

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR Jorge Fender Neto

..... E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 30/07/10

Valdo Simões  
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE DINÂMICA

**JORGE FENDER NETO**

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO ESCALONAMENTO  
DE MARCHAS NO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL DE  
UM ÔNIBUS URBANO**

Campinas, 2010.

108/2010

**JORGE FENDER NETO**

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO ESCALONAMENTO  
DE MARCHAS NO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL DE  
UM ÔNIBUS URBANO**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de concentração: Dinâmica.

Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles

Campinas  
2010

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -  
UNICAMP

F352e Fender Neto, Jorge  
Estudo da influência do escalonamento de marchas no  
consumo de combustível de um ônibus urbano / Jorge  
Fender Neto. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientador: Pablo Siqueira Meirelles.  
Dissertação de Mestrado (Profissional) -  
Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de  
Engenharia Mecânica.

1. Consumo de combustível. 2. Ônibus. 3. Marcha.  
I. Meirelles, Pablo Siqueira. II. Universidade Estadual  
de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.  
Título.

Título em Inglês: Study of influence of gear ratio in fuel consumption of an  
urban bus

Palavras-chave em Inglês: Fuel consumption, Bus, Gear

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Adyles Arato Junior, Amarildo Tabone Paschoaline

Data da defesa: 30/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

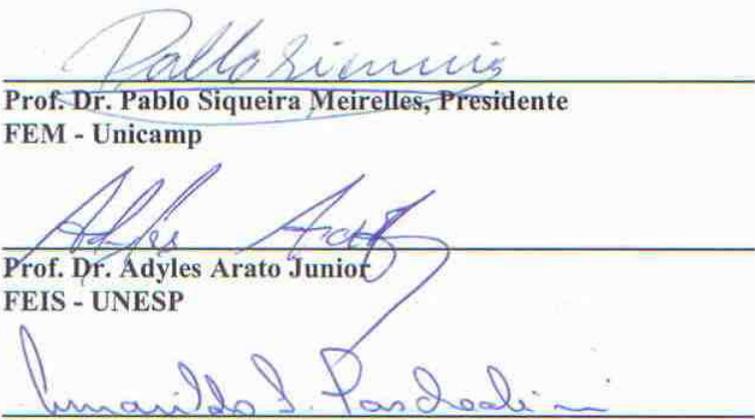
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE DINÂMICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO ESCALONAMENTO DE  
MARCHAS NO CONSUMO DE CONBUSTÍVEL DE UM  
ÔNIBUS URBANO**

Autor: Jorge Fender Neto  
Orientador: Pablo Siqueira Meirelles

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



*Pablo Siqueira Meirelles*  
Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles, Presidente  
FEM - Unicamp

*Adyles Arato Junior*  
Prof. Dr. Adyles Arato Junior  
FEIS - UNESP

*Amarildo Tabone Paschoaline*  
Prof. Dr. Amarildo Tabone Paschoaline  
FEIS - UNESP

Campinas, 30 de Julho de 2010.

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho a todos que participaram de alguma forma para sua concepção, e principalmente a minha família que sempre esteve ao meu lado e que é uma das grandes responsáveis pela minha formação acadêmica, profissional e humana.

## **Agradecimentos**

Agradeço às pessoas que me apoiaram para a execução deste trabalho, colegas de trabalho que gentilmente cederam informações, dados, e compartilharam de seu conhecimento profissional sem os quais não seria possível a finalização satisfatória deste trabalho. Dentre estes destacam-se o Sr. Ângelo Monteiro, pelos dados práticos adquiridos no veículo, os Srs. Fabio Luiz Ribeiro e Jefferson Anacleto pelos dados de dinamômetro, o Sr Sergio Leal Soares pelos dados dos motores e os Srs. Éderson Claudio Andreatta e Ivan Miguel Trindade pelas simulações numéricas.

Aos amigos Ferreira e Santana pelas inúmeras discussões sobre o comportamento do motor e as reações no veículo, indispensáveis para o enriquecimento desta dissertação.

Ao meu orientador por indicar os caminhos a serem seguidos, por sua dedicação e pela sempre pronta resposta às dificuldades no percorrer do trabalho.

À MWM International Indústria de Motores da América do Sul LTDA pela iniciativa e patrocínio do programa de Mestrado Profissional, além do apoio nos testes e liberação das informações pertinentes aos seus produtos.

## Resumo

Este trabalho consiste no estudo da influência da relação de transmissão no consumo de combustível de um ônibus urbano em uma rota específica. Com este conhecimento poderemos aperfeiçoar ainda no projeto o conjunto motor/transmissão. Avaliações da rota com a transmissão atual foram necessárias para sabermos o quão próximo à plena carga o motor está trabalhando nesta aplicação. Para esta correlação levantamos em dinamômetro curvas com 100%, 75%, 50% e 25% de carga e com as aquisições realizadas em campo foi possível avaliar qual é a reserva de torque disponível e quais as faixas de rotação mais críticas. Com o torque necessário e a velocidade do veículo devido ao seu ciclo de trabalho foi possível levantar quais relações de transmissão podem ser utilizadas e avaliar qual proporcionará menor consumo de combustível. Estudos sobre “startability” e “gradeability” são necessários para garantir que o desempenho do veículo não será prejudicado a ponto de impossibilitar a realização do serviço ao qual se propõe. Atualmente, com a evolução das normas de emissões, os recursos eletrônicos para gerenciamento do motor estão cada vez mais complexos, com elevados custos de desenvolvimento/aplicação. Este estudo é uma alternativa para o melhor aproveitamento de combustível, visando adequar a relação de transmissão ao tipo de rota/utilização do veículo, mantendo o motor o maior tempo possível em suas faixas de melhor rendimento.

Palavras-chave: Relação de Transmissão; Consumo de Combustível.

## **Abstract**

The main objective of this document is the study of transmission influence in the fuel consumption of a bus on a specified route. With this knowledge we can improve in the project the set engine / transmission. Route evaluation was necessary to know how close to full load this vehicle is working, to this correlation we take on a dynamometer the partial curves with 100%, 75%, 50% e 25% of load and with field data acquisition is possible to evaluate the torque back-up available and the more critical rotation tracks. With the necessary torque and the vehicle speed due to its cycle of work we can raise which relations of transmission can be used to evaluate which will provide the minor fuel consumption. Startability and gradeability evaluations are needed to ensure that the vehicle performance will not be impaired to preclude the service which is proposed. Currently, with the development of emission standards, the electronic resources to manage the engine are increasingly complex, with high costs of development / implementation. This study is an alternative to the better use of fuel, looking forward to adequate the transmission relation to the type of route / use of the vehicle, keeping the engine the furthest time possible in its tracks to a better consumption.

Keywords: Gear Ratio; Fuel Consumption

## Lista de Figuras

Figura 1. Evolução das normas de emissões de motores Diesel no Brasil tendo início do EURO III Fonte: MWM International Motores. ....	2
Figura 2. Pontos de instrumentação do motor.....	9
Figura 3. Veículo lastreado com tonéis de água totalizando 15ton de PBT. ....	11
Figura 4. Equipamentos de aquisição posicionados atrás do banco do motorista .....	12
Figura 5. Dados de entrada: Elevação da pista x Distância percorrida. ....	15
Figura 6. Curva de oferta do motor MWM Acteon® 4.12 TCE. ....	18
Figura 7. Transmissão CVT tipo correia-e-polia.....	20
Figura 8. Transmissão CVT tipo Toroidal.....	21
Figura 9. Dados de entrada: Pedal do acelerador x Distância percorrida. ....	25
Figura 10. Débito[mg/str] x rotação do motor [rpm]. ....	26
Figura 11. Consumo de combustível por marcha.....	27
Figura 12. Tempo (s) por marcha. ....	27
Figura 13. Curva da Iso-consumo: 1° marcha – Débito (mg/str) x rotação (rpm). ....	28
Figura 14. Curva da Iso-consumo: 2° marcha – Débito(mg/str) x rotação (rpm).....	29
Figura 15. Curva da Iso-consumo: 3° marcha – Débito(mg/str) x rotação (rpm).....	29
Figura 16. Curva da Iso-consumo: 4° marcha – Débito(mg/str) x rotação (rpm).....	30
Figura 17. Curva da Iso-consumo: 5° marcha – Débito (mg/str) x rotação (rpm). ....	30
Figura 18. Curva da Iso-consumo: 6° marcha – Débito(mg/str) x rotação (rpm). ....	31
Figura 19. Modelo computacional em GT Drive® .....	34
Figura 20. Curvas de Força trativa em 1ª marcha. ....	36
Figura 21. Curvas de Força trativa em 2ª marcha .....	36
Figura 22. Curvas de Força trativa em 3ª marcha. ....	37
Figura 23. Curvas de Força trativa em 4ª marcha. ....	37
Figura 24. Curvas de Força trativa em 5ª marcha. ....	38
Figura 25. Curvas de Força trativa em 6ª marcha. ....	38
Figura 26. Coeficiente de arraste aerodinâmico.....	41
Figura 27. Velocidade (km/h) X Deslocamento (m). ....	43
Figura 28. Tempo (min) x deslocamento (m). ....	43
Figura 29. Comparativo de consumo do ciclo por marcha. ....	43
Figura 30. Comparativo tempo (s) utilizado por marcha.....	44

Figura 31. Velocidade (km/h) X Deslocamento (m).....	45
Figura 32. Tempo (min) x deslocamento (m) .....	46
Figura 33. Comparativo de consumo por marcha – Eixo proposto.....	46
Figura 34. Velocidade (km/h) X Deslocamento (m).....	47
Figura 35. Tempo (min) x deslocamento (m) .....	48
Figura 36. Comparativo de consumo por marcha .....	48
Figura 37. Modelo computacional em GT Drive® utilizando CVT. ....	49
Figura 38. Velocidade (km/h) X Deslocamento (m).....	50
Figura 39. Relação de transmissão x distancia percorrida (m). ....	50
Figura 40. Tempo (min.) x deslocamento (m) – Transmissão CVT. ....	50
Figura 41. Comparativo de consumo por marcha .....	51

## Lista de Tabelas

Tabela 1.	Evolução Das Normas De Emissões De Motores Diesel No Brasil Tendo Início Do Euro Iii (Conama P5) Em 2005 E Euro V (Conama P7) Planejado Para 2012. ....	2
Tabela 2.	Datas Previstas Para Evolução Das Normas De Emissões No Mundo .....	3
Tabela 3.	Dados Do Motor Acteon® 4.12 Tce.....	17
Tabela 4.	Dados Da Transmissão .....	23
Tabela 5.	Dados Do Eixo Traseiro .....	23
Tabela 6.	Rodas E Pneus .....	23
Tabela 7.	Dados Do Veículo .....	24
Tabela 8.	Resultados De Simulação X Aquisição Em Campo. ....	44
Tabela 9.	Resultados Eixo Atual X Eixo Proposto.....	46
Tabela 10.	Resultados Transmissão Atual X Transmissão Proposta.....	48
Tabela 11.	Resultados Transmissão Atual X Transmissão Proposta.....	51

## Lista de Símbolos

a	aceleração disponível em função da configuração do veículo
amax	aceleração máxima do veículo
atm	Atmosfera
cv	cavalo vapor
f	coeficiente de resistência ao rolamento
fo	coeficiente básico
fs	coeficiente que determina o efeito da pressão interna no pneu
Ft	Força trativa [kgf]
g	aceleração da gravidade
g/h	gramas por hora
g/kWh	gramas por kilowatt hora
h	altitude; variável usada no cálculo do percentual de inclinação da pista
iE	Relação do eixo traseiro
iT	Relação de transmissão
kg	Quilograma
kg/m <sup>3</sup>	quilograma por metro cúbico
km	quilômetro
km/l	quilômetros por litro
m	massa do veículo
m/s	metro por segundo
mkgf	metro quilograma força
niT	Rendimento da relação de transmissão [%]
niE	Rendimento do eixo traseiro [%]
n	elevação do eixo traseiro
P	pressão de enchimento do pneu
r	raio dinâmico do pneu
rtmax	rotação máxima do motor
Rr	Raio de rolagem = $\frac{3,05 \times \text{diâmetro externo pneu [m]}}{2\pi}$
RPM	rotação por minuto
Tm	Torque do motor [kgf.m] de Carga

RPM	rotação por minuto
Tm	Torque do motor [kgf.m] de Carga

## Lista de Abreviaturas e Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	Antilock Brake System
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
CMT	Capacidade Máxima de Tração
CNT	Confederação Nacional do Transporte
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CVC	Composição de Veículo de Carga
ECU	Unidade de controle eletrônico
EESC	Escola de Engenharia de São Carlos
FIPAI	Fundação para o Incremento da Pesquisa e do Aperfeiçoamento Industrial
GEIPOT	Empresa Brasileira de Planejamento de Transportes
GVW	Gross Vehicle Weight
ISO	International Organization for Standardization
MPEA	Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística
NBR	Norma Brasileira
PBT	Peso Bruto Total
PBTC	Peso Bruto Total Combinado
SI	Sistema Internacional
SMSP	Secretaria Municipal das Sub Prefeituras
SMT	Secretaria Municipal de Transporte
USP	Universidade de São Paulo
VUC	Veículo Urbano

# SUMÁRIO

DEDICATÓRIA .....	IV
AGRADECIMENTOS.....	V
RESUMO.....	VI
ABSTRACT.....	VII
LISTA DE FIGURAS.....	VIII
LISTA DE TABELAS .....	X
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XI
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS .....	XIII
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Características dos veículos comerciais.....	4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	6
3. PROCEDIMENTO .....	9
3.1 Montagem dos equipamentos.....	11
Procedimento de teste .....	13
Características da rota .....	15
CARACTERÍSTICAS DO VEÍCULO.....	16
Trem de potência .....	16
Motor.....	16
Embreagem.....	18
Transmissão.....	19
Eixo traseiro .....	23

Dimensões do veículo .....	24
4. RESULTADOS DOS TESTES DE CAMPO.....	25
4.1 AVALIAÇÃO DA ROTA .....	25
5. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL .....	32
DADOS DE ENTRADA .....	32
VALIDAÇÃO DO MODELO.....	35
FORÇAS RESISTIVAS .....	39
Resistências ao movimento .....	39
Resistência ao rolamento.....	39
Resistência aerodinâmica .....	40
Resistência devido às rampas .....	41
AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO COM NOVAS RELAÇÕES DE TRANSMISSÃO .....	45
Alteração do eixo traseiro .....	45
Mudança da caixa de marchas .....	47
Utilização de CVT .....	49
6. CONCLUSÃO .....	53
7. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA .....	54
8. REFERÊNCIAS.....	58

# 1. INTRODUÇÃO

Motores a combustão estão sempre relacionados à emissão de poluentes. Por exemplo, hoje eles são responsáveis por 77% das emissões de gases na região metropolitana do Rio de Janeiro [www.abrampa.org.br – 12/03/2009] e assim como na maior parte das grandes cidades de todo o mundo, o controle dessas emissões torna-se cada vez mais rigoroso. Os veículos convencionais utilizam motores de combustão interna. A energia gerada por estes motores é resultado da queima de uma mistura de combustível e ar. Esta queima, por não ser uma reação química completa, gera ao fim do ciclo, gases de escapamento que são expelidos na atmosfera. A emissão de gases por veículos é composta de: monóxido de carbono (CO), óxido de nitrogênio (NOx), hidrocarbonetos (HC), óxidos de enxofre (SOx) e fuligem, também conhecida como material particulado. Verifica-se também a emissão de CO<sub>2</sub> que, embora não seja considerado um poluente clássico devido à sua baixa toxicidade deve ser levado em consideração, tendo em vista sua participação no "efeito estufa".

As leis de controle de emissões estão cada vez mais rígidas com o crescimento da preocupação da sociedade. No Brasil como em outros países as leis de emissões estão evoluindo muito rapidamente. A indústria automobilística é solicitada cada vez mais a ter um rápido retorno de suas tecnologias para atender a essas leis.

Vários recursos são utilizados para atingir as metas estabelecidas pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), que tem como base as normas européias para controle de emissões. Sistemas auxiliares de pós tratamento, em alguns casos, se fazem necessários. Comercialmente, os mais conhecidos são o EGR (“Exhaust gas recirculation”) sistema de recirculação de gases de escapamento e SCR (“Selective Catalytic Reduction”), sistema onde os gases são tratados através da injeção do reagente (uréia é utilizada na maior parte dos casos) no sistema de escapamento.

Como a maior parte deles são recursos de gerenciamento eletrônico do motor onde a calibração de combustão é alterada atuando nos parâmetros de pressão de combustão, débito de combustível entre outros, o trabalho de otimização do consumo de combustível através da calibração do sistema de injeção de combustível se torna mais complexa e com altos custos de desenvolvimento, validação e homologação.

A Figura 1 mostra quantitativamente a redução nos níveis de particulado (PM) e NOx que deverão ocorrer no início de 2012 no Brasil, quando a emissão de gases poluentes

emitidos por veículos a Diesel passarão da fase EURO III (CONAMA P5) diretamente para a fase EURO V (CONAMA P7). Já a Tabela 1 apresenta as datas previstas para evolução das normas de emissões em outros mercados.

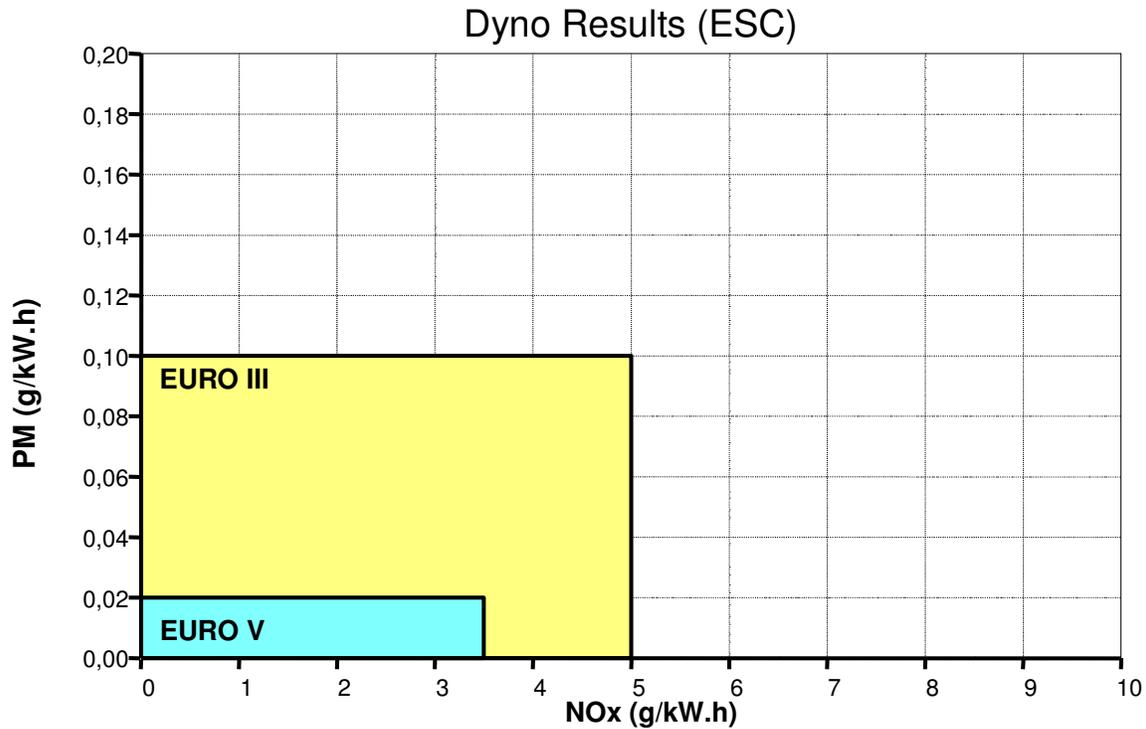


Figura 1. Evolução das normas de emissões de motores Diesel no Brasil

Fonte: MWM International Motores.

