

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Carina Chaves Oliveira

**ESTUDO DAS RELAÇÕES DE MARCHAS DE UMA TRANSMISSÃO  
AUTOMATIZADA COM FOCO NA MELHORIA DE CONFORTO E CONSUMO DE  
COMBUSTÍVEL**

Belo Horizonte  
2011

Carina Chaves Oliveira

**ESTUDO DAS RELAÇÕES DE MARCHAS DE UMA TRANSMISSÃO  
AUTOMATIZADA COM FOCO NA MELHORIA DE CONFORTO E CONSUMO DE  
COMBUSTÍVEL**

Dissertação apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Denilson Laudares Rodrigues

Belo Horizonte

2011

## FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

O48e Oliveira, Carina Chaves  
Estudo das relações de marchas de uma transmissão automatizada com  
foco na melhoria de conforto e consumo de combustível / Carina Chaves  
Oliveira. Belo Horizonte, 2011.  
107f.: il.

Orientador: Denilson Laudares Rodrigues  
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Automóveis – Dispositivos de transmissão. 2. Automóveis – Consumo de  
combustíveis. I. Rodrigues, Denilson Laudares. II. Pontifícia Universidade  
Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113-58

Carina Chaves Oliveira

**ESTUDO DAS RELAÇÕES DE MARCHAS DE UMA TRANSMISSÃO  
AUTOMATIZADA COM FOCO NA MELHORIA DE CONFORTO E CONSUMO DE  
COMBUSTÍVEL**

Dissertação apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

---

Denilson Laudares Rodrigues (Orientador) – PUC Minas

---

José Ricardo Sodré – PUC Minas

---

Claysson Bruno S. Vimieiro – PUC Minas

---

Jose Guilherme Coelho Baeta – Fiat Automóveis S.A.

Belo Horizonte, 13 de dezembro de 2011.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus pela graça e força nos momentos difíceis para a realização deste trabalho.

A Fiat Powertrain pela bolsa de estudos concedida a esta pesquisa.

Aos meus familiares e amigos pelo apoio e compreensão nos momentos de privação e em especial ao Marco Túlio por me apoiar e suportar nesta etapa de tempo e dedicação a dissertação.

Ao Prof. Dr. Denilson Rodrigues Laudares, por acreditar e me orientar no caminho para a realização e elaboração deste trabalho.

Aos meus colegas de trabalho, em especial ao Tiago Peterrman, Caio Marques e Akira Nakamura pelas discussões e debates para os melhores resultados em torno deste trabalho.

Aos colegas Guilherme Machado e Marcos Fernandes, pela sugestão do tema e o suporte nas horas necessárias.

Aos colaboradores da Experimentação Transmissões, Experimentação Veículos e ao Laboratório de Emissões da Fiat por conceder o suporte e os recursos necessários para a realização dos testes.

## **RESUMO**

Atualmente as transmissões automatizadas estão sendo disponibilizadas pelas montadoras, como uma tendência de popularização e ofertas de novas tecnologias e conteúdos para os veículos. Uma transmissão automatizada tende a possuir um menor custo que um automático permitindo ao usuário a migração da transmissão mecânica para automatizada, além de proporcionar o conforto do automático com as vantagens de uma transmissão mecânica. Contudo ainda podem ser realizadas melhorias que se relacionam a sensação ao dirigir quando comparadas às transmissões automáticas. Esta dissertação realizou um estudo comparativo de aplicação e validação em veículo com o objetivo de estudar a influência das relações de marcha de uma transmissão automatizada e por meio de método experimental avaliar o impacto sobre conforto, consumo de combustível e emissões. Foi realizado um estudo de análise numérica para definir a configuração de projeto a ser validada e posterior procedimento de medição objetiva e subjetiva, utilizando a pista de testes e dinamômetro de rolo para realização das provas. As medições sobre o veículo foram feitas em condições diferentes a fim de se obter repetibilidade e significatividade. Os resultados mostram que a metodologia utilizada e a definição das trocas de marchas por meio de um novo perfil de relações de transmissão, aplicados aos veículos com transmissão automatizada apresentam dados significativos que confirmam a proposta do trabalho.

**Palavras-chave:** Transmissão Manual Automatizada (TMA). Economia de Consumo Combustível. Conforto Troca de Marcha.

## **ABSTRACT**

Nowadays automated transmissions have been manufactured and commercialized by OEMS, as an attractive offer to the final customers. The main reasons for that are the drivability improvement and their cost – cost benefits relationship. An automated transmission is less costly to an automatic one making possible for a customer an affordable upgrade from a manual to an automated transmission. However, further improvements concerning gear shifts should be implemented in order to get a better fun to drive. The main goal of this dissertation is to conduct a comparative study of the gear ratios influence in an automated transmission taking into account the comfort, fuel consumption and exhaust emissions. A numerical simulation was carried out to define best gear ratios arrangement for the subsequent experimental tests. A chassis dynamometer and road tests were applied to evaluate the gear ratios selected in the simulation phase. Vehicle measurements were carried out in different conditions in order to obtain repeatability and meaningfulness. By measuring axial acceleration on the test vehicle, fuel consumption and exhaust emissions it was possible to identify better options for the gear ratio. The results show that the method applied and the gear shifts definition by means of a new gear ratios profile applied to vehicles with automated transmission are feasible.

Key-words: Manual Transmission Automatized (MTA); Fuel consumption; Comfort Gear Shifting.

## **LISTA DE FIGURAS**

Figura 1 – Diagrama do sistema Dualogic® sobre o veículo.....	32
Figura 2 – Fluxograma de funcionamento TMA.....	33
Figura 3 – Organograma dos principais componentes do veículo.....	36
Figura 4 – Caixa de marchas transversal com diferencial acoplado. ....	38
Figura 5 – Sistema de transmissão pela embreagem .....	40
Figura 6 – Caixa de transmissão manual de cinco velocidades.....	44
Figura 7 – Esquema do sistema veicular e os componentes estudados.....	57
Figura 8 – Sistema de coordenadas simplificado do veículo.....	58
Figura 9 – Referência da estrutura de simulação no banco de teste. ....	70
Figura 10 – Procedimentos para a medição do consumo de combustível. ....	79
Figura 11 – Esquema do ensaio de consumo de combustível e emissões.....	80
Figura 12 – Comparativo aceleração versus jerk atual e proposto com pedal de 20% acelerador. ....	87
Figura 13 – Comparativo aceleração versus jerk atual e proposto com pedal de 50% acelerador. ....	88
Figura 14 – Comparativo aceleração versus jerk atual e proposto com pedal de 80% acelerador. ....	90
Figura 15 – Veículo no dinamômetro laboratório de ensaio e emissões.....	94

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Breve histórico do desenvolvimento das transmissões.....	21
Quadro 2 – Classificação das transmissões.....	22
Quadro 3 – Tendências das transmissões automotivas.....	29
Quadro 4 – Tendências de mercado das transmissões.....	31
Quadro 5 – Método de avaliação numérica.....	66
Quadro 6 – Método de avaliação experimental.....	68
Quadro 7 – Aparelhos utilizados para aquisição de dados.....	71
Quadro 8 – Dados de leitura de sinal coletados.....	73
Quadro 9 – Tabela de avaliação subjetiva conforme notas escala SAE .....	74
Quadro 10 – Condições norma ABNT NBR 10312 para teste em rolo.....	76
Quadro 11 – Tabela com as informações técnicas do veículo.....	81
Quadro 12 – Resultados do comparativo das relações de marcha.....	82
Quadro 13 – Resultados comparativos de desempenho.....	84
Quadro 14 – Resultados análise jerk atual e proposto das 03 amostras .....	87
Quadro 15 – Resultados análise jerk atual e proposto das 03 amostras .....	89
Quadro 16 – Resultados análise jerk atual e proposto das 03 amostras .....	90
Quadro 17 – Resultado da avaliação subjetiva conforme notas SAE. ....	92
Quadro 18 – Resultados do consumo de combustível.....	95
Quadro 19 – Resultados de emissões.....	96

## **LISTA DE GRÁFICOS**

Gráfico 1 – Comportamento do fenômeno de acoplamento da embreagem.....	42
Gráfico 2 – Exemplo das curvas características de um motor.....	48
Gráfico 3 – Diagrama de tração MCI com transmissão quatro marchas .....	49
Gráfico 4 – Esquema do acoplamento por fricção de uma embreagem.....	51
Gráfico 5 – Diagrama transmissão oito marchas para motor diesel.....	54
Gráfico 6 – Diagrama velocidade/rotação conforme escalonamento de marchas....	55
Gráfico 7 – Aceleração longitudinal de troca de marcha TMA.....	60
Gráfico 8 – Definição do tempo de troca de uma TMA.....	61
Gráfico 9 – Curva de potência versus velocidade de transmissão 5 marchas. ....	62
Gráfico 10 – Ciclos FTP 75 (urbano) / Ciclo Highway (estrada).....	78
Gráfico 11 – Comparativo do escalonamento de marchas.....	85

## **LISTA DE SIGLAS**

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CSC	Hydraulic Clutch Slave Cylinder
CVT	Continuously Variable Transmission
DCT	Dual Clutch Transmission
DIN	Deutsche Norm
E22	Gasolina com 22% de álcool
ECU	Engine Control Unit
EV	Eletroválvula
FIAT	Fabbrica Italiana Automobili Torino
FP	Fiat Powertrain
HRC	Hardness Rockwell C
HV	Hardness Vickers
ISO	International Organization for Standardization
LEC	Laboratório de Ensaios de Combustíveis
MCI	Motor de Combustão Interna
MM	Magneti Marelli
MTA	Manual Transmission Automatized
NBR	Norma Brasileira
NP	Normal de Produção ou Transmissão Atual
OEM	Original Equipment Manufacturer
PUC	Pontifícia Universidade Católica
RF	Relação Final
RM	Relação de Marchas
SAE	Society of Automotive Engineers
TCU	Transmission Control Unit
TMA	Transmissão Manual Automatizada

## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

$\phi$	Passo de Relação de Marcha (adimensional)
$\mu$	Coeficiente de Atrito Estático (adimensional)
$\rho$	Densidade do Ar ( $\text{kg/m}^3$ )
$\eta$	Eficiência do Sistema de Transmissão (adimensional)
$\alpha$	Ângulo de Gradiente de Inclinação (%)
$i$	Marcha ou Relação de Transmissão
$i_A$	Relação Total de Transmissão (adimensional)
$i_s$	Relação de Acoplamento (adimensional)
$i_c$	Relação da Caixa de Transmissão (adimensional)
$i_f$	Relação Final da Transmissão (adimensional)
${}^\circ C$	Graus Celsius Centígrados (°)
$a$	Aceleração e /ou Frenagem (desaceleração) ( $\text{m/s}^2$ )
$A$	Área frontal (Seção transversal maior do veículo) (mm)
$b_e$	Consumo Específico de Combustível (g/kWh)
$B_e$	Consumo por Unidade de Distância (g/m)
$B_r$	Resistência Frenagem (N)
$c_d$	Coeficiente de Arrasto (adimensional)
$C$	Carbono (adimensional)

$cm$	Centímetros ( $10^{-2}m$ )
$CO_2$	Gás Carbônico (adimensional)
$EV$	Eletroválvula (adimensional)
$F$	Módulo da Força Resistiva ao Deslocamento (N)
$f_0$	Coeficiente do Termo de Ordem Zero da Equação (N)
$f_2$	Coeficiente do Termo de Segunda Ordem da Equação ( $Nm/s^2$ )
$f$	Coeficiente de Resistência de Rodagem (adimensional)
$f_R$	Coeficiente de Resistência à Rolagem (adimensional)
$g$	Aceleração Gravitacional ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )
$kWh$	Quilowatt-hora
$m$	Massa do Veículo ou Peso (kg)
$M$	Número de Marchas (adimensional)
$M_1$	Momento de Entrada do Motor
$M_0$	Momento de Saída da Embreagem
$mm$	Milímetro ( $10^{-3}m$ )
$n$	Velocidade do Motor ou Rotação (rpm)
$n_1$	Rotação de Entrada do Motor
$n_0$	Rotação de Saída da Embreagem
$Nm$	Newton-metro
$P$	Potência (CV)
$P_n$	Potência Nominal (CV)

$P_{\text{máx}}$	Potência Máxima (CV)
$r_{\text{dyn}}$	Raio Dinâmico da Roda (m)
$r_{\text{pm}}$	Rotações por Minuto (RPM)
$s$	Distância Percorrida (m)
$t$	Tempo(s)
$T$	Torque do Motor (Nm)
$T_n$	Torque Nominal (Nm)
$T_{M,\text{max}}$	Torque Máximo do Motor (Nm)
$T_{M,\text{min}}$	Torque Mínimo do Motor (Nm)
$v$	Velocidade do Veículo (km/h)
$v_0$	Velocidade Inicial (km/h)
$v_{\text{max}}$	Velocidade Máxima (km/h)

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>17</b>
<b>1.2 Objetivo principal .....</b>	<b>17</b>
<b>1.3 Objetivos específicos.....</b>	<b>18</b>
<b>1.4 Organização do trabalho .....</b>	<b>18</b>
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>20</b>
<b>2.1 História das transmissões.....</b>	<b>20</b>
<b>2.2 Descrição dos tipos de transmissões .....</b>	<b>21</b>
<b>2.2.1   Transmissões automatizadas .....</b>	<b>23</b>
<b>2.2.2   Transmissões automáticas .....</b>	<b>24</b>
<b>2.2.3   Transmissões automatizadas dupla embreagem.....</b>	<b>25</b>
<b>2.3 Panorama de mercado das transmissões.....</b>	<b>27</b>
<b>2.4 Tendências transmissões automotivas.....</b>	<b>28</b>
<b>2.5 Confronto transmissão manual, automatizada e automática.....</b>	<b>29</b>
<b>2.6 Transmissão manual automatizada Dualogic.....</b>	<b>31</b>
<b>3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....</b>	<b>36</b>
<b>3.1 Arquitetura veicular .....</b>	<b>36</b>
<b>3.2 Sistema de transmissão .....</b>	<b>37</b>
<b>3.2.1 <i>Embreagem</i>.....</b>	<b>39</b>
<b>3.2.2 <i>Caixa de transmissão</i>.....</b>	<b>43</b>
<b>3.2.3 <i>Conjunto diferencial</i>.....</b>	<b>46</b>
<b>3.2.4 <i>Relação de transmissão</i> .....</b>	<b>47</b>
<b>3.2.4.1 <u>Definição da relação e seleção de marchas</u>.....</b>	<b>50</b>
<b>3.2.4.2 <u>Definição do escalonamento de marchas</u> .....</b>	<b>53</b>
<b>3.3 Fontes de vibração e conforto .....</b>	<b>55</b>
<b>3.4 Desempenho veicular e consumo de combustível .....</b>	<b>62</b>
<b>4 METODOLOGIA .....</b>	<b>65</b>
<b>4.1 Análise numérica.....</b>	<b>65</b>
<b>4.2 Modelo experimental.....</b>	<b>68</b>

<b>4.2.1 Método de medição objetiva do conforto.....</b>	<b>69</b>
<b>4.2.1.1 <u>Software matlab</u>.....</b>	<b>73</b>
<b>4.2.2 Método de medição subjetiva do conforto (<i>Dirigibilidade</i>).....</b>	<b>74</b>
<b>4.2.3 Método de medição do consumo de combustível.....</b>	<b>75</b>
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>81</b>
<b>5.1 Resultados análise numérica .....</b>	<b>82</b>
<b>5.2.1 Resultados da medição objetiva do conforto .....</b>	<b>86</b>
<b>5.2.2 Resultados da medição subjetiva do conforto .....</b>	<b>92</b>
<b>5.2.3 Resultados do consumo de combustível.....</b>	<b>93</b>
<b>6 CONCLUSÕES .....</b>	<b>97</b>
<b>6.1 Direções futuras .....</b>	<b>98</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>100</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>103</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Este trabalho faz parte de um contexto ao qual se aplica as transmissões de veículos automotivos e de forma mais detalhada avalia a transmissão automatizada e sua influência sobre as relações de marcha na avaliação de conforto durante as trocas de marchas e à eficiência energética para melhorar o consumo e emissões e desempenho do veículo.

Desta forma, o trabalho busca descrever uma metodologia de avaliação baseada em método de análise numérica e testes experimentais através de uma comparação entre a influência da variação do escalonamento de marchas sobre um mesmo veículo.

### 1.2 Objetivo principal

O objetivo principal deste trabalho é explorar o comportamento de uma transmissão automatizada. O foco a que se refere é a avaliar maneiras de tornar os veículos com este tipo de transmissão mais confortáveis nas trocas de marcha e com ganhos em economia de combustível e desempenho similar, proporcionando ao cliente combinar características oriundas das transmissões automáticas e de dupla embreagem com as vantagens proporcionadas por uma transmissão mecânica.

A proposta é estudar a contribuição dos componentes da transmissão como o sistema de atuação, e suas relações de marcha e embreagem com o que é considerado perfil ótimo de conforto na ótica do cliente. Com isso será possível alinhar o conjunto da transmissão com o software responsável pelo controle do sistema de propulsão e de transmissão que são respectivamente sistema de controle do motor e sistema de controle da transmissão.

Desta maneira procura-se o melhor compromisso entre a redução de consumo de combustível e emissões, a sensação de conforto durante as trocas de marchas e o desempenho nas acelerações e retomadas.

### 1.3 Objetivos específicos

Pode-se descrever os objetivos específicos deste trabalho por meio dos seguintes passos conforme estruturado abaixo:

- a) determinar de forma teórica os parâmetros da transmissão que contribuem direta e indiretamente no desempenho, conforto e consumo de combustível;
- b) determinar dentre estes parâmetros os que possuem maior influência sobre os critérios de desempenho anteriormente mencionados;
- c) identificar a contribuição dos mesmos e testá-los através de uma breve simulação numérica e provas experimentais para validação do estudo;
- d) buscar manter transparência entre os sistemas atuais e o intercâmbio com as soluções do mercado.

Para atender a estes objetivos é necessário levar em consideração algumas características do veículo (peso, centro de gravidade, distância entre eixos, tipo de tração, tipo de suspensão), do conjunto motriz (desempenho do motor (curva de torque e potência), relações de transmissão, embreagem e inércias de rotação) e do solo.

### 1.4 Organização do trabalho

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica dos tipos de transmissões e suas aplicações sobre os veículos.

O Capítulo 3 apresenta a teoria na qual o presente trabalho foi baseado descrevendo sobre o projeto e funcionamento de transmissões automatizadas bem como a determinação e definição de conforto sentido pelo motorista.

O Capítulo 4 apresenta a metodologia geral do desenvolvimento do trabalho assim como os equipamentos e meios para a realização dos experimentos também são descritos neste capítulo.

Os resultados obtidos e a discussão destes são abordados no Capítulo 5.

O Capítulo 6 apresenta as considerações finais, enfatizando as conclusões gerais para o trabalho e os principais resultados encontrados com o modelo desenvolvido. Ressaltando a contribuição da pesquisa e apresentando as propostas e sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

O capítulo posterior é seguido da discriminação das referências bibliográficas em que o trabalho se baseou.

Nos Anexo 1 e 2 estão respectivamente o formulário padrão utilizado para realização da avaliação subjetiva e a rotina de cálculo utilizada no Matlab.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem por objetivo apresentar a revisão bibliográfica relativa às transmissões. A tarefa principal da transmissão em um veículo é transmitir a potência gerada pelo motor ao solo por meio do controle da relação de torque e rotação disponibilizada às rodas.

O desenvolvimento de uma transmissão deve visar o melhor compromisso possível entre as relações de marchas, a capacidade de aceleração e de vencer obstáculos, assim como o menor consumo de combustível (GABRIEL, 2004).

Apresenta-se o efeito da transmissão do automóvel e o comportamento do contato entre pneu e solo, bem como o funcionamento da embreagem, de forma a discretizar como o veículo transmite a potência fornecida pelo motor às rodas.

Por fim, serão apresentados os métodos utilizados para escalonamento de marchas, uma visão geral da lógica de funcionamento de uma transmissão automatizada.

### 2.1 História das transmissões

Nesta seção, busca-se apresentar uma breve evolução das transmissões para automóveis como podemos observar no Quadro 1. As transmissões são formadas por um conjunto de dispositivos utilizados para transmitir a força produzida pelo motor às rodas para que o veículo se movimente. A transmissão evolui juntamente com o automóvel e foi em 1895, que os irmãos Lanchester lançaram o eixo de transmissão.

### **Quadro 1- Breve histórico do desenvolvimento das transmissões.**

Aprox. 1784 até 1884	Reconhecimento que as características de torque e rotação de máquinas a vapor e de combustão interna em veículos devem ser adaptadas as necessidades de desempenho através da utilização de transmissões
Aprox. 1884 até 1914	Princípio do conversor de torque. Juntamente com transmissões de engrenagens foram realizadas tentativas de construção de várias outras formas de transmissões, tais como: com correntes, disco de fricção, e correia; transmissões hidráulicas e pneumáticas; com interrupção de torque/acceleração e especialmente sem interrupção.
Aprox. 1914 até 1980	Transmissões de engrenagens com interrupção de torque são predominantes devido ao seu elevado rendimento e capacidade de transmissão de torque. A afirmação da filosofia de uma transmissão comum que possa facilmente ser utilizada em diversos veículos através de uma adaptação simples. O desenvolvimento nestas décadas ocorreu em áreas como durabilidade, confiabilidade, ruído e qualidade de trocas (sincronização, transmissões automáticas convencionais, trocas sem interrupção de torque, automatização com controle eletrônico). O número de marchas e o tipo de transmissões cresceram.
Aprox. 1980 até hoje	O desafio no desenvolvimento de transmissões é a redução no consumo de combustível e nas emissões de gases poluentes. Uso de transmissões com 5 e 6 marchas em transmissões manuais mecânicas. Transmissões automáticas convencionais possuem mais marchas e o conversor de torque possui uma embreagem de travamento. Renascença do desenvolvimento de transmissões sem interrupção de torque (transmissões continuamente variáveis). Elaboração de alternativas para o conjunto motor e transmissão para veículos elétricos e híbridos.

**Fonte: Lechner e Naunheimer, 1999.**

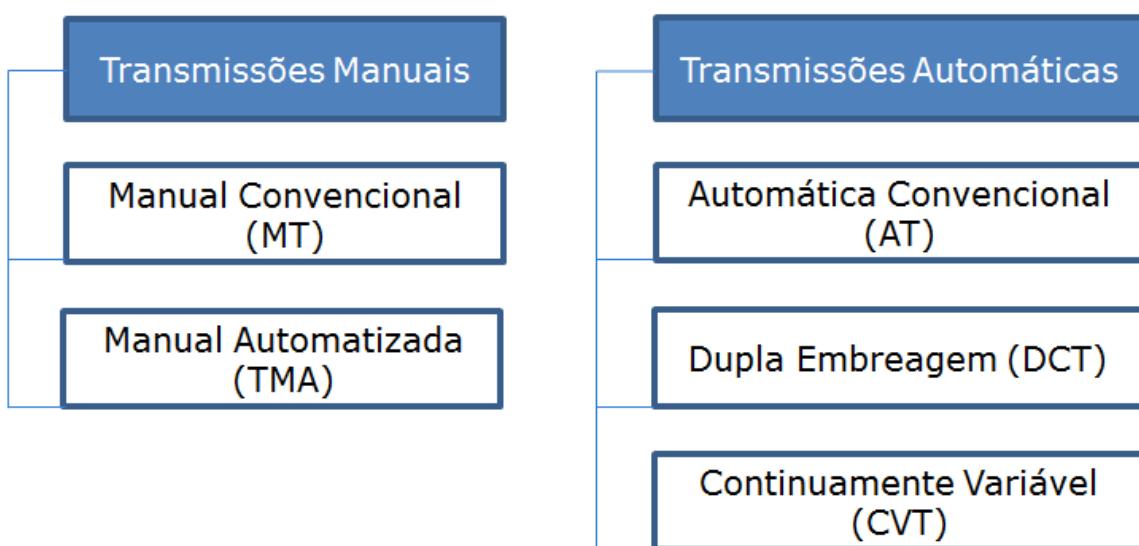
Conforme citado por Amendola (2005) não se esperam inovações nos fundamentos das transmissões já existentes, mas uma evolução gradual das tecnologias existentes baseadas nas relações com o meio ambiente e o veículo. As principais alterações observadas são decorrentes do uso da eletrônica no processo de controle, atuação e supervisão da transmissão.

## **2.2 Descrição dos tipos de transmissões**

Amendola (2005) ressalta que há alguns anos atrás, as configurações do conjunto motor e transmissão em veículos de passageiro, que pode ser denominado de powertrain, poderiam ser classificados em dois grupos: com motor e transmissão longitudinal em linha posicionado a frente do veículo tracionando as rodas traseiras, ou motor e transmissão transversal a frente do veículo tracionando as rodas dianteiras. Outras configurações de linha de transmissão, tal como motor traseiro

com rodas traseiras tracionadas, eram casos especiais. As transmissões ou eram manuais ou automáticas com quatro e cinco marchas. Recentemente, a diversificação e a ampliação do mercado de veículos de passageiros levaram a novas configurações de transmissões conforme classificação descrita no Quadro 2 abaixo. E em paralelo, o crescente comprometimento com o consumo de combustível e com a redução das emissões de gases poluentes, assim como o melhor desempenho e conforto requereram novas soluções em transmissões.

#### **Quadro 2 - Classificação das transmissões.**



**Fonte:** David Roberts, Senior Consultant, Frost & Sullivan, 2010.

As transmissões manuais permitem que a relação de transmissão entre o motor e as rodas de acionamento mude à medida que a velocidade do carro aumenta ou diminui. Trocam-se as marchas para que o motor mantenha-se abaixo do limite e próximo da faixa de rotação do motor de seu melhor desempenho. (FLORÊNCIO; AMENDOLA; ASSIS, 2004).

E as transmissões automatizadas diferenciam-se da versão manual na qual se baseia por não requerer a atuação da embreagem, porém existe a necessidade de interrupção do torque durante a troca de marcha. Mas possui algumas vantagens como utilizar as instalações existentes das transmissões manuais de forma a reduzir custos de produção e fazer menor eficiência e menor peso quando comparada as transmissões automáticas. (ADHITYA, 2010).

As transmissões automáticas: possuem o princípio da transferência de força hidrodinâmica, ou seja, o conversor de torque amplifica o torque do motor e tem como característica o escorregamento entre motor e transmissão sempre presente. Previne-se reações a solicitações de mudanças abruptas e com isso proporciona trocas mais confortáveis. (ADHITYA, 2010).

As transmissões de dupla embreagem: possuem embreagens que operam independentes, uma controla as marchas pares e a outra controla as marchas ímpares e com isso podem ser mudadas sem interromper o fluxo de potência do motor. (ADHITYA, 2010).

Enquanto a CVT (transmissão continuamente variável) diferente das caixas automáticas tradicionais, não possuem uma caixa de mudança com um certo número de marchas, o que significa a ausência das rodas dentadas que se interligam. O tipo mais comum de CVT funciona com um engenhoso sistema de polias, que permite uma infinita variabilidade entre a marcha mais alta e a mais baixa sem degraus nas mudanças de marchas. (ADHITYA, 2010).

### **2.2.1 Transmissões automatizadas**

Segundo Amendola,

[...] uma transmissão manual automatizada (TMA) por não requerer a atuação da embreagem e, em alguns casos, a troca de marcha pelo motorista. Estas funções ocorrem através de sistemas hidráulicos ou motores elétricos, ambos com auxílio da eletrônica. O pedal de embreagem torna-se obsoleto, com controle da embreagem dependendo da posição e movimento da alavanca de seleção. A conexão mecânica existente entre a alavanca de seleção e a transmissão é eliminada e a transmissão é controlada eletronicamente. Este dispositivo é conhecido comercialmente por *shift-by-wire*.

Com as trocas de marchas implementadas por algoritmos na unidade de controle eletrônico da transmissão (TUC), uma TMA pode executar trocas de marchas automaticamente. Comparado com uma transmissão automática, as vantagens do TMA incluem a capacidade do seu fabricante de utilizar as instalações existentes de fabricação das transmissões manuais, de forma a reduzir os custos de produção assim como fazer uso da sua maior eficiência e menor peso. Uma transmissão manual já existente pode ser modificada em uma TMA através da adição de componentes para automatização. No entanto, os gastos para automatização não devem ser subestimados. Um número substancial de componentes são necessário para omissão do acionamento da embreagem e da conexão mecânica entre a alavanca de mudanças e transmissão. Mesmo assim, o custo para o sistema TMA como um todo é cerca de 30% inferior do que aquele para uma transmissão automática. (AMENDOLA, 2005, p. 24).

