.28	262
FoFo Classe 60	Fundida	427	427	103.4	0.28	302
Ferro 60-40-18	Recozida	324	448	168.9	0.30	160
Ferro 65-45-12	Recozida	331	462	168.9	0.30	174
Ferro 80-55-06	Recozida	365	565	168.9	0.30	228
Ferro 120-90-02	Temperada e revenida	827	965	168.9	0.30	325

(conclusão)

APÊNDICE F CRONOGRAMA

Segue o cronograma de atividades realizadas durante o 1º semestre de 2013, equivalente ao 1º semestre de projeto (disciplina PME2598 – Projeto Integrado I), na Figura F-1:

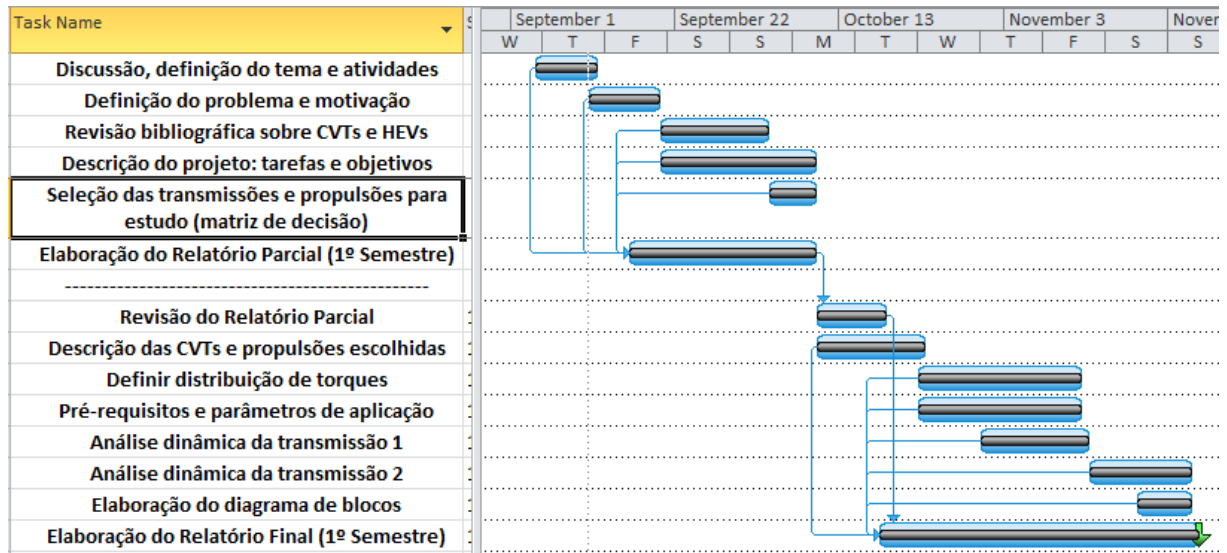


Figura F-1 – Cronograma do 1º Semestre de projeto (2º Semestre de 2013).

Segue o cronograma de atividades realizadas e planejadas para o 1º semestre de 2014, equivalente ao 2º semestre de projeto (disciplina PME2599 – Projeto Integrado II), na Figura F-2:

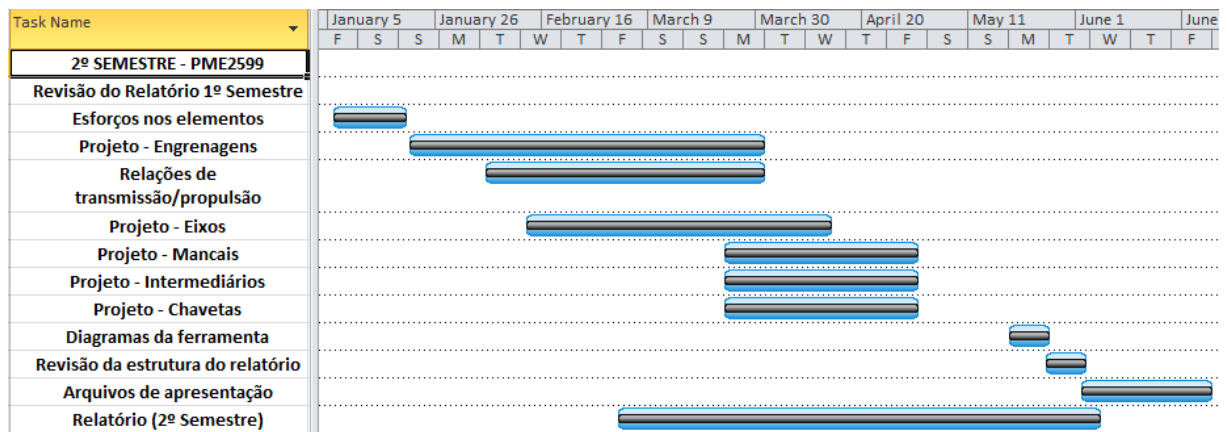


Figura F-2 – Cronograma do 2º Semestre de projeto (1º Semestre de 2014).

Segue o cronograma de atividades planejadas para o 2º semestre de 2014, equivalente ao 3º semestre de projeto (disciplina PME2600 – Projeto Integrado III), na Figura F-3:

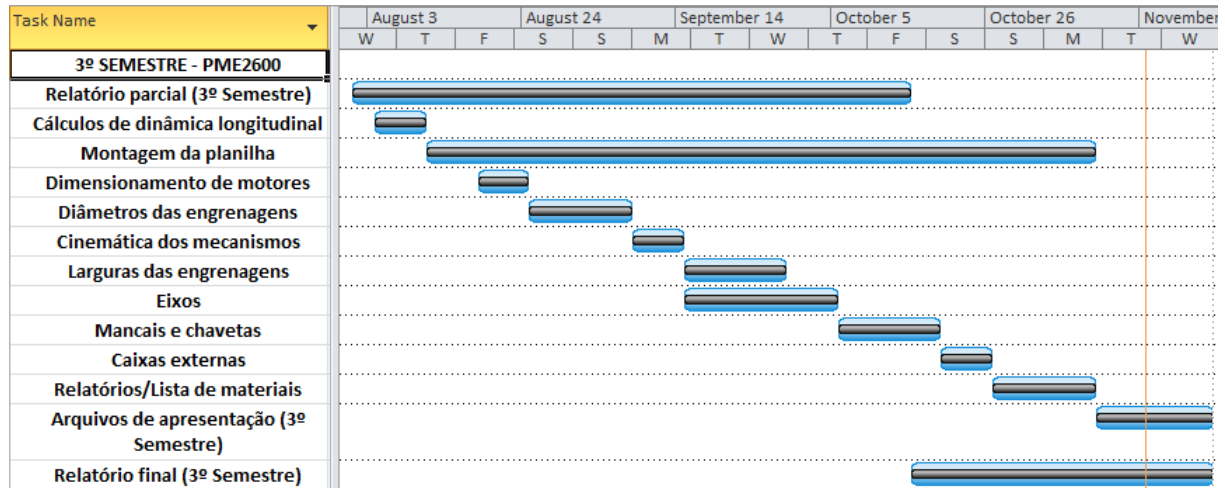


Figura F-3 – Cronograma do 3º Semestre de projeto (2º Semestre de 2014).