O mercado brasileiro de veículos comerciais tem experimentado, ao longo dos últimos anos, uma evolução tecnológica tão marcante quanto aquela que atingiu o segmento de veículos de passeio, evolução esta provocada por diferentes fatores que conjugados entre si motivaram a indústria a lançar novos modelos dotados de pacotes cada vez maiores de recursos tecnológicos.

Um dos pilares deste desenvolvimento é a otimização da eficiência do motor possibilitando assim uma menor emissão de poluentes, menor consumo de combustível e conseqüentemente uma maior competitividade do produto no mercado.

Tabela 1. Datas previstas para evolução das normas de emissões no mundo

Emissions Standards		NOTE: THESE LEVELS HAVE POTENTIAL TO CHANGE									
Region	Drive	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	
USA/Canada	LHD	EPA 07	EPA 2010								
Europe (EU)	LD	EURO 4	EURO 5			EURO 6					
	HD	Both	EURO V			EURO VI					
Australia	RHD	EURO IV / EPA 04	EURO V / EPA 07								
New Zealand	RHD	EURO IV / EPA 04			EPA 07 / EURO V (proposal)						
Mexico	LHD	EPA 04 / EURO IV					EPA 07 / EURO V				
Mercosul	Brazil*	LHD	Euro III must be homologated prior to Jan '09			EURO V			EURO VI		
	Argentina	LHD	Euro III m	Euro IV (New T/A June 1, '09; till Dec. 31, '13)		EURO V (new T/A Jan. 1, '12; till TBD)					
	Paraguay/Uruguay	LHD	EURO III			EURO V ?					
Latin America	Chile (Buses)	LHD	EURO III / EPA 98 (+DPF from 09/09) Transantiago			EURO IV/ EPA 07 (+DPF from 9/12) Transantiago					
	Chile (Trucks)	LHD	EURO III / EPA 98 (+DPF from 09/10)			EURO IV/ EPA 07 (+DPF from 9/12)					
	Colombia (bus)	LHD	EURO II / EPA 98, 35	Euro IV		EURO V/ EPA 07		Uncertain at this time			
	Colombia (Trucks)	LHD	EURO II / EPA 98, 35	EURO II / EPA 98, 28% opacity				Uncertain at this time			
	Venezuela	LHD	EURO II / EPA 98					Uncertain at this time			
	Peru	LHD	EURO II / EPA 98	EURO III ?			Euro IV ?				
Equador	LHD	EPA 98 + 50% Opacity					Uncertain at this time				
India	Select Cities (NCR)	RHD	EURO III (BS III)		EURO IV (BS IV)						
	Nationwide	RHD	EURO II (BS II)		EURO III (BS III)						
China	Beijing	LHD	EURO IV			EURO V					
	Hong Kong	LHD	EURO IV/EPA04			EURO V (Proposal)					
	Nationwide	LHD	EURO III			EURO IV		EURO V			
FE Asia	Taiwan	LHD	EURO IV/EPA04			EURO V/EPA07					
	South Korea	LHD	EURO IV/E	EURO V / EPA07 (Req'd Sep. '09 for new homologations; req'd Oct. '10 for all)						EURO VI/EPA10	
Russia	LHD	EURO III	EURO IV				EURO V				
South Africa	RHD	EPA 98 / EURO II								EURO IV / EPA 04	
Turkey	LHD	EURO IV			EURO V		EURO VI				
Middle East	Israel	LHD	EPA 07 / EURO V	EPA 2010 / EURO V			EPA 2010 / EURO VI				
	U.A.E.	LHD	EURO I			Uncertain at this time					
	Kuwait	LHD	EURO I			Uncertain at this time					
	Saudi Arabia	LHD	EURO I			Uncertain at this time					

Fonte: MWM International Motores.

O transporte coletivo por ônibus no Brasil possui destacada importância para o desenvolvimento econômico e social dos municípios brasileiros, apesar da crise atual cujo sintoma mais evidente é a redução gradativa de usuários. Diante deste cenário, se torna muito importante conhecer e analisar, em profundidade, os principais componentes ligados ao custo de produção do serviço, de modo que seja possível melhorar a eficiência e a produtividade do setor.

A redução do consumo de combustível é de grande importância não só em função dos custos do petróleo estar aumentando a cada ano que passa e de ser um combustível finito, mas também porque atua diretamente na diminuição da emissão de poluentes.

### **1.1 Características dos veículos comerciais**

Os veículos comerciais, em relação aos automóveis, caracterizam-se basicamente pelo projeto destinado a uma aplicação comercial e/ou industrial, seja no transporte de cargas seja no transporte de passageiros. Normalmente são veículos construídos a partir de um conceito básico, ou seja, são compostos por um chassi sobre o qual se apóiam o motor, a transmissão, os eixos e, no caso dos caminhões, a cabina e o equipamento necessário à operação do veículo (carroçaria fechada ou aberta, guincho, plataforma de socorro, transporte de líquidos etc.). No caso dos ônibus, o chassi completo irá receber a carroçaria escolhida pelo cliente final, cuja configuração depende do tipo de aplicação (urbano ou rodoviário).

O Código de Trânsito Brasileiro classifica os veículos automotores em diversas Categorias conforme segue:

Automóvel – veículo automotor destinado ao transporte de passageiros, com capacidade para até oito pessoas, exclusive o condutor.

Camioneta – veículo misto destinado ao transporte de passageiros e carga no mesmo compartimento.

Caminhonete – veículo destinado ao transporte de carga, cujo PBT seja menor que 3.500 kg.

Caminhão – veículo destinado ao transporte de carga, cujo PBT seja maior que 3.500 kg;

Microônibus – veículo automotor de transporte coletivo de passageiros com capacidade para até 20 passageiros.

Ônibus – veículo automotor de transporte coletivo de passageiros com capacidade para mais de 20 passageiros, ainda que, em virtude de adaptação com vista à maior comodidade destes, transporte número menor.

Conforme explicado por Fernando Calmon em entrevista a Carplace em abril de 2010, a eficiência energética atingiu estágio de prioridade máxima com o duplo objetivo de

economizar combustível e limitar emissões no escapamento dos veículos. O Brasil já teve, em meados dos anos 1980, o PECO (Programa de Economia de Combustível), idealizado pelo Ministério de Minas e Energia e com apoio de montadoras. Os objetivos foram atingidos, mas durou apenas três anos.

No início da década de 1990, o mesmo ministério e a Petrobras criaram o Conpet (Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e Gás Natural). O principal desdobramento é o Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular (PBEV), lançado em 2008 e ainda em base voluntária. Nos dias atuais a cidade de São Paulo possui o programa Controlar para fiscalização dos níveis de emissões dos veículos licenciados neste município.

Existem, hoje, tecnologias auxiliares que permitem avanços na economia de combustível. Sistemas como o Start/Stop (desliga e liga automaticamente o motor, no para-e-anda do trânsito) e de Recuperação de Energia no Alternador ambos desenvolvidos pela Bosch® indicam a busca do mercado por alternativas que possibilitem uma otimização do consumo de combustível. Estudos indicam que até 85% dos veículos novos vendidos na Europa em 2015 possuirão ambos. (Vangraefschepe, 2004).

O presente trabalho encontra-se dividido em 9 capítulos incluindo esta introdução.

No segundo capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica com alguns dos textos que foram utilizados no desenvolvimento desta dissertação e os objetivos propostos pelo presente trabalho.

No terceiro capítulo, são descritos os procedimentos dos testes experimentais realizados no veículo em estudo.

No quarto capítulo são apresentados os resultados obtidos dos testes mencionados no capítulo anterior.

No quinto capítulo é apresentado o modelo computacional utilizado nas simulações no software GT Drive® e é feita uma comparação entre os resultados obtidos na simulação confrontados com os dados adquiridos durante os testes em campo e qual o comportamento esperado do veículo com as alterações de relação de transmissão propostas.

No sexto capítulo são apresentadas as conclusões.

No oitavo e último capítulo encontram-se as referências bibliográficas.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Depetris (1986), devido à natureza da sua operação, o veículo comercial é projetado a partir de algumas premissas básicas, como por exemplo, os limites dimensionais e de peso por eixo, permitidos pela legislação. Outros fatores importantes são a capacidade de carga líquida e a tara (peso em ordem de marcha), as quais são essenciais na definição das características técnicas do veículo, já que um veículo com baixa tara consegue transportar mais carga dentro de um mesmo valor de PBT (peso bruto total).

Uma vez definidos os fatores acima citados, parte-se para a escolha do motor, das relações de transmissão, dos pneus etc. teoricamente mais adequados para a gama de aplicações previstas para aquele modelo. Por razões de custo, as montadoras procuram utilizar um mesmo motor (normalmente movido a óleo diesel) em vários tipos de veículos de uma mesma família, ocasionando assim uma dose extra de potência e torque em alguns casos e, em outros, um sub-dimensionamento do conjunto mecânico, principalmente quando o sistema de transmissão é incompatível com o motor e com o tipo de percurso a ser feito pelo veículo.”

Depetris (1986), desenvolveu um programa de simulação computacional em MatLab/Simulink 6.0 para prever o desempenho do veículo em uma determinada rota, principalmente o consumo de combustível.

De acordo com Sandberg (2001), veículos para trabalho pesado são vendidos diferentemente de veículos de passeio, o comprador podendo escolher entre varias configurações de motor, transmissão, eixo propulsor, etc. Esta escolha é geralmente baseada nas necessidades de transporte e conhecimento / confiabilidade do usuário em determinadas marcas e modelos de veículos e componentes. Por este motivo uma configuração única de power-train voltada ao melhor rendimento de combustível se torna tão complicado.

Para ter uma idéia do comportamento do veículo, Sandberg (2001) desenvolveu um programa de simulação que para uma dada rota e configuração do veículo, efetua previsões de consumo de combustível que considera relação de transmissão, resistência do ar, resistência a rolagem e que esta é extremamente afetada pela temperatura dos pneus, entre outros.

Os resultados obtidos em seu simulador foram validados em campo e apresentaram um erro menor que 2% no consumo.

Neste sentido, Beusen & Denys (2008), avaliaram um outro ponto para atingir uma redução no consumo de combustível. Seu estudo foi voltado ao modo de dirigir, onde em um universo de 8 motoristas ele forneceu um curso de pilotagem voltada a aproveitar o veículo de modo a operar o motor sempre nas faixas de melhor rendimento, evitando acelerações e desacelerações repentinas, com a troca de marcha o mais breve possível, com isso ele observou uma redução de até 7% no consumo e onde apenas 01 dos participantes não apresentou melhora.

Alternativas para atingir um melhor aproveitamento do combustível sem alteração na configuração do motor também foram estudadas por Gasparini (2010). Em seu trabalho, Gasparini avaliou a influência das forças resistivas no consumo de combustível em dois ciclos de trabalho: Urbano e Rodoviário. Além de outros fatores que influenciam no consumo, por exemplo, a atitude do motorista durante o ciclo, a resistência aerodinâmica e inércias dos componentes da transmissão e eixo traseiro.

O presente trabalho pretende uma abordagem diferente dos estudos mencionados acima. O principal objetivo aqui apresentado é uma análise comparativa entre diferentes relações de transmissão e qual o comportamento do motor quanto ao consumo de combustível.

O objetivo desta dissertação é o desenvolvimento e a elaboração de um programa de simulação computacional usando o software GT Drive® como ferramenta de engenharia automotiva que possibilite o estudo do rendimento do motor Diesel em uma dada aplicação determinada. Como exemplo será estudado o caso do motor Acteon® 4.12 TCE EURO III na aplicação de um ônibus urbano conforme dados do veículo e rota apresentado no decorrer deste trabalho. Com isso, pretende-se encontrar uma relação de transmissão que atenda as necessidades de torque, potência e velocidade deste veículo, priorizando um menor consumo de combustível. Adicionalmente, o programa de simulação mostra potencial de uso nas fases de projeto, desenvolvimento e otimização dos veículos comerciais, podendo reduzir custos com a diminuição dos prazos e testes necessários para a avaliação do desempenho do veículo em pista de provas. Apresenta também potencial de aplicação na melhor especificação do veículo a ser comprado pelo frotista considerando as condições específicas do seu uso.

O mercado brasileiro não possui uma grande aceitação de veículos com transmissões diferentes da mecânica convencional, onde o tempo de troca de marchas fica a mercê do motorista que não trabalha com uma estratégia de controle. Portanto este estudo não considera

transmissões automáticas ou automatizadas onde uma estratégia eletrônica pode controlar o comportamento do veículo priorizando desempenho, consumo e conforto, entre outros.

Em posse dos dados do veículo e rota chegar-se-á ao comportamento necessário do “power-train” e quais faixas de potência, velocidade e consumo devem ser utilizados para condicionar o comportamento do motor nas zonas de menor consumo.

No presente trabalho se pretende utilizar o programa de simulação computacional GT Drive® para desenvolver uma ferramenta a ser utilizada pelos departamentos de Engenharia de Produto e Engenharia de Vendas, visando simular o comparativo de comportamento ao alterar as relações de transmissão de um determinado modelo de veículo comercial em movimento, prevendo-se o seu desempenho e principalmente o consumo de combustível, tendo como base o desempenho do motor mapeado em torque e consumo específico e também a dinâmica longitudinal do veículo em percursos-padrões ou mesmo em testes realizados em rodovias. No campo da Engenharia de Produto, as vantagens obtidas com o emprego desta ferramenta seriam a otimização do desempenho dinâmico do produto final e também a possibilidade de redução de custos de projeto, devido principalmente ao melhor aproveitamento do tempo disponível entre o início e a conclusão do projeto. Já em relação à Engenharia de Vendas, espera-se que a ferramenta aqui proposta possa auxiliar as montadoras de veículos comerciais a definirem o produto mais adequado às necessidades de cada cliente, pois como as compras ainda são baseadas no fator ‘preço’, nem sempre o veículo adquirido é o melhor para a aplicação pretendida pelo seu usuário. E assim demonstrar que através de uma avaliação da aplicação, é possível ofertar um conjunto motor/transmissão mais adequado.

### 3. PROCEDIMENTO

Neste capítulo será apresentado o procedimento realizado para obtenção de dados de campo, veículo e motor necessários para validação do modelo, para isso utilizamos um veículo instrumentado e avaliamos seu comportamento em uma determinada rota. Os valores registrados de vários parâmetros serão utilizados e comparados com os valores obtidos nas simulações.

O teste consistiu em simular a rota real do veículo em estudo. Para isto o veículo instrumentado seguiu o veículo real em sua rota de serviço, porém sem variação de carga. Com isso tivemos o pior cenário, onde o motor é mais severamente solicitado. Durante o percurso, procedeu-se ao registro de diversos parâmetros que foram digitalizados e armazenados. A instrumentação dos pontos do motor ilustrados na Figura 2, para alimentação do simulador e para monitoramento do correto modo de operação do motor devido a instalação no veículo, foram:

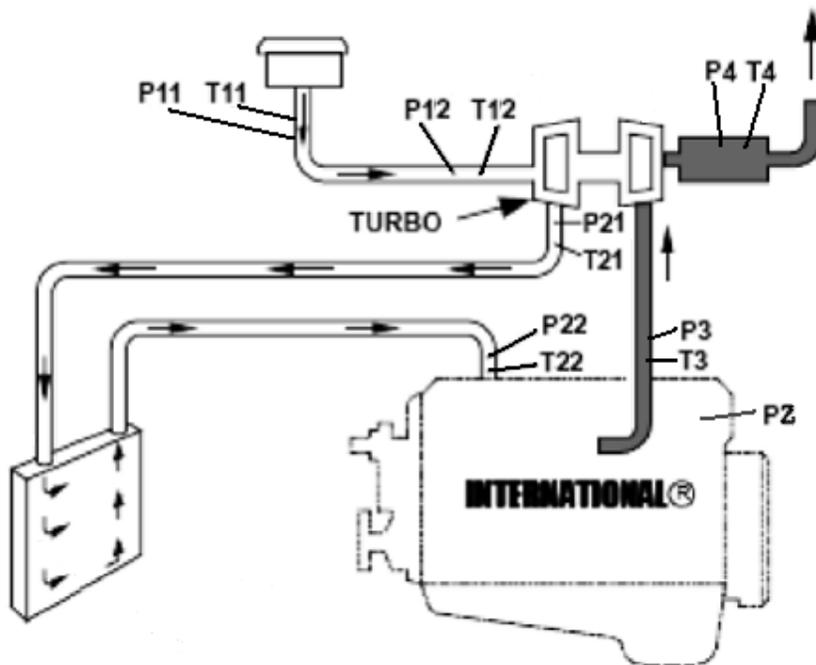


Figura 2. Pontos de instrumentação do motor  
Fonte: Moteiro, A. 2010 (Engº da MWM International Motores).

Pressão e temperatura do ar de admissão1 – mais distante do turbo (P11 / T11)  
Pressão e temperatura do ar de admissão2 – próximo do turbo (P12 / T12)  
Pressão e temperatura antes do aftercooler (P21 / T21)  
Pressão e temperatura depois do aftercooler (P22 / T22)  
Pressão e temperatura no coletor de escape (P3 / T3)  
Pressão e temperatura depois da turbina (P4 / T4)  
Pressão de combustão do motor (PZ)  
Rotação do motor  
Debito de injeção

Também foram registradas algumas variáveis do veículo, listadas a seguir:

Posição do pedal  
Velocidade do veículo  
Relação de transmissão

Para a coleta dos dados foram utilizados os seguintes equipamentos:

- INCA (ETAS ES-650)
- INCA (ETAS ES-590)
- INCA (ETAS ES-600)

INCA é um software utilizado para o desenvolvimento, calibração e controle dos parâmetros existentes na ECU. Além disso, o INCA permite a aquisição e a gravação de sinais provenientes da ECU juntamente com dados relacionados a parâmetros do veículo, estes, lidos por outros módulos ETAS ES 650; 590; 600, para as diferentes frequências na aquisição.

Além disso, o INCA inclui também ferramentas para acessos à memória de falhas, alteração dos valores de calibração em tempo real e reprogramação da memória flash.