## Quanto à automatização das transmissões manuais

[...] os componentes adicionais a automatização acrescenta cerca de 10% do peso de uma transmissão manual. Outra desvantagem dos sistemas TMA é a redução do conforto nas trocas de marcha quando comparado com transmissões automáticas, devido a necessidade de interrupção de torque ou tração durante a troca. (FLORÊNCIO; AMENDOLA; ASSIS, 2004, p.24).

### **2.2.2 Transmissões automáticas**

Desde de sua introdução em meados de 1940 o conversor de torque tem sido utilizado como um mecanismo de acoplamento entre o motor e a transmissão. Suas vantagens residem no princípio da transferência de força hidrodinâmica. O conversor de torque proporciona a amplificação do torque fornecido pelo motor o que por sua vez melhora a aceleração e desempenho do veículo. Outra característica importante do conversor de torque é o escorregamento existente entre o motor e a transmissão, que está sempre presente. A princípio é necessário pois tem a função de isolar a transmissão das vibrações torsionais do motor. Desta forma, previne-se reações a solicitações de mudança abrupta de aceleração, e com isso proporciona trocas mais confortáveis. (MIDDELMANN; WAGNER, 1998).

Assim como em veículos com transmissões manuais convencionais, os veículos dotados de transmissão automática necessitam uma forma de permitir que o motor funcione enquanto as rodas e as marchas na transmissão encontram-se paradas. Veículos com transmissão manual utilizam-se de uma embreagem, que desconecta por completo o motor da transmissão. Veículos com transmissão automática utilizam um conversor de torque. (NICE, 2005).

Um conversor de torque realiza uma espécie de acoplamento fluido, o qual permite o motor girar de forma quase independente da transmissão (NICE, 2005). Um fluido utiliza energia hidro cinética como meio de transferência de torque do motor para a transmissão de tal forma a automaticamente ajustar-se as características requeridas de velocidade, carga e aceleração (HEISLER, 2002).

De acordo ainda com Amendola

[...] as transmissões automáticas atuais de 4 e 5 velocidades utilizadas em veículos com motores longitudinais fazem uso de conjuntos de redutores planetários com conversores de torque hidrodinâmicos como elemento de partida. A introdução de embreagens de travamento nos conversores de torque, controle eletrônico, aumento do número de marchas e numerosas

otimizações de componentes contribuíram para uma redução significativa das perdas de potência das transmissões automáticas. Como resultado, a diferença no consumo de combustível relativo às transmissões manuais foi reduzida. Além do que, uma melhor qualidade de troca, obtida através da utilização de algoritmos de controle específicos para este fim, permite a adaptação da transmissão às condições específicas de dirigibilidade com o objetivo de melhorar o conforto ao dirigir. (AMENDOLA, 2005, p. 26).

Jost citado por Amendola afirma ainda que

[...] a introdução de transmissões de 5 velocidades no final dos anos 80, assim como a ampliação de suas funcionalidades, tal como modos de trocas manuais, elevaram o apelo por transmissões automáticas. Requisitos de redução no consumo de combustível e emissões de gases, de redução do tamanho e peso da transmissão e a necessidade crescente de proteção ambiental, conforto ao dirigir e desempenho levaram ao desenvolvimento de transmissões automáticas de seis ou sete velocidades. Vantagens da transmissão de seis velocidades sobre a de cinco incluem redução no consumo de combustível de 5 a 6 %, redução das emissões, aceleração até 5% melhor, 13% de redução do peso e maior durabilidade. (AMENDOLA, 2005, p. 26).

### **2.2.3 Transmissões automatizadas dupla embreagem**

Zhang e outros (2006) definem a transmissão de dupla embreagem como uma caixa de transmissão que usa duas embreagens, mas não tem pedal. Eletrônicos e hidráulicos sofisticados controlam as embreagens, como em uma transmissão automática comum. Em uma dupla embreagem (DCT), entretanto, as embreagens operam independentemente. Uma embreagem controla as marchas ímpares (primeira, terceira, quinta e ré), enquanto a outra controla as marchas pares (segunda, quarta e sexta). Usando este arranjo, as marchas podem ser mudadas sem interromper o fluxo de potência do motor para a transmissão. Devido à transmissão DCT poder desativar uma marcha e acionar uma segunda, o choque de troca de marcha é reduzido. Mais importante, a mudança de marcha ocorre sob a carga para que um fluxo de energia permanente seja mantido.

Assim como as transmissões automáticas mais recentes, a transmissão de dupla embreagem requer intervenção do motor para realizar trocas de marchas ótimas e confortáveis. Amendola (2005) descreve que a troca de marcha pode ser dividida em três fases distintas: fase de escorregamento, fase de manuseio de torque e fase de ajuste da rotação, conforme descrito abaixo:

- a) fase de escorregamento - O torque da embreagem que realiza o desacoplamento é reduzido para valores abaixo do torque do motor, com isto, ocorre um pequeno escorregamento entre o disco de fricção e o volante do motor, de forma que o desengate inicie-se de forma suave.
- b) fase de manuseio de torque: - O torque é transferido da embreagem em processo de desengate para a embreagem em processo de engate. Nesta fase duas condições limítrofes devem ser observadas. Por um lado a rotação
- c) do motor não deve aumentar muito, e por outro lado a soma do torque transmitido por ambas as embreagens deve variar a menor quantidade possível. Se for necessária uma variação maior, esta deve ser feita de forma lenta e contínua, para isto o programa de controle da transmissão de dupla embreagem deve requisitar uma intervenção do motor. Se forem reconhecidas condições para um aumento da rotação motor, esta é impedida também através de uma intervenção no torque do motor. No caso de uma queda na rotação do motor, pode haver o risco de uma embreagem acoplar bruscamente e causar uma descontinuidade no torque transmitido ao trem-de-força. Este acoplamento indesejado é impedido tanto por um aumento do torque do motor requisitado pelo controle da embreagem, ou, se o motor encontra-se no torque máximo, por uma abertura lenta da embreagem que se encontra em fase de desacoplamento.
- d) ajuste da rotação: - Nesta fase, a rotação do motor é levada a um patamar de rotação pré-estabelecido com a rotação objetiva. Diversas estratégias estão disponíveis, como aquelas que manuseiam o torque do motor ou o torque da embreagem. Isto requer uma grande precisão da redução do torque do motor que pode ser auxiliada por uma modulação adequada da embreagem. A coordenação da variação do torque entre a embreagem e o motor influenciam na qualidade da troca, no seu aspecto mais importante, a impressão subjetiva do motorista.

A conclusão segundo Amendola significa que

[...] estas três fases podem ser identificadas em todas as trocas de marcha. Em trocas descendentes com carga e trocas ascendentes sem carga a fase de ajuste da rotação ocorre antes da fase de manuseio de torque. Especialmente em trocas descendentes com carga, um aumento do torque

do motor pode auxiliar em que a rotação do motor ajuste-se a rotação desejada mais rapidamente. Desta forma, fica claro a importância de uma comunicação efetiva entre o gerenciamento do motor e o controle da embreagem ou da transmissão. A importância devida deve ser dada não só as funcionalidades (intervenção de torque, intervenção de rotação e etc.) mas também na definição da interface entre estes componentes. (AMENDOLA, 2005, p. 90).

### **2.3 Panorama de mercado das transmissões**

De acordo com Grieco (2008), em um setor como o mercado brasileiro é preciso se destacar, e no caso dos compactos, segmento que responde por mais de 70% das vendas de veículos no Brasil, cada modelo de veículo tenta se diferenciar. A tendência está nos compactos com as transmissões automatizadas. Inicialmente com o Easytronic da General Motors na Chevrolet Meriva em 2007. Recentemente, Volkswagen Polo, Gol e Voyage têm versões com a transmissão i-Motion. O Dualogic da Fiat, inicialmente aplicados no Linea e no Stilo, passou a ser aplicado no Idea, Punto, Palio, Siena e Palio Weekend. O objetivo são as montadoras terem transmissões automatizadas que apelam para o conforto e aparecem como uma proposta mais barata que as transmissões automáticas convencionais. Os automáticos já são oferecidos no Peugeot 207, no Citroën C3, no Honda Fit e City e Kia Picanto.

Ainda segundo declarado pelo jornalista o software e hardware das transmissões automatizadas da Fiat e da Volkswagen é fornecido pela Magneti Marelli e o da Chevrolet é pela Luk. Na gama de aplicação de transmissão automática a maior fatia é do Peugeot 207. Lançado em 2003, o Fit usava transmissão CVT, mas na nova geração, em 2008, a transmissão deu lugar a uma transmissão automática tradicional, de cinco velocidades.

A “popularização” das transmissões automáticas e automatizadas reside nas grandes cidades. O trânsito cada vez mais estagnado seduz os consumidores das metrópoles a valorizarem o simples conforto de não ter de desacoplar a embreagem o tempo todo.

Para oferecer conforto em um segmento hipersensível a preço desenvolveu-se um sistema mais simples ao contrário do conversor de torque e sistemas planetários, como em uma transmissão automática tradicional. A transmissão automatizada é uma transmissão comum, com uma embreagem tradicional de

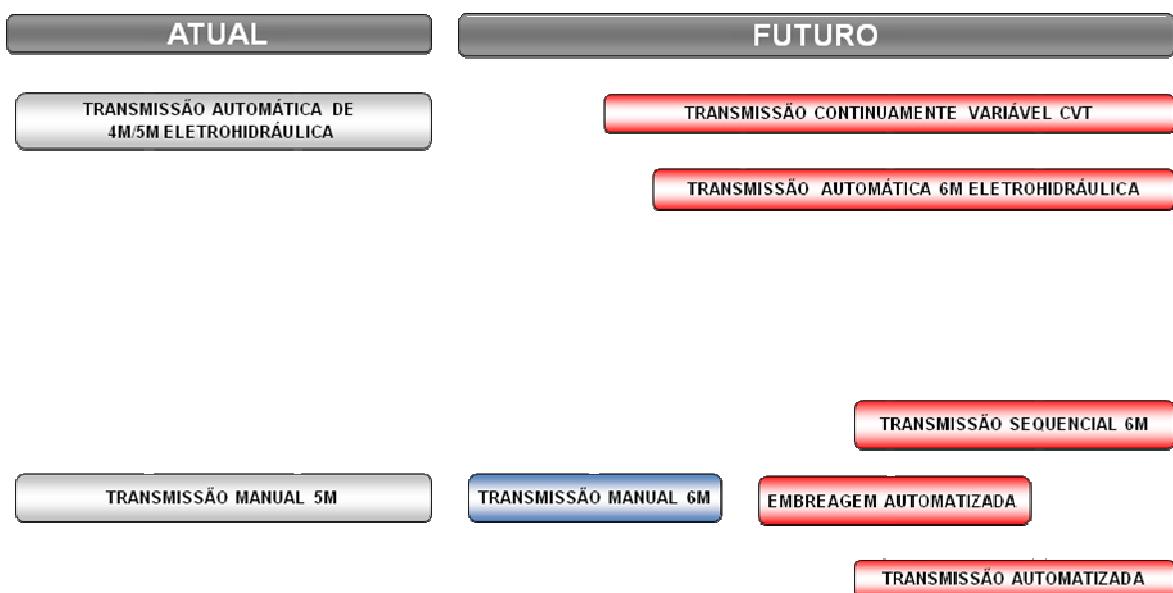
acionamento eletrônico e um braço automatizada que faz as trocas de marcha. Um equipamento que acaba por ter um custo menor que o de uma caixa automática, pois o sistema uniu conforto da função automática sem reduzir potência do motor ou aumentar o consumo do carro. O preço de uma transmissão automatizada varia entre R\$ 2.000 e R\$ 2.500. (GRIECCO, 2008).

Um dado importante da transmissão automática é que nos Estados Unidos, entre 90% e 95% de todos os modelos vendidos são automáticos. Na Europa, esse índice fica entre 40% e 45%. No Brasil além de custo elevado dos modelos com este tipo de transmissão, as marcas também tiveram de enfrentar barreiras culturais. Nos anos 90, modelos automáticos geralmente se concentravam em modelos de luxo e as pesquisas das próprias montadoras detectavam que o brasileiro tinha preconceito contra este tipo de transmissão pois consumia-se mais combustível e possuía uma manutenção cara. (GRIECCO, 2008).

## **2.4 Tendências transmissões automotivas**

Seguindo a linha de tendência das transmissões automotivas e de acordo com Lechner e Naunheimer (1999), as transmissões automotivas estão se tornando diversas especialmente na linha dos veículos de passeio. O Quadro 3 apresenta o cenário de aplicação das transmissões da década passada com os automáticos de 4 e 5 marchas (4M/5M) para esta década, caminhando para as transmissões automáticas de 6 velocidades (6M), as continuamente variáveis e automatizadas.

### Quadro 3 – Tendências das transmissões automotivas.



**Fonte:** Adaptado Lechner e Naunheimer, 1999.

Como pode ser visto, o mercado automotivo avança cada vez mais na melhoria da transmissão mecânica de forma a oferecer ao usuário uma melhor comodidade e conforto na condução do veículo. Em resumo, as transmissões automáticas e manuais de seis marchas estão sendo utilizadas em grande escala e principalmente para torques elevados. As transmissões manuais de cinco marchas se aplicam para motores com torque baixo sendo a preferência a aplicação de transmissões manuais automatizadas. A faixa de torque médio será coberta pela transmissão denominada de CVT. (LECHNER ; NAUNHEIMER,1999).

## 2.5 Confronto transmissão manual, automatizada e automático

Conforme definido por Ferraz (2004), quando os veículos estão em operação, é necessário haver várias combinações de velocidade e de torque para que o motor opere próximo à condição de maior eficiência. Para atender esta necessidade existe a caixa de transmissão, que tem como atributo principal fazer com que o motorista, através da embreagem, possa mudar as marchas de maneira a adaptar a rotação e

torque do motor às solicitações da roda, buscando sempre trabalhar no ponto de maior eficiência.

A transmissão automática faz as trocas de marcha através de um conversor de torque. Esse é o nome dado a um sistema com óleo no qual gira uma engrenagem do motor e da transmissão. Esse óleo garante que o acoplamento da engrenagem do motor com a da marcha correspondente seja suave, como numa embreagem de uma transmissão manual. No entanto, como o motor precisa fazer força para mover a engrenagem mergulhada nesse óleo viscoso, há perda da potência transmitida às rodas e consequente aumento de consumo. (ADHITYA, 2010).

A transmissão automatizada é um sistema mais simples que utiliza a transmissão manual e a embreagem, se diferenciando de um manual através do acionamento da embreagem controlado eletronicamente. Conforme Florêncio e outros (2004), a transmissão manual automatizada (TMA) é caracterizada pelo funcionamento da embreagem e da caixa de transmissão de forma automatizada, eliminando o pedal de embreagem e modificando a alavanca de transmissão. A vantagem deste sistema é proporcionar um menor custo que um automático em função da concepção de projeto que permite ao usuário a migração da transmissão mecânica para a automatizada, oferecendo ao cliente sensação do automático com as vantagens da transmissão mecânica. De acordo com Machado e outros (2008), esta transmissão não possui o conversor de torque, conjuntos planetários, discos de atrito e galerias hidráulicas, o que torna a transmissão automática com um valor de aquisição elevado quando comparada à automatizada.

Em suma, a transmissão automatizada é reconhecida por reduzir o esforço e fadiga do motorista em grandes centros urbanos onde é intenso o número de troca de marchas, oferecendo o mesmo conforto e operacionalidade de um automático. Porém existem ainda algumas vantagens que são importantes lembrar que o automático possui como uma transmissão contínua de torque e engate suave das marchas. (MACHADO et al., 2008).

Abaixo está representado o Quadro 4 que apresenta as diferenças das transmissões manuais e automatizadas comparadas a uma transmissão mecânica e

tem como princípio no que diz respeito a tempo de troca de marcha, economia de consumo de combustível e redução de emissão, peso, custo e ótica cliente.

**Quadro 4 – Tendências de mercado das transmissões.**

Características	Transmissão Manual (MT)	Transmissão Manual Automatizada (AMT)	Transmissão Automática (AT)	Transmissão de Dupla Embreagem (DCT)	Transmissão Continuamente Variável (CVT)
Tempo Troca Marcha(ms)	500-1000	300-500	400-800	150-300	---
Consumo de Combustível	Referência	+ 2-4%	- 5-10%	+ 3-5%	+ 3-5%
Peso	Referência	+ 5-6%	acima de + 50%	+ 15-30%	+ 10-15%
Custo (Referência Euros)	350-600	500-700	1,100-1,400	900-1,600	1,300-1,500
Redução CO2	Referência	3-5%	-10%	4-8%	acima de 10%
Ótica Cliente	Custo Baixo Alta Eficiência Combustível Facilidade de Manutenção	Qualidade Troca Marcha Comprometida Boa Economia Combustível	Custo Alto Alto Nível de Conforto Qualidade Troca de Marcha	Qualidade na Troca de Marcha Custo Alto Excelente Eficiência Combustível	Custo Alto Potencial Limitado Manutenção Complicada

Adaptado: David Roberts, Senior Consultant, Frost & Sullivan, 2010.

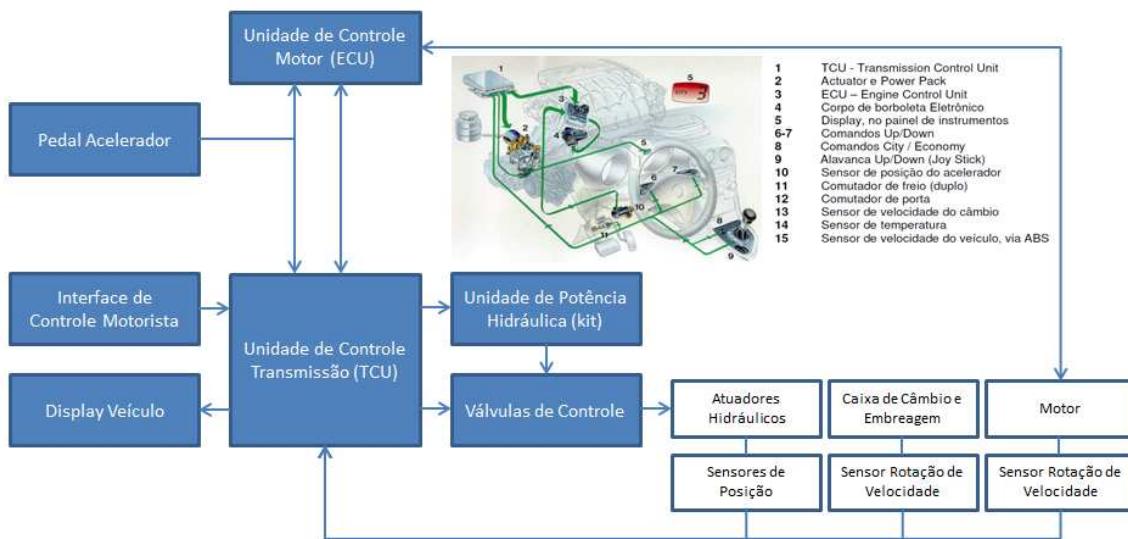
Em suma pode-se dizer que ambas possuem determinadas características que cabe avaliar e adaptar ao perfil e aplicação sobre veículo.

## 2.6 Transmissão manual automatizada Dualogic

A base de funcionamento da transmissão automatizada está na instalação de um sistema eletro-hidráulico que executa as trocas de marchas através das informações dos sensores de posição da embreagem, posição do engate e seleção de marchas conforme ilustrado na

Figura 1. O sistema eletro-hidráulico através da central comanda a abertura da embreagem, engatando a marcha, fechando-a, dosando o torque e permitindo a aceleração. (MARTINS, 2009).

**Figura 1 – Diagrama do sistema Dualogic® sobre o veículo.**



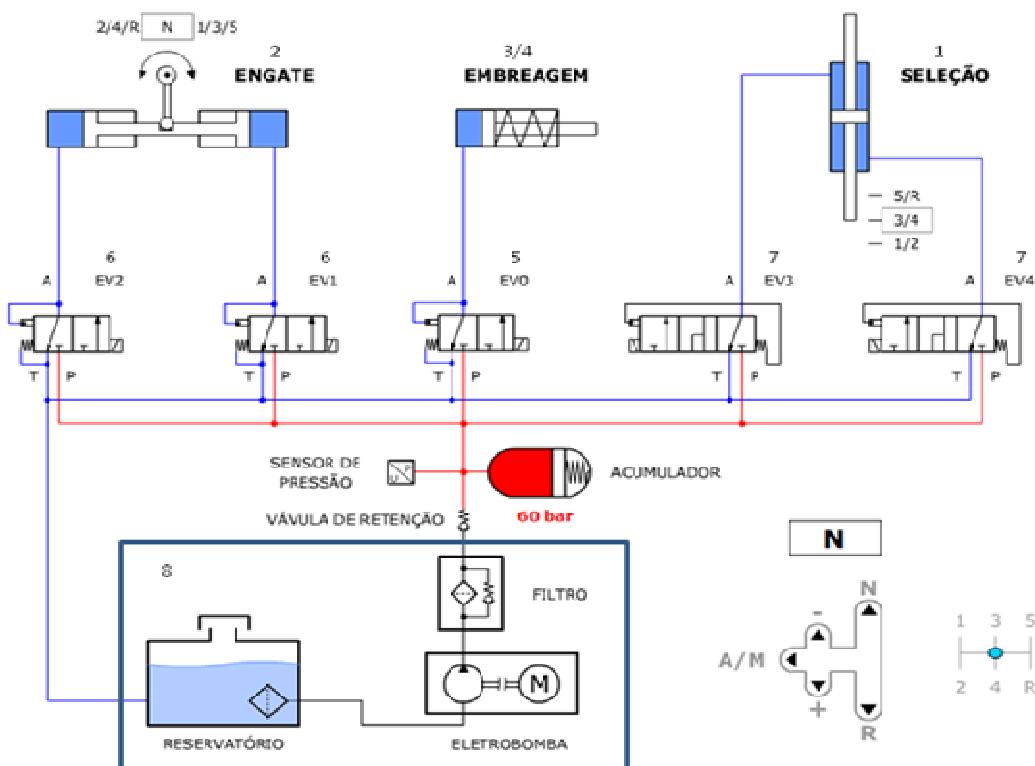
**Fonte:** Adaptado de Material Magneti Marelli, 2008.

No momento em que o motor alcança a rotação e velocidade determinadas pelo veículo, a central aciona o atuador de embreagem ligado à bomba elétrica, que envia o óleo do reservatório ao acumulador de pressão, responsável por manter a pressão do sistema hidráulico e reduzir o funcionamento da bomba aumentando a vida útil. (MARTINS, 2009).

O óleo percorre duas mangueiras, uma levando ao atuador de engate e a outra pressionando o óleo para atuar na seleção de marchas e no eixo de controle. Este procedimento leva em torno de 90 milissegundos enquanto um motorista comum leva 600 a 700 milissegundos. O objetivo é sempre buscar melhorar ainda mais o tempo de resposta durante as fases de acionamento e trocas de marcha de forma a manter o melhor desempenho possível. (MARTINS, 2009).

A Figura 2 abaixo apresenta o fluxograma de funcionamento da transmissão Dualogic®:

**Figura 2 – Fluxograma de funcionamento TMA.**



**Fonte:** Adaptado de Material Magneti Marelli, 2008.

A descrição dos componentes representados acima e suas funcionalidades estão descritas abaixo:

- atuador de seleção permite escolher o eixo das marchas a serem engatadas;
- atuador de engate permite o engate e desengate das marchas;
- atuador de embreagem controla a abertura e fechamento da embreagem;
- o atuador hidráulico da embreagem (CSC) sensorizado informa à unidade de controle da transmissão (TCU) o posicionamento (curso) da embreagem;
- válvula EVO proporcional de vazão (controle da embreagem);
- válvula EV1/EV2 proporcional de pressão (controle do atuador de engate e desengate);
- válvula EV3/EV4 válvula on/off (controle do atuador de seleção);
- grupo gerador de pressão hidráulica: é composto por reservatório, filtro, eletrobomba, válvula limitadora de pressão e sensor de pressão.

Com as trocas de marchas implementadas por algoritmos na unidade de controle eletrônico de uma transmissão automatizada executa-se as trocas de marchas automaticamente como demonstrado no modelo da Figura 2.

As trocas de marcha podem ser ativadas diretamente pelo motorista, através da alavanca de seleção ou botões de acionamento no volante (modo manual), ou pela própria centralina, em função das condições de uso do veículo (modo automático).

Em uma troca de marchas normal (transmissão mecânico tradicional), observamos a seguinte sequência de etapas em uma troca de marchas:

- a) liberação do acelerador e acionamento da embreagem simultâneos;
- b) desengate da marcha atual;
- c) sincronização e engate da marcha;
- d) acoplamento da embreagem e controle do acelerador.

O sistema automatizada que está sendo citado neste estudo quando opera em modo manual executa a seguinte sequência:

- a) o motorista seleciona o aumento ou redução da marcha através da alavanca do transmissão (tipo *joystick*) ou dos botões no volante;
- b) a unidade de controle da transmissão (TCU) solicita à unidade de controle motor (ECU) uma redução de torque e comanda a abertura da embreagem simultaneamente; a TCU comanda o desengate da marcha;
- c) a TCU comanda a seleção e o engate da nova marcha a ser utilizada;
- d) a TCU solicita à ECU um incremento no torque do motor e o fechamento progressivo da embreagem simultaneamente.

A transmissão no modo automático funciona de maneira em que as trocas de marchas são determinadas basicamente em função da velocidade do veículo e da abertura do acelerador realizada pelo condutor.

As transmissões automatizadas requerem intervenção do motor para realizar as trocas de marchas ótimas e confortáveis. O torque transmitido pela embreagem na fase de escorregamento é proporcional a aceleração do veículo e é sentida imediatamente pelo motorista. A troca de marcha pode ser dividida em três fases que são: fase de escorregamento (disco de fricção e volante motor, de tal forma que o desengate inicie-se de forma suave), fase de manuseio de torque (engate e desengate da embreagem) e fase de ajuste da rotação (coordenação da variação do torque entre a embreagem e o motor na qualidade da troca). (AMENDOLA, 2005).

Um dado relevante citado por Martins (2009), é que a precisão de posicionamento da embreagem é de 0,01 mm e o sistema opera nos modos manual e automático com opção de mapas de calibração de rotação e qualidade de trocas de marcha nos modos normal e sport.

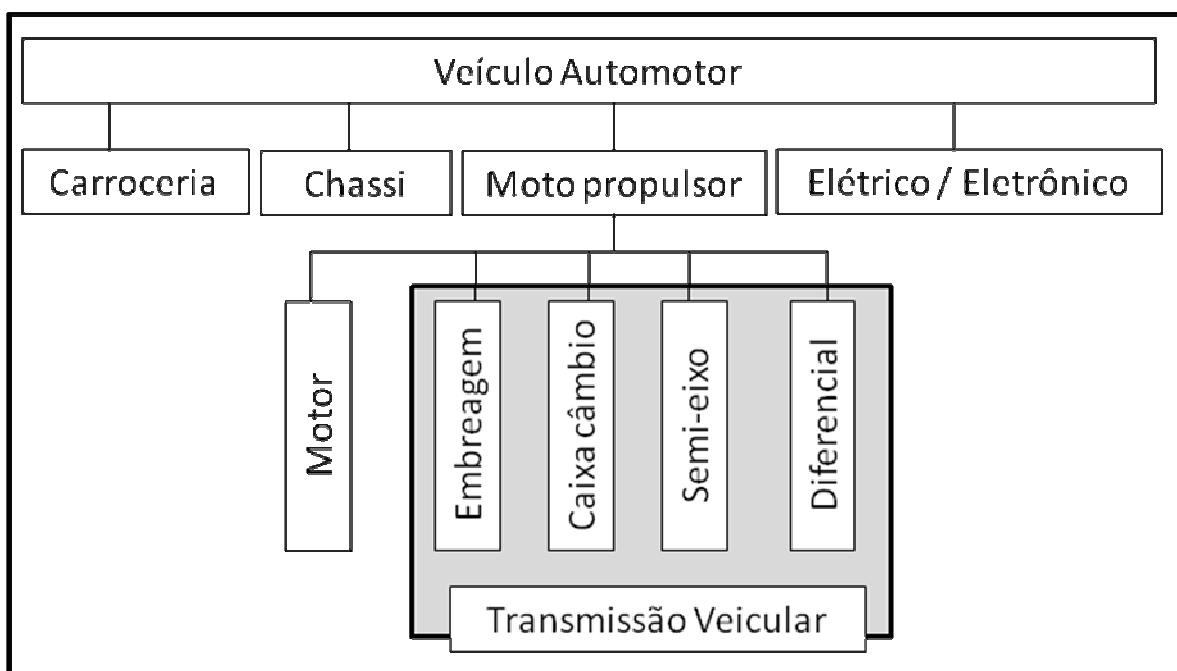
A importância entre um gerenciamento do motor, controle da embreagem e a transmissão garantem uma comunicação efetiva. Porém além da importância das funcionalidades citadas anteriormente existe a influência da definição de interface entre os componentes que deve ser levado em consideração e que neste caso é o objetivo de estudo deste trabalho.