- Amplificador de Sinal
- Inversor de Tensão
- Inversor de Frequência

- Fonte LR
- Lap Top HP
- Aquisitor de dados HBM
- termopares
- transdutores de pressão

### 3.1 Montagem dos equipamentos

Todos os equipamentos foram ligados aos vários pontos instrumentados do motor e mantidos dentro do case e presos no banco traseiro (Figura 4), devido à falta de espaço dentro do veículo repleto de tambores com água para alcançar a carga máxima permitida pela aplicação (Figura 3). Foi utilizado um “laptop” para gravar os dados utilizando os programas: INCA V5.3 para coletar os pontos básicos do motor e o programa CATMAN 5.0 para coletar apenas os valores da pressão de combustão.



Figura 3. Veículo lastreado com tonéis de água totalizando 15ton de PBT.  
Fonte: Moteiro, A. 2010 (Engº. da MWM International Motores).



Figura 4. Equipamentos de aquisição posicionados atrás do banco do motorista  
Fonte: Moteiro, A. 2010 (Engº da MWM International Motores).

## **Levantamento das Curvas Parciais de Desempenho**

Uma vez que nem sempre o veículo trabalha a plena carga durante seu ciclo de trabalho, não podemos utilizar apenas os dados de motor obtidos nesta condição, por isso se faz necessário o levantamento de curvas parciais, onde poderemos ter uma correlação com a rotação do motor e posição do pedal para alimentar o simulador ( utilizando dados interpolados quando necessário).

Alguns parâmetros referentes ao motor (potência efetiva, torque efetivo e consumo específico de combustível) devem ser previamente determinados através de ensaios específicos. No Brasil, a norma NBR ISO 1585 de 1996 estabelece o método de ensaio para a avaliação do desempenho de motores Otto e Diesel, o que é feito através do levantamento das curvas de potência e de consumo específico de combustível a plena carga em função da rotação do motor. De acordo com a norma NBR ISO 1585 de 1996, as medições devem ser realizadas entre o menor e o maior valor de rotação do motor prescritos pelo fabricante, sendo que nesta faixa deve estar incluída a rotação de máxima potência. Quanto maior a quantidade de pontos de medição, mais precisas serão as curvas de potência, torque e consumo específico.

## **Procedimento de teste**

Este teste consiste no levantamento da curva de desempenho do motor a plena carga (100% de pedal) e posteriormente variando-se a porcentagem de pedal em 75%, 50% e 25%. Assim poderemos obter as curvas de desempenho parciais, o que possibilitará uma avaliação mais próxima da realidade uma vez que em seu ciclo de trabalho o motor nem sempre está na situação de plena carga.

Neste trabalho foi utilizado o banco de testes do Centro Tecnológico da MWM, equipado com dinamômetros da Schenck, modelo W 230, que comporta motores na faixa de potência de até 220 cv. Com o motor instalado no banco de testes, este foi inicialmente condicionado na rotação de potência máxima e a plena carga. Mantém-se o motor nesta condição para poder efetuar a regulagem dos parâmetros iniciais que antecedem o ensaio, tais como:

- temperatura de entrada de combustível na bomba injetora (injeção mecânica) e bomba de alta pressão (injeção eletrônica);
- temperatura de admissão de ar atmosférico no motor;
- contra pressão de escape – P4;
- restrição do ar atmosférico na entrada do motor – P1;
- regulagem da pressão do turbo alimentador;
- resfriador (aftercooler) de Temperatura de ar, T22 – saída do aftercooler ao motor;
- diferença da pressão P21(Pressão de entrada de ar no aftercooler) com relação ao P22 (Pressão de saída de ar no aftercooler);

A coleta de dados é efetuada partindo da rotação de potência máxima, baixando escalonadamente até a rotação mínima, com intervalos de 200 rpm. Para efetuar o registro dos dados durante o ensaio o motor deverá manter-se em cada rotação durante um período mínimo de 5 minutos para que ocorra a estabilização das temperaturas e pressões.

Este mesmo procedimento é repetido para as demais posições de pedal.

## Características da rota

As aquisições foram realizadas durante um percurso com as seguintes características:

Tempo de aquisição: 1,8h

Trecho urbano 100% asfaltado ciclo de trabalho de um ônibus intermunicipal.

O perfil da rota avaliada consiste num misto de cidade/estrada onde aquisitamos, entre outros, a pressão atmosférica a fim de utilizá-la como base para o calculo da elevação da pista, conforme descrito na Equação 1. Contudo esta leitura de pressão atmosférica apresentou ruídos na aquisição. Com a finalidade de amenizar essa oscilação aplicamos uma média ponderada desses pontos para chegar ao perfil que posteriormente foi utilizado na simulação, conforme ilustrado na Figura 5 (ENG 013/10).

### Equação 3.1

$$Z = \left( 1 - \left( \frac{P_0}{101,325} \right)^{0,190263} \right) \times \frac{288,15}{0,00198122}$$

Z = Altitude (m)

P0 = Pressão atmosférica (hPa)

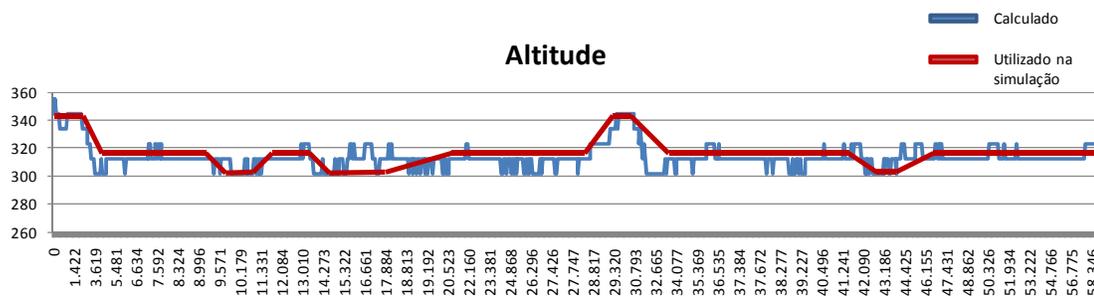


Figura 5. Dados de entrada: Elevação da pista x Distância percorrida.

Fonte: do autor.

## **Características do veículo**

Nesta seção serão descritas as características do veículo simulado.

### **Trem de potência**

O trem de potência é o responsável pela transmissão do torque do motor para fornecer a energia necessária para mover o veículo. Este é composto de motor, embreagem, caixa de transmissão, árvore de transmissão, diferencial, rodas e pneus. A seguir são fornecidas as especificações de cada componente para o veículo em estudo.

### **Motor**

No Brasil, nas aplicações de ônibus urbano e rodoviário são usados quase que exclusivamente motores a diesel. O tamanho do motor geralmente está em um intervalo de 3 a 11 litros de volume deslocado e 150 a 370 cv de potência. Eles são geralmente turbinados e equipados com injeção direta de combustível. A quantidade de combustível e seus tempos de injeção são geralmente controlados por uma unidade de controle eletrônico (ECU).

Segundo Mialhe (1996), o consumo de combustível representa parcela ponderável dos custos operacionais do projeto, portanto, é de fundamental interesse o conhecimento das características operacionais associadas diretamente com o consumo, visando a utilização do motor na faixa econômica. Para isso, primeiramente, é necessário o gráfico que contém as “curvas topográficas” de desempenho do motor, também denominadas curvas de iso-consumo. Esses gráficos contêm uma família de curvas que indicam a dependência do consumo específico constante de combustível e, por consequência, do rendimento constante, em relação ao torque solicitado e correspondente rotação (RPM).

O motor que equipa o veículo em estudo possui 4.8 l e 136 kW de potência. Fabricado pela MWM e comercialmente conhecido como Acteon® 4.12 TCE, este propulsor é largamente utilizado neste tipo de aplicação, voltado para o transporte de passageiros e com PBT até 17 toneladas. A Tabela 2 fornece algumas informações sobre este motor.

Tabela 2. Dados do motor Acteon® 4.12 TCE

Modelo	MWM 4.12 TCE - Euro III Turbo e Intercooler
Nº de cilindros/ Volume total deslocado (cm <sup>3</sup> )	4 em linha / 4740
Diâmetro/ Curso do pistão (mm)	105 / 137
Relação de compressão	16,9:1
Potencia Max – kW @ rpm (*)	136 @ 2200
Torque líq. máx – Nm @ rpm (*)	680 @ 1200 a 1600
Seqüência de injeção	1-3-4-2
Sistema de injeção	Common Rail
Norma de emissões	Conama Fase V
(*) Valores conforme ensaio NBR ISO 1585.	

Fonte: MWM International Motores.

A Figura 5 mostra as curvas características do motor.

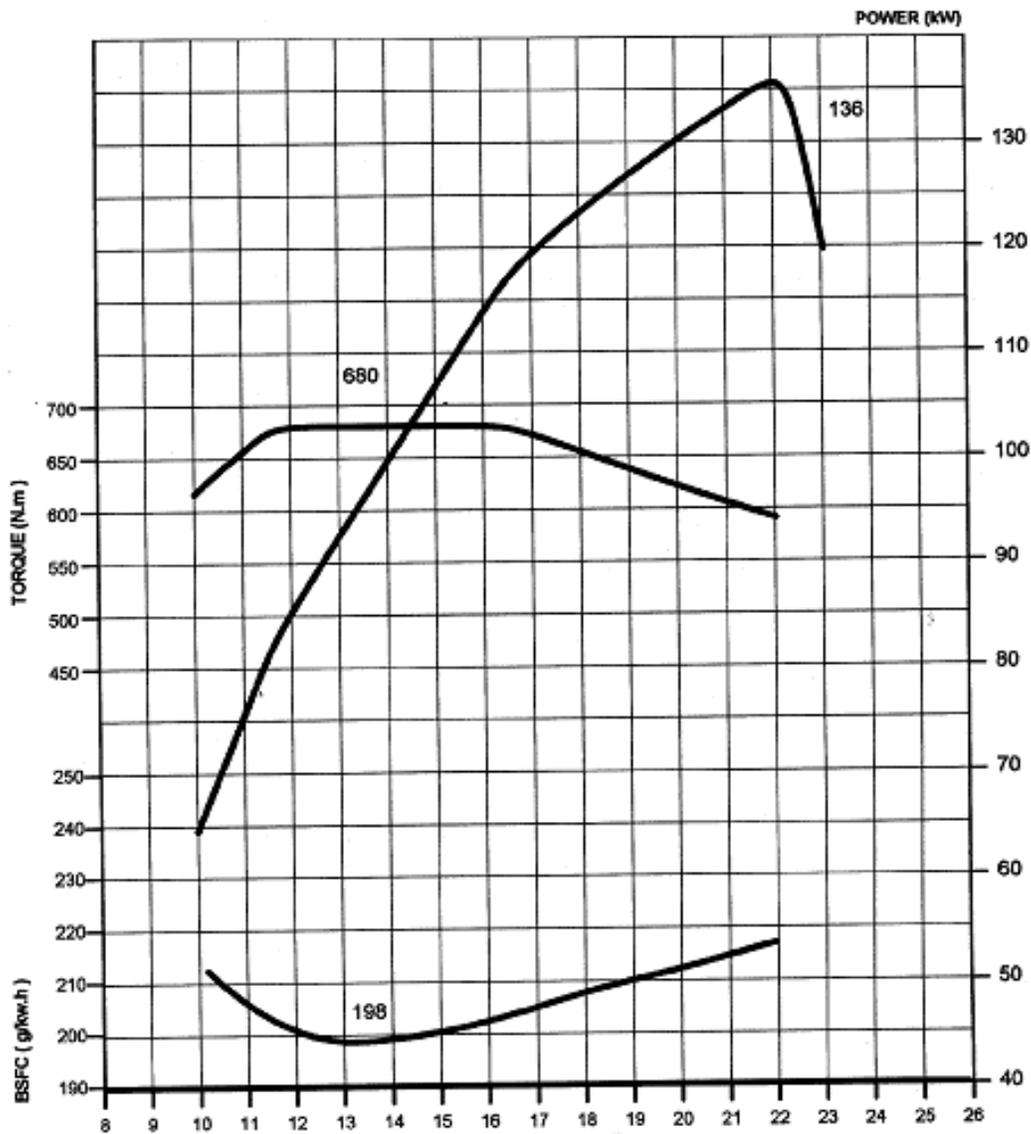


Figura 6. Curva de oferta do motor MWM Acteon® 4.12 TCE.  
Fonte: Sistema I-Doc's da MWM.

### Embreagem

A função da embreagem é sincronizar a velocidade do motor e a velocidade da transmissão. Esta é utilizada quando o veículo é ligado, e para todas as mudanças de marcha. Simulações com componentes de deslizamento têm um complexo modelamento matemático e adequá-los requer muita computação numérica. Estes eventos só duram algumas frações de segundo, portanto, não influenciam o consumo global de combustível ao dirigir por longas

distâncias. Nestas circunstâncias, os esforços e consumo de potência da embreagem não estão incluídos no modelo do veículo utilizado neste trabalho. Sendo esta 100% acionada apenas nos momentos onde a velocidade do veículo é nula e o motor esta em funcionamento.

### **Transmissão**

Transmissões veiculares podem ser divididas em: manuais, automatizadas ou semi-automáticas, automáticas ou transmissões continuamente variáveis (CVT). Seu principal atributo é fazer com que o motor trabalhe sempre próximo ao ponto de maior eficiência. Se faz necessário um sistema de acoplamento/desacoplamento do motor para permitir a troca de marchas da transmissão. Este sistema pode consistir em embreagem, acoplamento hidráulico (conversor de torque), ou acionamento direto (sem sistema de acoplamento) e permite a partida do motor com o veículo parado. As CVTs vêm ganhando mercado e têm sido muito empregadas principalmente na área automobilística, para reduzir o consumo de combustível, diminuir a emissão de poluentes no ar e também para maximizar a dirigibilidade e o conforto. Vêm chamando a atenção sobre sua eficiência e despertando um crescente interesse para estudos de suas propriedades e comportamentos dinâmicos, e também para o desenvolvimento de novos projetos visando sempre a otimização dos recursos disponíveis.

Diferente das caixas automáticas tradicionais, as do tipo continuamente variável 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 sistema de polias, que permite uma infinita variabilidade entre a marcha mais alta e a mais baixa sem os degraus típicos dos sistemas convencionais.

O tipo mais popular em aplicações automotivas é o de correia-e-polia (Figura 7), já utilizada em “scooters” e motos para neve. Neste tipo de CVT a variação das razões entre entrada e saída é executada por duas metades separadas de polias, que se aproximam ou afastam para aumentar ou diminuir o raio de uma correia que as percorre.

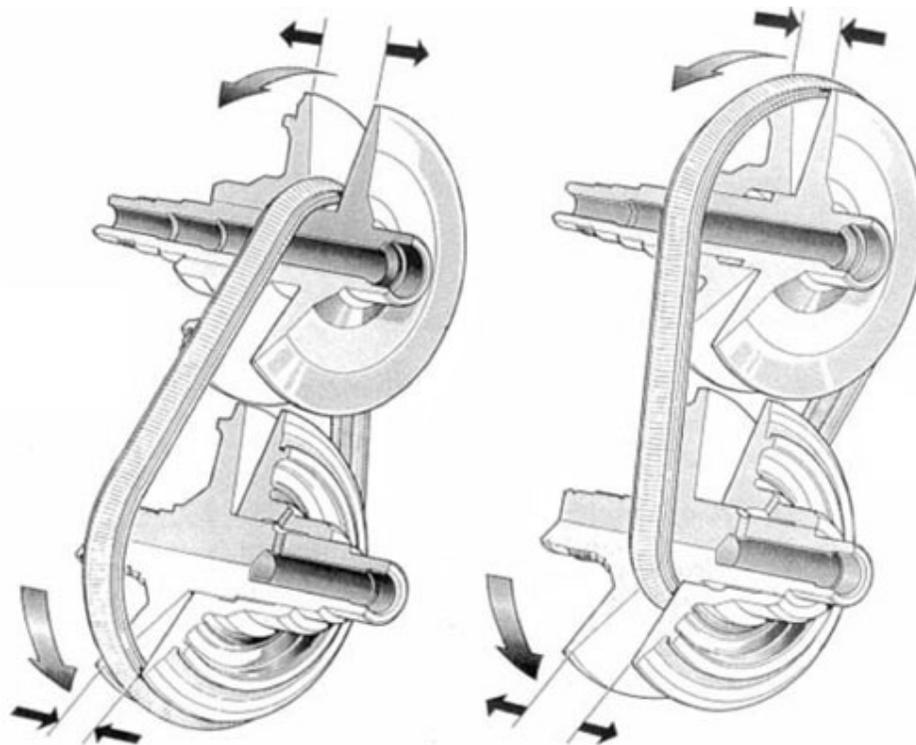


Figura 7. Transmissão CVT tipo correia-e-polia.  
Fonte: Adaptada pelo autor.

Quando uma polia aumenta o seu raio, a outra o diminui para manter a correia tensionada. Quando as duas polias mudam seus raios entre elas, criam um número infinito de relações de marchas da mais baixa até a mais alta e qualquer uma entre elas. Por exemplo, quando o passo de raio é menor na polia condutora e maior na polia conduzida, a rotação da polia conduzida diminui, tendo como resultado uma marcha mais baixa (curta). Quando o raio de distância é maior na polia condutora e menor na polia conduzida, a velocidade de rotação da polia conduzida aumenta, tendo como resultado uma marcha mais alta (longa). Assim dizendo, em teoria, uma CVT tem um número infinito de marchas que podem ser utilizadas a qualquer momento, em qualquer motor ou velocidade.

Outro tipo de CVT transfere potência através de superfícies metálicas curvas, sendo mais conhecido o sistema toroidal. Charles Hunt inventou o CVT toroidal em 1877, então denominada transmissão de acionamento por fricção. Foi empregado pela primeira vez em veículos na década de 1920. Em 2001 foi desenvolvido um sistema semi-toroidal, que utiliza rolamentos para transferir a potência entre os discos de entrada e saída, capaz de transmitir

alto torque. Este sistema, consiste na utilização de rolos de tração semi-toroidais que ficam entre dois discos, o disco de entrada e o disco de saída. Estes discos tem por finalidade permitir a mudança de velocidade do veículo, através dos rolos de tração que se movem para dentro ou para fora do disco. Quando um lado do rolo de tração move-se para o centro (lado menor) do disco, a outra extremidade fica em contato com o lado maior do disco, resultando em desaceleração. A aceleração do veículo obtém-se quando o rolo de tração está em contato com o lado maior do disco de entrada e a outra extremidade do rolo está em contato com o lado menor do disco de saída.

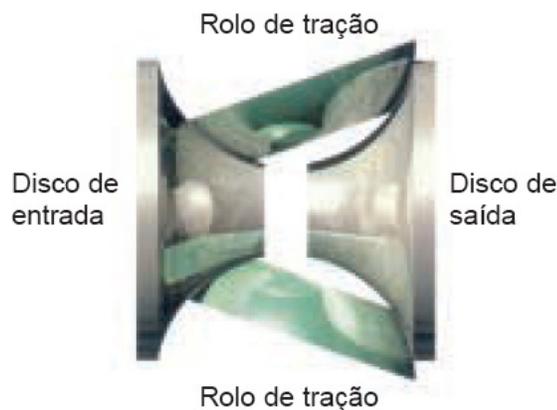


Figura 8. Transmissão CVT tipo Toroidal.  
Fonte: Adaptada pelo autor.

Para esta simulação, independe qual configuração será adotada, uma vez que o software trabalha apenas com as alterações na relação de transmissão, não considerando os limites operacionais de transferência de torque e velocidade nem diferenças de rendimentos e inércias. Na CVT, por este ser um sistema automático de troca de marchas, utilizaremos um conversor de torque no lugar da embreagem, sendo sua principal diferença a multiplicação do torque durante o acoplamento. A estratégia de troca de marchas foi programada para priorizar as rotações do motor de melhor consumo específico, entre 1200rpm e 1500rpm.

As transmissões manuais automatizadas (AMT), são modelos que permitem trocas automáticas de marcha, além do modo manual, com desempenho, consumo de combustível e emissões comparáveis às transmissões manuais convencionais, mas com benefícios em dimensões e custos, se comparadas a uma transmissão automática.

Em relação às Transmissões de Embreagem Dupla (DCT), estas foram desenvolvidas utilizando uma caixa automática de mudanças direta, com 6 velocidades e 2 embreagens a

óleo. A solução propicia economia de combustível, desempenho e facilidade de trocas de marcha, superiores a uma transmissão manual. O sistema de duas embreagens com óleo, ajustadas hidráulicamente, possuem grande capacidade de suportar cargas térmicas, melhor que os modelos secos. Uma destas embreagens atende às engrenagens ímpares, mais a ré, e a outra atende às engrenagens pares, formando, duas transmissões paralelas. (Ferraz, 2004).

A transmissão manual é um conjunto mecânico de engrenagens cuja função específica é transmitir a potência pela multiplicação do torque gerado pelo motor, cujo rendimento é significativamente baixo em função das perdas existentes. Sabe-se que em um motor de combustão interna, a potência máxima não corresponde em rotação ao torque máximo.

Transmissões mecânicas estão dominando o mercado de ônibus, portanto esse tipo de caixa é utilizado na modelagem. A estratégia de troca de marchas é importante para o consumo de combustível. Ferramentas de simulação de veículos normalmente usam uma seqüência para a troca de marchas, o que significa que ele sempre muda para a relação imediatamente acima ou abaixo, dependendo da condição da rota. Essas mudanças são executadas em velocidades do motor pré-determinadas.

Esta solução foi considerada adequada para o modelo aqui apresentado uma vez que o objetivo é uma análise comparativa entre duas transmissões de relação diferentes numa mesma condição de operação.

Para os cálculos de consumo de combustível, os curtos períodos de tempo durante a mudança de marchas pode ser desconsiderado, pois em comparação com os longos períodos de condução e com a análise comparativa estes perdem sua já pequena representatividade. Nas Tabelas 3 e 4 são mostradas, respectivamente, as características da transmissão e eixo utilizadas neste modelo.

Tabela 3. Dados da Transmissão

Caixa de mudanças	EATON® FSB-5406-A (mecânica)	
Acionamento	Alavanca no assoalho	
Nº de marchas	6 à frente (sincronizadas) e 1 à ré	
Relações:	1 <sup>a</sup>	9,01:1
	2 <sup>a</sup>	5,27:1
	3 <sup>a</sup>	3,22:1
	4 <sup>a</sup>	2,04:1
	5 <sup>a</sup>	1,36:1
	6 <sup>a</sup>	1,00:1
	ré	8,63:1
Tração	4 x 2	

Fonte: MWM International Motores.

### **Eixo traseiro**

Tabela 4. Dados do eixo traseiro

Tipo	Eixo rígido em aço estampado
Modelo	Meritor® RS 23-155
Relação de redução - simples	4,56:1

Fonte: MWM International Motores.

### **Rodas e pneus**

Tabela 5. Rodas e pneus

Aros das rodas	7.5" x 22.5"
Pneus	275/80R22.5

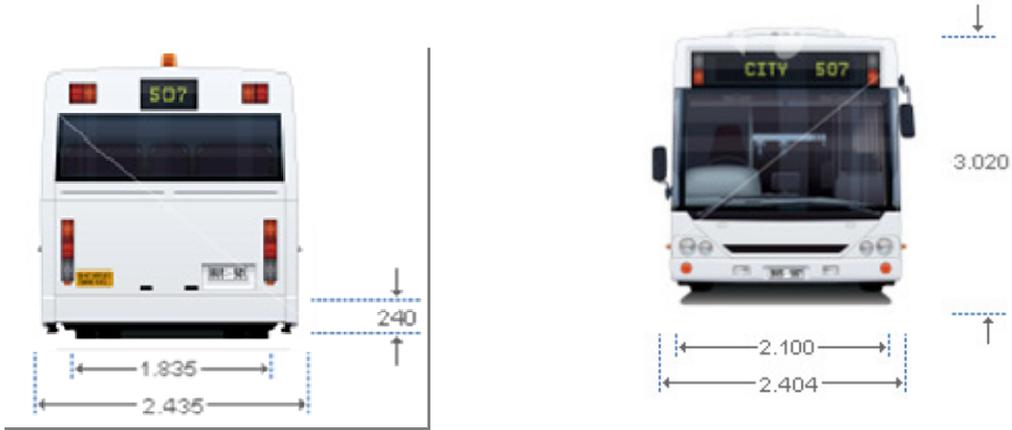
Fonte: MWM International Motores.

## Dimensões do veículo

Tabela 6. Dados do veículo

Área frontal [m <sup>2</sup> ]	5,6
Coefficiente de arraste aerodinâmico	0,67
PBT [kg]	17000

Fonte: Adaptada pelo autor.



Vista traseira

Vista frontal



Vista lateral

## 4. RESULTADOS DOS TESTES DE CAMPO

### 4.1 Avaliação da rota

Os dados que foram obtidos monitorando a rota permitiram levantar informações que ajudaram na melhor compreensão do comportamento do veículo e motorista. Foi registrado o perfil da posição do pedal x distancia percorrida aplicado pelo motorista nesta rota, mostrado na Figura 9, que foi usado como base para as demais simulações com diferentes escalonamentos de marcha.

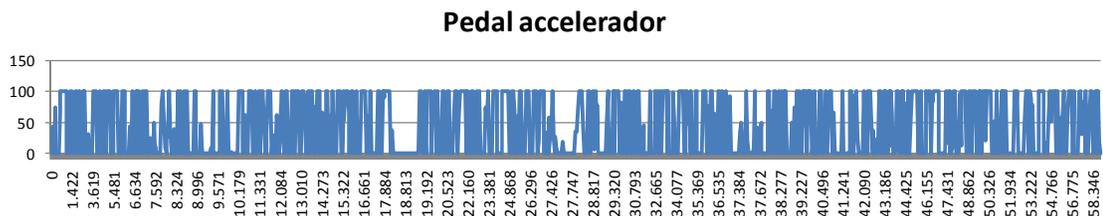


Figura 9. Dados de entrada: Pedal do acelerador x Distância percorrida.  
Fonte: Elaborada pelo autor.

Outro ponto importante a ser avaliado é o quanto o motor esta sendo solicitado neste percurso, ou seja, se existe reserva de torque suficiente para propor alterações no sistema de transmissão. Para isso é utilizada a relação entre a quantidade de combustível injetada (debito) x rotação do motor, conforme mostrado na Figura 10, onde é possível concluir que a partir de 1200 rpm até 2200 rpm há reserva de torque, propiciando uma possível alteração no escalonamento de marchas sem prejudicar o desempenho do veículo.

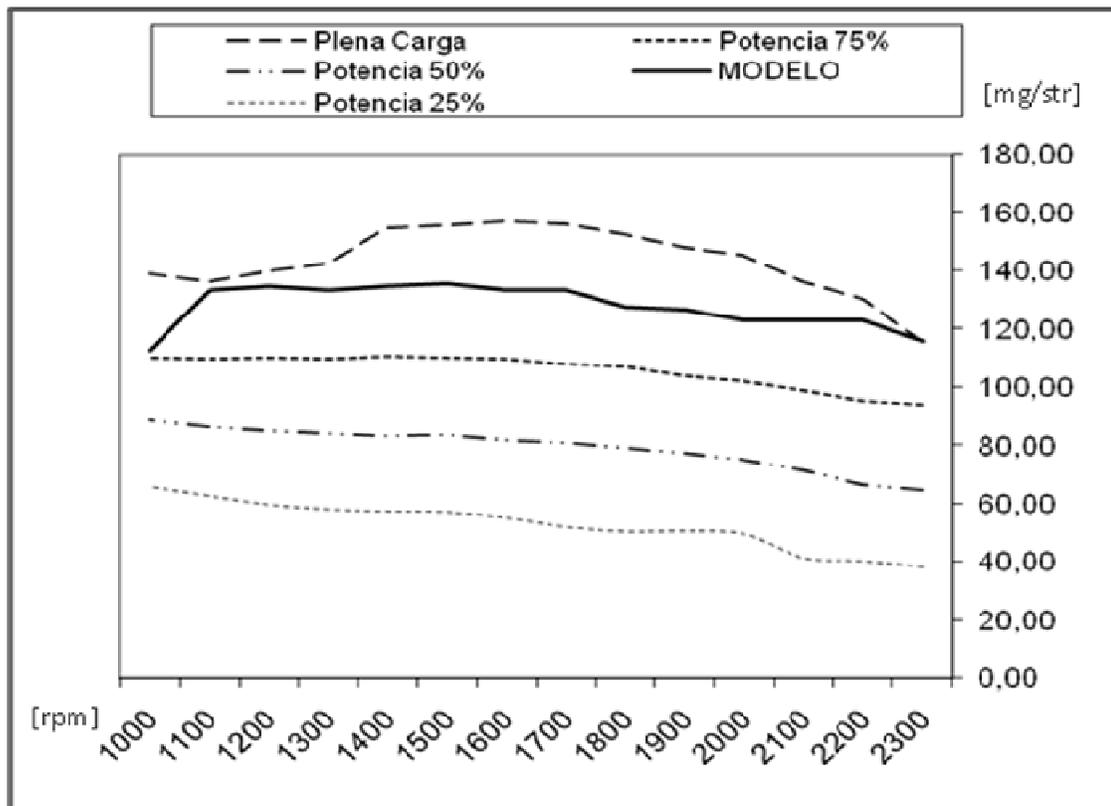


Figura 10. Débito[mg/str] x rotação do motor [rpm].  
 Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 11 mostra a participação de cada relação de transmissão no consumo total de combustível da rota.

Como podemos perceber, a 3ª marcha é a que possui a maior participação nesta rota seguida pela 4ª e 2ª que praticamente se igualam, totalizando 74% do total do consumo de combustível.

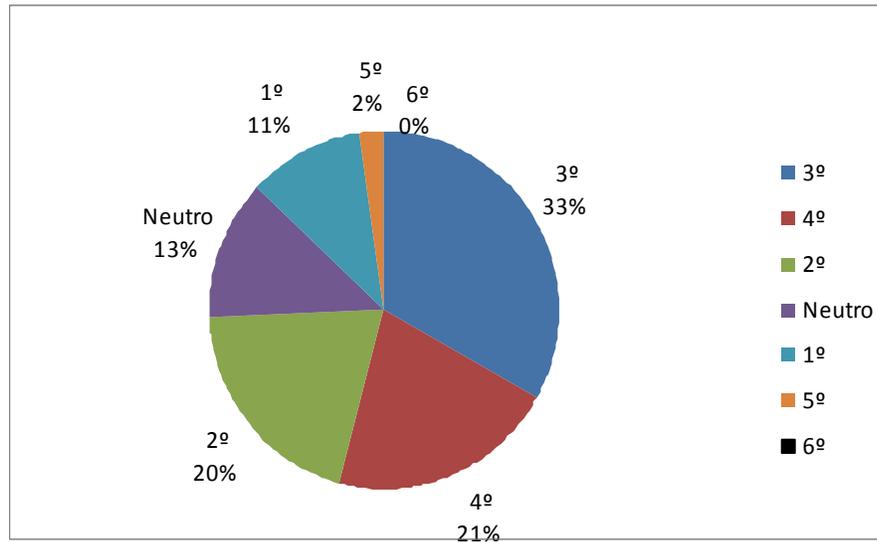


Figura 11. Consumo de combustível por marcha.  
 Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 12 temos o levantamento da participação de cada relação de transmissão no tempo do trajeto e novamente, as mais representativas são a 3ª e 4ª marchas.

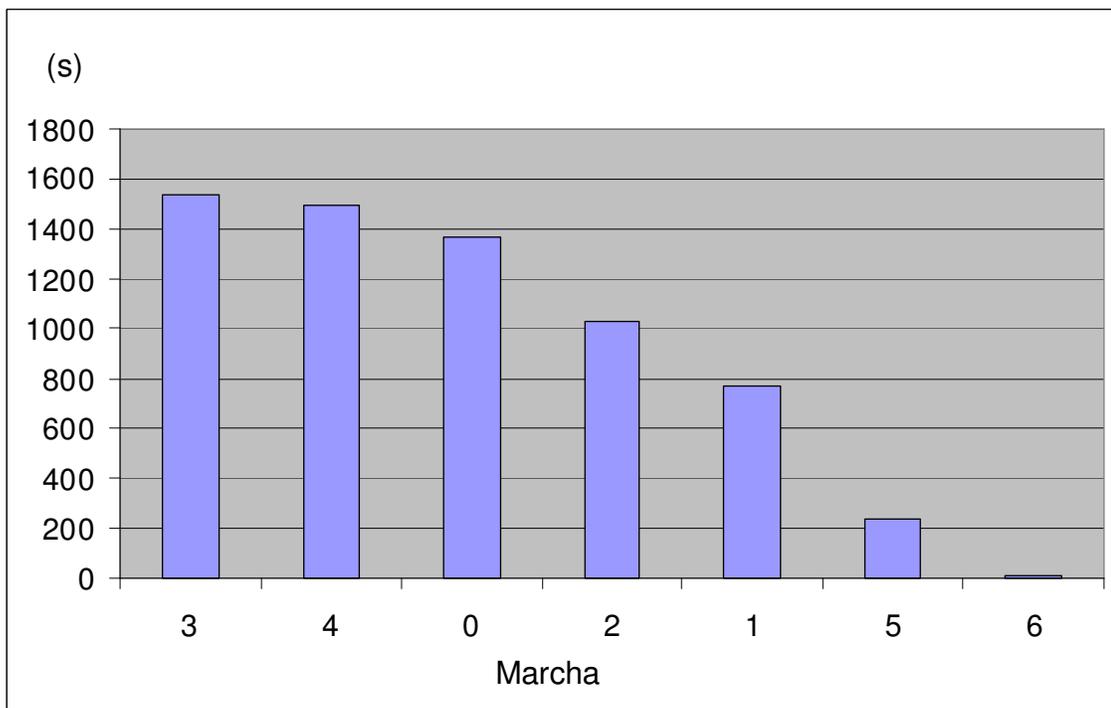


Figura 12. Tempo (s) por marcha.  
 Fonte: Elaborada pelo autor.

Como é possível perceber as relações com maior representatividade no consumo e no tempo do trajeto são as 3ª e 4ª, logo uma otimização no ciclo de trabalho priorizando estas velocidades trarão resultados relevantes. Outra constatação obtida foi o uso excessivo do ponto neutro (marcha 0) indicando a falta de treinamento do motorista que possivelmente devido à cultura dos motores com injeção de combustível via bomba injetora mecânica, ainda considera o veículo sem marchas engrenadas como o melhor ponto de consumo de combustível reforçando assim o assunto abordado por Beusen & Denys (2008).

As Figuras 13 a 18 mostram o ciclo de trabalho realizado pelo veículo desenhado sobre a curva de iso-consumo e dividido por relação de transmissão. Nessas figuras estão representadas o comportamento do motor em cada relação de transmissão, de acordo com o ciclo de trabalho.

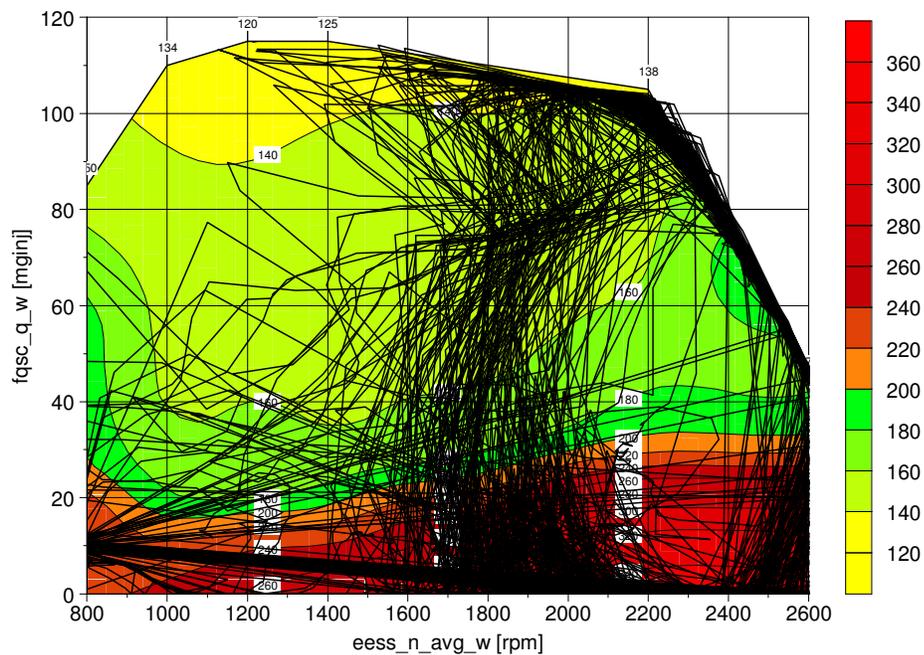


Figura 13. Curva da Iso-consumo: 1º marcha – Débito (mg/str) x rotação (rpm).  
Fonte: Adaptada pelo autor.