### 3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 3.1 Arquitetura veicular

Veículos automotores possuem vários subsistemas que são responsáveis por desempenhar funções específicas de locomoção, direção, frenagem, conforto e proteção dos ocupantes. A Figura 3 abaixo apresenta uma visão geral destes sistemas.

**Figura 3 – Organograma dos principais componentes do veículo.**



Fonte: Adaptado da Encyclopédia do Automóvel, 1974.

De acordo com a Encyclopédia do Automóvel da Editora Abril (1974), tem-se abaixo uma resumida descrição dos sistemas principais do veículo:

- grupo carroceria: possui a função de alojamento e proteção dos passageiros e desempenha o importante papel de abrigo dos componentes mecânicos do automóvel, atuando ao mesmo tempo como elemento fundamental na configuração estética do veículo.

- b) grupo chassis: estrutura que suporta todos os órgãos mecânicos do automóvel, ou seja, motor (completo, com sistema de alimentação, reservatório e tubo de descarga), suspensões, sistema de freios, rodas, órgãos de direção e sistema elétrico.
- c) grupo motopropulsor: o motor proporciona a força motriz, a embreagem permite conectar e desconectar a força do motor ao resto da transmissão, a caixa de transmissão torna possível adotar em cada momento a relação de transmissão do motor às rodas da forma mais adequada às condições da pista e às circunstâncias da direção, ou seja, a transmissão conduz o esforço de giro do motor até as rodas motrizes.
- d) grupo elétrico / eletrônico: conjunto constituído pelos aparelhos que geram corrente elétrica, pelos que armazenam, pelos utilizadores (como por exemplo motor de partida, desembaçador, buzina, etc.) e pelos respectivos cabos de ligação.

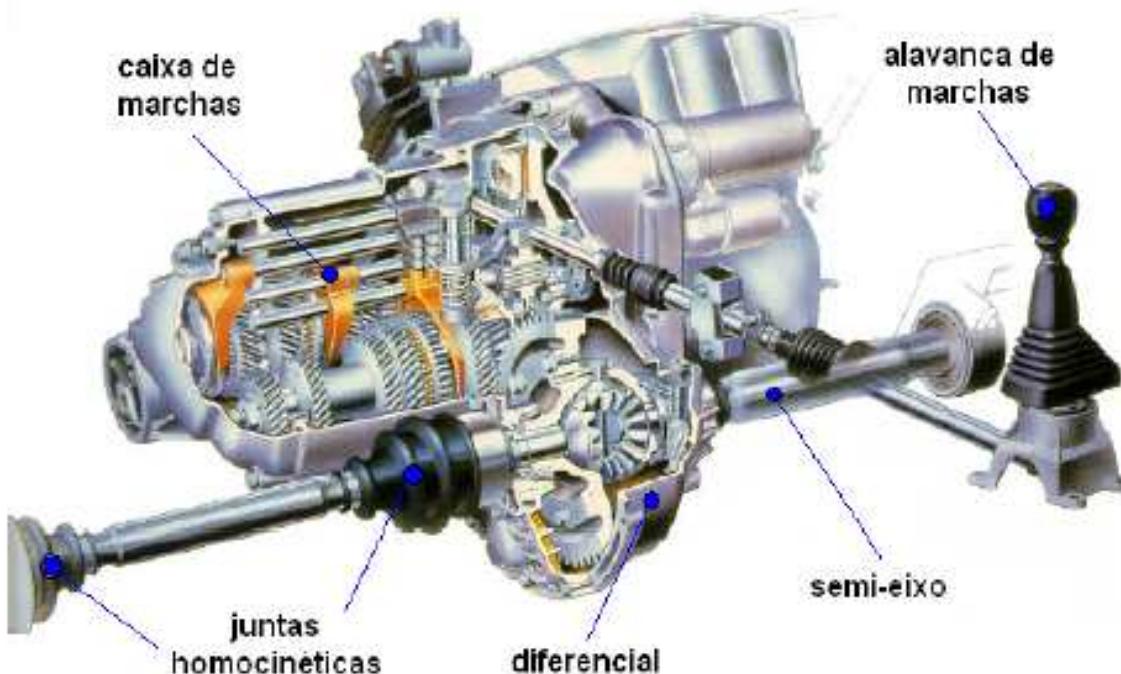
### **3.2 Sistema de transmissão**

Depetris (2005) define a transmissão manual (ou conversor de torque) como um conjunto mecânico cuja função específica é transmitir a potência pela multiplicação ou desmultiplicação do torque gerado pelo motor. Sabe-se que em um motor de combustão interna (MCI), a potência máxima não corresponde em rotação ao torque máximo e vice-versa, demandando então um sistema de transmissão que transmitirá a força gerada pelo motor às rodas de tração. Em um veículo convencional um sistema de transmissão como demonstrado na Figura 4 é composto pelos seguintes componentes:

- a) embreagem cuja função é permitir o acoplamento e o desacoplamento entre motor e caixa de transmissão (transmissão);
- b) caixa de transmissão (caixa de marchas) é composta por eixos e conjuntos de engrenagens que criam as configurações das marchas do veículo, cujas reduções devem ser compatíveis com as características do veículo e com o tipo de aplicação pretendida;

- c) semi-eixo cuja função é transferir ao eixo de tração o movimento gerado pela caixa de mudanças;
- d) eixo de tração o qual possui uma redução adicional (diferencial) cuja função é proporcionar força às rodas de tração e assim permitir o movimento do veículo.

**Figura 4 – Caixa de marchas transversal com diferencial acoplado.**



Fonte: Wallentowitz,2004.

A transmissão permite que a relação de transmissão entre o motor e as rodas mude a medida que a velocidade do carro varia. Trocam-se as marchas para que o motor mantenha-se abaixo do limite de torque e próximo da faixa de rotação onde se encontra o melhor desempenho. Ou seja, o sistema de transmissão entre o motor e as rodas permite o controle da entrega de potência ao veículo de acordo com as necessidades de potência e torque. (MARTINS; CAZANGI, 2004).

A potência gerada no motor na forma de torque e de velocidade angular deve ser ajustada através das reduções do sistema de transmissão de modo a aumentar o

torque para as rodas e assim transmitir a força de tração para o solo, possibilitando que o veículo trafegue dentro da velocidade desejada. Nas caixas de mudança manuais de veículos comerciais, normalmente a redução da última marcha (a mais alta) tem valor aproximado a 1:1, enquanto que na primeira marcha a redução varia entre 4:1 e 8:1. (MARTINS; CAZANGI, 2004).

De acordo com Florêncio e outros (2004), a embreagem transfere a rotação e o torque do eixo de acionamento do motor para o eixo de entrada da caixa de velocidades através do princípio de fricção. Pode ser tanto a seco quanto imerso em fluido, sendo o padrão em transmissões manuais a embreagem à seco. Já os conversores de torque são capazes de converter rotação e torque, baseados nos princípios da hidrodinâmica, sendo bastante empregados em transmissões automáticas. O passo da relação deve ser suficiente para que a mudança de relação ocorra sempre que se atinja a rotação de torque máximo, sem exceder a rotação máxima do motor. Quanto menor o passo da relação, mais confortável se torna as trocas de relação de marcha.

Conforme Amendola (2005), o desenvolvimento de uma transmissão deve visar o melhor compromisso possível entre as relações de marchas, a capacidade de aceleração e de vencer obstáculos, assim como o menor consumo de combustível e o menor nível de emissões de gases poluentes. As principais alterações observadas recentemente são decorrentes do uso da eletrônica no processo de controle, atuação e supervisão da transmissão.

### **3.2.1 Embreagem**

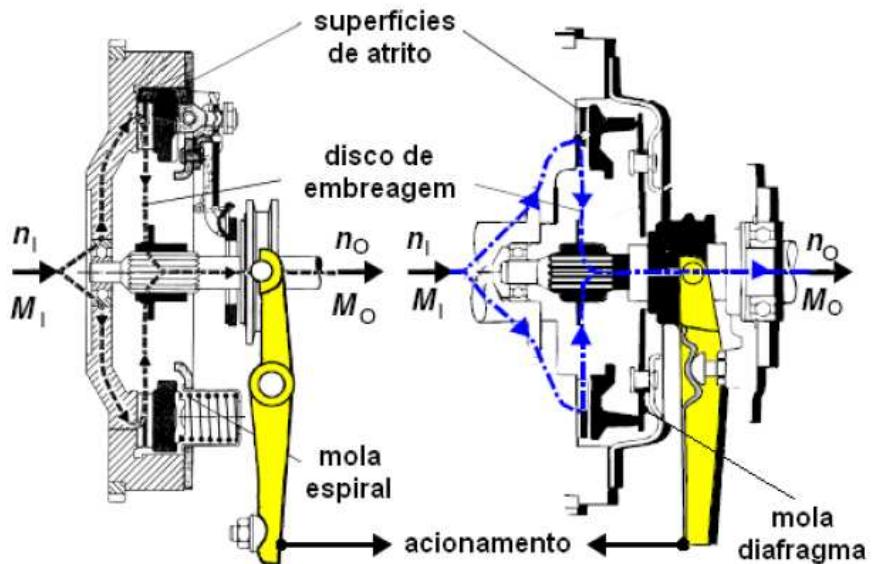
Nos veículos a embreagem transmite a rotação do motor à caixa de transmissão e daí para o diferencial e às rodas. Suas funções são: permitir acoplamentos suaves e sem ruídos, transmitir o torque do motor para a caixa de transmissão (posição acoplada), permitir a interrupção da transmissão de torque para possibilitar as mudanças de marchas (posição desacoplada). A embreagem também age como um amortecedor de vibrações para diminuir ruídos provenientes da caixa de transmissão. Ela está localizada entre o motor e a caixa de transmissão e é composta por platô e disco(s), sendo que o platô é fixado diretamente sobre o volante do motor e o disco fixado ao eixo da transmissão. O conjunto de peças

articuladas para conectar e desconectar o motor do sistema de transmissão e efetuar a progressão do torque do motor permite uma partida suave do veículo. A informação mais importante para o controle da embreagem proveniente do sistema de gerenciamento do motor é o torque atual do motor, bem como as relações de marcha da transmissão. Embreagens mecânicas em combinação com a ação mecânica do pedal da embreagem são largamente usadas em carros de passeio, e normalmente utilizam-se discos de atrito simples, os quais permitem a adesão entre o eixo de saída do motor (virabrequim) com o eixo de entrada da caixa de marchas (eixo piloto). (WALLENTOWITZ, 2004).

Garofalo (2002) descreve que um bom controle da interligação do sistema de embreagem possui como principais características: um rápido acoplamento, um mínimo de perdas por deslize e um acoplamento suave, garantindo assim a preservação do conforto do motorista.

A Figura 5 ilustra de forma clara e simples a transmissão da rotação ( $n$ ) e do momento torsional ( $M$ ) gerado pelo motor devido a ação do pedal da embreagem:

**Figura 5 – Sistema de transmissão pela embreagem**



Fonte: Wallentowitz, 2004.

Onde,

$n_1$ — rotação de entrada do motor [volante]

$M_1$ — momento de entrada do motor [volante]

$n_0$ — rotação de saída da embreagem [disco]

$M_0$ — momento de saída da embreagem [disco]

De acordo com Eger (2007), o acoplamento em embreagem de atrito seco é um processo muito importante, tanto para garantir um pequeno desgaste como para se ter um bom desempenho da transmissão.

Amendola (2005) define que a curva característica de uma embreagem deve ser continuamente adaptada para se adequar as suas propriedades atuais. Os efeitos mais importantes são:

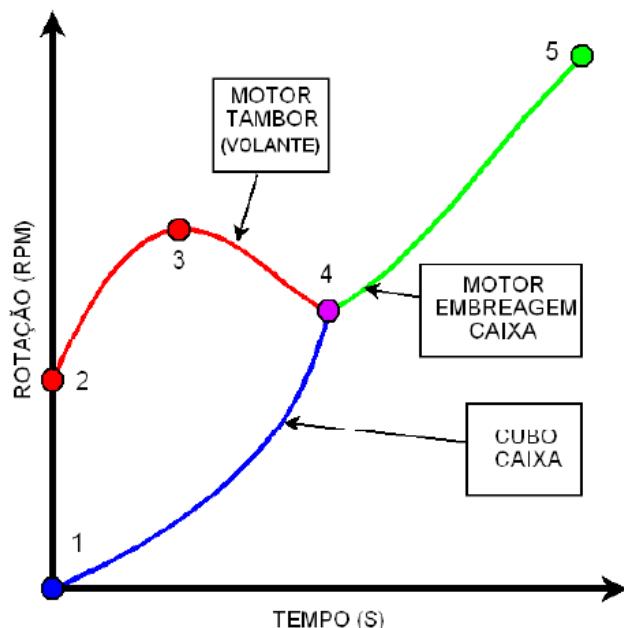
- a) mudanças no ponto de acoplamento: o ponto de acoplamento depende diretamente da deformação térmica do volante do motor, do desgaste do disco da embreagem e do sistema de acionamento. A rotação do motor tem uma influência considerável.
- b) mudança do coeficiente de atrito: os efeitos que influenciam na curvatura da curva característica da embreagem são agregados pelas estratégias de controle da embreagem como o “coeficiente de atrito”. Este coeficiente inclui o coeficiente de atrito físico que pode variar em cerca de 50% dependendo da situação, temperatura, ou tolerâncias de produção. Fatores adicionais, incluindo diversos efeitos de temperatura, tal como a mudança do raio de fricção devido a deformação da placa de pressão, influências da rotação do disco de embreagem, e a máxima capacidade de torque que é influenciada principalmente por tolerâncias de produção.
- c) forma da curva característica: A convexidade da curva pode ser alterada substancialmente pela variação de temperatura e desgaste das molas de amortecimento do disco da embreagem.

Ainda segundo Amendola (2005, p.88) “[...] utilizando a informação atual do torque motor e conhecendo o seu valor de inércia, as estratégias de controle da embreagem calculam o balanço de torque. Durante a fase de escorregamento da

embreagem, esta pode ser utilizada para calcular a capacidade de transmissão de torque. Utilizando esta informação e algoritmos adequados, a curva característica da embreagem é adaptada continuamente. Naturalmente, a fase de escorregamento ocorre durante arrancadas das trocas de marcha. A chamada adaptação do ponto de acoplamento trata-se de outro algoritmo para ajustar a curva característica da embreagem. Com o motor em marcha lenta a embreagem é fechada de forma a transmitir um torque pré determinado. A comparação entre este torque e o torque do motor permite a adaptação do ponto de acoplamento. A estratégia de controle da embreagem sempre calcula o torque da embreagem relativo ao torque do motor, o qual é a única fonte de informação absoluta de torque.”.

O Gráfico 1 abaixo ilustra graficamente o comportamento do sistema torcional da embreagem. Na partida, a velocidade do veículo é zero (ponto 1) e a velocidade do motor é alta (ponto 2). Ainda antes do acoplamento (ponto 3) o veículo acelera e o motor desacelera, até que as suas velocidades estejam diretamente relacionadas e o escorregamento na embreagem seja zero (ponto 4). Por fim o sistema acoplado funciona até a rotação máxima permitida pelo motor (ponto 5). (EGER, 2007).

**Gráfico 1 – Comportamento do fenômeno de acoplamento da embreagem.**



Fonte: Eger,2007.

Conforme definição de Eger (2007) durante o escorregamento, a potência dissipada por atrito na embreagem é igual ao produto do torque transmitido pela diferença de velocidade angular entre as faces em contato. Essa potência dissipada na forma de calor aquece a embreagem, o que altera o coeficiente de atrito. Quando a embreagem está acoplada, o sistema torsional muda de estado. Se o sistema mecânico não fornece uma pressão suficiente para que transmita todo o torque fornecido pelo motor, a embreagem volta a se deslizar.

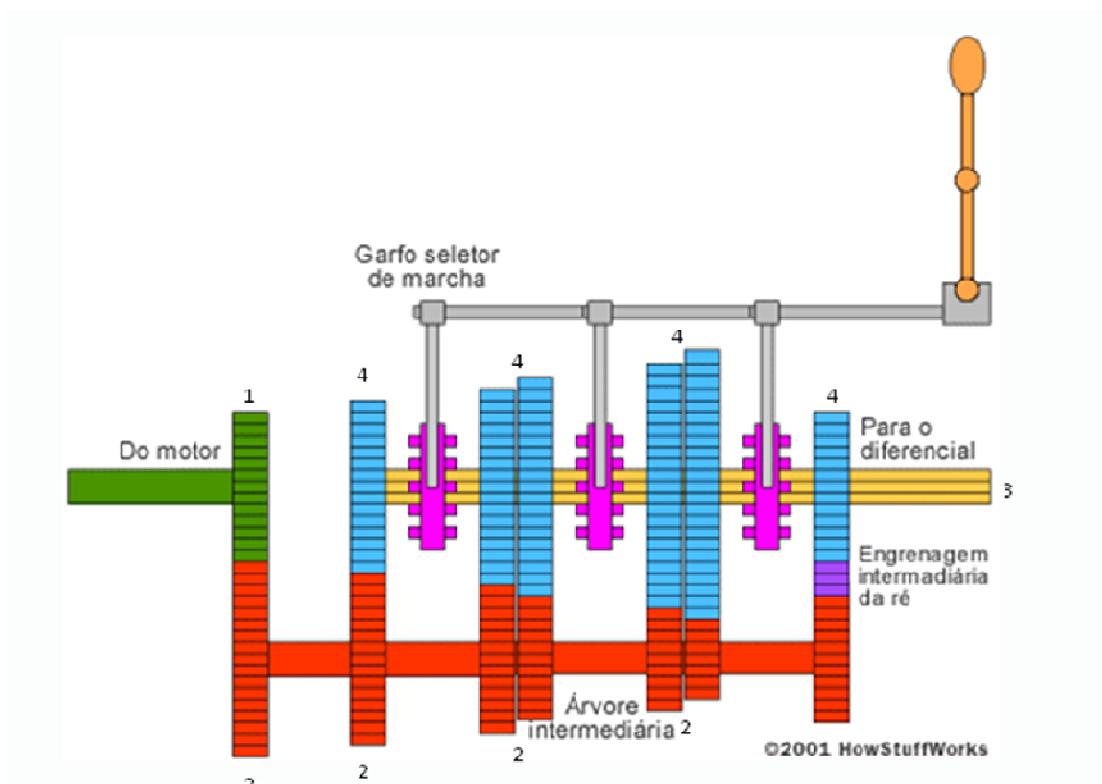
### **3.2.2 Caixa de transmissão**

A introdução da caixa de transmissão ou sistema de transmissão entre o motor e as rodas permite o controle da entrega do veículo de acordo com as necessidades de potência e torque do motor. A transmissão deve proporcionar condições ao veículo para vencer as resistências de rolagem, do ar, do solo, do atrito dos pneus e o peso do veículo. Por isso o torque deve variar de acordo com estas resistências. A caixa de transmissão adota engrenagens com diferentes números de dentes para multiplicar ou reduzir a força do motor de acordo com a marcha selecionada. Pode-se dizer que a função essencial de uma caixa de transmissão é transmitir potência com níveis de ruído aceitáveis. Os componentes da caixa que desempenham exatamente essa função são as engrenagens. (NICOLAZZI, 2008).

Segundo Castro (2005), as engrenagens, os eixos, sincronizadores, hastes, garfos, molas, arruelas, parafusos, vedadores e juntas, graxas, óleo lubrificante, carcaças e rolamentos são alguns dos componentes que uma caixa de transmissão dispõe.

Para compreender o funcionamento de uma transmissão padrão, foi utilizado a Figura 6 abaixo esquematizada conforme uma transmissão manual de cinco velocidades.

**Figura 6 – Caixa de transmissão manual de cinco velocidades.**



**Fonte:** Extraído de HowStuffWorks, 2010.

Para entender como os componentes destacados acima se relacionam observa-se que:

- a) o eixo 1 vem do motor pela embreagem. O eixo e a engrenagem se conectam e rodam na mesma rotação (rpm) que o motor.
- b) o eixo 2 e as suas engrenagens são denominados de eixo secundário. Eles também estão conectados como uma peça única, de forma que todas as engrenagens no eixo secundário e o próprio eixo giram como uma unidade. Os eixos 1 e 2 são conectados diretamente por suas engrenagens entrelaçadas, assim, se o eixo 1 estiver girando, o 2 também estará. Dessa forma, o eixo secundário recebe sua potência diretamente do motor toda vez que a embreagem é utilizada.
- c) o eixo 3 é um eixo serrado que conecta-se diretamente ao eixo motor pelo diferencial às rodas de acionamento do carro. Se as rodas estiverem girando, o eixo 3 estará girando.

- d) as engrenagens 4 giram em mancais, portanto giram no eixo 3. Se o motor estiver desligado mas o carro estiver em movimento, o eixo 3 pode virar as engrenagens 4 para dentro enquanto elas e o eixo secundário estão parados.
- e) a função dos três anéis são conectar uma das duas engrenagens ao eixo motor. O anel é conectado ao eixo 3 pelas chavetas e gira com ele. Entretanto, o anel pode deslizar para a esquerda ou direita ao longo dele, para engatar qualquer uma das engrenagens. Os dentes no anel, chamados de dentes caninos, encaixam-se em buracos nas laterais das engrenagens para engatá-las.

As engrenagens de transmissões manuais para veículos de passeio abrem um vasto campo para análise de critérios de projeto no que diz respeito, principalmente, a estimativa de sua durabilidade. Engrenagens para veículos, geralmente, são engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais montadas sobre eixos paralelos em transmissões manuais ou automáticas. Engrenagens cônicas também são muito utilizadas, normalmente no conjunto diferencial das caixas de transmissão. As engrenagens automotivas são normalmente construídas a partir de um aço-liga forjado e posteriormente ocorre a usinagem dos dentes. É importante ressaltar que como nesta etapa a peça foi apenas normalizada e não endurecida por tratamento térmico, sua dureza superficial não é tão elevada.(CASTRO,2005).

Após o corte dos dentes, as engrenagens são temperadas e cementadas. Os moldes de têmpera são frequentemente utilizados para minimizar distorções. Algumas engrenagens necessitam ser retificadas após tratamento térmico para compensar as distorções resultantes ou por necessidade de atendimento dos requisitos de projeto como por exemplo níveis de ruídos aceitáveis. A dureza superficial de engrenagens veiculares está em torno de 700 HV ou 60 HRC, enquanto a dureza do núcleo está em torno de 300 HV ou 30 HRC. Nota-se que engrenagens para veículos são altamente carregadas para seus tamanhos, no entanto, seus altos esforços (carregamentos) são de curta duração. Isto permite projetar, ou dimensionar, uma engrenagem com a vida limitada para o máximo torque do motor sabendo que esta engrenagem irá durar muitos anos sob um torque médio de uso do veículo (torque real de uso). (CASTRO, 2005).

Os perfis de dentes de engrenagem têm como função essencial transmitir movimento rotatório de um eixo para outro. Na maioria dos casos, um requisito complementar seria a transmissão de movimento rotatório uniforme. Dois perfis de dentes de engrenagens casados são excêntricos, onde um perfil age contra o outro produzindo o movimento relativo desejado. A ação entre tais dentes, onde o movimento rotatório uniforme é transmitido, é chamada de ação conjugada para dentes de engrenagens. (CASTRO, 2005).

O sincronizador é um dispositivo que possibilita o acoplamento, sem trancos, de engrenagens das árvores primária e secundária, fixando-as ao eixo para a transmissão. O conjunto sincronizador composto da luva, transmite rotação ao cubo que está ligado diretamente à árvore secundária através de estriadas. É por isso que a árvore gira com a mesma rotação que a engrenagem selecionada, de forma a proporcionar um engrenamento suave nas trocas de marchas. .(CASTRO, 2005).

### ***3.2.3 Conjunto diferencial***

O diferencial é o conjunto de engrenagens que combinam entre si por movimentos rotativos e tem a função de reduzir, através da coroa e do pinhão, a velocidade da árvore de transmissão para a velocidade exigida pelas rodas, bem como transmitir a rotação do eixo cardã para as mesmas.

A semi-árvore, também chamada de semi-eixo, é uma barra de aço cilíndrica com as extremidades sujeitas a acoplamentos. São utilizadas para transmitir o torque recebido do diferencial aos cubos das rodas. Suas extremidades estão ligadas às planetárias do diferencial.

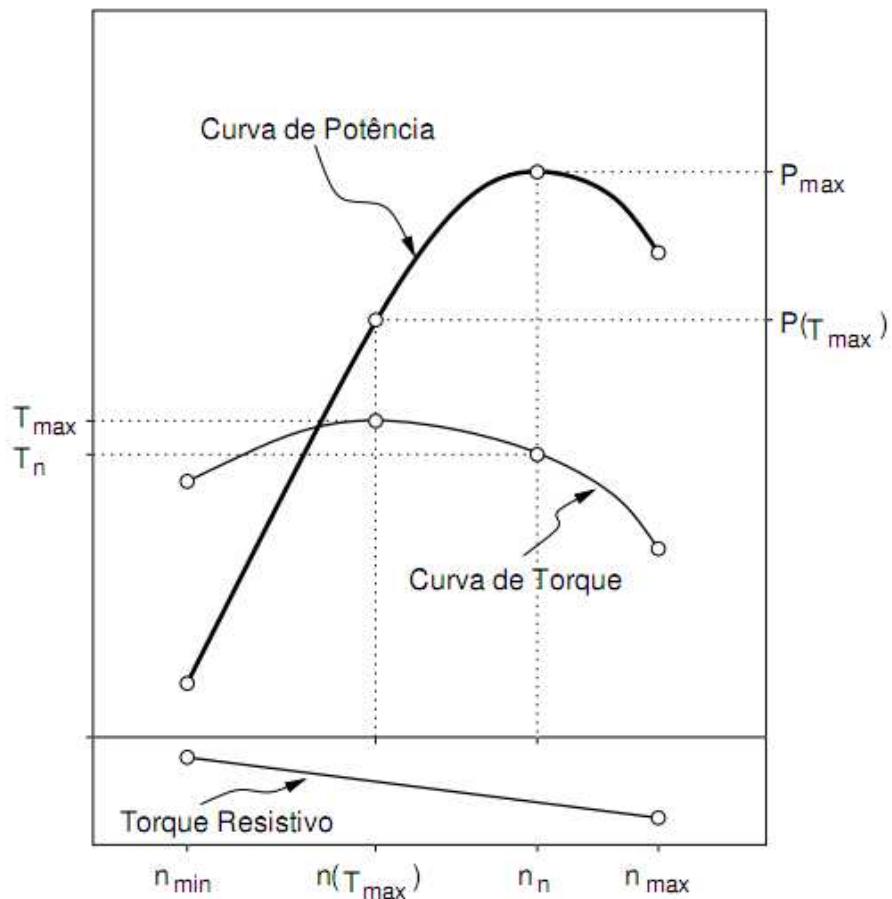
Com efeito, observa-se que, ao fazer uma curva, a roda externa deve ser tracionada mais rapidamente do que a roda interna, porque ela tem um percurso maior a realizar. Se as duas rodas fossem tracionadas igualmente, uma delas patinaria, sofrendo os desgastes da fricção com o solo e prejudicando sensivelmente o desempenho do veículo. (MARTINS; CAZANGI, 2004).

### 3.2.4 Relação de transmissão

A transmissão de um automóvel tem a função de fornecer as forças de tração e impulsão necessárias para induzir o movimento. Toda unidade de propulsão trabalha numa determinada faixa de rotação, limitada pela rotação de marcha lenta e pela rotação máxima. Os valores de potência e torque não são oferecidos uniformemente; os valores máximos só estão disponíveis em faixas específicas. As relações de transmissão dos elementos da transmissão adaptam o torque disponível à força de tração requerida no momento (BOSCH, 2005).