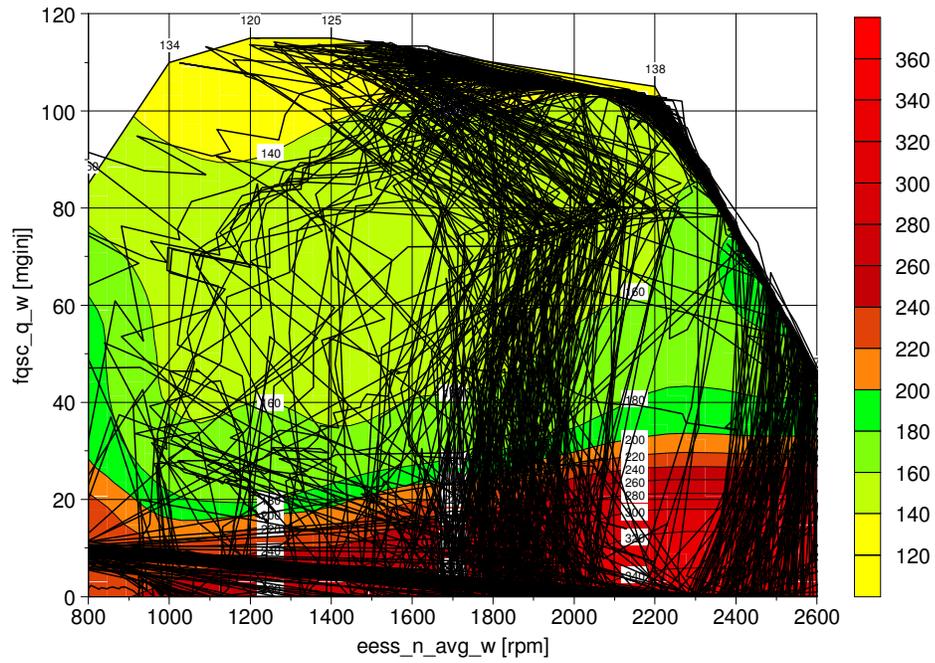


Figura 14. Curva da Iso-consumo: 2º marcha – Debito(mg/str) x rotação (rpm)  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

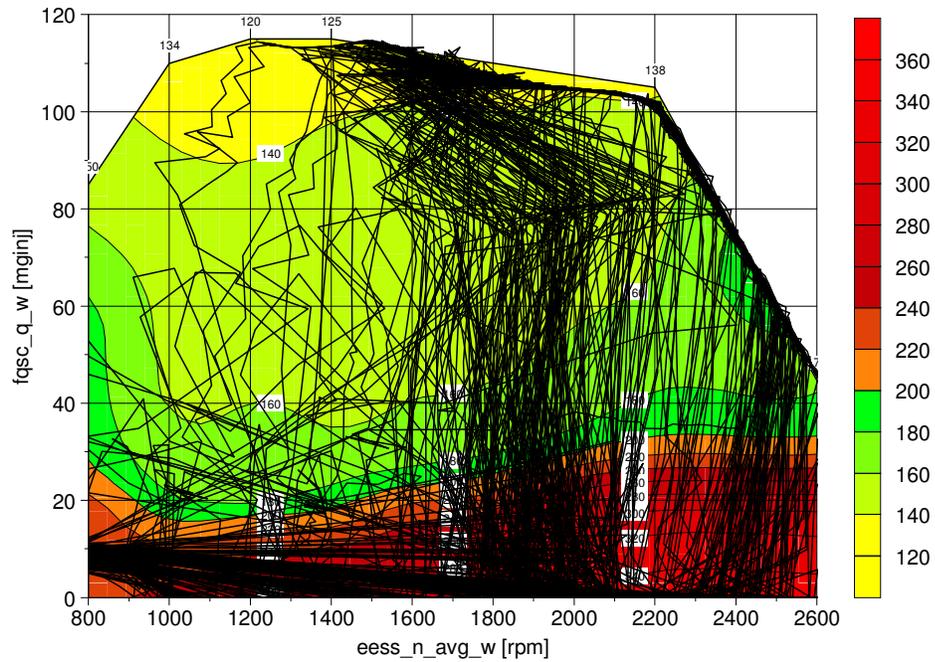


Figura 15. Curva da Iso-consumo: 3º marcha – Debito(mg/str) x rotação (rpm)  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

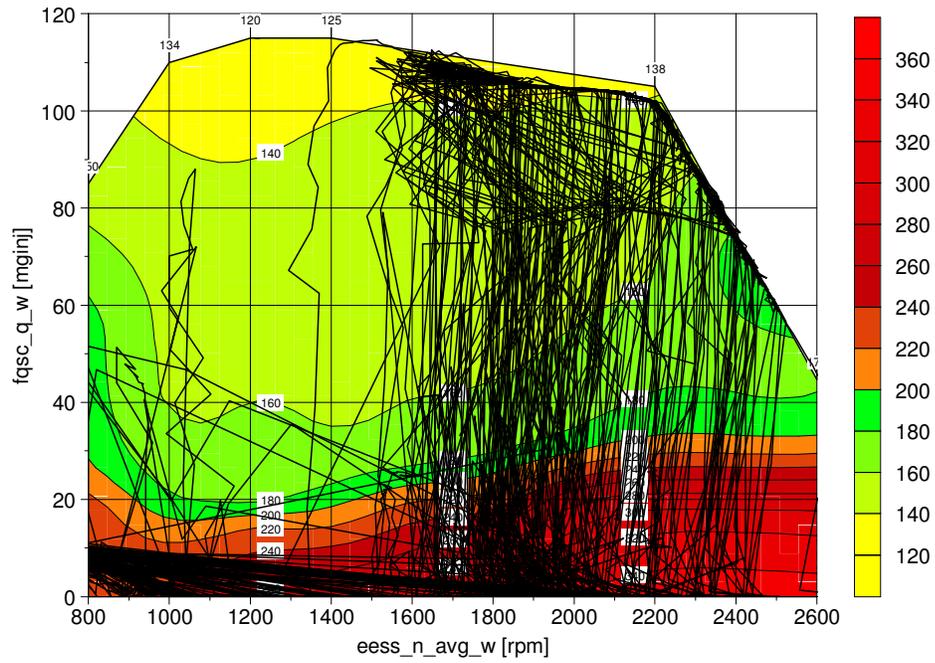


Figura 16. Curva da Iso-consumo: 4º marcha – Débito(mg/str) x rotação (rpm).  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

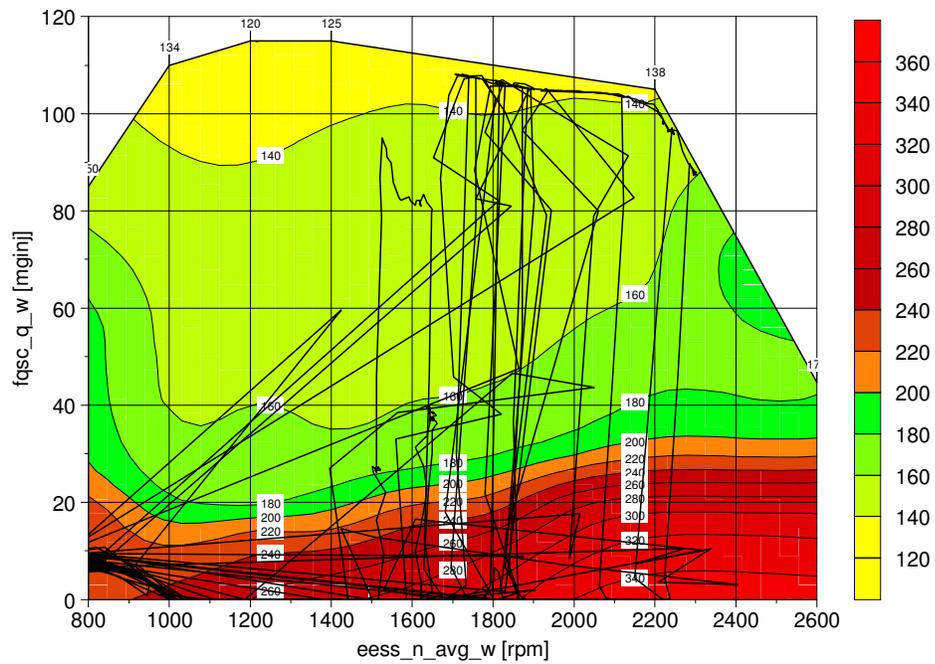


Figura 17. Curva da Iso-consumo: 5º marcha – Débito (mg/str) x rotação (rpm).  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

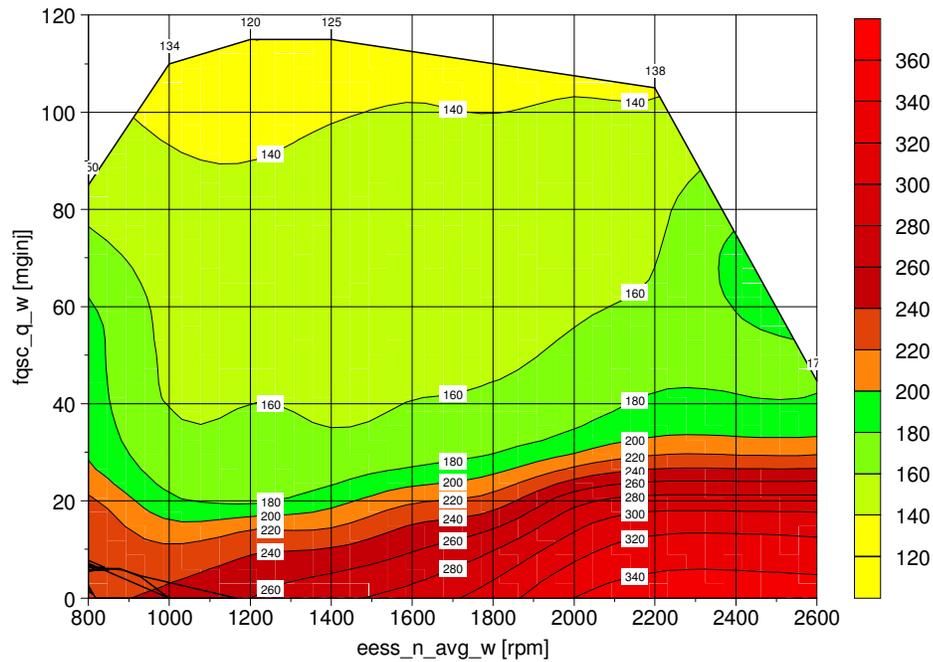


Figura 18. Curva da Iso-consumo: 6<sup>o</sup> marcha – Débito(mg/str) x rotação (rpm).  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

Em todas as relações  possível perceber que a maior faixa de trabalho encontra-se deslocada da faixa de melhor rendimento do motor, algumas vezes atingindo a rotação de máxima livre. Caracteriza-se assim uma condição do regime de rotação do motor prejudicial ao consumo de combustível, e a necessidade de um estudo prévio da aplicação para a correta escolha do escalonamento de marchas.

No caso especifico da 6<sup>a</sup> marcha, esta se mostra tão inadequada que sua participação no ciclo total não chega a 1%.

Este trabalho focar na seleção de uma relação de transmissão que posicione o perfil de rotação do motor na rota efetuada pelo veículo, em uma faixa de melhor rendimento.

## 5. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Em um ambiente de simulação é fundamental que o usuário final tenha um resultado factível com o apresentado em campo. Por isso é muito importante que o dispositivo gráfico possa de forma rápida e confiável mostrar esses resultados. Através do sistema de estudo simulado, é possível obter um bom entendimento das características do sistema e assim tomar decisões em um projeto de computação gráfica para a simulação de um ambiente dinâmico.

O Software GT drive© foi o escolhido por já ser utilizado na empresa e por apresentar uma interface simples, tornando-se uma ferramenta de fácil aplicação. A Figura 19 detalha o modelo produzido neste trabalho, que pode ser utilizado como base para os demais ensaios, configurando os respectivos dados de veículo e rota. Foram utilizados para a validação deste modelo os dados adquiridos em campo, contudo alguns parâmetros foram considerados após pesquisa na literatura especializada e outros foram adotados como “default” do simulador. Este artifício é considerado válido devido à proposta de este trabalho ser uma análise comparativa entre diferentes escalonamentos de marchas, portanto influencias como a alteração do fator de resistência à rolagem dos pneus devido à alteração da temperatura, entre outros, pode ser desconsiderada.

### Dados de entrada

Os dados utilizados para as simulações são listados a seguir:

#### ROTA

- Distância percorrida.
- Elevação da pista;

#### VEÍCULO

- GVW.
- Área frontal.
- Coeficiente de resistência aerodinâmica.

- Distância entre eixos.
- Distância do CG até o eixo de tração (traseiro).

### MOTOR

- Ciclo (Diesel).
- Volume deslocado.
- Numero de cilindros.
- Curvas de torque (plena carga e parciais).
- Curvas de consumo específico (plena carga e parciais).
- Combustível (densidade / poder calorífico).

### TRANSMISSÃO

- Momento de inércia.
- Numero de marchas.
- Eficiência mecânica.

### MOTORISTA

- Pedal de acelerador.
- Pedal de freio.
- Pedal de embreagem.
- Tempo de troca de marchas.
- Rotação do motor para troca de marchas.

### PNEU

- Raio de rolagem.
- Fator de resistência à rolagem.

## EIXO TRASEIRO

- Relação de transmissão.
- Rendimento mecânico.

## AMBIENTE

- Temperatura.
- Umidade relativa.
- Pressão atmosférica.
- Velocidade do vento.

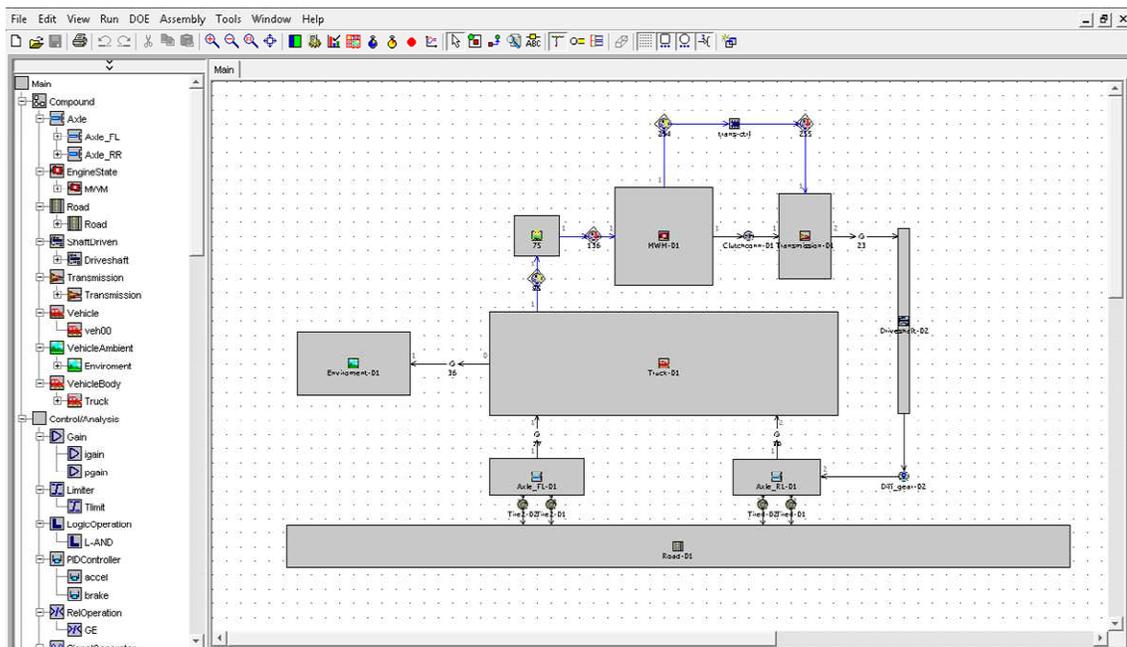


Figura 19. Modelo computacional em GT Drive®  
Fonte: Adaptada pelo autor.

Após a elaboração do modelo e configuração dos dados de veículo e rota adotamos algumas considerações para uma maior proximidade de resultados com os obtidos em campo:

- A desaceleração do veículo foi considerada uma constante para todas as frenagens, o valor utilizado foi de 0,6 m/s<sup>2</sup>. Este valor teve que ser transformado em torque de frenagem através da aplicação da segunda lei de Newton. Como a massa do veículo é conhecida, chegamos à força de frenagem no eixo e com a dimensão do pneu chegamos ao torque de frenagem. Mesmo assim, ajustes na frenagem em alguns pontos da rota tiveram que ser efetuados.
- O simulador não considera o neutro como uma marcha disponível para engrenamento.

### **Validação do modelo**

Com os dados que possuímos do motor e do veículo é possível levantar as curvas de desempenho (teórica).

### **Força trativa**

#### ***Equação 5.1***

$$F_t = \frac{(T_m \cdot i_T \cdot n_{iT} \cdot i_E \cdot n_{iE})}{R_r}$$

Onde:

$F_t$  = Força trativa [kgf]

$T_m$  = Torque do motor [kgf.m]

$i_T$  = Relação de transmissão

$n_{iT}$  = Rendimento da relação de transmissão [%]

$i_E$  = Relação do eixo traseiro

$n_{iE}$  = Rendimento do eixo traseiro [%]

$R_r$  = Raio de rolagem =  $\frac{3,05 \times \text{diâmetro externo pneu}}{2\pi}$  [m]

$2\pi$

Nas Figuras 20 a 25 são apresentadas as curvas de força trativa divididas por cada relação de transmissão e variando-se a porcentagem de carga aplicada pelo motor. Estes valores são utilizados pelo software para relacionar o torque disponível do motor para cada posição de pedal imposta pelo motorista. Nota-se uma alteração no perfil da curva na medida em que diminui-se a carga fornecida pelo motor, tornando menor as rotação de máxima força trativa.

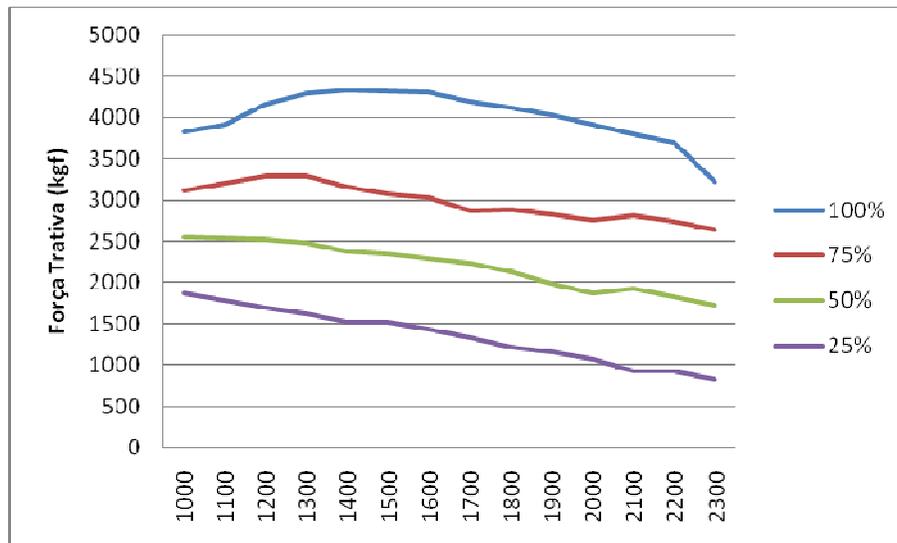


Figura 20. Curvas de Força trativa em 1ª marcha.  
Fonte: Adaptada pelo autor.

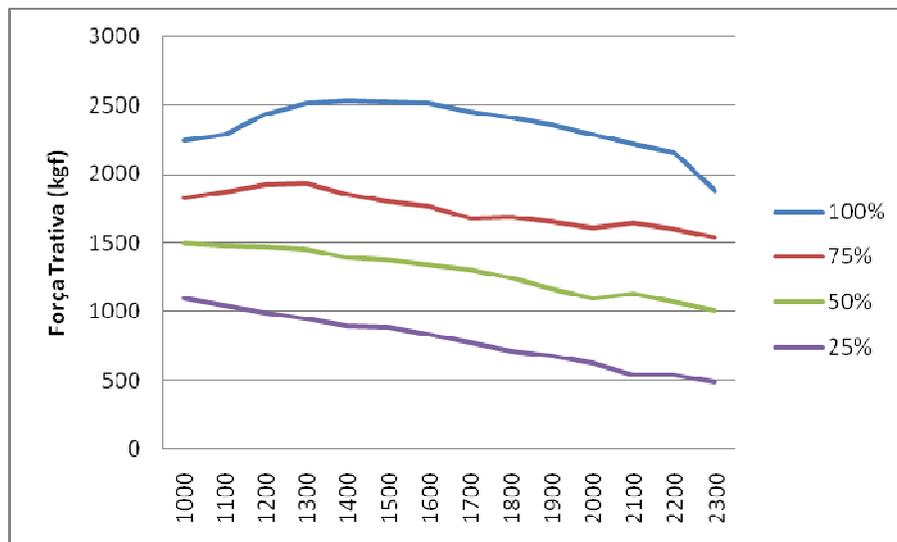


Figura 21. Curvas de Força trativa em 2ª marcha  
Fonte: Adaptada pelo autor.

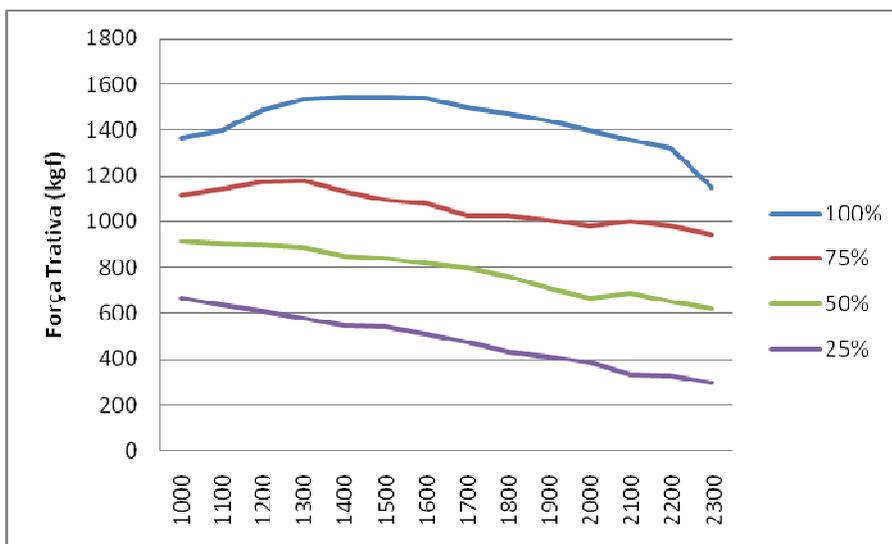


Figura 22. Curvas de Força trativa em 3ª marcha.  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

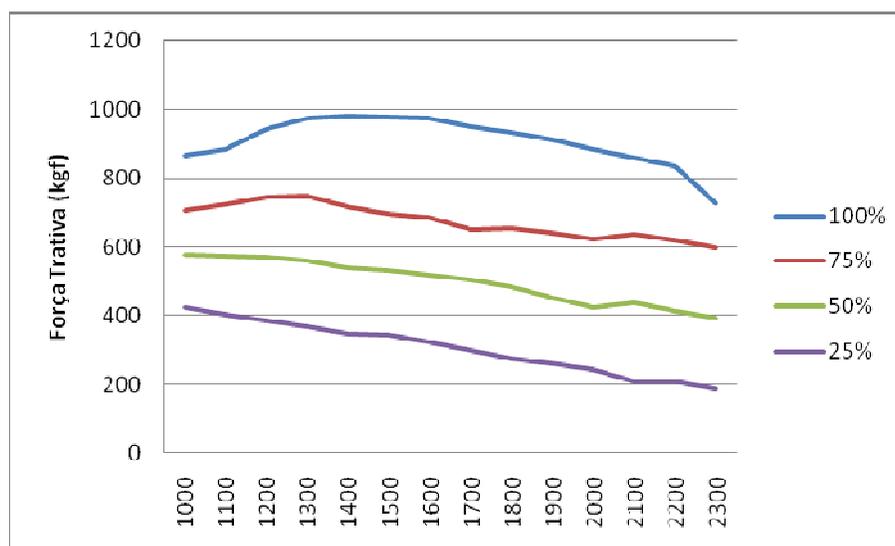


Figura 23. Curvas de Força trativa em 4ª marcha.  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

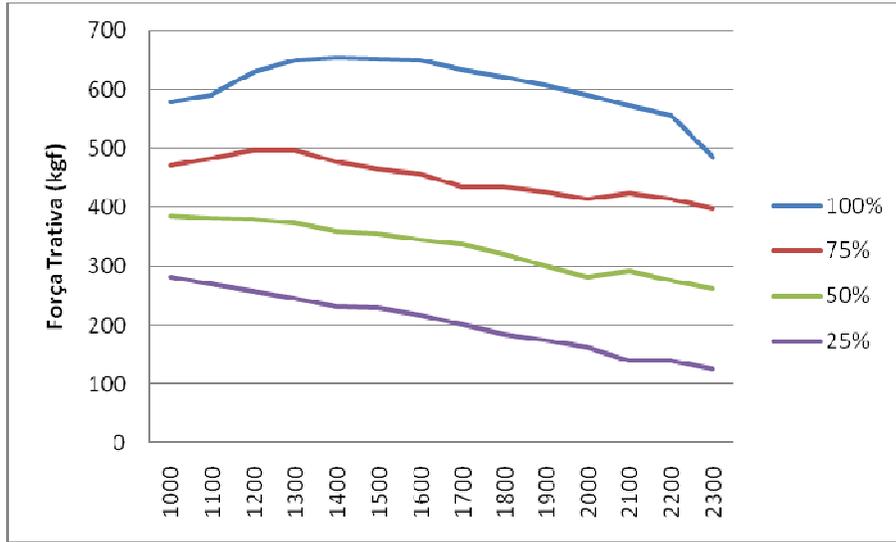


Figura 24. Curvas de Força trativa em 5ª marcha.  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

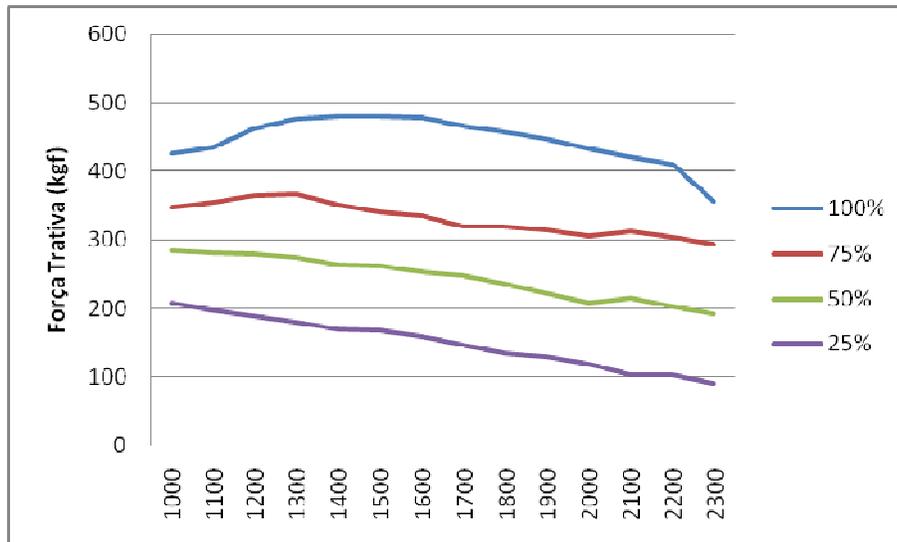


Figura 25. Curvas de Força trativa em 6ª marcha.  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

## **Forças resistivas**

### **Resistências ao movimento**

Estando um veículo em movimento, várias forças opõem-se ao seu deslocamento, gerando resistências que devem ser vencidas ao longo do trajeto.

O autor Schroeder (1965), classifica as forças de resistência ao movimento em dois grupos, sendo que no primeiro as forças são devidas à velocidade do veículo e, no segundo, as forças são devidas à configuração da pista, podendo também variar em função da velocidade do veículo. Como forças devidas à velocidade tem-se a resistência ao rolamento, a resistência aerodinâmica, a resistência provocada pela inércia e pelo atrito dos elementos de transmissão e a resistência devida à aceleração do veículo.

Já em relação às forças devidas à configuração da pista, temos a resistência provocada pelas rampas e a resistência gerada pela força centrífuga nas curvas, tipos de pavimento, entre outras. As resistências acima citadas serão descritas nos itens a seguir.

### **Resistência ao rolamento**

O coeficiente de resistência ao rolamento depende do tipo de pneu e permanece aproximadamente constante até velocidades próximas a 100 km/h. (Sousa, 2004).

A resistência ao rolamento depende também do peso do veículo, então um veículo carregado terá uma resistência ao rolamento maior que se estivesse vazio.

#### ***Equação 5.2***

$$R_r = f \cdot m \cdot g \cdot \cos\theta$$

Gillespie (1992), apresenta valores médios de “f” para veículos comerciais pesados trafegando em diversos pavimentos, como por exemplo:  $f = 0,0120$  em superfícies de concreto;  $f = 0,06$  para superfícies de dureza média e  $f = 0,25$  para areia.

Segundo Limpert (1989), o coeficiente de resistência ao rolamento “f” pode ser calculado através da seguinte equação:

### **Equação 5.3**

$$f = ka + \left(\frac{0,15}{f}\right) + \left(\frac{kb}{f}\right) + \left(\frac{v[mph]}{100}\right)^2$$

Onde os valores de ka e kb dependem do tipo de pneu, conforme segue:

*Pneus radiais* – ka = 0,005 ; kb = 0,67

*Pneus diagonais* – ka = 0,009 ; kb = 1,0

### **Resistência aerodinâmica**

A resistência aerodinâmica é a resistência que o ar oferece ao avanço do veículo quando este sujeita-se aos ventos frontais e laterais que se opõem ao seu movimento. A força devida à resistência aerodinâmica (Ra) é expressa pela seguinte equação:

### **Equação 5.4**

$$Ra = \frac{\rho}{2} \cdot V^2 Cx \cdot A$$

Nesta equação, para a pressão atmosférica p = 1 atm e temperatura do ar T = 288 K, a densidade do ar  $\rho$  é igual a 1,2250 kg/m<sup>3</sup>.

O formato do veículo causa diversas mudanças na distribuição de pressão e, conseqüentemente, no arrasto produzido. Segundo Carregari (2006), o coeficiente de arraste de um ônibus é cerca de 1,5 vez maior que de um veículo de passeio e seu valor varia na faixa de 0,5 á 0,8.

Hucho (1987), menciona que um modelo de ônibus com a parte frontal com os cantos não arredondados (Figura 26 (a)) apresenta um Cx=0,88 enquanto que, um modelo com a mesma frente mas com os cantos arredondados (Figura 26 (b)) apresenta um Cx=0,36. Um terceiro modelo com ângulo de inclinação frontal e arredondamento da frente (Figura 26 (c)) apresenta um Cx=0,34.

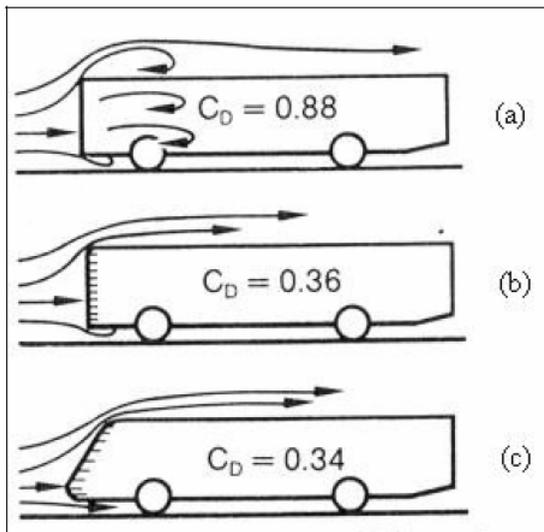


Figura 26. Coeficiente de arraste aerodinâmico.  
Fonte: Adaptada pelo autor.

### Resistência devido às rampas

A força de resistência gerada pela inclinação da pista é obtida por cálculo através da fórmula abaixo:

#### *Equação 5.5*

$$R_g = m \cdot g \cdot \text{sen}\theta$$

Pois o ângulo  $\theta$  é negativo quando o veículo enfrenta subidas. Neste caso, o valor da força na direção X ( $R_{gx}$ ) será negativo, enquanto que nas descidas  $R_{gx}$  será positivo; no plano horizontal,  $R_{gx}$  será igual a zero.

Com a associação destas equações, chegamos à seguinte condição:

#### *Equação 5.6*

$$F_t - F_r = m \cdot a$$

E detalhando:

**Equação 5.7**

$$m \cdot \ddot{x} + \frac{\rho}{2} C_x \cdot A \cdot \dot{x}^2 + f \cdot m \cdot g \cdot \cos\theta + m \cdot g \cdot \sin\theta = \frac{T_{mi} \cdot \eta_i \cdot T_{mT} \cdot \eta_{mT} \cdot E_{mi} \cdot E_{mT}}{R_r}$$

Redução de ordem:

$$y1=x$$

$$y2=\text{diff}(y1)=\dot{x}$$

$$dy2=\text{diff}(y2)=\ddot{x}$$

**Equação 5.8**

$$dy2 + \frac{\rho C_x A}{2 \cdot m} \cdot y_2^2 + g \cdot \cos\theta \cdot f + \sin\theta \cdot g - \frac{T_{mi} \cdot \eta_i \cdot T_{mT} \cdot \eta_{mT} \cdot E_{mi} \cdot E_{mT}}{R_r \cdot m} = 0$$

Aplicando um integrador numérico, por exemplo Euler, chegaremos aos valores de deslocamento (x), de velocidade ( $\dot{x}$ ) e aceleração ( $\ddot{x}$ )

No software estudado, este balanço de forças é a base para os cálculos de desempenho. Após o processamento das informações, obteve-se o perfil de velocidade simulado que através da análise comparativa com o perfil adquirido na rota, forneceu a diferença pontual entre as velocidades ilustrada na Figura 27. A resposta obtida pela simulação para a velocidade média simulada foi igual á 34,3 km/h enquanto que a aquisitada na rota foi de 32,6 km/h, uma diferença de 5,2%, devido ao coeficiente de frenagem adotado como constante, o que por algumas vezes não permitiu a parada por completo do veículo, propiciando assim atingir uma velocidade máxima maior e principalmente devido ao fato do motorista utilizar em excesso a condição de veículo sem estar com alguma marcha engrenada (ponto neutro), o que acarretou conseqüências também na resposta de consumo e tempo total do percurso.

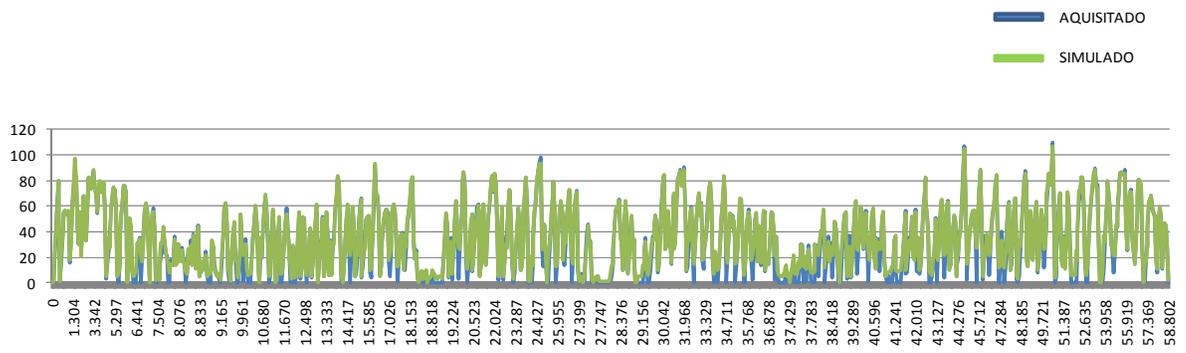


Figura 27. Velocidade (km/h) X Deslocamento (m).  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

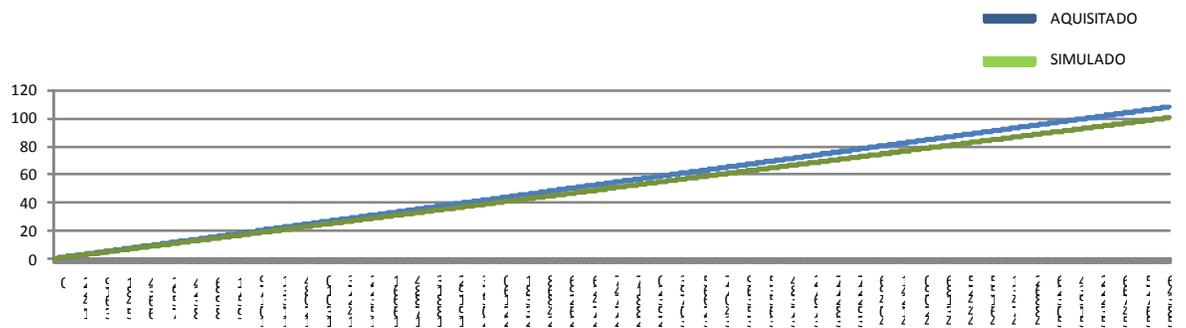


Figura 28. Tempo (min) x deslocamento (m).  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

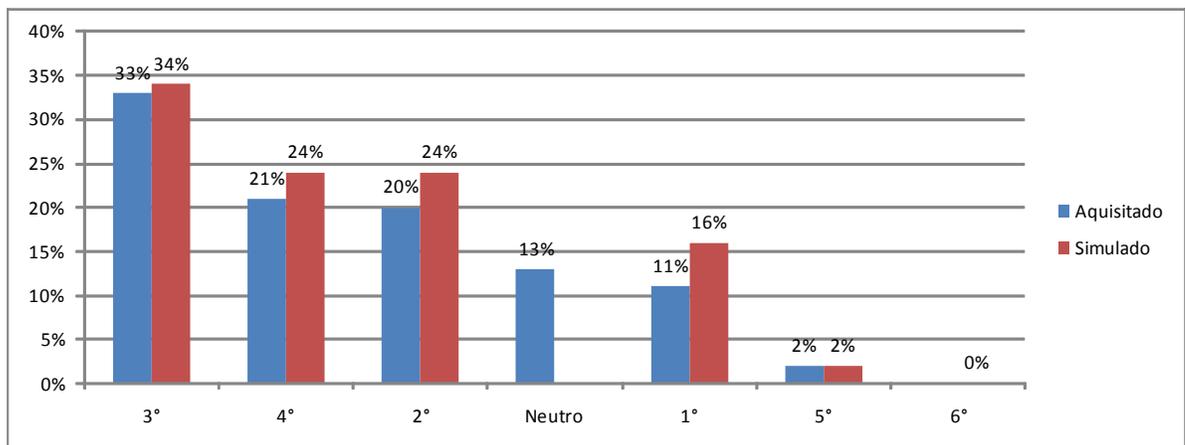


Figura 29. Comparativo de consumo do ciclo por marcha.  
 Fonte: Adaptada pelo autor.