Os automóveis que possuem motor de combustão interna deslocam-se utilizando a potência  $P$  gerada pelo motor que é levada até suas rodas e transmitida ao solo sob a forma de tração  $F_z$ . Cada motor possui determinada capacidade de gerar potência e torque de acordo com a rotação  $n$  do motor. Este é traduzido pela curva de potência e de torque. O Gráfico 2 apresenta as curvas características do motor. A curva de potência é baseada no carregamento total, ou seja, 100% de carga no pedal do acelerador tendo como ápice a potência máxima  $P_{máx}$ , também conhecida como a potência nominal  $P_n$ . A curva de torque também é baseada no carregamento total e distingue o torque máximo  $T_{máx}$  do torque nominal  $T_n$  adicional que é a curva de torque resistivo que representa as resistências ao deslocamento do veículo. (MARTINS; CAZANGI, 2004).

Gráfico 2 – Exemplo das curvas características de um motor.



Fonte: Lechner e Naunheimer, 1999

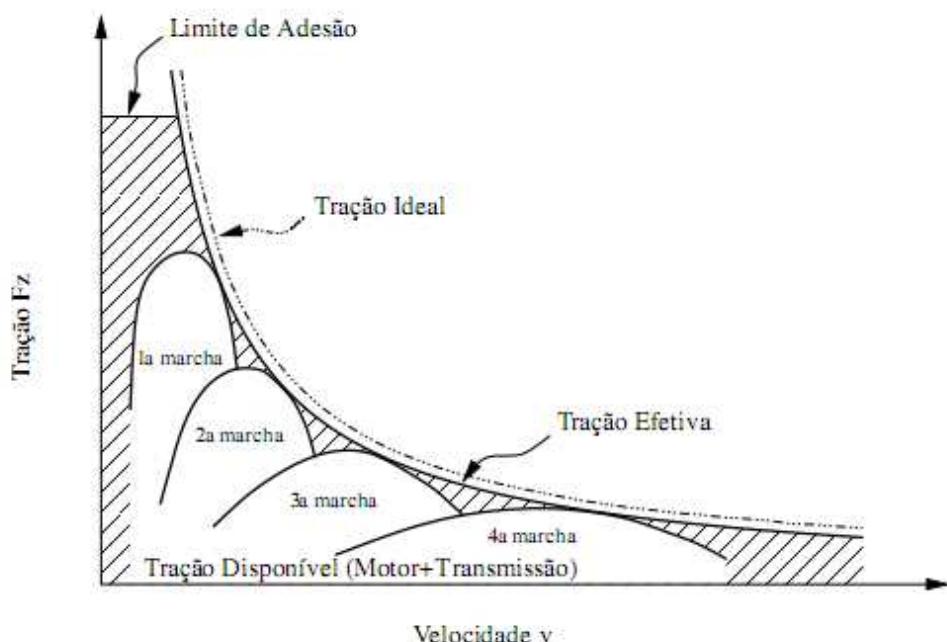
Com a potência máxima disponível em um motor de combustão interna em toda a faixa de velocidade  $v$  têm-se a chamada “hipérbole de tração ideal” e acrescentando a eficiência da transmissão  $\eta_{tot}$  têm-se também a “hipérbole de tração efetiva” que são obtidas através das equações referenciadas por (MARTINS; CAZANGI, 2004). :

$$F_{z,Aid} = \frac{P_{max}}{v} \quad (1)$$

$$F_z, A_e = \frac{P_{max}}{v} \cdot n_{tot} \quad (2)$$

Conforme demonstrado anteriormente a curva de potência é baseada no carregamento total (100% carga no acelerador) tendo como ápice a potência máxima. A curva de torque também é baseada no carregamento total e distingue o torque máximo do nominal (torque na potência máxima). A curva de torque resistivo representa as resistências ao deslocamento do veículo. As hipérboles são plotadas considerando que há uma tração máxima suportada entre o pneu e o solo (limite de adesão) e sobrepondo a curva de tração disponível no motor pode-se verificar que a maior parte do potencial existente não é utilizado. Diante do exposto existe necessidade de aproveitar todo o potencial disponível. Isto fundamenta a aplicação de sistemas de variação de velocidades nos veículos denominado de transmissão. O Gráfico 3 abaixo mostra o efeito provocado pelo aumento do número de marchas em que a tração efetiva é melhor interpolada permitindo o controle da entrega de potência ao veículo de acordo com as necessidades de potência e torque do motor. (MARTINS; CAZANGI, 2004).

**Gráfico 3 – Diagrama de tração MCI com transmissão quatro marchas.**



Fonte: Lechner e Naunheimer, 1999

O número de marchas está relacionado à discretização do comportamento do motor, ampliando sua faixa de trabalho. Partindo deste ponto serão demonstrados os principais fatores que são determinantes para um perfil ótimo de relação de transmissões. (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

### **3.2.4.1 Definição da relação e seleção de marchas**

O sistema de acoplamento (embreagem), a caixa de transmissão (transmissão) e a transmissão final (conjunto diferencial) formam o conjunto denominado trem de potência e este produz uma relação de transmissão total  $i_A$  que é diretamente dependente da relação de acoplamento  $i_S$ , relação da caixa de transmissão  $i_G$  e relação final  $i_E$ . A relação de transmissão total é calculada pela equação (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999):

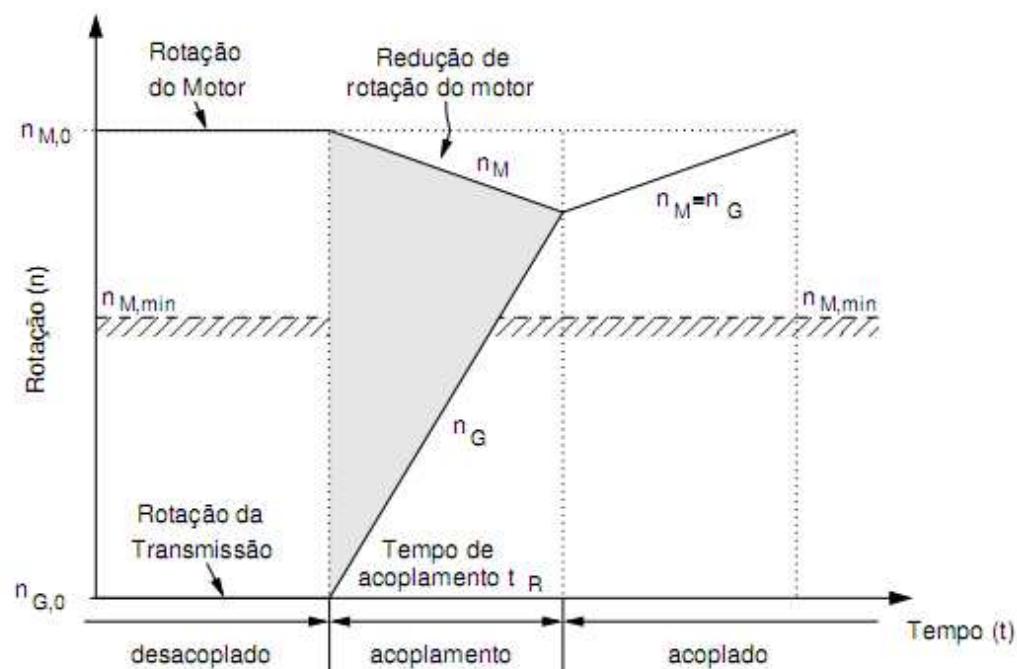
$$i_A = i_S \cdot i_G \cdot i_E \quad (3)$$

O trem de potência é capaz de converter potência sob a forma de rotação  $n$  e torque  $T$ . A conversão de rotação é definida como rotação de saída  $n_2$  sobre a rotação de entrada  $n_1$ . Já a conversão de torque é dada pela divisão do torque de saída  $T_2$  pelo torque de entrada  $T_1$  do trem de potência. (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

A rotação mínima e a descontinuidade de transmissão no momento da troca da relação de marcha faz necessário um sistema de acoplamento entre caixa e motor para combinação da rotação. Este sistema é a embreagem que quando a relação de acoplamento  $i_S = 1$  converte a rotação através do princípio de fricção conforme demonstrado no Gráfico 4 abaixo. Enquanto desacoplado, o motor deve vencer as próprias inércias rotativas para estabilizar-se numa rotação. Na fase de acoplamento, a demanda no motor aumenta, exigindo maior torque para vencer a

inércia da transmissão. Considerando a potência disponibilizada constante, a rotação do motor diminui enquanto a rotação da transmissão aumenta gradativamente até o acoplamento novamente. Quando acoplado o sistema deve ser capaz de vencer as inércias do sistema e ainda entregar a potência necessária de operação.

**Gráfico 4 – Esquema do acoplamento por fricção de uma embreagem.**



Fonte: Lechner e Naunheimer, 1999

Através do Gráfico 4 podemos perceber e entender o comportamento da embreagem durante as trocas de marcha que variam em função do tempo e da rotação do motor.

A relação total da transmissão  $i_{G,tot}$  ou faixa de relações da transmissão é obtida pela divisão da máxima relação pela mínima. A relação de transmissão  $i_{A,max}$  é baseada na demanda de torque exigida para tracionar o veículo. Devem-se considerar algumas restrições físicas como o limite de adesão entre pneu e o solo, definido através do atrito estático  $\mu$ . A outra resistência física a ser citada neste caso

é a resistência do ar, que pode ser desconsiderada devido à baixa velocidade admitida quando a relação  $i_{A,max}$  for empregada. A máxima relação depende da taxa de potência específica [ $kW/t$ ] do veículo. Deve-se verificar duas condições extremas neste caso que são: o gradiente máximo de aclive que pode ser superado com a aceleração nula  $a = 0 [m/s]^2$  e a máxima aceleração no plano. A equação do  $i_{A,max}$  é (MARTINS; CAZANGI, 2004).:

$$i_{A,max} = \frac{r_{dyn} \cdot m_F \cdot g \cdot (f_R \cdot \cos \alpha_{st} + \sin \alpha_{st})}{T_{M,max} \cdot \eta_{tot}} \quad (4)$$

Onde,

$r_{dyn}$  – raio dinâmico da roda [m]

$m_F$  – massa do veículo [kg]

$g$  – aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]

$f_R$  – coeficiente de resistência à rolagem [-]

$\alpha_{st}$  – gradiente de inclinação [°]

$T_{M,max}$  – torque máximo do motor [N.m]

$\eta_{tot}$  – eficiência total [-]

A menor relação de transmissão  $i_{A,min}$  é dada assumindo que não há escorregamento entre pneu e o solo e que a velocidade máxima  $v_{max}$  é alcançada na rotação máxima do motor  $n_{M,max}$  pela equação (MARTINS; CAZANGI, 2004).:

$$i_{A,min} = \frac{3,6 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{M,max} \cdot r_{dyn}}{v_{max}} \quad (5)$$

Onde,

$n_{M,max}$  – rotação máxima do motor [l / min]

$r_{dyn}$  – raio dinâmico da roda [m]

$v_{max}$  – velocidade máxima [km/h]

O desempenho do veículo quanto à aceleração depende também de quão próximas da hipérbole de tração estão as marchas projetadas. Além disso, a aerodinâmica do veículo é fundamental no estudo da aceleração ao arraste. A relação final  $i_E$  tem como característica principal a relação de adaptação a dirigibilidade e ao consumo de combustível para a função desejada do veículo. A faixa de relação possível varia entre  $2 \leq i_E \leq 7$  (MARTINS; CAZANGI, 2004).

### 3.2.4.2 Definição do escalonamento de marchas

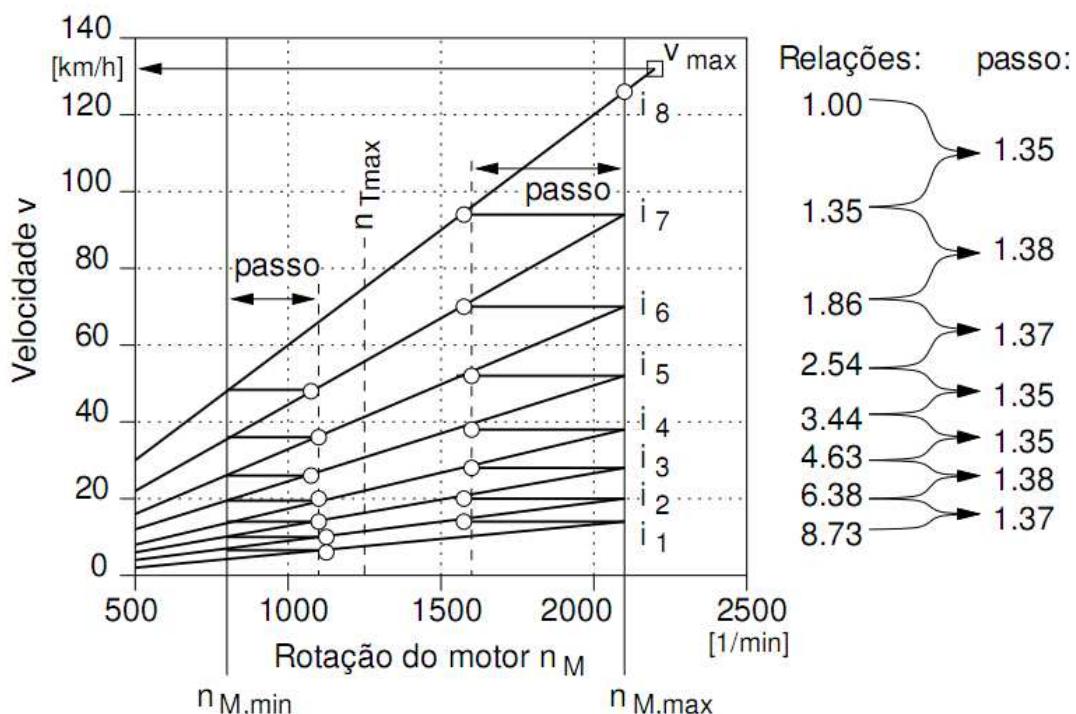
As relações intermediárias são obtidas pela melhor interpolação do intervalo entre a menor  $i_{A_{min}}$  relação e a maior  $i_{A_{max}}$  relação. Determina-se a variação entre as relações vizinhas para medir cada passo  $\varphi$  de relação. (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

$$\varphi = \frac{i_{n-1}}{i_n} \leq \frac{n_{max}}{n_{Tmax}} \quad (6)$$

O passo da relação deve ser suficiente para que a mudança de relação ocorra sempre que se atinja a rotação de torque máximo  $n_{Tmax}$ , sem exceder a rotação máxima do motor  $n_{M,max}$ . Quanto menor o passo da relação  $\varphi$ , mais confortável se torna a troca de relação.

O Gráfico 5 apresenta de forma objetiva as relações de transmissões e sua operação através do diagrama velocidade/rotação do motor. A caixa de transmissão é geometricamente dividida e existem duas faixas de troca de marcha, sendo a primeira (baixa rotação) indica a rotação mínima para que seja possível mudar de marcha sem o motor desligar ( $n_M < n_{M,min}$ ) e a segunda (alta rotação) indica a rotação máxima para que seja possível mudar de marcha sem que o motor ultrapasse seu limite máximo de rotação  $n_{M,max}$ . A velocidade máxima  $v_{max}$  é atingida neste caso na oitava marcha conforme demonstrado abaixo. (MARTINS; CAZANGI, 2004).

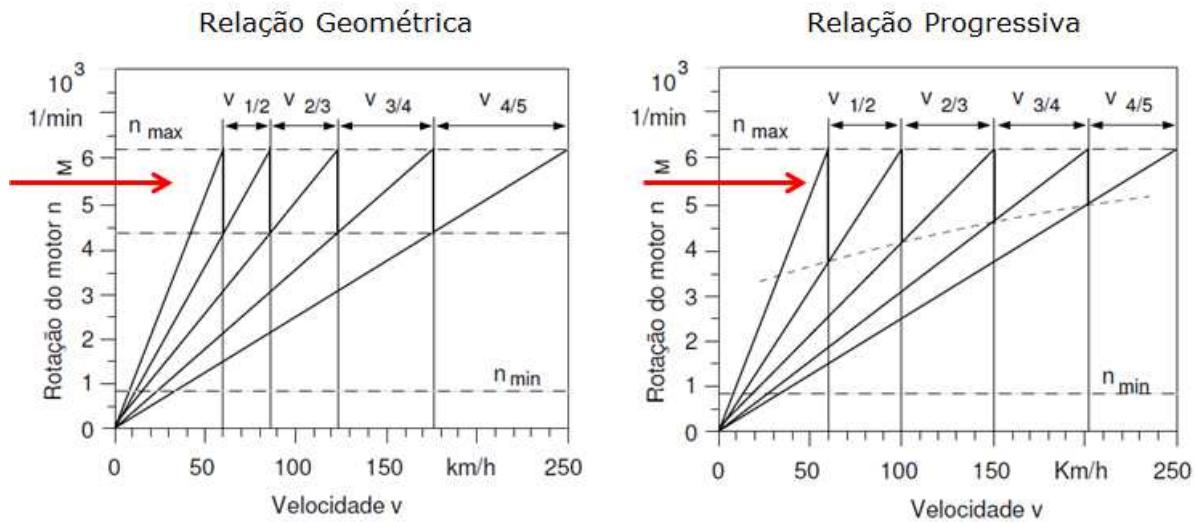
**Gráfico 5 – Diagrama transmissão oito marchas para motor diesel.**



Fonte: Lechner e Naunheimer, 1999

Partindo da definição das relações de transmissões, pode-se definir as relações intermediárias através do melhor escalonamento de marchas obtidos através de dois métodos: geométrico e progressivo. A principal diferença entre eles está em como são distribuídos os passos entre as relações marcha e está representado de acordo com o Gráfico 6 abaixo:

**Gráfico 6 – Diagrama velocidade/rotação conforme escalonamento de marchas**



Fonte: Lechner e Naunheimer, 1999.

O passo da relação progressivo entre duas relações diminui conforme se aumenta a marcha, a distância entre as primeiras relações é maior que entre as últimas. Enquanto que no caso da relação geométrica o passo da relação entre duas relações deve ter o mesmo valor.

### 3.3 Fontes de vibração e conforto

Uma definição relacionada com o sentimento do motorista define dirigibilidade como um compromisso entre o desempenho em aceleração e o conforto em dirigir. Assim, as manobras a serem analisadas são: partida e desenvolvimento; aceleração e desaceleração e trocas de marcha. (GABRIEL, 2004).

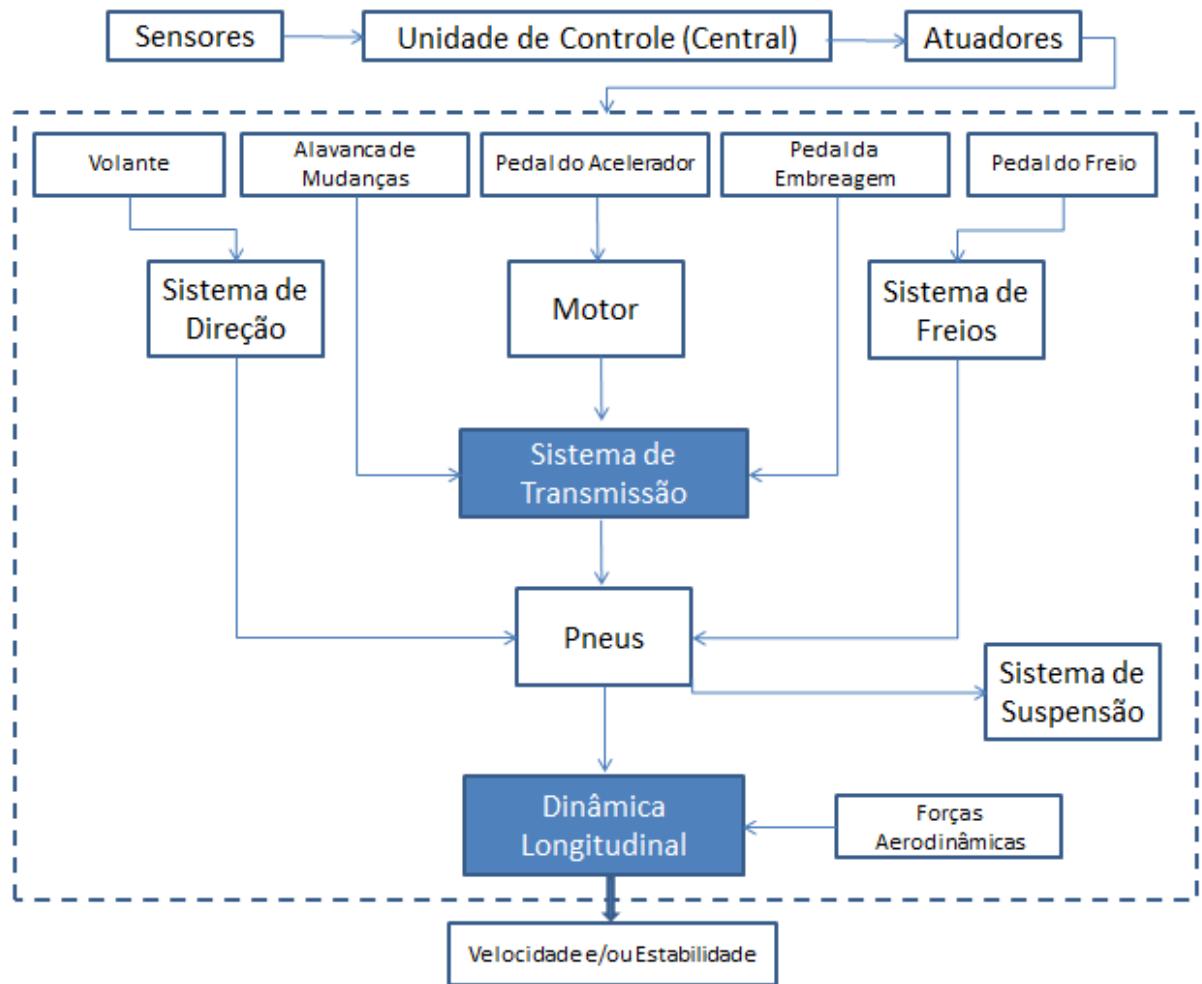
Os veículos estão sujeitos a diversos tipos de excitações, dentre as quais interferem no comportamento dinâmico do veículo. Segundo Eger (2007), estes fenómenos transitórios devem ser estudados por meio de modelos não-lineares satisfatórios que forneçam um bom entendimento da dinâmica torsional da transmissão e soluções práticas e eficientes para a dinâmica longitudinal do

automóvel. A posição do centro de gravidade do veículo é muito importante no comportamento da dirigibilidade em arrancadas, pois com o movimento do veículo surgem outras forças além do peso, que agem no ponto de contato pneu / pista, no centro de gravidade e no centro de pressão, ocasionando uma alteração sensível na componente da força normal ao solo. De acordo com Reimpell (2001), a posição do centro de gravidade está associada com a estabilidade direcional e afeta o desempenho do veículo durante acelerações e frenagens.

O automóvel é um sistema extremamente complexo quando se trata das fontes geradoras de vibrações. As vibrações no interior do veículo são resultado de uma série de fontes que atuam de forma simultânea, as quais são transmitidas da sua origem para a carroceria e consequentemente para os ocupantes. Os principais subsistemas que fazem parte do veículo como fonte de vibração sobre a dinâmica longitudinal são: sistema aerodinâmico, de transmissão, de rodagem ou suspensão e sistema motriz e seus acessórios.

Dentre os sistemas citados acima o estudo deste trabalho irá focar no sistema de transmissão avaliando a dinâmica longitudinal do veículo conforme detalhado na Figura 7 abaixo:

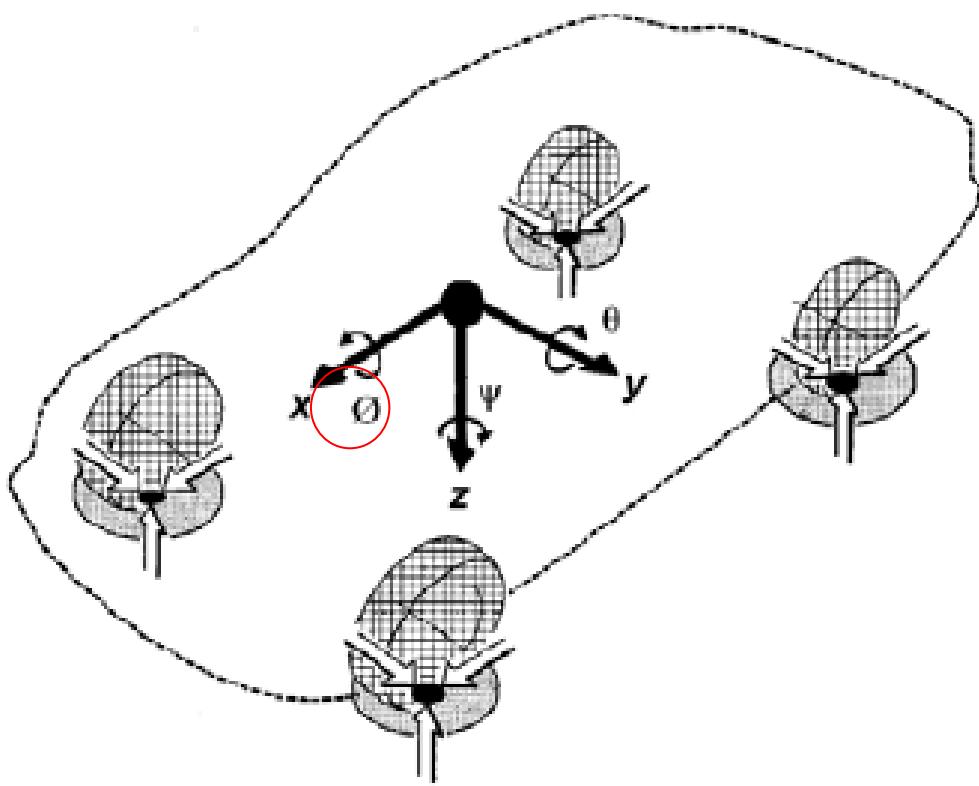
**Figura 7 – Esquema do sistema veicular e os componentes estudados.**



**Fonte:** Próprio Autor, 2011.

Dentre as formas de avaliação do conforto devido as vibrações, temos o jerk que é um termo utilizado e conhecido como a derivada da aceleração e se baseia em medições de movimento em termos de aceleração, velocidade e deslocamento, segundo Harris e Crede (1961). Muitas normas usam a aceleração por ser mais conveniente de se medir onde o sinal de aceleração é usualmente ponderado com algumas funções para compensar a sensibilidade do corpo humano a diferentes frequências. Dentre essas normas, tem-se que os movimentos de um veículo que são normalmente referidos a um sistema de coordenadas cartesianas x,y e z, como apresentado na Figura 8.

**Figura 8 – Sistema de coordenadas simplificado do veículo.**



Fonte: Eger,2007.

Critérios quantitativos calculados a partir de grandezas escalares, que indicam o quanto o ponto ótimo para cada critério está sendo atingido. A aceleração do centro de massa do veículo tem sido utilizada como indicador de conforto dos passageiros, devido à maior simplicidade dos cálculos e facilidade de leitura através de sensores (acelerômetros), e o jerk do centro de massa do veículo tem se mostrado mais representativa para tal finalidade. (EGER, 2007)

A utilização do jerk como forma de se quantificar o conceito de conforto, tem sido mais frequente nos últimos anos. Poucos trabalhos relacionados ao controle ótimo de jerk foram publicados apesar da evidente tendência de se tomar o jerk como padrão para indicar o conforto dos passageiros. Rutledg (1996) estudou os diferentes aspectos da performance de um sistema com controle ativo ótimo de jerk para lidar com a contradição dos conceitos de conforto e segurança para veículos automotivos. Alguns pesquisadores, de acordo com Zhang (2007), consideram que o

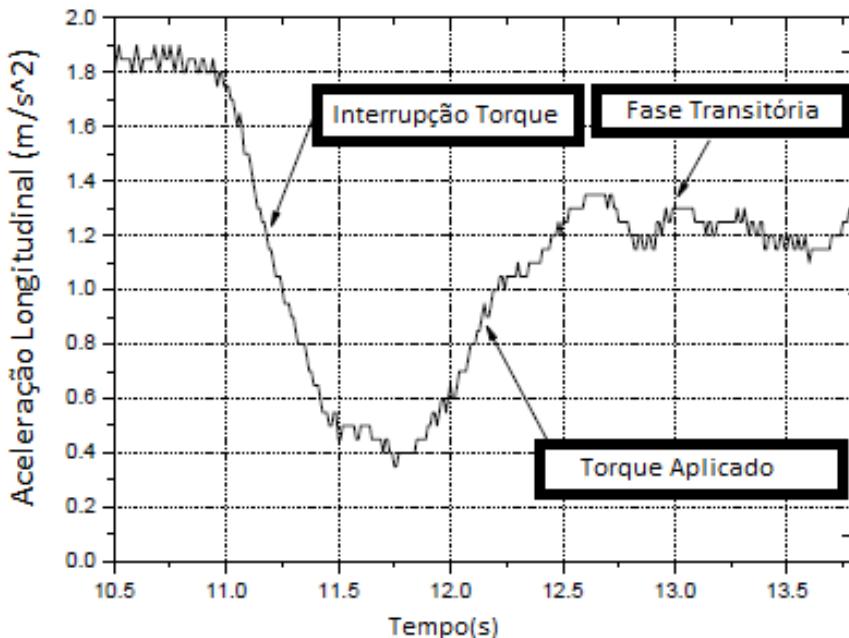
máximo jerk para ser aceitável pode representar até  $10\text{m/s}^3$ . Enquanto outros como Ge (1993) argumentam que quando a frequência  $f < 3 \text{ Hz}$ , uma tolerância máxima de  $2,6\text{g/s}$ , com a qual representa  $25,5 \text{ m/s}^2$ .