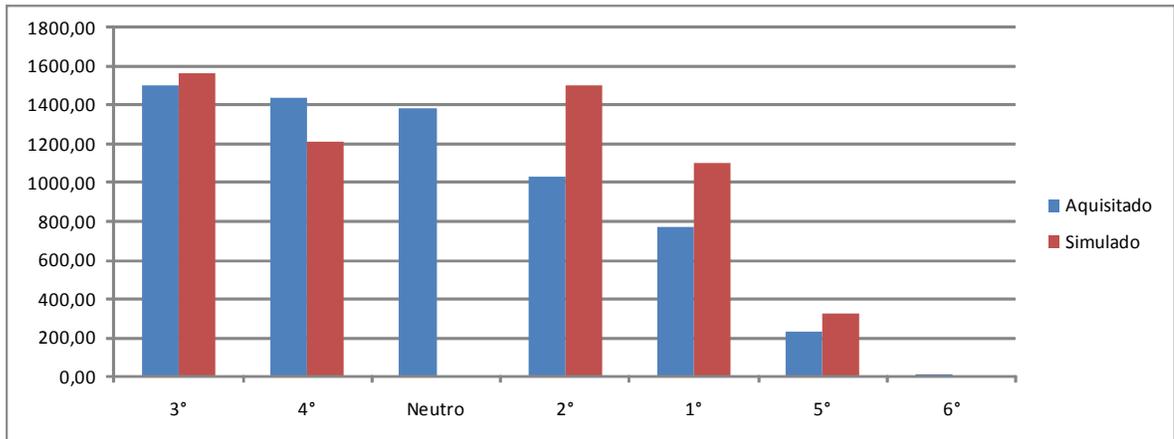


Figura 30. Comparativo tempo (s) utilizado por marcha.  
Fonte: Adaptada pelo autor.

Tabela 7. Resultados de simulação x aquisição em campo.

	Velocidade média	Tempo total	Consumo médio de combustível
Aquisitado	32,6 km/h	108 min	3,44 km/l
Simulado	34,3 km/h	102 min	3,64 km/l
Diferença (%)	5,2	5,6	5,5

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados obtidos pela simulação não apresentam uma diferença maior que 6%. Sendo que o software será utilizado em uma análise comparativa, os efeitos devido ao coeficiente de frenagem adotado e ao perfil do motorista, grandes responsáveis pelo erro encontrado, podem ser descartados e assim o modelo pode ser considerado validado.

## Avaliação de desempenho com novas relações de transmissão

Com o modelo validado, alterações no escalonamento de marchas podem ser propostas para avaliação do comportamento do veículo quanto ao seu desempenho e consumo de combustível. Os dados de campo, mostrados nas Figuras de 13 à 18, sugerem que o motor está trabalhando acima da faixa de melhor consumo de combustível. Para um melhor rendimento do motor, temos que reduzir esse regime de rotações. Como adotamos que a posição do pedal é um dado de entrada, logo, relações mais longas foram consideradas a fim de atingir esta redução. Primeiramente, devido a esta solução ser utilizada em campo, vamos avaliar a troca do eixo traseiro. Posteriormente uma relação de transmissão mais longa, e de 5 velocidades, disponível no mercado e finalmente com a utilização da CVT, sigla em inglês para a transmissão continuamente variável, esta avaliação da influencia do escalonamento de marchas torna-se completa para os objetivos deste trabalho.

### Alteração do eixo traseiro

Será testado o desempenho utilizando um novo eixo proposto com relação de transmissão de 4,11:1. Os rendimentos e inércias do conjunto foram considerados os mesmos do eixo atual.

### Resultados

As simulações realizadas com esta configuração forneceram os seguintes resultados:

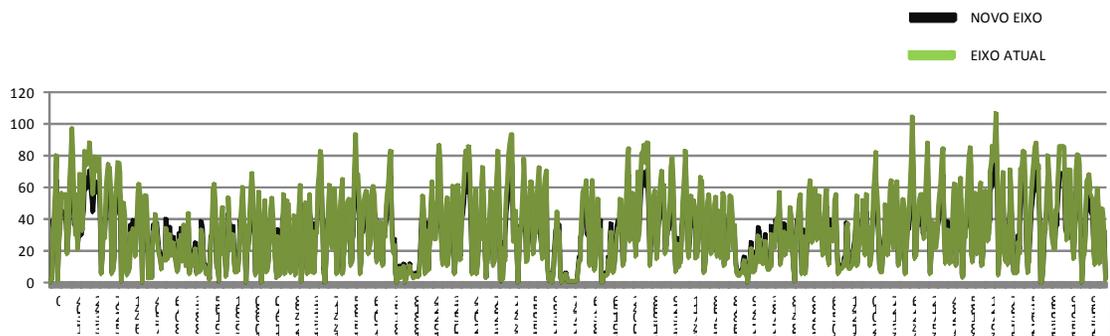


Figura 31. Velocidade (km/h) X Deslocamento (m)

Fonte: Elaborado pelo autor.

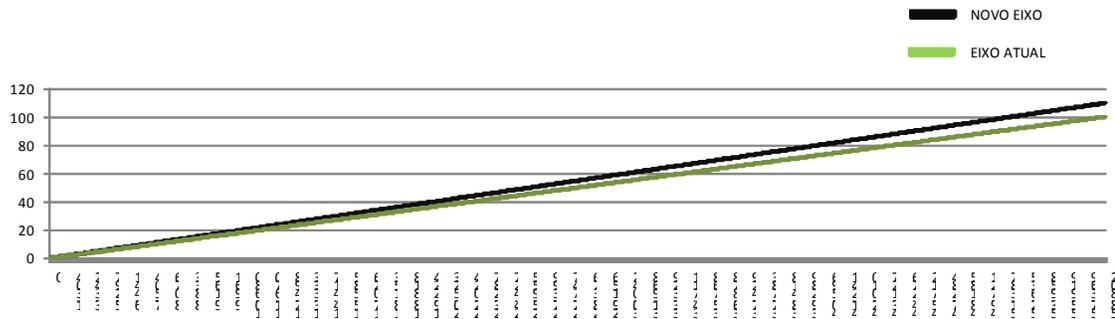


Figura 32. Tempo (min) x deslocamento (m)  
 Fonte: Elaborado pelo autor.

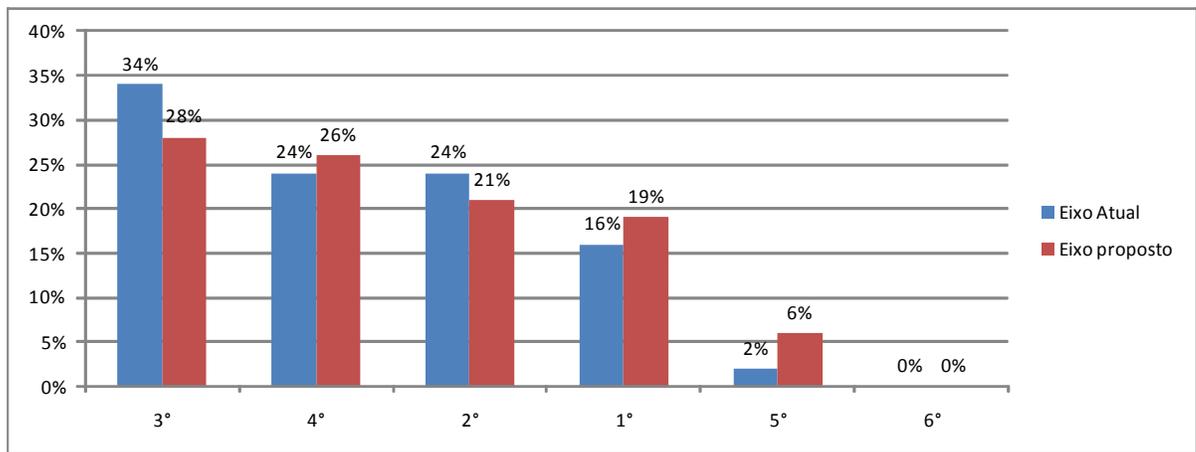


Figura 33. Comparativo de consumo por marcha – Eixo proposto  
 Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 8. Resultados Eixo Atual x Eixo proposto.

	Velocidade média	Tempo total	Consumo médio de combustível
Eixo atual	34,3 km/h	102 min	3,64 km/l
Eixo proposto	33,3 km/h	105 min	3,79 km/l
Diferença (%)	2,8	3	4,5

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados obtidos na simulação, mostrados na Tabela 8, apresentam uma diferença no consumo de 4,5% com a mudança da relação do eixo traseiro. Esta significativa melhoria atribui-se á alteração no regime de rotações do motor. Nota-se que neste caso a utilização da 6ª marcha foi nula conforme ilustrado na Figura 33.

Devido à reserva de torque, a diferença na velocidade média e conseqüentemente no tempo do percurso foi menor que o ganho no consumo.

### Mudança da caixa de marchas

A nova transmissão proposta apresenta as características mostradas na Tabela 9:

Tabela 9. Dados da transmissão.

Caixa de mudanças		EATON® FS-4205-A (mecânica)
Acionamento		Alavanca no assoalho
Nº de marchas		5 à frente (sincronizadas) e 1 à ré
Relações:	1 <sup>a</sup>	8,05:1
	2 <sup>a</sup>	4,35:1
	3 <sup>a</sup>	2,45:1
	4 <sup>a</sup>	1,48:1
	5 <sup>a</sup>	1,00:1
	ré	8,63:1
Tração		4 x 2

Os rendimentos e inércias do conjunto foram considerados os mesmos da transmissão atual. Com esta configuração foram obtidas os resultados a seguir:

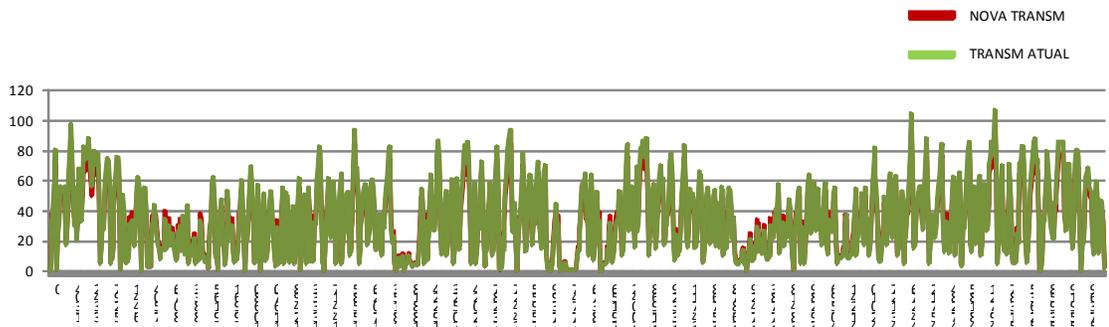


Figura 34. Velocidade (km/h) X Deslocamento (m)  
Fonte: Elaborado pelo autor.

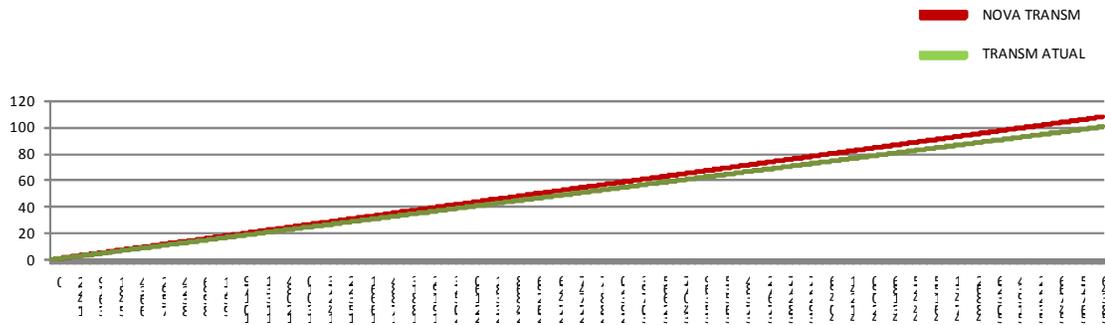


Figura 35. Tempo (min) x deslocamento (m)  
 Fonte: Elaborado pelo autor.

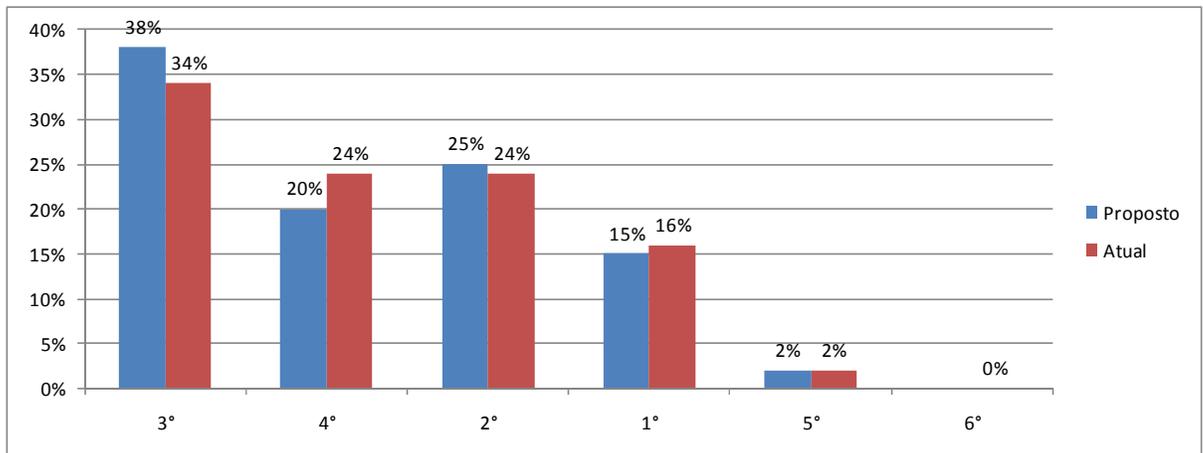


Figura 36. Comparativo de consumo por marcha  
 Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 10. Resultados Transmissão Atual x Transmissão proposta

	Velocidade média	Tempo total	Consumo médio de combustível
Transm. Atual	34,3 km/h	102 min	3,64 km/l
Transm. Proposta	33 km/h	106 min	3,73 km/l
Diferença (%)	3,8	3,9	2,5

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados obtidos na simulação, mostrados na Tabela 10, apresentam uma diferença no consumo de 2,5% com a mudança da relação de transmissão. A Figura 36 mostra que neste caso, a utilização da 5° marcha, que possui a mesma relação da 6° marcha na transmissão atual, foi levemente maior, porem ainda com uma participação muito pequena, o que é a característica do ciclo urbano. Diferente do ocorrido com a alteração do eixo traseiro, esta configuração apresentou uma relação desfavorável entre o ganho no consumo de

combustível contra a velocidade média e tempo do percurso, ilustrado respectivamente nas Figuras 34 e 35 caracterizando assim um menor aproveitamento do torque disponível, tornando-se esta uma solução menos atrativa, ainda mais devido ao maior custo na troca da transmissão do que do eixo traseiro.

### Utilização de CVT

O modelo utiliza como dados de entrada, assim como nas demais simulações, o perfil da pista, com distancia e elevação, e a posição do pedal de aceleração. Contudo, devido às maiores acelerações possibilitadas pela CVT, a desaceleração adotada passou de  $0,6\text{m/s}^2$  para  $0,8\text{m/s}^2$ . Este nível de desaceleração é mais comum em aplicações de transporte de carga, porem, este índice mais severo foi necessário para adequar o perfil de velocidade.

Assim como no veículo original, a relação de transmissão inicia em 9,01:1 até 1:1 , porem com infinitas combinações entre elas, e a relação do eixo traseiro mantém-se em 4,56:1.

A Figura 37 ilustra este novo modelo com conversor de torque e CVT.

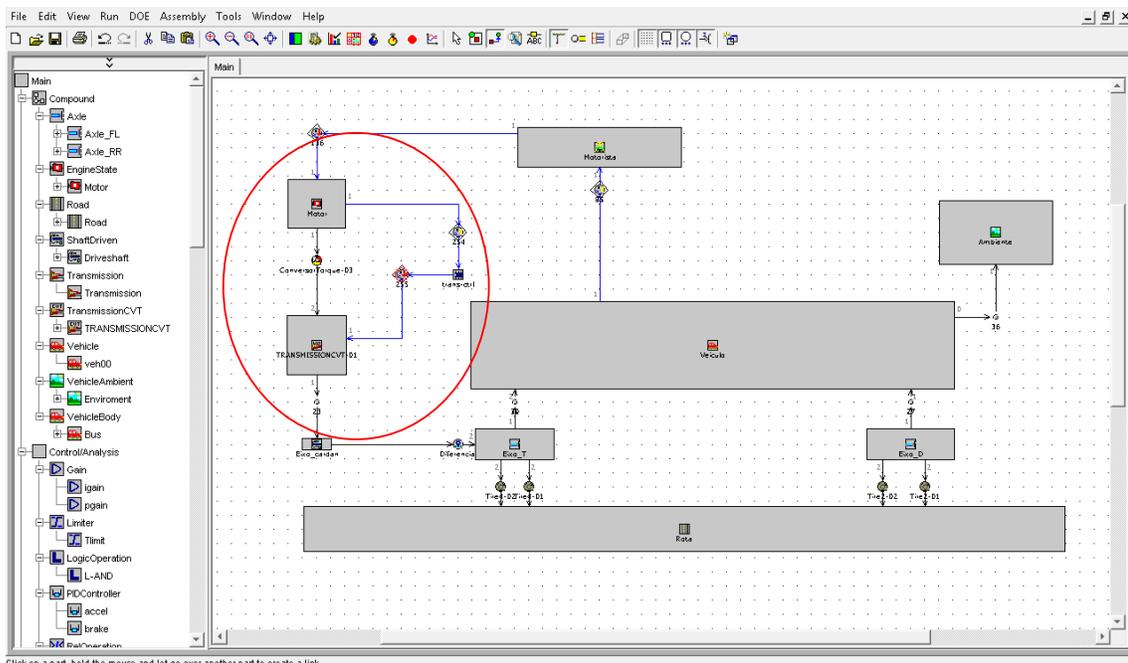


Figura 37. Modelo computacional em GT Drive® utilizando CVT.  
Fonte: Adaptada pelo autor.