O desafio na qualidade das trocas de marcha e consequentemente, do conforto, é a chave para a melhoria no desenvolvimento de um melhor controle das transmissões manuais automatizadas. De fato, o jerk sentido durante as trocas de marchas por este tipo de transmissão é caracterizado devido a interrupção de torque. A suavidade no desempenho é geralmente pior do que quando comparada as transmissões automáticas (MARTINS, 2009). A qualidade da troca no veículo é determinada por uma diversidade de fatores, como a amplitude e flutuação da influência da aceleração na suavidade, e é subjetivamente medido pela intenção e sensação do motorista.

De acordo com Zhang e outros (2007), uma das sensações subjetivas é a aceleração longitudinal conforme representado no

Gráfico 7. Referindo-se ao projeto ao qual se baseia um TMA o tempo de engate e seleção de marchas é fixo e depende da construção da caixa de transmissão e dos sincronizadores. As variáveis com a qual nos permite ajustar são abertura e fechamento da embreagem, e o torque aplicado no motor solicitado via TCU. Para obter um deslocamento suave nas rampas de aceleração deve ser reduzido as grandes diferenças de velocidade entre o motor e as engrenagens. Essas ações reduzem a descontinuidade e a duração da interrupção de torque durante a troca de marcha.

**Gráfico 7 –Aceleração longitudinal de troca de marcha TMA.**



Fonte: Zhang, 2007.

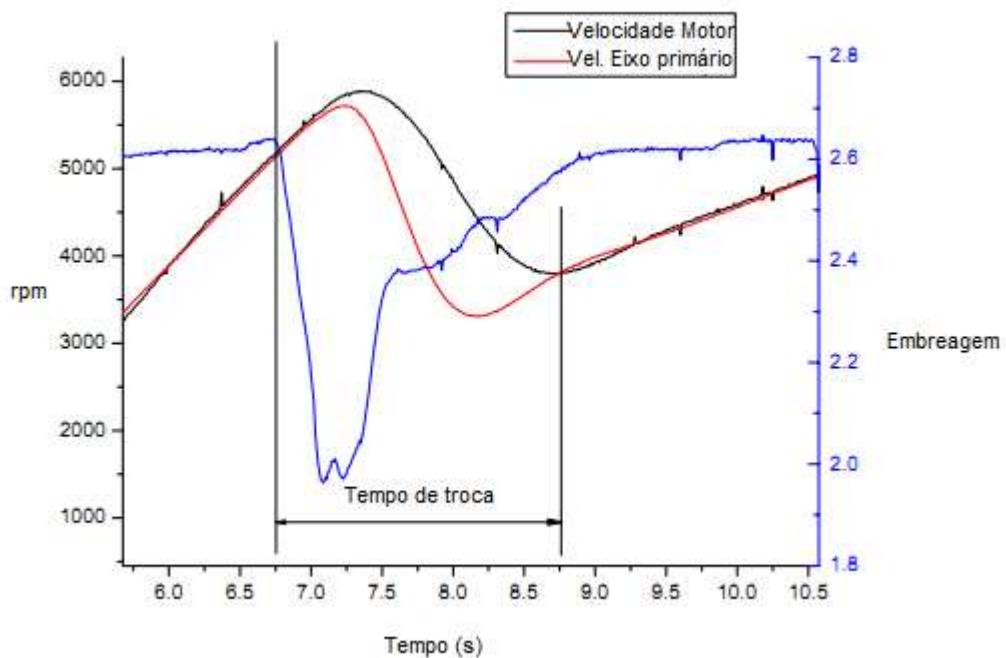
O compromisso entre as relações de marcha e conforto da troca está relacionado ao tempo de troca que é influenciado pela amplitude e flutuações na aceleração longitudinal. O jerk é um termo utilizado e conhecido como a derivada da aceleração e se baseia em medições de movimento em termos de aceleração, velocidade e deslocamento e sua fórmula é representada conforme demonstrado abaixo:

$$\vec{j} = \frac{d\vec{a}}{dt} = \frac{\Delta a}{\Delta t} = \left| \frac{a_2 - a_1}{t_2 - t_1} \right| \quad (7)$$

Ou seja, relação existente entre tempo de deslocamento e interrupção de torque. Esta sensação é consequência de um impacto gerado pela qualidade da troca e dirigibilidade sentida pelo motorista. Quando o tempo de troca é muito curto, pode ocasionar uma maior vibração e jerk. Quando o tempo de troca é muito longo, impacta a vida útil do disco da embreagem. Portanto, a qualidade da troca requer um

tempo de mudança tão curto quanto possível com base no deslocamento suave. Com o tempo menor, a interrupção de torque é menor, e a dirigibilidade e qualidade da troca são melhores. Este tempo de troca é determinado pelo momento em que a embreagem desacopla e acopla novamente de forma em que o motor e o eixo de entrada da transmissão tornam-se os mesmos o **Gráfico 8** abaixo:

**Gráfico 8 – Definição do tempo de troca de uma TMA.**



**Fonte:** Zhang, 2007.

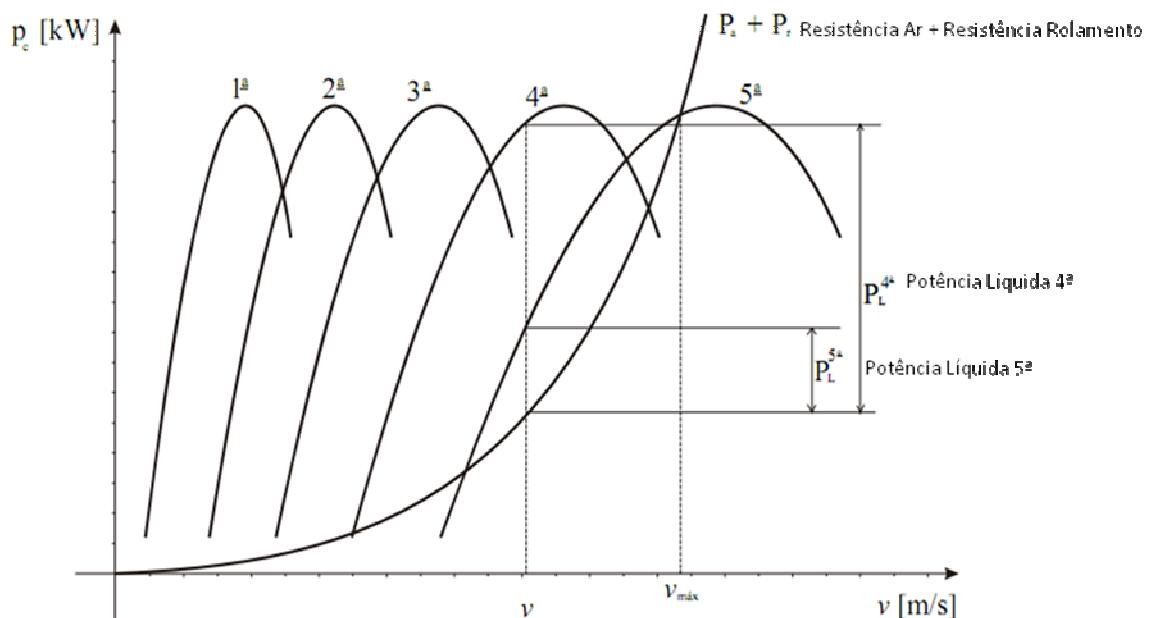
Nesse trabalho, um estudo comparativo entre dois modelos de transmissão veicular sobre um mesmo veículo, foi feito com o objetivo primário de se verificar a influência da resposta na dinâmica longitudinal em termo da sensação de jerk. A abordagem utilizada foi a velocidade da elevação e relação de troca de marcha como entrada e a aceleração e o jerk como saídas.

### 3.4 Desempenho veicular e consumo de combustível

Para cálculo do consumo existem três fatores de influência que contribuem sobre o efeito do design do veículo no consumo de combustível e os principais são: motor, transmissão e fatores externos de resistência. Uma transmissão possui dois fatores que influenciam diretamente que são a distribuição de relações de marcha e sua eficiência.

O ponto de operação no mapa de torque do motor sobre desloca-se sobre a linha de potência através da relação de marchas. O menor consumo de combustível ocorre em baixas rotações e a torques elevados. Variando a marcha varia-se a relação de transmissão do veículo para o motor e as rodas, e desta forma varia-se o torque disponível nas rodas para o veículo realizar o seu movimento. O Gráfico 9 abaixo reproduz o que está sendo citado através da curva característica de um veículo automatizada de cinco marchas.

**Gráfico 9 – Curva de potência versus velocidade de transmissão 5 marchas.**



Fonte: Curso Engenharia Automotiva (2008)

É importante citar diante do exposto acima que a potência requerida de um veículo é função das forças resistivas do mesmo que é composta por resistência das rodas, resistência aerodinâmica, resistências em subidas e resistências à aceleração. (NICOLAZZI, 2008).

As equações físicas básicas do movimento longitudinal do veículo são fundamentais para entender as relações causa-efeito entre o motorista, veículo e solo. Algumas variáveis de entrada são o ciclo de tráfego, especificações do veículo (como as citadas anteriormente) e as especificações dos componentes individuais (como por exemplo, as características de perda de desempenho da caixa de transmissão). (NICOLAZZI, 2008).

Outro item importante a ser citado que caracteriza o desempenho e que tem como parâmetro o indicador de quanto menor o valor melhor será como desempenho de um veículo é o índice prestacional que pode ser calculado através da seguinte fórmula (BOSCH,2005) :

$$(8) \quad IP = \sum (0-100s)+(60-100s)+(80-120s) + 3600s / v.máx (\text{km/h})$$

A medida do consumo de combustível é obtida através do teor de gás carbônico ( $\text{CO}_2$ ) do gás de escapamento dentre outras coisas é proporcional ao consumo de combustível e desta forma ele pode ser usado como indicador para avaliar o consumo de combustível do veículo. A massa de teste especificada para o veículo é igual à massa vazia do veículo mais uma carga útil de 100kg. A massa do veículo deve ser simulada por massas de inércia balanceadas finitas em um dinamômetro, para que uma classe de massa de inércia possa ser atribuída à massa de teste do veículo. (ABNT NBR 7024:2006 ).

A equação de consumo se distingue por três grupos de fatores de influência que contribuem sobre o efeito do design do veículo sobre o consumo de combustível e os principais são: motor, transmissão e fatores externos de resistência. Esta é apresentada abaixo:

$$B_e = \frac{\int b_e \cdot \frac{1}{\eta_0} [ (m \cdot f \cdot g \cdot \cos\alpha + \frac{\rho}{2} \cdot c_d \cdot A \cdot v^2) + m(a + g \cdot \sin\alpha) + B_r] \cdot v \cdot dt}{\int v \cdot dt} \quad (9)$$

Onde,

$B_s$  – consumo por unidade de distância [g / m]

$\eta_0$  – eficiência de transmissão do sistema de tração [-]

$m$  – massa do veículo [kg]

$f$  – coeficiente de resistência de rodagem [-]

$g$  – aceleração gravitacional [m/s<sup>2</sup>]

$\alpha$  – ângulo de ascensão [°]

$\rho$  – densidade do ar [kg/m<sup>3</sup>]

$c_d$  – coeficiente de arrasto [-]

$A$  – área frontal [m<sup>2</sup>]

$v$  – velocidade do veículo [m/s]

$a$  – aceleração [m/s<sup>2</sup>]

$B_p$  – resistência frenagem [N]

$t$  – tempo[s]

$b_e$  – consumo específico de combustível [g/kWh]

Uma transmissão possui dois fatores preponderantes que influenciam no consumo de combustível de um veículo que são a distribuição das relações de marcha e sua eficiência. Uma combinação de torque e rotação do motor e uma relação de marchas apropriada devem ser selecionadas adequadamente, ou seja, o ponto de operação no mapa de torque do motor desloca-se sobre a linha de potência através da relação de marchas. O menor consumo de combustível ocorre a baixas rotações e a torques elevados. (BOSCH, 2005).

## 4 METODOLOGIA

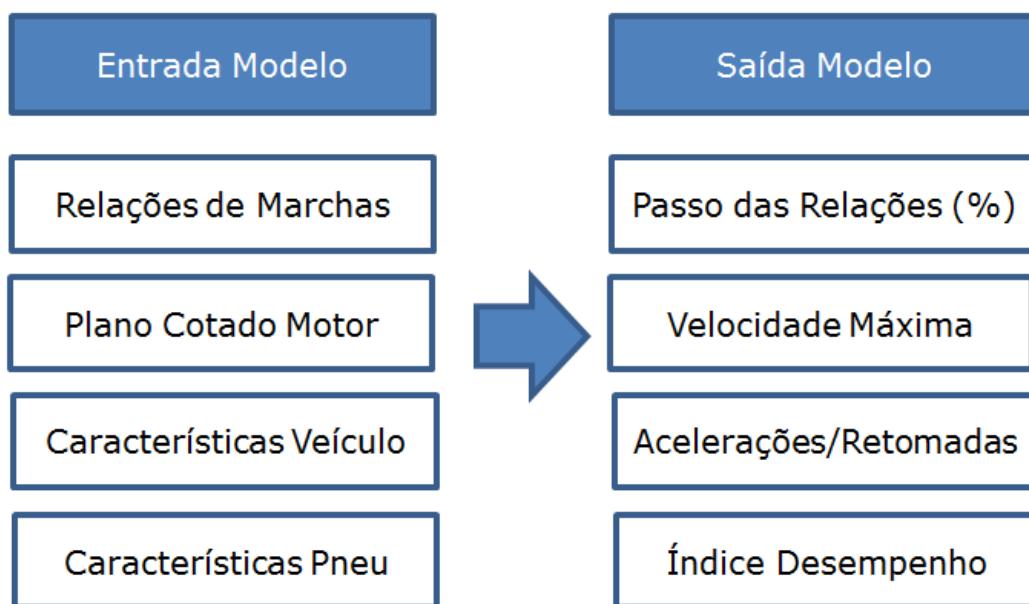
Este capítulo tem como finalidade apresentar os métodos a serem utilizados para simular e posteriormente validar o comportamento de um veículo com uma transmissão automatizada. A análise será realizada partindo das marchas que estão aplicadas sobre um veículo normal de produção, e posterior avaliação através de um escalonamento de marchas para o sistema de transmissão em estudo. Utilizando um modelo de simulação numérica e posterior provas experimentais, e tomando como base critérios de desempenho, conforto e consumo de combustível, a opção proposta será avaliada. Sendo importante salientar que a análise dos resultados de simulação são usados como indicação para as especificações do projeto estarem satisfeitas como dirigibilidade, desempenho e resultados de consumo de combustível.

Em resumo o método numérico tem como objetivo avaliar através do cálculo teórico o comportamento do sistema de transmissão atual e o proposto e o método experimental visa medir e avaliar o conforto objetivamente e subjetivamente e o consumo de combustível através dos dados avaliados na análise numérica.

### 4.1 Análise numérica

O modelo de análise numérica tem como objetivo determinar e estudar um conjunto de parâmetros utilizando a referência bibliográfica aplicada a esta área para resolução dos sistemas e equações envolvidas, que foram citadas por vários autores ao longo do escopo deste trabalho, a serem validadas através da interface com uma planilha de software Excel. Tendo como resultado a exibição dos parâmetros demonstrando o comportamento do sistema de transmissões e suas variáveis de influência. Abaixo segue Quadro 5 descrevendo a forma de avaliação:

**Quadro 5 – Método de avaliação numérica.**



**Fonte:** Próprio Autor, 2011.

Uma vez conhecidas as características que mais influenciam o desempenho do veículo, bem como os fenômenos físicos envolvidos, haverá necessidade de uma avaliação quantitativa para cada um dos requisitos a serem observados. Para tal, foram desenvolvidos modelos que descrevem o comportamento da transmissão bem como a análise do impacto relacionado ao consumo de combustível (melhor relação de torque e potência com as relações de marchas empregadas) e o conforto nas trocas de marcha (melhor compromisso entre as relações de marchas).

A ferramenta de simulação desenvolvida tem por objetivo permitir a obtenção de respostas dos sistemas que compõem o veículo. Estas respostas serão utilizadas como parâmetros de análise quanto ao comportamento e desempenho do veículo em estudo. Este desempenho pode ser caracterizado como a capacidade máxima de velocidade, elevação e aceleração obtida pela comparação entre a tração disponível e a tração requerida. As variáveis necessárias para tal análise são as seguintes:

- relação de transmissão: características do transmissão como rendimento da transmissão, relações de marchas empregadas e a relação do diferencial;

- b) plano cotado do motor: curvas de rotação, torque e potência específica;
- c) características do veículo: massa (peso), massa eixo anterior e posterior, altura do centro de gravidade, distância entre eixos, coeficiente aerodinâmico e área frontal;
- d) características dos pneus: coeficiente para o cálculo da resistência ao rolamento, coeficiente de atrito, largura, diâmetro e tala do pneu e seu coeficiente de escorregamento.

Os dados de saída do modelo de simulação a serem obtidos e analisados seguem descritos abaixo:

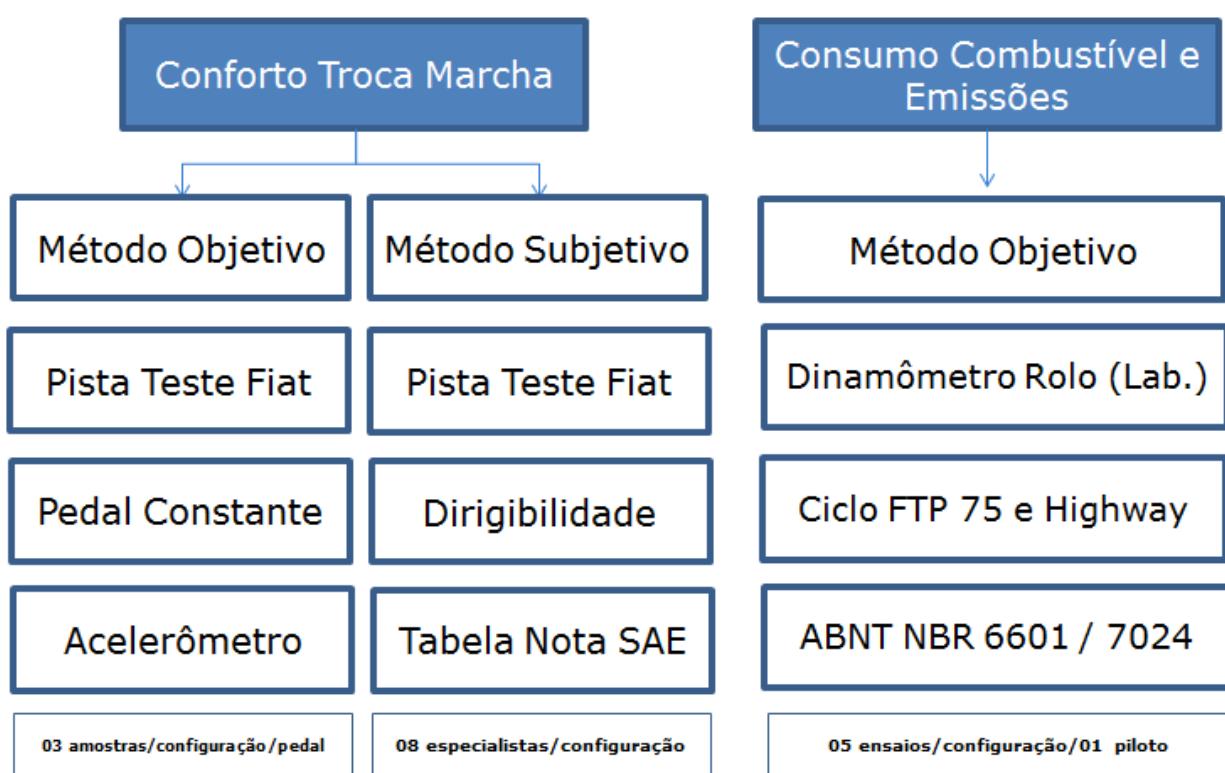
- a) comparação das relações de marchas atual com a proposta;
- b) relação de km/h a 1000 rpm para cada relação de marcha (RM);
- c) velocidade máxima obtida através das RM selecionadas;
- d) tempo de troca de marcha através da rotação do motor e do escalonamento entre as relações;
- e) tempo de aceleração de 0 a 100 km/h e tempo para passar dos 1000m;
- f) tempo de retomadas em segundos de 40 a 100 km/h (3<sup>a</sup> marcha);
- g) tempo de retomadas em segundos de 60 a 100 km/h (4<sup>a</sup> marcha);
- h) tempo de retomadas em segundos de 80 a 120 km/h (5<sup>a</sup> marcha);
- i) índice de desempenho em segundos.

O que se espera com estes resultados é uma avaliação de melhoria nos tempos de aceleração progressivos através da proposta a ser apresentada utilizando como base a melhoria do escalonamento entre as marchas. Pretende-se também apresentar os ganhos de conforto obtidos durante a troca de marcha . O foco da análise é no veículo com transmissão automatizada no modo automático. O que se espera são resultados que a partir do conforto ainda visam o incremento de desempenho do veículo através de uma máxima capacidade de velocidade, elevação, acelerações e retomadas obtidas entre tração disponível e tração requerida.

## 4.2 Modelo experimental

O modelo experimental visa medir e avaliar o conforto tanto objetivamente através de acelerômetro quanto subjetivamente através da escala SAE. O consumo de combustível é medido em rolo partindo dos dados propostos e obtidos na análise à cálculo e sua avaliação é objetiva. Abaixo segue Quadro 6 descrevendo a forma de avaliação:

**Quadro 6 – Método de avaliação experimental.**



**Fonte:** Próprio Autor, 2011.

Este método busca realizar a medição do comportamento do veículo através de suas acelerações durante a troca de marcha por meio de resposta do acelerômetro instalado no mesmo com foco em conforto e posterior teste de consumo através respectivamente da dinâmica do movimento longitudinal e consequente análise de consumo de combustível.

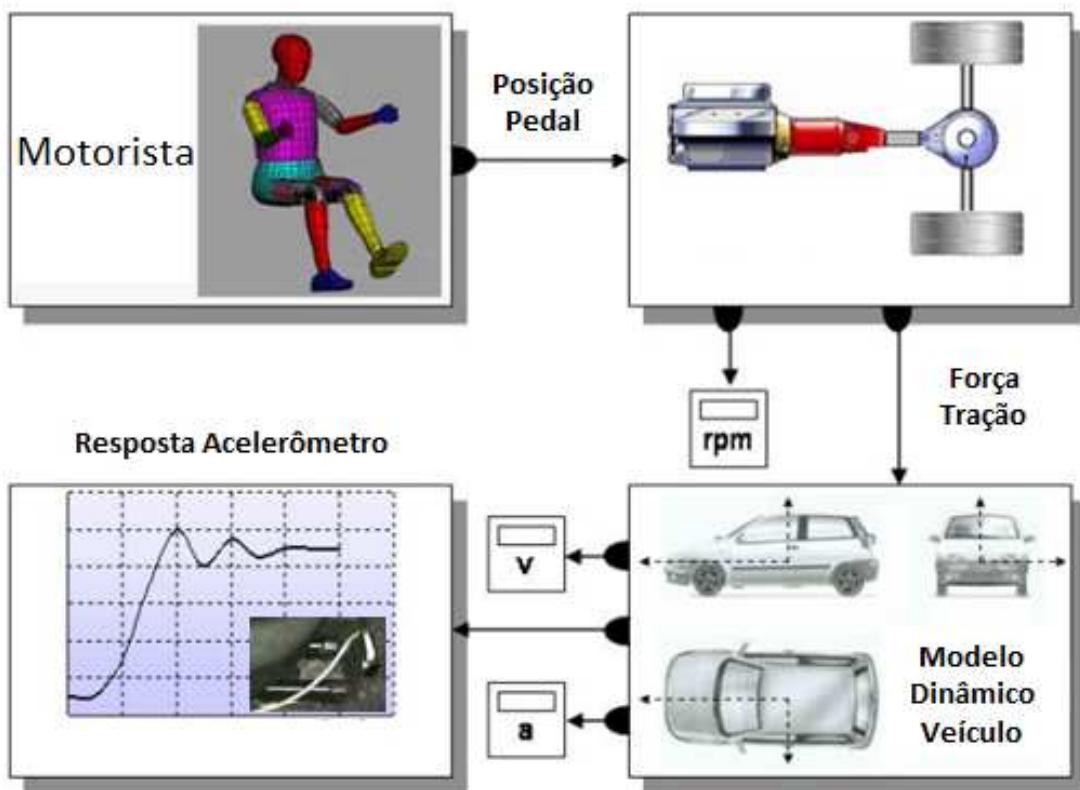
#### **4.2.1 Método de medição objetiva do conforto**

Para a avaliação do conforto, as medições são realizadas com base na aceleração longitudinal do veículo, que neste caso, é a sensação perceptível pelo condutor. Uma vez estabelecido um compromisso entre o perfil ideal de dirigibilidade e o conforto, este pode ser mensurado através de alguns parâmetros de entrada do modelo utilizado, que neste caso é o acelerômetro montado no veículo e com isso obter sua sensibilidade através da análise de resposta em frequência no eixo longitudinal.

O objetivo é entender como as relações de transmissão impactam na resposta do veículo em termos da frequência de amplitude de oscilação e atenuação de ruído devido à vibração. A metodologia proposta na avaliação e a influência das relações de marcha sobre veículo seguem descritas abaixo:

- a) adquirir os dados de aceleração longitudinal em cada troca de marcha em função do controle de pedal constante do acelerador no veículo na pista de testes da Fiat Automóveis considerando abertura de 20, 50 e 80% da borboleta;
- b) coletar através de aquisição de dados os valores obtidos com o sinal do acelerômetro, posicionado no trilho do banco do motorista, em função da velocidade de rotação, do tempo de abertura e fechamento da embreagem e leitura de posicionamento da marcha engatada;
- c) calibrar a frequência constante do pedal do acelerador e definir um padrão de amostragem para cada porcentagem de pedal considerando três amostras com a transmissão corrente e a proposta;
- d) definir os valores de acordo com o tempo de abertura e fechamento da embreagem nos intervalos de trocas de marcha de 1-2, 2-3, 3-4 e 4-5;
- e) medir o ganho obtido em cada condição citada acima comparando os resultados da influência da transmissão, analisá-los e apresentar os resultados.

**Figura 9 –Referência da estrutura de simulação no banco de teste.**



**Fonte:** Adaptado Benedetti, 2005.

A Figura 9 apresenta um panorama geral do ensaio experimental aplicado sobre o veículo. O modelo desenvolvido permite-nos obter como dado de entrada a posição do pedal do acelerador, uma ação que simula a condução do motorista. Pelo modelo de simulação são fornecidos dados relacionados às variáveis consideradas relevantes para uma otimização deste estudo em função das trocas de marcha, velocidade de rotação do motor, tempo de troca, abertura e fechamento da embreagem, aceleração longitudinal perceptível ao motorista. As manobras do modelo proposto simula, essencialmente, a rodagem em estrada plana.

Neste modelo o sinal do pedal do acelerador é processado por um potenciômetro e as trocas de marchas são realizadas em modo automático. É possível determinar uma posição (em percentual) do pedal. O sinal é transmitido para um mapa de leitura que identifica a cada posição o valor correspondente do pedal.

do acelerador em porcentagem [%]. O Quadro 7 demonstra na sequência os equipamentos utilizados para a medição:

**Quadro 7 –Aparelhos utilizados para aquisição de dados.**

Equipamento	Aparelho	Versão	Fabricante	Nº Série
	Acelerômetro	1-B12/200	HBM	053210315
	Spider 8 Amplificador de Sinal	3718/016	HBM	FO 3510-003657
	MGC Amplificador de Sinal e Filtro Passa-Baixa	AB22A	HBM	890254
	ADBOX3S Aquisitor Externo de Entrada de Sinal	ADBOX3S/013MM	Magneti Marelli	861.99.1008.E02
	ACD0502 Dispositivo de Aquisição e Comunicação	ACD/343MM	Magneti Marelli	801.99.1000.E02
	Central Desenvolvimento Transmissões	CFC319C.SVI	Magneti Marelli	0090174.A-1

**Fonte: Próprio Autor.**

O acelerômetro foi usado para medir a vibração e impactos de aceleração, e desta forma obter a constante de aceleração. A faixa de trabalho deste transdutor de aceleração é de até 1000m/s<sup>2</sup> e a frequência de até 250 Hz. Para calibrar o sistema de medição é necessário configurar o amplificador de acordo com as instruções de operação. Quando o transdutor está na posição vertical, a massa está em uma

posição definida fixa e inclinações ligeiras do eixo de medição não têm efeito. O amplificador deve ser ajustado para zero, enquanto o transdutor mantém a posição fixa. O valor adequado do amplificador varia de acordo com um valor médio de 19,62 m / s<sup>2</sup> e o sistema de medição é calibrado.

O MGC é um amplificador de sinal acelerômetro e filtro passa-baixa com 10 Hz. O ADbox3-S é um módulo opcional que pode ser conectado ao módulo ACD diretamente. Este módulo permite a aquisição externa de entrada de sinal analógico usando conectores fornecendo também 5 volts para um dispositivo externo.

O ACD (Dispositivo de aquisição e comunicação) é o módulo principal de configuração e sua interface representa a comunicação com o computador. Este cartão PC\_CAN é usado na configuração básica de desenvolvimento.

O sistema HELIOS configura o hardware e especifica as funções de suporte principal e ele é fornecido por uma breve descrição sobre as características técnicas dos módulos disponíveis do sistema. A configuração de desenvolvimento corresponde à configuração do sistema que permite dialogar com uma ECU / TCU com a qual é executada a atividade de ajuste de calibração. O programa de download de processo, a monitoração constante do sistema, a calibração ou ajuste de gerenciamento de dados, o software de aquisição de dados ECU / TCU e a análise dos dados adquiridos, através do uso de diferentes janelas que são especificadas, representam as principais funções desta configuração do sistema.

**Quadro 8 – Dados de leitura de sinal coletados.**

Dados Adquiridos:		
Can 1	Dito	Acelerômetro
Can 2	GearActV	Nº Marcha
Can 3	PwFilV	Pedal
Can 4	NCltFilV	RPM Transmissão
Can 5	NMotFilV	RPM Motor
Can 6	X100CltFilV	Posição Embreagem
Can 7	X100CltRefV	Comando Embreagem

**Fonte: Dados da pesquisa.**

#### **4.2.1.1 Software matlab**

O Matlab® versão 7.0 é o software matemático utilizado para o tratamento dos dados a serem apresentados. Para análise e cálculo das acelerações obtidas a partir das medições com acelerômetro foi necessário inicialmente utilizar um filtro denominado no Matlab de *butter* para eliminar os ruídos obtidos durante a coleta de dados e posteriormente aplicada a função de ajuste de curva. Esta retorna os coeficientes de polinômios que representam um conjunto de dados e tem como função característica a suavização tomando-se como base pontos de dados onde os mesmos são substituídos por sua média (ponderada), considerando o seu peso e a soma dos pesos correspondentes.

Esta suavização é denominada de *spline* e possui a função de um filtro através do ajuste de curvas. Ou seja, ela identifica os coeficientes de polinômios que irão representar o conjunto de dados informados, suavizando pequenas distorções,

de forma a filtrar os dados. E tomando como base este cenário será possível avaliar o jerk obtido em cada troca de marcha do modelo a ser representado.

#### **4.2.2 Método de medição subjetiva do conforto (Dirigibilidade)**

O objetivo da dirigibilidade é a resposta dinâmica em movimentos longitudinais devido variações de torque do motor que pode ser traduzido em compromisso entre desempenho em aceleração e conforto ao dirigir. Objetivar as manobras críticas em dirigibilidade atribuindo notas da escala SAE (Anexo A) e confrontar resultados a serem apresentados por meio de aquisições de acelerômetros no interior do veículo. A dirigibilidade e inconvenientes de um veículo são avaliados subjetivamente pela escala SAE.

Para a realização de medição de desempenho e dirigibilidade são realizadas também provas objetivas sobre o veículo afim de avaliar a dirigibilidade do mesmo segundo a norma 7T-1146 . Os critérios de avaliação foram descritos conforme as seguintes vozes contidas no Quadro 9:

**Quadro 9 – Tabela de avaliação subjetiva conforme notas escala SAE**

**Avaliação Subjetiva - Fiat Punto 1.8I Dualogic**

Itens a serem avaliados	Notas (Tabela SAE)
Trocas de marcha (modo automático)	
Trocas de marcha (modo automático Sport)	
Trocas de marcha (modo manual)	
Estratégia de "KickDown" - retomada	
Fun to Drive	
Dirigibilidade Veículo	
<b>TOTAL GERAL</b>	

<b>Tabela SAE</b>	
Escala numérica	Sensação
1	Inaceitável
2	Intolerável
3	Pior que medíocre
4	Medíocre
5	Limite de aceitabilidade
6	Aceitável
7	Razoável
8	Bom
9	Muito bom
10	Excelente

OBSERVAÇÕES:
--------------

**Fonte: Dados da Pesquisa, 2011.**

Através dos critérios demonstrados no quadro 6 e por meio de amostragem é possível avaliar de forma subjetiva o impacto sobre o veículo montado com a configuração de relações de marcha atual e as relações de marcha proposta. E com os resultados obtidos demonstrar através da média e desvio-padrão das notas obtidas o comparativo entre ambas.

#### **4.2.3 Método de medição do consumo de combustível**

Os ensaios para medir o consumo de combustível foram realizados em um dinamômetro de chassi utilizado para simular em laboratório a resistência ao deslocamento do veículo. O dinamômetro possui uma unidade elétrica de absorção de potência para simular as condições de carga do veículo (potência resistiva). A inércia equivalente do veículo é simulada no dinamômetro através de um conjunto de massas de inércia que são acopladas ao eixo do rolo que reproduzem um efeito dinâmico equivalente à massa de inércia do veículo em movimento linear. O equipamento possui um rolo de 1220 mm de diâmetro e pode medir velocidades na faixa de 0 a 160 km/h com resolução de 0,01% do fundo de escala e potência até 150 hp.

A metodologia da prova experimental a ser realizada pelo Laboratório de Emissões Veiculares da Fiat Powertrain tem como base inicial a avaliação de *Coast Down* do veículo. Este é definido como a força resistiva ao movimento do veículo devido às suas características e baseado segundo a norma ABNT NBR 10312. Os principais componentes que impactam e influenciam diretamente a curva de *Coast Down* do veículo são: a força resistiva aerodinâmica, *rolling resistance* (pneus e geometria de suspensão), força resistiva dos freios anteriores e posteriores, força resistiva da transmissão (caixa de marchas, semi-eixos e rolamentos), força resistiva do eixo posterior (rolamentos) e inércia do conjunto motopropulsor.

A norma ABNT NBR 10312 cita as seguintes condições para a realização do teste sobre o banco descritas no Quadro 10:

**Quadro 10 – Condições norma ABNT NBR 10312 para teste em rolo.**

Variáveis	Condição Prova	Observações
Pista de Rolamento	Desnível do início ao fim inferior a $\pm 1,5\%$	Pista reta, plana, seca, isenta de irregularidades
Vento	Medir em cada período de aceleração. Não deve possuir média superior a 3 m/s	Não deve possuir picos superiores a 5 m/s
Temperatura ambiente	Entre 5°C e 35°C	-----
Pressão Atmosférica	Entre 680mmHg e 780mmHg	-----
Condição-padrão atmosférica	A 20°C e 760mmHg	-----

**Fonte:** Autor,2010.

Ainda segundo descrito na norma segue a equação da força resistiva ao deslocamento do veículo em função da velocidade:

$$F = f_0 + f_2 * v^2 \quad (9)$$

Onde,

$F$  – módulo da força resistiva ao deslocamento [N]

$f_0$  – coeficiente do termo de ordem zero da equação [N]

$f_2$  – coeficiente do termo de segunda ordem da equação [Nm/s<sup>2</sup>]

$v^2$  – velocidade do veículo [m/s]

Para a realização do experimento e medição do consumo, abaixo seguem o procedimento especificado em norma e os critérios de avaliação do método:

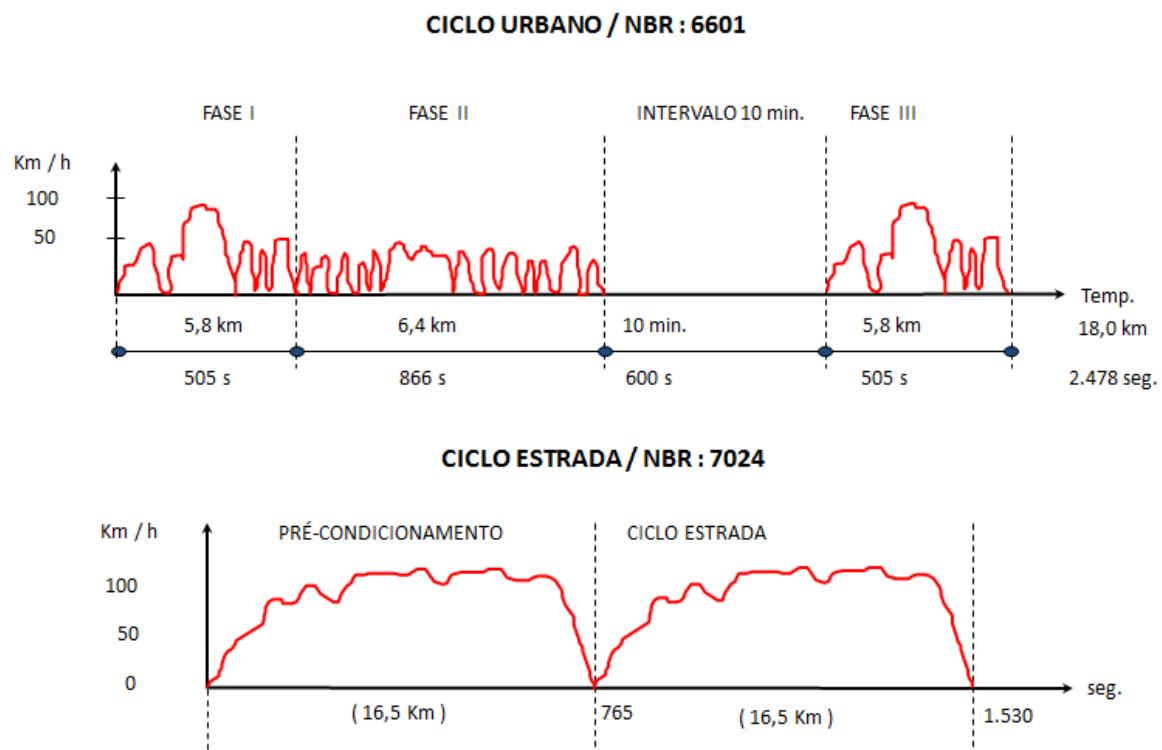
- a) *coast down* fracionado: em que são realizadas desacelerações com o veículo suspenso em um elevador eliminando assim as forças resistivas

- aerodinâmicas e de *rolling resistance* para obtenção do valor de aerodinâmica;
- b) com os valores das resistências mecânicas e aerodinâmicas a diferença para o valor do *coast down* global é a resistência ao rolamento;
  - c) calibragem do pneu com a pressão solicitada ou conforme manual do fabricante;
  - d) conferir reservatórios fluidos preenchidos com no mínimo 90% da capacidade máxima;

Para a avaliação do consumo de combustível urbano utiliza-se a norma NBR 6601 que consiste de uma base de simulação com percurso médio de aproximadamente 18 km em área urbana através do ciclo FTP 75. Este percurso, definido como ciclo de condução urbano é mostrado na figura 13, e é representado por um gráfico contínuo de velocidade em função do tempo. Para garantir esta simulação, a tolerância na velocidade em qualquer instante no ciclo de condução, é definida por dois limites, um inferior e outro superior.

Na avaliação do consumo de combustível estrada utiliza-se a norma NBR 7024 que consiste de uma base de simulação com percurso médio de aproximadamente 17 km em rodovias através do ciclo *Highway*. Este percurso, definido como ciclo de condução de estrada é mostrado no Gráfico 10, representado por um gráfico contínuo de velocidade em função do tempo e consiste em sequências não repetidas de regimes de aceleração, velocidades de cruzeiro e desaceleração em magnitudes e combinações variadas. O consumo é medido durante a condução do veículo, através de um ciclo estrada com partida a quente.

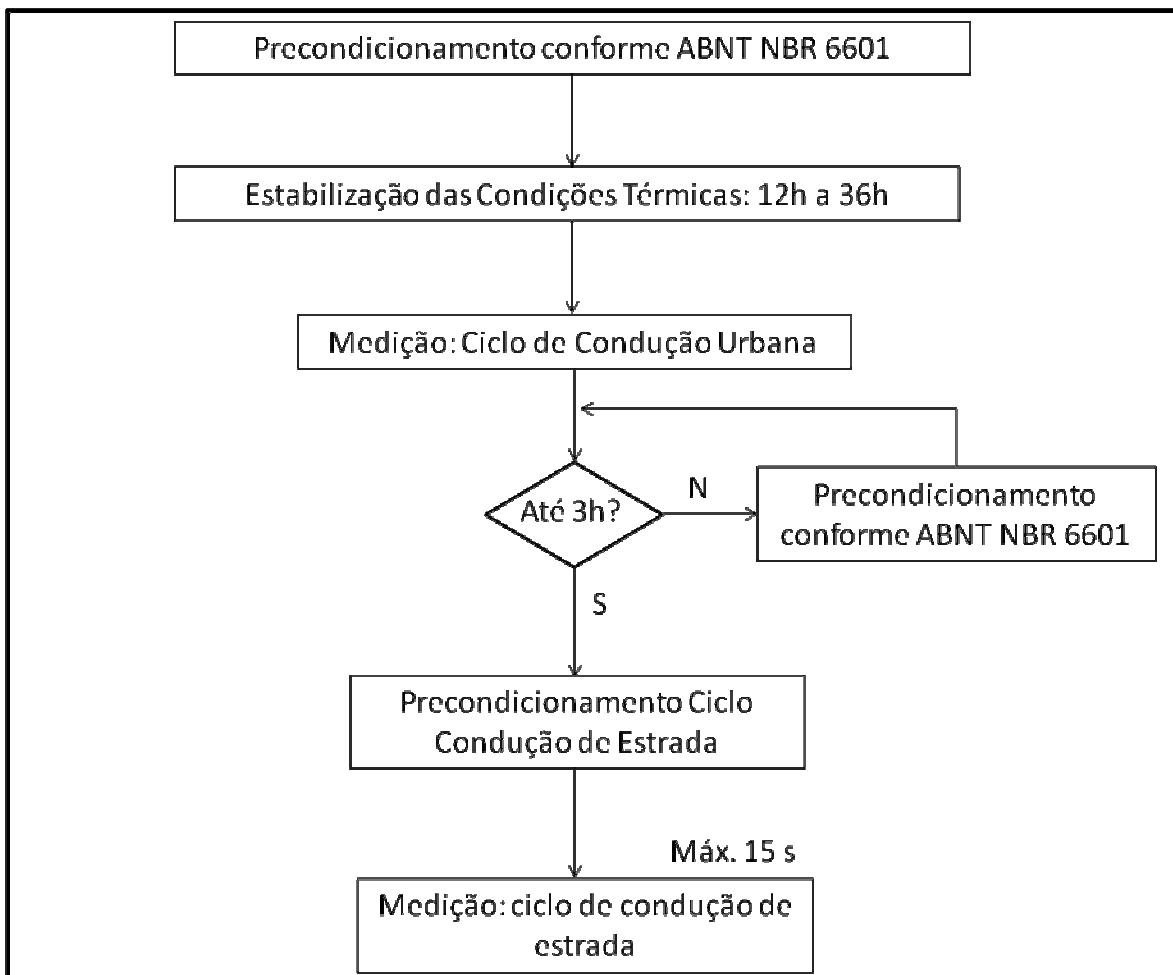
**Gráfico 10 – Ciclos FTP 75 (urbano) / Ciclo Highway (estrada).**



**Fonte:** Adaptado do Manual de Tecnologia Automotiva, Bosch 2011.

A obtenção dos dados de consumo de combustível do motor no banco dinamômetro é realizada em função de condições de funcionamento pré-determinadas, como rotação do motor, posição do pedal do acelerador e velocidade controlada. A sequência de ensaios para a medição do consumo de combustível segue o esquema abaixo da Figura 10:

**Figura 10 – Procedimentos para a medição do consumo de combustível.**



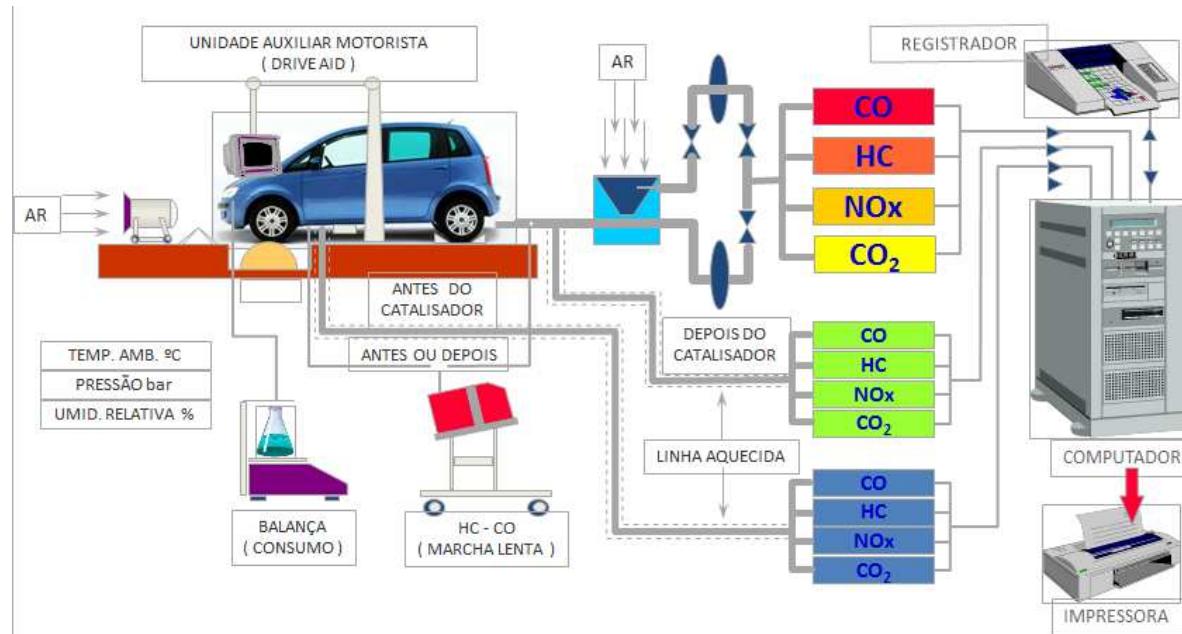
Fonte: ABNT NBR 7024:2006

Os testes são realizados com gasolina E22 e os dados são adquiridos com o uso do dinamômetro, conforme citado anteriormente. As principais características de condição do teste estão descritas abaixo e apresentadas na Figura 11:

- a) o dinamômetro é constituído por um rotor acionado pelo veículo em prova, girando imerso em um campo magnético (carga eletromagnética). A intensidade do campo é controlada através de uma bobina alimentada por corrente contínua, podendo-se, assim, variar a carga mecânica aplicada ao veículo;

- b) o esforço realizado é medido através de uma célula de carga (*strain gauge load cell*) e são calculados os parâmetros desejados de desempenho do motor;
- c) o consumo de combustível é medido através do uso de uma balança gravimétrica de alta precisão.

**Figura 11 – Esquema do ensaio de consumo de combustível e emissões.**



**Fonte:** Próprio autor.,2009.

Os dados de consumo durante a operação do veículo, segundo os ciclos de condução urbana e estrada, são coletados e analisados pelo gás de escapamento e é calculado a partir das massas de hidrocarbonetos totais (THC), monóxido de carbono (CO) e dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) em gramas por quilômetro, emitidos pelo motor do veículo durante um ciclo de condução. Os dados obtidos serão apresentados em uma tabela e permite-nos observar a diferença de consumo para determinado nº de amostragem que foi realizado.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O propósito deste capítulo é demonstrar os resultados das análises da relação de influência da troca de marcha sobre o comportamento do veículo no que se refere ao desempenho, conforto e consumo de combustível. No Quadro 11 está apresentada uma tabela com as características técnicas do veículo estudado:

**Quadro 11 – Tabela com as informações técnicas do veículo.**

<b>Veículo</b>	Punto Essence 1.8 16V Dualogic Flex 5 portas
<b>Motor</b>	1.8 mpi 16V Flex
<b>Performance</b>	Gasolina E22
	Potência Máx. 130 cv @ 5250 rpm
	Torque Máx. 18,4 kgfm @ 4500 rpm
	Etanol E100
	Potência Máx. 132 cv @ 5250 rpm
	Torque Máx. 18,9 kgfm @ 4500 rpm
<b>Transmissão</b>	Tração Dianteira
<b>Embreagem</b>	Tipo Monodisco a seco
	diâmetro disco 215 mm
<b>Transmissão</b>	Nº de marchas 05 a frente e 01 a ré
	Relações de marcha
	1 <sup>a</sup> 3,909 (43/11)
	2 <sup>a</sup> 2,238 (47/21)
	3 <sup>a</sup> 1,520 (38/25)
	4 <sup>a</sup> 1,156 (37/32)
	5 <sup>a</sup> 0,872 (39/34)
	Ré 3,909 (43/11)
<b>Diferencial</b>	Relação de redução 3,733 (56/15)
	Incorporado ao transmissão
	Posição
<b>Pneus</b>	Tipo 195/55 R16
	pressão de enchimento lb/pol <sup>2</sup>
	em plena carga
	rodas dianteiras 32
	rodas traseiras 32
<b>Medidas</b>	
	distância entre eixos 2510 mm
	altura centro de gravidade 577 mm
	coeficiente de arrasto aerodinâmico Cx 0,385
	área frontal 2111mm
<b>Pesos</b>	
	Std A 1181kg
	Std C 1581kg
	Std D 1581kg

**Fonte: Dados da Pesquisa, 2011.**

## 5.1 Resultados análise numérica

Com base neste critério de análise através do conforto durante a troca de marcha de uma transmissão automatizada propõe-se realizar um confronto entre as relações de marchas atuais, ou seja, solução atual e uma nova configuração de relação de marcha que visa manter um melhor compromisso entre conforto, desempenho e consumo de combustível. Para tal foram escolhidas relações que já são existentes na gama de produtos a serem fabricados e industrializados. Importante salientar ainda que este estudo foca somente na transmissão, ou seja, não são alterados nenhum outro parâmetro do veículo para esta análise. Podemos observar na proposta de relação de transmissão conforme Quadro 12 que existe uma diferença significativa entre o escalonamento das mesmas, demonstrando uma maior progressividade quando estas são mais próximas onde se espera um resultado melhor em resposta dinâmica. Vale salientar ainda que no geral a nova configuração de relação de transmissão de 1<sup>a</sup>, 2<sup>a</sup> e 3<sup>a</sup> marcha ficou mais curta, e portanto foi possível alongar as relações de 4<sup>a</sup> e 5<sup>a</sup> marcha objetivando o consumo de combustível principalmente em ciclo estrada devido ao maior uso das mesmas.

**Quadro 12 – Resultados do comparativo das relações de marcha.**

Resultados Conforto

Veículo Transmissão	Punto Essence 1.8 16V Dualogic Gasolina 5 portas Tração Dianteira	Relações de marcha	RM	RF	km/h @1000 rpm	Escalonamento
Câmbio Atual		1 <sup>a</sup>	3,909	14,592	7,776	
		2 <sup>a</sup>	2,238	8,354	13,582	1 <sup>a</sup> /2 <sup>a</sup>
		3 <sup>a</sup>	1,520	5,674	19,998	2 <sup>a</sup> /3 <sup>a</sup>
		4 <sup>a</sup>	1,156	4,315	26,296	3 <sup>a</sup> /4 <sup>a</sup>
		5 <sup>a</sup>	0,872	3,255	34,860	4 <sup>a</sup> /5 <sup>a</sup>
		Ré	3,909	14,592	7,776	
Diferencial	Relação de redução		3,733			
Câmbio Proposto		Relações de marcha	RM	RF	km/h @1000 rpm	Escalonamento
		1 <sup>a</sup>	3,545	14,418	7,871	
		2 <sup>a</sup>	2,316	9,419	12,047	1 <sup>a</sup> /2 <sup>a</sup>
		3 <sup>a</sup>	1,520	6,182	18,356	2 <sup>a</sup> /3 <sup>a</sup>
		4 <sup>a</sup>	1,029	4,185	27,115	3 <sup>a</sup> /4 <sup>a</sup>
		5 <sup>a</sup>	0,767	3,119	36,377	4 <sup>a</sup> /5 <sup>a</sup>
		Ré	3,909	15,898	7,138	
Diferencial	Relação de redução		4,067			
Pneus	Tipo				195/55 R16	
	Circunferência de roolamento (mm)				1891	
	Raio				301	

Fonte: Dados da Pesquisa, 2011.

A qualidade de troca de marcha é definida pelo tempo e pela descontinuidade de torque durante as trocas e de um modo geral quanto maior o tempo de troca menor a descontinuidade. Sendo esta perceptível ao condutor através da sensação de conforto. Partindo de uma definição que se encontra aplicado sobre o veículo, o Quadro 12 demonstra uma otimização das relações de marchas considerando somente a mudança de relação de transmissão.

Com base nos dados do Quadro 13 tomou-se como ponto de partida a realização do cálculo de dinâmica para a simulação da resposta do veículo. Utilizando um software de Excel foi possível realizar uma simulação numérica para avaliação de desempenho do veículo. Considerando os dados de entrada citados ao longo da metodologia de cálculo foi possível direcionar e avaliar o comportamento de uma transmissão sobre o veículo em estudo. A rotina de cálculo leva em consideração dados como: plano cotado do motor, resistências totais do veículo, acelerações e desacelerações, forças resistivas, aclives e declives.