## Resultados

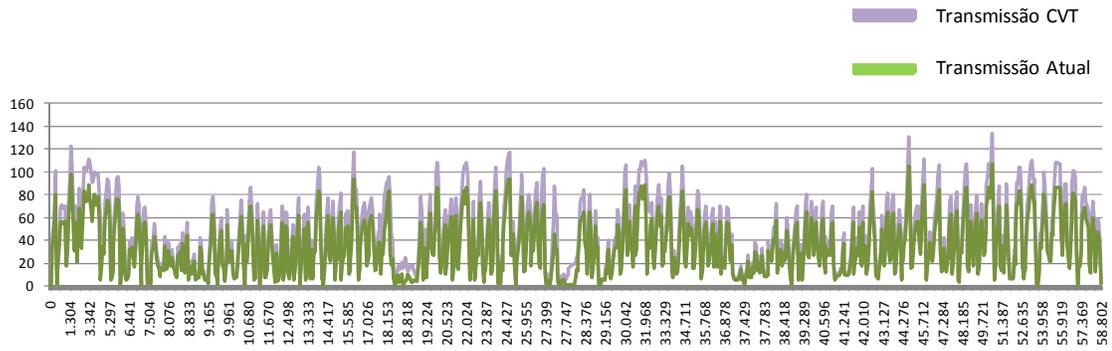


Figura 38. Velocidade (km/h) X Deslocamento (m)  
 Fonte: Elaborado pelo autor.

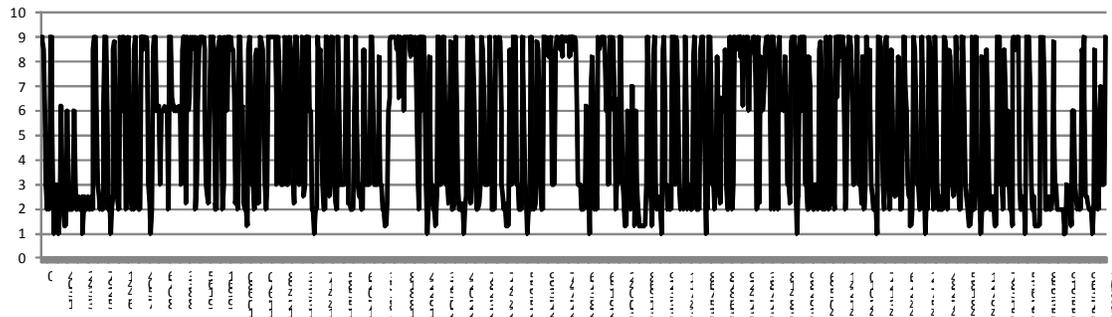


Figura 39. Relação de transmissão x distancia percorrida (m).  
 Fonte: Elaborado pelo autor.

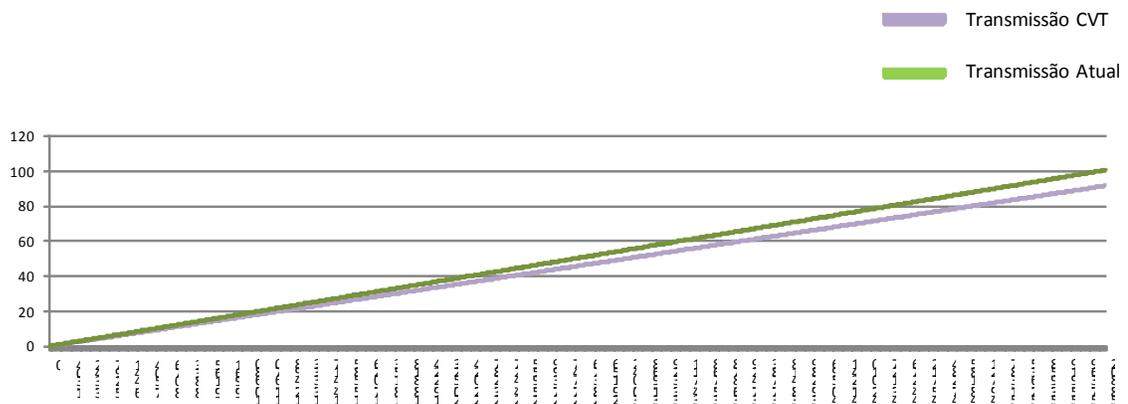


Figura 40. Tempo (min.) x deslocamento (m) – Transmissão CVT.  
 Fonte: Elaborado pelo autor.

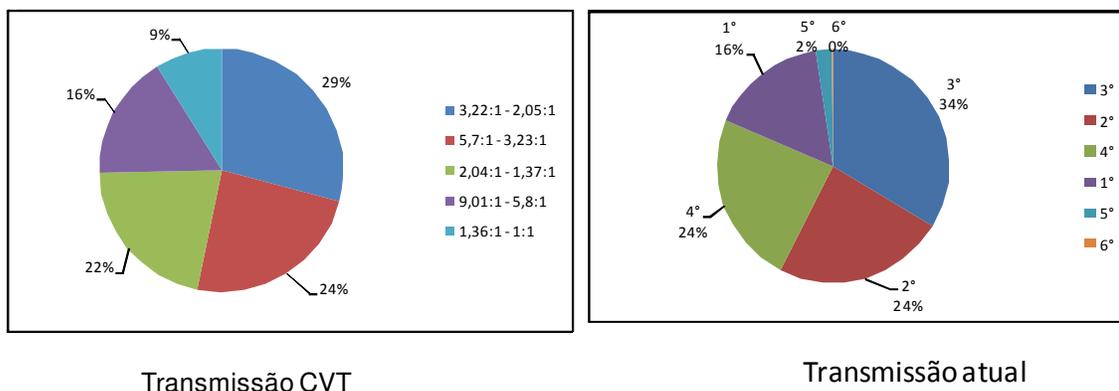


Figura 41. Comparativo de consumo por marcha  
 Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 11. Resultados Transmissão Atual x Transmissão proposta.

	Velocidade média	Tempo total	Consumo médio de combustível
Transm. Atual	34,3 km/h	102 min	3,64 km/l
Transm. CVT	36,5 km/h	95 min	3,77 km/l
Diferença (%)	6,4	6,8	3,5

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados obtidos na simulação, mostrados na tabela 11, apresentam uma diferença no consumo de 3,5%. Esta redução é menor que a obtida com alteração do eixo traseiro, contudo utilizando a CVT, a velocidade média do ciclo aumentou em consideráveis 6,4% e conseqüentemente o tempo total do percurso foi reduzido. As Figuras 38 e 40 ilustram esse ganho.

Devido ao ciclo de trabalho caracterizado por muitas paradas, acelerações e desacelerações e ao curto intervalo de rotações do motor que o software deve priorizar, a transmissão trabalha com uma alta oscilação entre os limites das relações, conforme ilustrado na Figura 39 e quantificado na Figura 41, onde intervalos foram adotados para viabilizar um comparativo com a transmissão mecânica.

Nota-se um acréscimo na utilização das relações entre 9,01:1-5,8:1 e 1,36:-1:1, que podem ser consideradas respectivamente como a 1° e a 5° marcha da transmissão mecânica.

Com este tipo de transmissão, o motorista tem a opção de com o alívio na posição do pedal, manter a velocidade média e o tempo de percurso dentro do itinerário do veículo e ainda aumentar a redução do consumo de combustível.

## 6. CONCLUSÃO

O presente trabalho demonstrou a aplicabilidade de um software de simulação de dinâmica veicular para a validação e análises comparativas do comportamento do veículo entre diferentes escalonamentos de marchas, comprovando mais um modo de atingir uma redução no consumo de combustível sem alterarmos características do motor, como componentes ou sua combustão, o que tem grande importância uma vez que com a evolução dos motores seus sistemas estão cada vez mais complexos, onde pequenas alterações podem ocasionar grande esforço no desenvolvimento, validação e em alguns casos até na homologação e certificação junto aos órgãos responsáveis.

Em sua validação, o consumo de combustível apresentou um erro de 5,5% que pode ser considerado alto para este software, onde o desvio aceito deve ser menor que 2%. Este erro é devido principalmente ao perfil de desaceleração adotado e ao comportamento do motorista não ter obedecido a um padrão. Contudo, para a análise comparativa, qual o modelo se propõe, estas influências são descartadas.

Com o estudo mais aprofundado sobre as necessidades de operação do veículo foi possível elaborar propostas exclusivas para especificamente este conjunto veículo / rota / operação. Com os resultados obtidos podemos ofertar, além da melhor configuração do trem de potência e suas relações de transmissão, sistemas para controle e atuação das trocas de marchas, desde o treinamento do motorista visando uma condução mais econômica, à simples instalação de uma luz de aviso no painel indicando o melhor momento para a troca de marchas, e até sistemas automáticos como a transmissão CVT que oferecem um melhor desempenho juntamente com redução no consumo de combustível.

Não foi possível adquirir dados suficientes para estabelecer um padrão de dirigibilidade do motorista e devido à característica da rota estudada, que para um circuito urbano é extremamente longa e para um circuito rodoviário possui uma baixa velocidade média, este modelo ainda necessita de um maior banco de dados com diferentes tipos de percurso e veículos, para que os resultados tenham validade estatística. Contudo, para o propósito de avaliação comparativa deste trabalho, a metodologia empregada é válida.

## 7. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ANDRÉ, M. The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions. **Science of the Total Environment**. Amsterdam, v 334-335, p.73-84, december 2004.

ANFAVEA. Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. Disponível em: < <http://www.anfavea.com.br/Index.html> >. Acesso em: 07 junho 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS . NBR 5484 - **Motores alternativos de combustão interna de ignição por compressão (Diesel) ou ignição por centelha (Otto) de velocidade angular variável** - método de ensaio. Rio de Janeiro, 8p. 1985.

BARBOSA, R. S. **Aplicação de sistemas multicorpos na dinâmica de veículos guiados**. 1999. 296f. Tese (Doutorado em Dinâmica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos, 1999.

CANALE, A.C.; RUFINO, R.T. **Study of the dynamic weight on the axle and wheels of an automobile using the static equilibrium or center of gravity range of the vehicle**. Warrendale: SAE International, 1993. (SAE Technical Paper Series n. 931648). 1993.

CANALE, A.C. **Automobilística: dinâmica e desempenho**. 1. ed. São Paulo: Editora Érica, 1989.

CATANIA et al. **New modeling for reliable evaluation of parameter variability effects on vehicle fuel consumption**. Detroit: SAE International, 2007. 14 p. (SAE paper 2007-01-0328)

CETESB - Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental do Estado de São Paulo. Brasil. 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: 07 junho 2010.

CIESLA, R. C.; JENNINGS, M. J. **A modular approach to powertrain modeling and shift quality analysis**. Detroit : SAE International, 1995. 11 p. (SAE paper 950419).

COSTA, A. L. A. et al. **Estudo da aderência pneu-pavimento e a sua influência na segurança veicular**. São Paulo: SAE International, 2003. (2003-01-3717).

DEDINI, F. G. **Projeto e otimização de uma transmissão planetária por rolos de tração**. 1986. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1986.

DEPETRIS, A. **Desenvolvimento e aplicação de um programa em MatLab Simulink para a simulação do desempenho de veículos rodoviários comerciais em movimento acelerado**. 1986. Dissertação. (Mestrado em Engenharia Automotiva). Escola Politécnica da

Universidade de São Paulo, São Paulo, 1986. Disponível em: < [http://www.automotiva-poliusp.org.br/mest/banc/pdf/alessandro\\_depetris.pdf](http://www.automotiva-poliusp.org.br/mest/banc/pdf/alessandro_depetris.pdf)>. Acesso em: 6 junho 2010.

DINIZ, J. B. **Desenvolvimento e validação de um software para simulação de consumo de combustível veicular**. 2009. 107f. Dissertação. (Mestrado em Engenharia Automotiva). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009. Disponível em: < [http://www.automotiva-poliusp.org.br/mest/banc/pdf/diniz\\_joao.pdf](http://www.automotiva-poliusp.org.br/mest/banc/pdf/diniz_joao.pdf)>. Acesso em: 6 junho 2010.

EVANCE, L. C. **An introduction to mathematical optimal control theory**. Oakland, CA: University of California, 2004.

FARZANEH, H. & SABOOHI, Y. **Software of passenger vehicle optimal work and energy recovery (POWER), twelfth urban transport and the environment in the 21st century**. Czech Republic: WIT Press Transactions, 2005.

FARZANEH, H. & SABOOHI, Y. Model for analysis of energy flow from tank-to-wheel in a passenger vehicle. **IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference Proceeding and Propulsion Conference Proceeding**. Illinois Institute of Technology, Chicago, Illinois, USA. 2005.

FLUGA, E. C. **Modeling of the complete vehicle powertrain using Enterprise**. Detroit: SAE International, 1993. 12 p. (SAE paper 931179).

FORTI, A. W. **Estudo teórico experimental de parâmetros de projeto de uma transmissão continuamente variável tipo esfera cone**. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

GAO, Y.; CHECKEL, M. D. **Experimental measurement of on-road co2 emission and fuel consumption functions**. Detroit: SAE International, 2007. 13 p. (SAE paper 2007-01-1610)

GAUDINO, P.; STRAZZULLO, L.; ACCONGIAGIOCO, A. **Pseudo-empirical efficiency model of a gearbox for passenger cars, to optimise vehicle performance and fuel consumption simulation**. Detroit: SAE International, 2004. 13 p. (SAE paper 2004-01-1617)

GERHARDT, J.; HOENNINGER, H.; BISCHOF, H. **A new approach to functional and software structure for engine management systems**. Detroit: SAE International, 1998. 12p. (SAE paper 980801)

GIANNELLI, R. A. et al. **Heavy-duty diesel fuel consumption modeling based on road load and power train parameters**. Detroit: SAE International, 2005. 16 p. (SAE paper 2005-01-3549).

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw- Hill, 1988.

LA ROVERE, E. L. **Política ambiental e planejamento energético, programa de planejamento energético**. Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ, 1995.

LaCLAIR, J. T.; TRUENNER, R. **Modeling of fuel consumption for heavy-duty trucks and the impact of tire rolling resistance**. Detroit: SAE International, 2005. (SAE paper 2005-01-3550).

LUCAS, G. G. **Road vehicle performance: methods of measurement and calculation**. 2. ed. Gordon and Breach Science Publishers, 1994.

LYU, M.S.; ROGERS, B. **Study for better vehicle fuel economy in a commercial vehicle using vehicle simulation**. Detroit: SAE International, 2006. (SAE paper 2006-01-1237)

MELO, T.; KRONEMBERG, S.; SIQUEIRA, D. **Comparação de resultados de emissões e consumo entre veículos híbridos e veículos nacionais utilizando gasolina com adição de etanol**. (SAE 2004 -397).

MIALHE, L. G. **Maquinas Agrícolas: ensaio e certificação**. Piracicaba: Fundação de estudos agrários Luiz de Queiroz, 1996. 722p.

MOTTA, R. S. **O mecanismo de desenvolvimento limpo e o financiamento do desenvolvimento sustentável no Brasil**. Rio de Janeiro: IPEA, 2000. 51 p. (Texto para Discussão, n.761).

NAVARRO, H. A. **Desempenho na aceleração e consumo de combustível de veículos rodoviários comerciais**. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1997.

PHILLIPS, A. W.; ASSANIS, D. N. A PC-based vehicle powertrain simulation for fuel economy and performance studies. **International Journal of Vehicle Design**, Jersey, v. 10, n. 6, p.639-658, 1989.

PRAHALAD, C. K.; KRISHNAN, M. S. The new meaning of quality in the information age, Boston, **Harvard Business Review**, p. 109-118, set. 1999.

QUEIROZ, J. F. **Introdução do veículo híbrido no Brasil: evolução tecnológica aliada à qualidade de vida**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006. Disponível em: < <http://www.mecanica-poliusp.org.br/05pesq/cont/pdf/711.pdf>>. Acesso em: 06 junho 2010.

RILL, G. Vehicle modeling by subsystems. **Journal of Brazilian Society of Mechanical Science & Engineering**, v.38, n. 04, p. 430-442, out. 2006.

RONNING, J. J.; GRANT, G. L. **Global hybrid electric vehicle markets and missions**. Costa Mesa, California, Aug. 17- 19, 1999. Warrendale: SAE International, 1999. 15p. (SAE Technical Paper Series 1999-01-2946).

THOMSON, W. T. **Teoria da vibração: com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência, 1978. 462 p.

TOLEDO, G.; SHIFTAN, Y.; HAKKERT, S. **Framework for analysis and modeling of driving behavior**. The Traffic Safety Center Newsletter, Berkeley. 2007.

**WATANATADA, T.; et al. The highway design and maintenance standards model – description of the HDM-III model, v.1. Washington, D. C., 1987.**

## 8. REFERÊNCIAS

- BEUSEN, B. & DENYS, T. **Long-term effect of eco-driving education on fuel consumption using an on-board logging device**. VITO: Belgium, 2008.
- BOSCH, R. **Automotive handbook**. Stuttgart: Verlag, 1993.
- CARREGARI, A. L. **Estudo do escoamento de ar sobre a carroceria de um ônibus usando um programa de CFD e comparação com dados**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.
- ENG 013/10. **Vehicle simulation focused on fuel economy concerns.**, São Paulo: MWM International, 2009. (MWM Technical Report).
- FERRAZ, C. V. **Sistemas controlados de propulsão de veículos automotores**. 2004. 139f. Dissertação - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. 2004.
- GASPARINI, R. F. **Dinâmica longitudinal de veículos pesados: forças resistivas e outros fatores de influencia no consumo de combustível**. UNICAMP, Campinas, 2010.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. 1. ed. Warrendale: SAE International, 1992.
- HUCHO, W. H. **Aerodynamics of road vehicles**. 1.ed. Butterworth: SAE International, 1987.
- LIMPERT, R. **Motor vehicle accident reconstruction and cause analysis**. Charlottesville: The Michie Company, 1989.
- SANDBERG, T. **Heavy truck modeling for fuel consumption simulations and measurements**. 2001. 102f. Thesis (Department of Electrical Engineering) - Linkoping University, Sweden, 2001. Disponível em: <[http://www.vehicular.isy.liu.se/Publications/Lic/01\\_LIC\\_924\\_TS.pdf](http://www.vehicular.isy.liu.se/Publications/Lic/01_LIC_924_TS.pdf)>. Acesso em: 03 junho 2010.
- SCHROEDER, R. B. P. B. **Das características técnicas dos veículos rodoviários utilitários fabricados no Brasil**. Tese (Livre-docência), EESC/USP, São Carlos, 1962.
- SCHROEDER, R. B. P. B. **Resistência de rolamento de veículos automotores**. EESC/USC, São Carlos, 1965.
- SOUSA, L, H, F. **Considerações sobre a modelagem matemática da aerodinâmica de veículos terrestres**. São José dos Campos: Universidade do Vale do Paraíba, 2004.
- VANGRAEFSCHPEPE, F. X. The future of Hybrid Vehicles. **PANORAMA 2005**. Vernaison: IFP Information, 2004. Disponível em: <[www.ifp.fr/IFP/en/files/cinfo/IFP-Panorama05\\_08-VehiculesHybridesVA.pdf](http://www.ifp.fr/IFP/en/files/cinfo/IFP-Panorama05_08-VehiculesHybridesVA.pdf)>. Acesso em: 07 junho 2010.