## Quadro 13 – Resultados

Resultados Desempenho		<u>Configuração Atual</u>			<u>Configuração Proposta</u>		
<b>Veículo</b>	Punto Essence 1.8 16V Dualogic Gasolina 5 portas						
<b>Pesos</b>	condição	Std A	Std E	Std C/D	Std A	Std E	Std C/D
	anterior (kg)	731	781	856	731	781	856
	posterior (kg)	450	500	725	450	500	725
	total (kg)	1181	1281	1581	1181	1281	1581
<b>Medidas</b>							
Cx / Área frontal (m <sup>2</sup> ) / Cx.Sf		0,385	2,111	0,813 m <sup>2</sup>	0,385	2,111	0,813 m <sup>2</sup>
<b>Motor</b>	1.8 mpi 16V Flex						
	Gasolina						
	Potência Máx.	130 cv @ 5250 rpm			130 cv @ 5250 rpm		
	Torque Máx.	18,4 kgfm @ 4500 rpm			18,4 kgfm @ 4500 rpm		
<b>Transmissão</b>	Tração Dianteira						
<b>Câmbio</b>	Nº de marchas	05 a frente e 01 a ré			05 a frente e 01 a ré		
	Relações de marcha	RM	RF	km/h @1000 rpm	RM	RF	km/h @1000 rpm
	1 <sup>a</sup> / relação final/ (km/h) a 1000 rpm	3,909	14,592	7,776	3,545	14,418	7,871
	2 <sup>a</sup> / relação final/ (km/h) a 1000 rpm	2,238	8,354	13,582	2,316	9,419	12,047
	3 <sup>a</sup> / relação final/ (km/h) a 1000 rpm	1,520	5,674	19,998	1,520	6,182	18,356
	4 <sup>a</sup> / relação final/ (km/h) a 1000 rpm	1,156	4,315	26,296	1,029	4,185	27,115
	5 <sup>a</sup> / relação final/ (km/h) a 1000 rpm	0,872	3,255	34,860	0,767	3,119	36,377
	Ré / relação final/ (km/h) a 1000 rpm	3,909	14,592	7,776	3,909	15,898	7,138
<b>Diferencial</b>	Relação de redução	3,733			4,067		
	Posição	Incorporado ao câmbio			Incorporado ao câmbio		
<b>Pneus</b>	tipo	195/55 R16			195/55 R16		
	Circunferência de rolagem (mm)	1891			1891		
	Raio	301			301		
	Pressão enchimento	Std E	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
		Std C/D	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
<b>Velocidade Máxima</b>							
<b>Aceleração</b>	km/h (última marcha)	185,3 @ 5315 rpm			184,7 @ 5079 rpm		
<b>Retomadas</b>	0-100 km/h (segundos)	10,10			9,87		
	penúltima marcha de 40-100 km/h (segundos)	13,01 @ 1521rpm			13,01 @ 1521rpm		
	penúltima marcha de 60-100 km/h (segundos)	8,75 @ 2282rpm			9,10 @ 2213rpm		
	penúltima marcha de 80-120 km/h (segundos)	9,24 @ 3042rpm			9,73 @ 2950rpm		
	última marcha de 60-100 km/h (segundos)	12,54 @ 1721rpm			13,37 @ 1649rpm		
	última marcha de 80-120 km/h (segundos)	14,53 @ 2295rpm			15,40 @ 2199rpm		
<b>Índice Desempenho</b>	tempo (segundos)	52,80			53,90		

**comparativos de desempenho.**

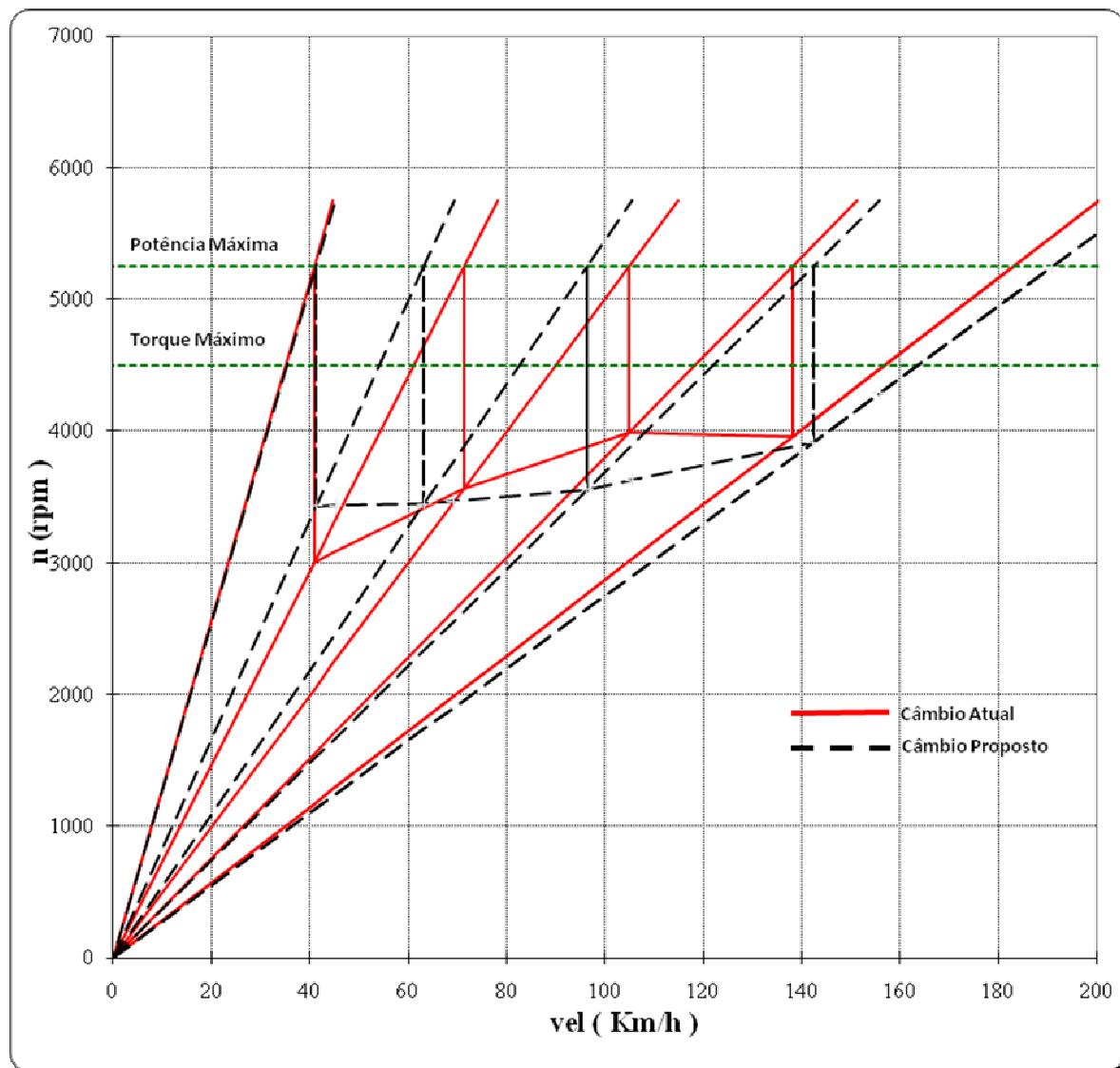
**Fonte: Dados da Pesquisa, 2011.**

O mapa de troca de marcha de uma transmissão automatizada leva em consideração a relação entre a posição do pedal do acelerador e a velocidade do veículo. Um mapa de troca de marcha ideal deve obter o máximo rendimento em consumo de combustível bem como em desempenho do veículo. A rotação do motor em que ocorrem as trocas não deve ser elevada para privilegiar o consumo, porém deve permanecer em uma faixa de torque ideal para condução do veículo.

Importante citar que os tempos de duração das fases de seleção e engate são fixos e dependem da concepção de construção da caixa de transmissão e da marcha a ser engatada em função do tipo de engrenamento. Uma das variáveis que podem ser modificadas é o escalonamento das relações de marcha. Para uma melhor suavidade entre as trocas pode-se reduzir a inclinação das rampas e as

diferenças de rotação entre as marchas, obtendo desta forma uma redução da descontinuidade e tempo de interrupção de torque durante as mesmas. O Gráfico 11 abaixo representa o conceito descrito anteriormente.

**Gráfico 11 – Comparativo do escalonamento de marchas.**



**Fonte:** Dados da Pesquisa, 2010.

A leitura que se pode obter a partir dos gráficos demonstrados acima e do resultado obtido pela tabela de simulação a ser apresentada posteriormente é que alterando somente as relações de transmissão e considerando a gama de relações existentes, conseguimos melhorar o conforto da troca de marcha com a aproximação entre a 1<sup>a</sup> e 2<sup>a</sup> marcha, o que significa redução da descontinuidade em função do

menor tempo de troca em função da rotação do motor e é neste momento onde se tem a maior percepção da sensação de desconforto em função da baixa velocidade do veículo. E ainda consegue-se melhorar o tempo de aceleração de 0 a 100 km/h mas a velocidade máxima torna-se ligeiramente pior e comprova-se uma piora do desempenho em função do índice prestacional, ou seja, como resposta final de desempenho o carro atrasa na resposta, porém equivale-se em aceleração. O próximo passo é demonstrar os impactos desta alteração nos resultados de consumo de combustível através do método experimental que foi realizado no dinamômetro.

## **5.2 Resultados modelo experimental**

O modelo experimental conforme citado na metodologia concentrou-se na análise de pista para medição do conforto e utilização do banco de rolo para método de medição do consumo de combustível. Seguindo este sequência os resultados e discussões serão apresentados. Os sinais dos resultados a serem apresentados foram obtidos através de leituras da centralina TCU/ECU do veículo, no qual é o protocolo de comunicação o qual permite a troca de informações entre os diversos módulos eletrônicos do veículo.

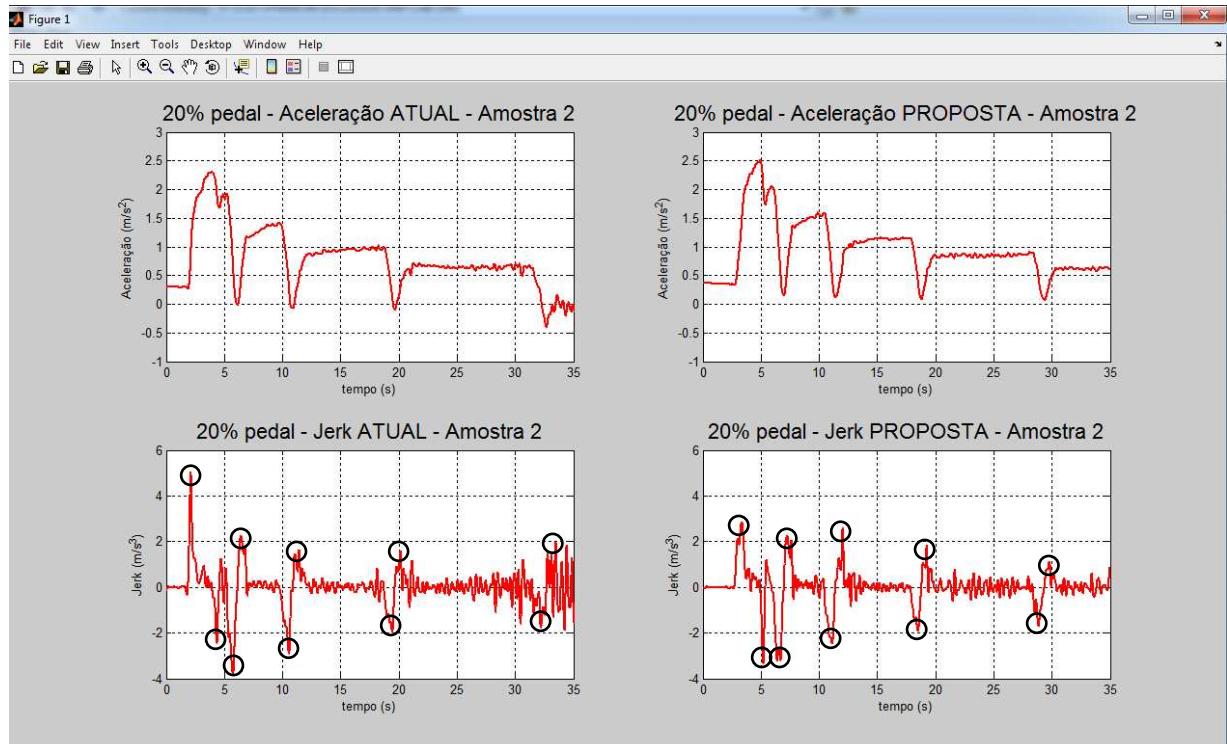
### **5.2.1 Resultados da medição objetiva do conforto**

Os dados obtidos através de testes realizados na Pista de Teste da Fiat Automóveis serão representados partindo da sequência de pedal do acelerador considerado e com gráficos gerados pelo software Matlab® através dos dados de aceleração longitudinal e jerk para cada troca de marcha. A rotina de cálculo gerada para análise está no anexo 2.

De acordo com as Figura 12, Figura 13 e Figura 14 e os Quadro 14, Quadro 15 e Quadro 16 podemos observar que para cada troca de marcha realizada (1-2, 2-3 , 3-4 e 4-5) durante a abertura e fechamento da embreagem ocorrem picos e vales de aceleração em função do tempo e conforme percentual de abertura do pedal do acelerador. Tomando isso como parâmetro foi medido e levantado o valor média das

amostras, desvio-padrão e fator k de correlação dos valores de jerk comparando a configuração da transmissão atual e proposta.

**Figura 12 - Comparativo aceleração versus jerk atual e proposto com pedal de 20% acelerador.**



Fonte: Dados da pesquisa.

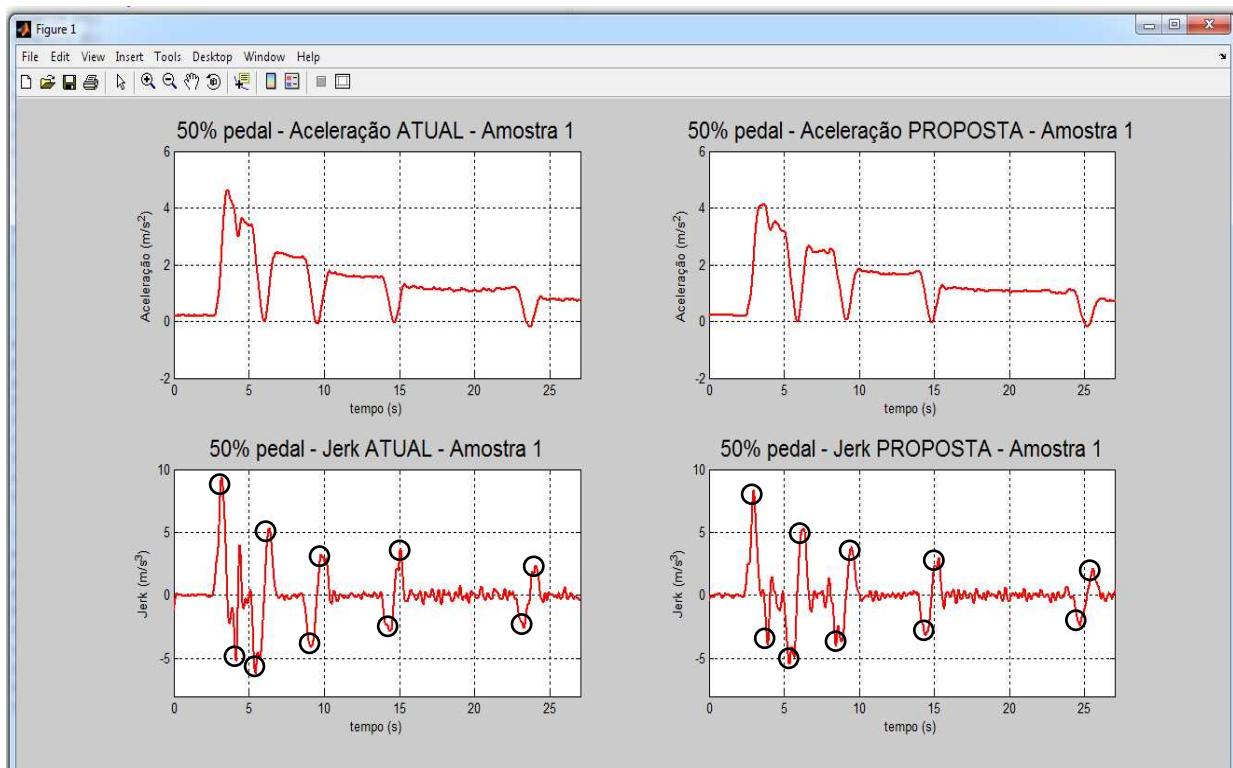
**Quadro 14 – Resultados análise jerk atual e proposto das 03 amostras**

Trocas de Marcha	Jerk ( $m/s^3$ ) - 20% Pedal Acelerador (Amostras 1, 2 e 3)									
	1-2				2-3		3-4		4-5	
	Pico	Vale	Vale	Pico	Vale	Pico	Vale	Pico	Vale	Pico
$\Sigma$ Média R.M. Atual	4,90	-2,81	-3,72	2,18	-2,69	2,11	-1,91	1,63	-1,80	1,12
$\Sigma$ Média R.M. Proposta	2,72	-2,85	-3,62	2,53	-3,16	2,25	-2,09	1,58	-1,55	1,38
Desvio Padrão Atual	2,39	0,72	0,28	0,06	0,22	0,44	0,14	0,20	0,21	0,20
Desvio Padrão Proposta	0,25	0,53	0,36	0,43	0,61	0,33	0,18	0,27	0,14	0,37
Fator K Proposta/Atual	<b>0,55</b>	<b>1,01</b>	<b>0,97</b>	<b>1,16</b>	<b>1,17</b>	<b>1,07</b>	<b>1,09</b>	<b>0,97</b>	<b>0,86</b>	<b>1,23</b>
Percentual Proposta/Atual	<b>45%</b>	<b>-1%</b>	<b>3%</b>	<b>-16%</b>	<b>-17%</b>	<b>-7%</b>	<b>-9%</b>	<b>3%</b>	<b>14%</b>	<b>-23%</b>

. Fonte: Dados da pesquisa.

Pode-se concluir através do Figura 12 e o Quadro 14 que em média ocorreu ganho em função do menor jerk na relação de troca de 1-2 marcha. Isso torna-se válido em função do escalonamento de marchas mais próximo entre as relações de 1-2 marcha. Porém é possível perceber que de 2-3 marcha o jerk aumentou que neste caso podemos dizer que não é um impacto significativo visto que a sensação de desconforto é sentida principalmente em velocidades baixas no momento em que deve-se vencer a inércia do movimento do veículo.

**Figura 13 - Comparativo aceleração versus jerk atual e proposto com pedal de 50% acelerador.**



**Fonte:** Dados da pesquisa.

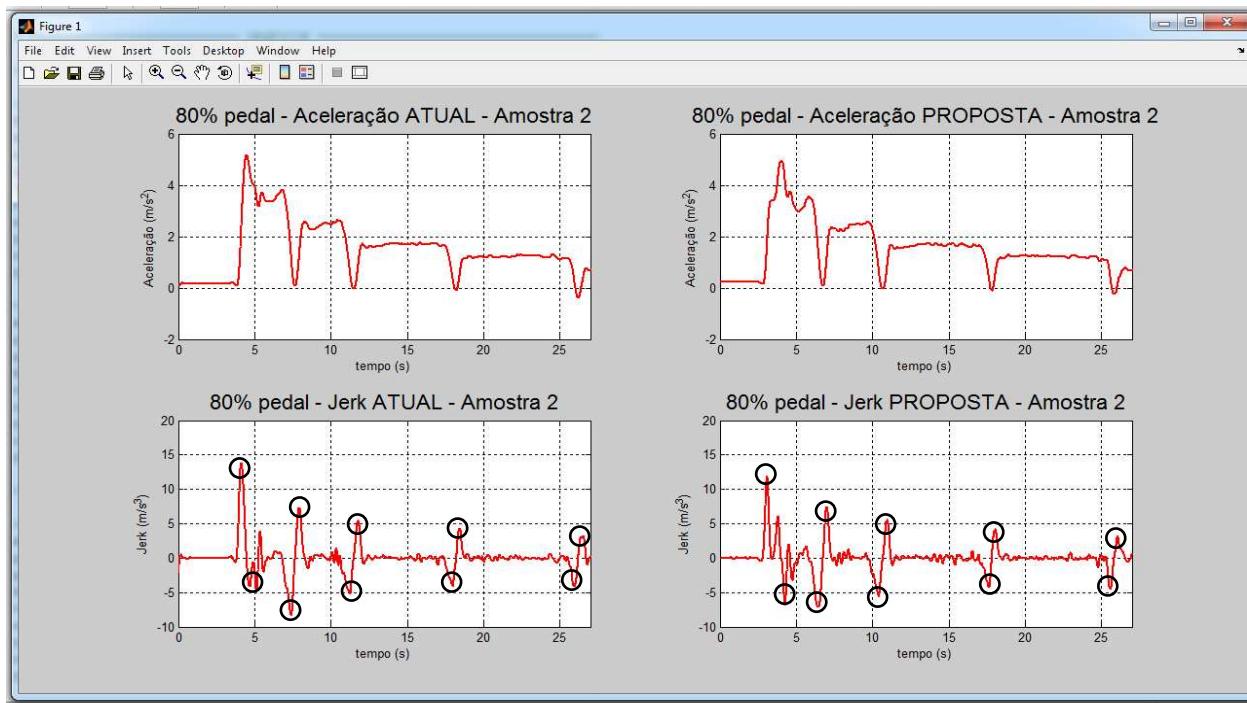
**Quadro 15 – Resultados análise jerk atual e proposto das 03 amostras****Jerk (m/s<sup>3</sup>) - 50% Pedal Acelerador (Amostras 1, 2 e 3)**

Trocas de Marcha	1-2				2-3		3-4		4-5	
	Pico	Vale	Vale	Pico	Vale	Pico	Vale	Pico	Vale	Pico
Σ Média R.M. Atual	10,75	-5,26	-5,91	5,31	-4,31	3,51	-2,70	3,76	-2,36	2,57
Σ Média R.M. Proposta	10,74	-4,25	-5,25	5,31	-4,42	4,09	-3,11	2,98	-2,35	1,88
Desvio Padrão Atual	2,78	0,58	0,55	0,05	0,33	0,28	0,10	0,23	0,16	0,35
Desvio Padrão Proposta	3,78	0,49	0,13	0,09	0,68	0,42	0,12	0,07	0,31	0,34
Fator K Proposta/Atual	<b>1,00</b>	<b>0,81</b>	<b>0,89</b>	<b>1,00</b>	<b>1,02</b>	<b>1,16</b>	<b>1,15</b>	<b>0,79</b>	<b>1,00</b>	<b>0,73</b>
Percentual Proposta/Atual	<b>0%</b>	<b>19%</b>	<b>11%</b>	<b>0%</b>	<b>-2%</b>	<b>-16%</b>	<b>-15%</b>	<b>21%</b>	<b>0%</b>	<b>27%</b>

**Fonte:** Dados da pesquisa.

Na análise obtida a partir da Figura 13 e Quadro 15 com o pedal do acelerador com 50% é mais perceptível a sensação de redução de desconforto nas troca de 1-2 marcha com a configuração de relação de marcha proposta. E conforme podemos observar na tabela de escalonamento de marchas apresentada anteriormente reduziu o passo da relação de 1-2 marcha porém aumentou nas demais marchas de forma a ser obtido um escalonamento progressivo e proporcional. Podemos identificar claramente este resultado de acordo com o fator K obtido a partir dos valores descritos na tabela 2.

**Figura 14 - Comparativo aceleração versus jerk atual e proposto com pedal de 80% acelerador.**



**Fonte:** Dados da pesquisa.

**Quadro 16 – Resultados análise jerk atual e proposto das 03 amostras**

**Jerk ( $m/s^3$ ) - 80% Pedal Acelerador (Amostras 1, 2 e 3)**

Trocas de Marcha	1-2				2-3		3-4		4-5	
	Pico	Vale	Vale	Pico	Vale	Pico	Vale	Pico	Vale	Pico
$\Sigma$ Média R.M. Atual	13,51	-5,16	-8,07	7,69	-5,33	5,36	-3,85	4,37	-3,88	3,21
$\Sigma$ Média R.M. Proposta	11,81	-6,80	-7,09	7,45	-5,52	5,60	-4,27	4,15	-4,54	3,17
Desvio Padrão Atual	1,01	0,35	0,50	0,36	0,15	0,04	0,23	0,29	0,27	0,05
Desvio Padrão Proposta	0,12	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Fator K Proposta/Atual	<b>0,87</b>	<b>1,32</b>	<b>0,88</b>	<b>0,97</b>	<b>1,04</b>	<b>1,05</b>	<b>1,11</b>	<b>0,95</b>	<b>1,17</b>	<b>0,99</b>
Percentual Proposta/Atual	<b>13%</b>	<b>-32%</b>	<b>12%</b>	<b>3%</b>	-4%	-5%	-11%	<b>5%</b>	<b>-17%</b>	<b>1%</b>

**Fonte:** Dados da pesquisa.

Considerando o pedal de 80% e a partir da análise e resultados obtidos no Quadro 16 podemos perceber através da redução do pico do jerk um ganho significativo de conforto durante a troca de marcha de 1-2 marcha.

As trocas foram realizadas de 1<sup>a</sup> a 5<sup>a</sup> marcha e com pedal do acelerador constante em 20%, 50% e 80% do curso total. As Figura 12, Figura 13 e Figura 14 e os Quadro 14, Quadro 15 e Quadro 16 identificam as seguintes características:

- a) arrançada: o sistema possui a maior razão de torque para vencer a inércia do movimento, o que resulta em uma diferença maior entre a rotação de troca de marcha de 1-2 e a rotação de entrada (rotação do motor);
- b) redução do torque do motor: durante a troca de marcha pode-se observar uma queda acentuada do torque do motor. Esta redução do torque tem por finalidade acelerar o processo de aproximação entre a rotação do motor e a rotação de troca de marcha da transmissão. O escalonamento de marchas aproximado permite uma transição mais suave entre as diferentes relações de marchas;
- c) perturbação ocasionada na troca: no processo de troca de marcha, é possível notar no sinal de aceleração uma descontinuidade acentuada. Estas variações abruptas da aceleração podem ser traduzidas em desconforto na troca de marcha. Este parâmetro é amplamente utilizado pelos calibradores quando dos ajustes da calibração do conforto das trocas de marcha e que neste caso foi estudado através somente de uma nova proposta de relações de marcha;
- d) escorregamento relativo entre a rotação da embreagem e a rotação do motor: este escorregamento quando presente é um dos fatores responsáveis pela perda de eficiência da transmissão que durante todo o trabalho foi considerado de  $\eta=0,95$ .

A perturbação causada é transmitida diretamente para a força trativa e consequentemente para a rotação das rodas. Esta perturbação é medida como uma descontinuidade instantânea do gradiente de rotação da roda e medido pelo valor da aceleração longitudinal que pode ser considerado como referência quando se trata de conforto em trocas de marcha das transmissões automotivas.

### 5.2.2 Resultados da medição subjetiva do conforto

Além da avaliação objetiva foi realizada também a avaliação subjetiva através da escala SAE com um grupo de oito pessoas especialistas em avaliação sobre veículo. Os resultados deste trabalho e desta pesquisa estão documentados e registrados no Quadro 17:

**Quadro 17 – Resultado da avaliação subjetiva conforme notas SAE.**

Itens a serem avaliados		Notas Solução Atual (Tabela SAE)							Tabela SAE		
		7,0	5,0	6,0	7,0	5,0	6,0	6,0	7,0	Escala numérica	Sensação
Trocas de marcha (modo automático)		8,0	6,0	7,0	6,0	6,0	6,0	6,0	7,0	1	Inaceitável
Trocas de marcha (modo automático Sport)		7,0	6,0	7,0	6,0	5,0	6,0	6,0	7,0	2	Intolerável
Trocas de marcha (modo manual)		7,0	5,0	8,0	7,0	6,0	7,0	8,0	7,0	3	Pior que mediocre
Estratégia de "KickDown" - retomada		7,0	6,0	7,0	7,0	6,0	7,0	8,0	7,0	4	Mediocre
Fun to Drive		7,0	6,0	7,0	7,0	6,0	6,0	7,0	7,0	5	Límite de aceitabilidade
Dirigibilidade Veículo		7,0	6,0	7,0	7,0	6,0	7,0	7,0	7,0	6	Aceitável
<b>TOTAL GERAL MÉDIA</b>		<b>7,2</b>	<b>5,7</b>	<b>7,0</b>	<b>6,7</b>	<b>5,7</b>	<b>6,3</b>	<b>6,7</b>	<b>7,0</b>	7	Razável
<b>TOTAL GERAL DESVIO PADRÃO</b>		<b>0,4</b>	<b>0,5</b>	<b>0,6</b>	<b>0,5</b>	<b>0,5</b>	<b>0,5</b>	<b>0,8</b>	<b>0,0</b>	8	Bom
										9	Muito bom
										10	Excelente
										6,52	
										0,23	

Itens a serem avaliados		Notas Solução Proposta (Tabela SAE)							Tabela SAE		
		8,0	7,0	8,0	8,0	6,0	8,0	7,0	7,0	Escala numérica	Sensação
Trocas de marcha (modo automático)		8,0	7,0	7,0	7,0	7,0	8,0	8,0	7,0	1	Inaceitável
Trocas de marcha (modo automático Sport)		7,0	7,0	8,0	8,0	7,0	8,0	8,0	7,0	2	Intolerável
Trocas de marcha (modo manual)		7,0	7,0	8,0	7,0	6,0	8,0	7,0	7,0	3	Pior que mediocre
Estratégia de "KickDown" - retomada		7,0	8,0	8,0	7,0	7,0	7,0	8,0	6,0	4	Mediocre
Fun to Drive		8,0	7,0	8,0	8,0	6,0	7,0	8,0	7,0	5	Límite de aceitabilidade
Dirigibilidade Veículo		8,0	7,0	8,0	8,0	6,0	8,0	8,0	7,0	6	Aceitável
<b>TOTAL GERAL MÉDIA</b>		<b>7,7</b>	<b>7,2</b>	<b>7,8</b>	<b>7,5</b>	<b>6,3</b>	<b>7,7</b>	<b>7,7</b>	<b>6,8</b>	7	Razável
<b>TOTAL GERAL DESVIO PADRÃO</b>		<b>0,5</b>	<b>0,4</b>	<b>0,4</b>	<b>0,5</b>	<b>0,5</b>	<b>0,5</b>	<b>0,5</b>	<b>0,4</b>	8	Bom
										9	Muito bom
										10	Excelente
										7,33	
										0,06	

**Fonte: Autor,2011.**

Podemos concluir através da média que houve uma percepção e ganho percentual da transmissão atual e proposta. Além disso é possível identificar através do desvio padrão que houve uma dispersão menor entre os valores e ganhos do proposto em relação ao atual.

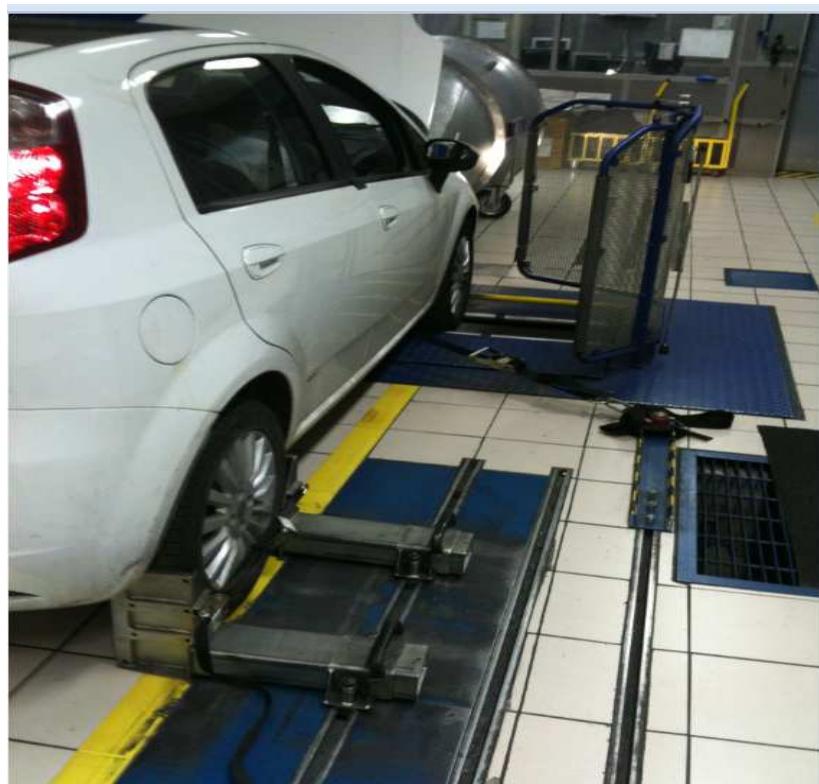
De forma a facilitar a obtenção de resultados que tenham significado adequado, é importante levar em consideração a forma em que foram elaborados os testes. Para reduzir os possíveis erros e dispersão dos modelos estudados seguiram-se as seguintes metodologias:

- a) os testes foram realizados com o veículo em condições semelhantes de pressão atmosférica (altitude), temperatura ambiente e umidade do ar.
- b) o veículo foi sempre o mesmo alterando somente a transmissão, mantendo para os testes a mesma pressão de enchimento dos pneus e os testes foram realizados sobre o mesmo tipo de pavimento, asfalto liso.
- c) durante as trocas de marcha, a relação de transmissão varia linearmente da relação da marcha anterior para a relação da marcha posterior a troca. Mais uma vez o objetivo é obter uma troca mais próxima da ideal, no que tange a melhoria de conforto e desempenho similar ao atual.
- d) durante as trocas de marcha o valor da massa equivalente sofre a influência da variação da relação de marcha. A variação da relação durante a troca foi feita de forma linear e em modo automático.
- e) o valor do coeficiente de resistência ao rolamento utilizado é de 0,013. (BOSCH, 1999)
- f) para os estudos realizados em dinamômetro, considerou como forças resistivas de *coast down* conforme os valores seguintes:  $F_0=45\text{N}$ ,  $F_1=-0,4040\text{ N/km/h}$  e  $F_2= 0,0529\text{ N/(km/h}^2)$ .

### **5.2.3 Resultados do consumo de combustível**

O testes de consumo e emissões foram realizados no rolo conforme normas de ciclo urbano e estrada. A Figura 15 ilustra o ensaio do veículo no banco.

**Figura 15 – Veículo no dinamômetro laboratório de ensaio e emissões.**



**Fonte: Autor, 2011.**

Os quadros 18 e 19 apresentam os testes realizados em dinamómetro e os resultados obtidos para consumo de combustível e emissões confrontando ambas as configurações de relação de transmissão no veículo.

**Quadro 18 – Resultados do consumo de combustível.**

Data	Nº Ensaio	Combustível	Condutor	Consumo km/L		INCERTEZA	Dados Coast Down Veículo IN = Inércia (kg)
				Urbano	Estrada		
10/ago	10905	Gasool-A22	Vandeir	12,46	15,89	0,45776	IN= 1361 F0=45,0 (N), F2=-0,404 (N/km/h) F3= 0,0529 (N/km/h <sup>2</sup> ) Modo automatico - Cambio Atual
12/ago	10912	Gasool-A22	Vandeir	12,28	15,89	0,35465	
15/ago	10929	Gasool-A22	Vandeir	12,38	16,13	0,30238	
16/ago	10945	Gasool-A22	Vandeir	12,36	16,12	0,35465	
17/ago	10959	Gasool-A22	Vandeir	12,56	16,36	0,35465	
18/ago	10974	Gasool-A22	Vandeir	12,62	16,36	0,45776	
		Média		12,443	16,125	0,38030	
30/ago	11079	Gasool-A22	Vandeir	12,28	16,52	0,30238	IN= 1361 F0=45,0 (N), F2=-0,404 (N/km/h) F3= 0,0529 (N/km/h <sup>2</sup> ) Modo automatico - Cambio Proposto
31/ago	11095	Gasool-A22	Vandeir	12,48	16,67	0,30238	
4/set	11140	Gasool-A22	Vandeir	12,49	16,58	0,30238	
6/set	11153	Gasool-A22	Vandeir	12,56	16,82	0,30238	
10/set	11194	Gasool-A22	Vandeir	12,49	16,32	0,30238	
		Média		12,460	16,582	0,30238	
		Variação		0%	-3%		

**Fonte: Dados da Pesquisa, 2011.**

Para os resultados de consumo apresentados é importante salientar que o motorista, os dados do veículo e de coast down e inércia aplicados foram mantidos durante a execução do ensaios alterando-se somente as relações de marchas. Foram realizados 6 ensaios com o câmbio atual e 5 ensaios com o proposto e tanto na análise de consumo quanto de emissões apresentam-se os dados de incerteza obtidos durante realização dos testes. Na análise apresentada contempla-se a variação dos resultados em relação a média obtida para cada ensaio e a partir desta sua variação percentual.

### Quadro 19 – Resultados de emissões.

Data	Nº Ensaio	Combustível	Condutor	Resultados Emissões - BAG										
				NMHC MED	INCERTEZA	HC MED	INCERTEZA	CO MED	INCERTEZA	NOx MED	INCERTEZA	CH4 MED	INCERTEZA	
												INCERTEZA		
10/ago	10905	Gasool-A22	Vandeir	1,12	0,00320	1,061	0,00308	0,72	0,02111	0,75	0,00723	1,00	0,00088	
12/ago	10912	Gasool-A22	Vandeir	0,84	0,00325	0,848	0,00309	0,79	0,02323	1,23	0,00721	1,00	0,00103	
15/ago	10929	Gasool-A22	Vandeir	1,04	0,00323	1,030	0,00312	1,02	0,02336	0,98	0,00674	1,14	0,00084	
16/ago	10945	Gasool-A22	Vandeir	0,92	0,00325	0,909	0,00309	1,00	0,02323	1,07	0,00721	1,00	0,00103	
17/ago	10959	Gasool-A22	Vandeir	0,92	0,00325	1,030	0,00309	1,18	0,02323	1,00	0,00721	1,00	0,00103	
18/ago	10974	Gasool-A22	Vandeir	1,08	0,00320	1,061	0,00308	1,29	0,02111	0,93	0,00723	1,14	0,00088	
				Média	1,000	0,00323	1,000	0,00309	1,000	0,02255	1,000	0,00714	1,000	0,00095
30/ago	11079	Gasool-A22	Vandeir	0,89	0,00323	0,91	0,00312	0,88	0,02336	0,80	0,00674	1,17	0,00084	
31/ago	11095	Gasool-A22	Vandeir	0,84	0,00323	0,84	0,00312	0,78	0,02336	0,86	0,00674	1,00	0,00084	
4/set	11140	Gasool-A22	Vandeir	1,19	0,00323	1,16	0,00312	1,25	0,02336	1,41	0,00674	1,17	0,00084	
6/set	11153	Gasool-A22	Vandeir	0,97	0,00323	0,95	0,00312	1,07	0,02336	0,96	0,00674	1,00	0,00084	
10/set	11194	Gasool-A22	Vandeir	1,16	0,00323	1,11	0,00312	1,02	0,02336	0,96	0,00674	1,00	0,00084	
				Média	1,000	0,00323	1,000	0,00312	1,000	0,02336	1,000	0,00674	1,000	0,00084
				Variação	48%	34%	-25%	17%	17%	-13%				

**Fonte: Dados da Pesquisa, 2011.**

Deve-se levar em consideração que os resultados de emissões foram obtidos para cada composição um valor estimado a partir da média real do valores considerando a mesma o valor de 1 e com base nisto obtendo os resultados por cada ensaio. Foram também fornecidas as incertezas pelo banco de emissões durante realização dos ensaios. Na análise apresentada contempla-se a variação dos resultados reais em relação a média obtida para cada ensaio e a partir desta sua variação percentual.

## 6 CONCLUSÕES

A automatização das transmissões mecânicas manuais apresentam desvantagem em relação às transmissões automáticas no processo de troca de marchas por interromper a transferência da tração nas rodas devido a necessidade da abertura e fechamento da embreagem. Isto se caracterizada pela sensação de desconforto durante a troca de marcha, denominado também de jerk.

As conclusões deste trabalho de pesquisa referem-se a metodologia desenvolvida e aos resultados obtidos por meio de análise numérica e testes experimentais. Os procedimentos de avaliação foram válidos quando correlacionados à prática que envolve o emprego do método objetivo e subjetivo para avaliação e medição de resultados.

Este trabalho buscou estabelecer um paralelo entre duas configurações de relações de marcha sobre o mesmo veículo. Desta forma, foi caracterizado cada sistema e de forma comparativa obtendo resultados de acordo com os objetivos de avaliação de conforto, desempenho e consumo de combustível e emissões.

Os dados comparativos das relações de transmissões atual e proposta demonstram por meio do escalonamento de marcha, ou seja, da medição do passo da relação que houve uma redução de 1<sup>a</sup> para 2<sup>a</sup> de 43% para 35% e um aumento de 3<sup>a</sup> para 4<sup>a</sup> marcha de 24% para 32%, mantendo a proporção entre 2<sup>a</sup> e 3<sup>a</sup> e de 4<sup>a</sup> para 5<sup>a</sup> marcha. Com isto, conclui-se que aproximando a relação de marcha de 1<sup>a</sup> para 2<sup>a</sup> e alongando as demais obtém-se proporcionalmente uma redução da descontinuidade das marchas que resulta em menor tempo de troca em função da rotação do motor versus baixa velocidade do veículo resultando em redução da percepção de desconforto e consequentemente melhoria do consumo de combustível. Os dados de desempenho que foram simulados demonstraram uma ligeira piora em relação ao índice prestacional alterando de 52,80 para 53,90 segundos, contudo houve melhoria do tempo de aceleração 0-100 km/h de 10,10 para 9,87 segundos.

Os resultados obtidos com os testes experimentais de avaliação do conforto com as configurações de marchas atual e proposta demonstraram que os valores representados nos gráficos de aceleração em função do tempo (jerk) e de acordo com as variações do pedal do acelerador que a média obtida durante a troca de 1<sup>a</sup>

para 2<sup>a</sup> marcha foi positiva com ganhos de 45% e 13% no primeiro pico e redução proporcional dos valores medidos nas demais trocas de marcha. Com base na avaliação subjetiva de dirigibilidade e utilizando a escala SAE a média geral para a avaliação da proposta obteve um aumento 12% e desvio padrão consideravelmente menor variando de 0,23 para 0,06 dentre a avaliação dos especialistas.

Em relação ao ensaios de consumo de combustível e emissões utilizando as normas NBR 6601 e NBR 7024 pode-se concluir a partir dos resultados apresentados que alterando as relações foi possível obter um ganho de 3% em consumo de combustível no ciclo estrada (Highway) e manter a proporção de consumo no ciclo urbano (FTP 75) e os dados de emissões apontaram para redução de CO e CH<sub>4</sub> principais gases nocivos ao meio ambiente porém um aumento de NMHC, HC e NO<sub>x</sub>.

Diante dos resultados apresentados é possível afirmar que alterando somente as relações de transmissões foi possível obter trocas de marcha mais confortáveis e com comportamento dinâmico semelhante ao atual e redução do consumo de combustível, mas deve ficar claro que a importância de uma comunicação efetiva entre o gerenciamento do motor e da transmissão se faz necessário através da seleção adequada dos pontos de troca. Esta importância devida deve ser dada não só as funcionalidades (intervenção de torque e de rotação do motor) mas também na definição da interface entre os demais componentes.

## **6.1 Direções futuras**

Diante do trabalho apresentado é possível propor algumas questões que podem ser estudadas e desenvolvidas. Algumas sugestões para trabalhos futuros relacionados a este tema são:

- a) utilizar ferramenta computacional como método de comparação e avaliação de cálculos sobre o veículo;
- b) comparar o jerk sentido nas trocas de marcha com demais tipos de transmissões como por exemplo as automáticas e de dupla embreagem;
- c) trabalhar os pontos de trocas de marchas através da estratégia de calibração e ajuste melhorando desta forma os pontos ideais de troca ajustado à curva de torque e potência do motor;

- d) criar a partir deste estudo uma metodologia de avaliação de conforto de acordo com requisitos do cliente sobre os transmissões automatizadas aplicados no veículo;
- e) analisar relações de marcha ideais e não somente as já existentes onde se possa obter o nível ótimo do ponto de troca de marcha com foco em suavidade.

## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6601**: veículos rodoviários automotores leves: determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio e dióxido de carbono no gás de escapamento. Rio de Janeiro: ABNT, 2000.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7024**: veículos rodoviários automotores leves: medição do consumo de combustível: Método de ensaio. Rio de Janeiro: ABNT, 2006.

ADHITYA, Mohammad. New Trend in Modern Vehicle Transmission A Brief Review of New Transmission Technology. In: SEMINAR NATIONAL TAHUNAN TEKNIK MESIN, **SNTTM**. Indonesia.13-15, Outubro, 2010.

AMENDOLA, Cesar Henrique Ferreira. **Análise das estratégias de troca de marchas** da transmissão automática convencional em comparação com a transmissão e dupla embreagem. 2005. 133f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

GE, Anlin. Theory and Design of Vehicle Automatic Transmission. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, Beijing, 1993.

BENEDETTI, Mirco. **Sviluppo di modelli matematici per la valutazione oggettiva** della guidabilità di un veicolo in manovre di tiro e rilascio. 2005. 154f. Tese (Doutorado) - Facoltà di Ingegneria della Università degli studi di Pisa, Itália.

BOSCH, Robert. **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução Helga Madjderey, Gunter W. Prokesh, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfeferman. 25. Ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2005. 1232 p.

CASTRO, Ricardo Millego. **Critério de projeto para engrenagens helicoidais aplicadas em transmissões mecânicas veiculares**. 2005. 217f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental do Estado de São Paulo. **CETESB** – Programa de controle de poluição do ar por veículos automotores - PROCONVE. Disponível em: [www.cetesb.sp.gov.br/Ar/emissoes/proconve.asp](http://www.cetesb.sp.gov.br/Ar/emissoes/proconve.asp). Acesso em 20: de Maio de 2010.

DAVID, Roberts. Senior Consultant, Frost & Sullivan. **4th Car Training Institute Symposium and Exhibition Automotive Transmissions and Drive Trains North America**, Ann Arbor, Michigan, USA. Junho, 2010.

DEPETRIS, Alessandro. **Desenvolvimento e aplicação de um programa em Matlab Simulink para a simulação do desempenho de veículos rodoviários comerciais em movimento acelerado**. 2005. 136p. Dissertação (Mestrado em

Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

EGER, André. **Simulação e análise do desempenho longitudinal do veicular sob condições dinâmicas trativas.** 2007. 164f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

ENCICLOPÉDIA do Automóvel. São Paulo: Abril Cultural. Editor: Victor Civita Copyright, 1974. 7 v.

FERRAZ, Clayton Vinicius. **Sistemas Controlados de Propulsão de Veículos Automotores.** 2004. 149p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica Universidade de São Paulo, São Paulo.

FLORENCIO, Daniel et al. **The manual transmission automated : gearshift quality comparison to a similar manual system.** In: SIMPOSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 2004, São Paulo.

GABRIEL, Martin. **Innovations in Automotive Transmissions Engineering.** SAE International Order T-109. Copyright, 2004. Warrendale, USA, 2004. 114p.

GAROFALO, Franco., GLIELMO, Luigi., IANNELLI, Luigi., VASCA, Francesco. **Optimal Tracking for Automotive Dry Clutch Engagement.** In: 15th TRIENAL WORLD CONGRESS, Barcelona, Spain, 2002.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** ISBN 1-56091-199-9. 1ed. Society of Automotive Engineers, 1992. 495p.

HOWSTUFFWORKS. Disponível em:<<http://carros.hsw.uol.com.br/embreagem.htm>>. Acesso em: 30 de junho 2010.

JOST, Kim. The need for speeds. **Revista AEI**, São Paulo. p. 24 – 36, Julho 2004.

KÜPPER, K.; BERGER, R; SCHWEIZER, A. **The parallel shift gearbox (PSG) in the drive train – interaction with engine and vehicle.** LuK Internal Report, 2004.

LARMINIE, J.; LOWRY J. **Electric Vehicle Technology Explained.** ISBN 0-470-85163-5. John Wiley & Sons, Ltd. 2003.

LECHNER, Gisbert.; NAUNHEIMER, Harald. **Automotive Transmissions: fundamentals, selection, design and application.** Springer 2ed. Berlim, Alemanha, 1999. 691 p.

MAGNETI MARELLI. Apostila de treinamento para rede assistencial Fiat sobre funcionamento do câmbio Dualogic, 2008.

MARTINS, Bruno. Developing the Automated Manual Transmission (AMT-Datalogic) in Passenger Vehicles for the Brazilian Market . In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA SAE, 2009. São Paulo.

RTLEDGE, M. H. D. C., HROVAT, D. A two DOF model for jerk optimal vehicle suspensions. **Vehicle System Dynamics**, 27:113–136, 1996.

MARTINS, Daniel; CAZANGI, Reder Humberto. **Sistemas de transmissão automotivos**. Departamento de Engenharia Mecânica 52p. – Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina. 2004.

NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Curso de Engenharia Automotiva – Análise Dinâmica**. Fiat e Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

GRIECCO, Adriano. Câmbios automatizados versus manuais. Eletrônico: **Revista Quatro Rodas**. São Paulo: Abril, 2008. Disponível em: <[http://quatrorodas.abril.com.br/carros/comparativos/conteudo\\_278310.shtml](http://quatrorodas.abril.com.br/carros/comparativos/conteudo_278310.shtml)> Acesso em: 10 de maio de 2010.

SISTEMAS AUTOMOTIVOS. Disponível em: <<http://sistemasautomotivos.html>>. Acesso em: 10 de maio de 2010.

TREINAMENTO REDE ASSISTENCIAL FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES. Transmissão Dualogic. Outubro, 2006.

ZHANG, J. Lei, Yulong. Hua, X. et all. Proposed Shift Quality Metrics and Experimentation on AMT Shift Quality Evaluation. **Third International Conference on Natural Computation** (ICNC 2007) 0-7695-2875-9/07 IEEE.

WALLENTOWITZ, Henning. **Longitudinal Dynamics of Vehicles**. Institut für Kraftfahrwesen Aachen (IKA) - Alemanha. 4 ed. Outubro, 2004.

## ANEXOS

### ANEXO 1 – ESCALA DE AVALIAÇÃO SUBJETIVA SAE

<b>FIAT Automóveis S.A.</b> <i>Experimentação Veículos</i> <i>Acústica e Vibração</i>											
ESCALA NUMÉRICA		INACEITÁVEL				ACEITÁVEL					
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	
SIGNIFICADO		MUITO DEFICIENTE	DEFICIENTE	POBRE	MEDIocre	LIMITE DE ACEITAÇÃO	ACEITÁVEL	ADEQUADO	BOM	MUITO BOM	
CHAVE DE INTERPRETAÇÃO	NÍVEL DE PERCEPÇÃO	ALTA			MODERADA			PEQUENA		MUITO PEQUENA	
	CLASSE DE CLIENTES	TODOS OS CLIENTES	CLIENTES MÉDIOS			CLIENTES CRÍTICOS		CLIENTES ESPECIALISTAS			
	SENSAÇÃO	INTOLERÁVEL			INCÔMODO		LEVE INCÔMODO	PEQUENO DESCONFORTO		NENHUM DESCON- FORTO	
	REAÇÃO	REJEITA		PROTESTA			ACEITA		NENHUMA SENSAÇÃO		
AÇÃO CORRETIVA NECESSÁRIA		INTERVENÇÃO RADICAL E IMEDIATA		INTERVENÇÃO MELHORATIVA EFETUADA RAPIDAMENTE			REQUER MELHORIA	REQUER UMA MELHORIA MAS NÃO URGENTE		OK	

## **ANEXO 2 – ROTINA MATLAB**

## PROGRAMA PARA CÁLCULO DO JERK

Os comandos de plotagem estão ao final deste arquivo

```
% ====== RELAÇÕES PROPOSTAS ======
clear all;

% Abrir e ler arquivos do acelerômetro
dados_PROP = fopen('2001_PROP.xls', 'r'); % Abrir arquivo da amostra 1
PROP = fscanf(dados_PROP, '%g', [7 inf]); % Salva os dados do arquivo na
matriz PROP
PROP = PROP'; % Calcula a transposta da matriz PROP
[m_PROP,n_PROP] = size(PROP); % Grava em m_PROP e n_PROP as dimensões da
matriz PROP
M_PROP=[1:m_PROP]; %Vetor com os pontos simbólicos de tempo (1, 2, 3,
4,...)
ft=0.004; %Fator de correção do tempo, baseado na taxa de amostragem do
acelerômetro
t_PROP = M_PROP*ft-ft; %Vetor tempo, corrigido para que o tempo inicial
seja zero.
a_PROP = PROP(1:m_PROP,1); %Vetor de acelerações
e_PROP = PROP(1:m_PROP,7); %Posição da embreagem pela TCU
r_PROP= PROP(1:m_PROP,5); %Rotação do motor
%[linha4 coluna4]=size(acelerometro4)

% Aplicar filtro sobre os dados do acelerômetro (informação de backup)
[b11,a11]=butter(9,.06); % Coeficientes de amortização
filtroll=filtfilt(b11,a11,a_PROP); % Criação da curva filtrada

% Cálculo do JERK
for i=2:m_PROP
    j_PROP(i) = (filtroll(i)-filtroll(i-1))/(t_PROP(i)-t_PROP(i-1));
end

% Aplicar filtro sobre os dados do jerk (informação de backup)
[b12,a12]=butter(9,.06); % Coeficientes de amortização
filtrol2=filtfilt(b12,a12,j_PROP); % Criação da curva filtrada

% Gerar spline cúbica para a curva de aceleração
a_cs_PROP = csaps(t_PROP,a_PROP, 0.999 );
a1 =@ (t_PROP) ppval(a_cs_PROP, t_PROP);
a_PROP_corrigida = ppval(a_cs_PROP, t_PROP);

% Gerar spline cúbica para a curva de JERK
j_cs_PROP = csaps(t_PROP,j_PROP, 0.999 );
```

```

j1 =@ (tempo4) ppval(j_CS_PROP, t_PROP);
j_PROP_corrigida = ppval(j_CS_PROP, t_PROP);

% ====== RELAÇÕES NP =====

% Abrir e ler arquivos do acelerômetro
dados_NP = fopen('2001_NP.xls', 'r'); % Abrir arquivo da amostra 1
NP = fscanf(dados_NP, '%g', [7 inf]); % Salva os dados do arquivo na matriz
NP
NP = NP' % Calcula a transposta da matriz NP
[m_NP,n_NP] = size(NP) % Grava em m_NP e n_NP as dimensões da matriz NP
M_NP=[1:m_NP]; %Vetor com os pontos simbólicos de tempo (1, 2, 3, 4,...)
ft=0.004; %Fator de correção do tempo, baseado na taxa de amostragem do
acelerômetro
t_NP = M_NP*ft-ft; %Vetor tempo, corrigido para que o tempo inicial seja
zero.
a_NP = NP(1:m_NP,1); %Vetor de acelerações
e_NP = NP(1:m_NP,7); %Posição da embreagem pela TCU
r_NP=NP(1:m_NP,5); %Rotação do motor
%[linha4 coluna4]=size(acelerometro4)

% Aplicar filtro sobre os dados do acelerômetro (informação de backup)
[b21,a21]=butter(9,.06); % Coeficientes de amortização
filtro21=filtfilt(b21,a21,a_NP); % Criação da curva filtrada

% Cálculo do JERK
for i=2:m_NP
    j_NP(i) = (filtro21(i)-filtro21(i-1))/(t_NP(i)-t_NP(i-1));
end

% Aplicar filtro sobre os dados do jerk (informação de backup)
%[b22,a22]=butter(9,.06); % Coeficientes de amortização
%filtro22=filtfilt(b22,a22,jerk); % Criação da curva filtrada

% Gerar spline cúbica para a curva de aceleração
a_CS_NP = csaps(t_NP,a_NP, 0.999 );
a2 =@ (t_NP) ppval(a_CS_NP, t_NP);
a_NP_corrigida = ppval(a_CS_NP, t_NP);

% Gerar spline cúbica para a curva de JERK
j_CS_NP = csaps(t_NP,j_NP, 0.999 );
j2 =@ (tempo4) ppval(j_CS_NP, t_NP);
j_NP_corrigida = ppval(j_CS_NP, t_NP);

% ===== GRÁFICOS =====

% Gráficos NP

% Rotação
figure(2);
plot(t_NP,r_NP, 'r-' , 'LineWidth',2);

```

```

grid on
hold on
title('Rotação - Aceleração ATUAL - Amostra 1', 'FontSize',16)
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Rotação [rpm]')
% xlim([0 34])
% ylim([-0.5 0.5])

% Embreagem
%figure(3);
%plotyy(t_NP,a_NP,t_NP,r_NP);
%'r-','LineWidth',2
%grid on
%hold on
%title('Embreagem - Aceleração ATUAL - Amostra 1', 'FontSize',16)
%xlabel('tempo (s)')
%ylabel('Posição da embreagem')

% Aceleração
figure(1);
subplot(2,2,1);
plotyy(t_NP,a_NP_corrigida, t_NP, r_NP);
grid on
hold on
title('20% pedal - Aceleração ATUAL - Amostra 1', 'FontSize',16)
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Aceleração (m/s^2)')
% xlim([0 34])
% ylim([-0.5 0.5])

% Jerk
subplot(2,2,3);
plot(t_NP,j_NP_corrigida,'r-','LineWidth',2);
grid on
hold on
title('20% pedal - Jerk ATUAL - Amostra 1', 'FontSize',16)
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Jerk (m/s^3)')
xlim([0 34])
ylim([-6 6])

% Gráficos PROP

% Aceleração
subplot (2,2,2);
plot(t_PROP,a_PROP_corrigida,'r-','LineWidth',2);
grid on
hold on
title('20% pedal - Aceleração PROPOSTA - Amostra 1', 'FontSize',16)
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Aceleração (m/s^2)')
xlim([0 34])
ylim([-0.5 0.5])

% Jerk
subplot (2,2,4);
plot(t_PROP,j_PROP_corrigida,'r-','LineWidth',2);
grid on

```

```
hold on
title('20% pedal - Jerk PROPOSTA - Amostra 1', 'FontSize',16)
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Jerk (m/s^3)')
xlim([0 34])
ylim([-6 6])
```