



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós Graduação em
Engenharia Mecânica

ESTUDO DE METODOLOGIAS DE AVALIAÇÃO DA FORÇA DE RESISTÊNCIA AO DESLOCAMENTO DE UM VEÍCULO

ARTHUR BRAGA THIRIET

Belo Horizonte, Junho 2018

Arthur Braga Thiriet

ESTUDO DE METODOLOGIAS DE AVALIAÇÃO DA FORÇA DE RESISTÊNCIA AO DESLOCAMENTO DE UM VEÍCULO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais , como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Projetos e Sistemas

Orientador: Prof. Dr. Fabrício José Pachecho Pujatti

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

Junho 2018

Arthur Braga Thiriet

Estudo de metodologias de avaliação da força de resistência ao deslocamento de um veículo/ Arthur Braga Thiriet. – Belo Horizonte, Junho 2018-
84 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Fabrício José Pachecho Pujatti

Dissertação – Universidade Federal de Minas Gerais , Junho 2018.

1. resistência. 2. deslocamento. 3. desaceleração livre. 4. veículos 5. simulação. I. Universidade Federal de Minas Gerais. II. Escola de Engenharia. III. Estudo de metodologias de avaliação da força de resistência ao deslocamento de um veículo



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ESTUDO DE METODOLOGIAS DE AVALIAÇÃO DA FORÇA DE
RESISTÊNCIA AO DESLOCAMENTO DE UM VEÍCULO"**

ARTHUR BRAGA THIRIET

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**PROJETO E SISTEMAS**".

Dissertação aprovada no dia 27 de junho de 2018.

Por:

Prof. Fabricio Jose Pacheco Pujatti
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Juan Carlos Horta Gutiérrez
Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Leonardo Vinicius Mendes Pereira
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Agradecimentos

Agradeço à Fiat Chrysler Automobiles – FCA pelo apoio financeiro e por incentivar o desenvolvimento tecnológico automotivo no Brasil por meio do PROGRAMA INOVAR FCA – UNIVERSIDADES - RESIDÊNCIA TECNOLÓGICA PARA ENGENHEIROS.

Agradeço ao orientador Prof. Fabrício Pujatti pelo apoio e auxílio no desenvolvimento do trabalho.

Agradeço ao time de Performance & Consumo Combustível Aplicações / Emissões CO2 & Etiquetagem por todo suporte dado durante o projeto, em especial ao Paulo Araújo, Sérgio Bicalho e Bruno Martins pela ajuda exaustiva para a concretização e realização do trabalho.

Finalmente, agradeço a minha mãe Silvana pela paciência e apoio durante o período do programa de mestrado.

Sumário

	Sumário	5
	Lista de ilustrações	7
	Lista de tabelas	9
	Lista de abreviaturas, siglas e símbolos	10
1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivos	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	Forças Resistivas do Veículo	19
2.1.1	Resistência aerodinâmica	20
2.1.2	Resistência ao gradiente	22
2.1.3	Perdas por atrito das partes móveis	23
2.1.4	Perdas de forças inerciais	25
2.1.5	Resistência ao Rolamento	25
2.2	Ensaio de Desaceleração livre - ABNT 10312	34
3	METODOLOGIA	38
3.1	Parte Experimental	38
3.1.1	Ensaio de desaceleração livre fracionado	40
3.1.1.1	Aparato experimental	40
3.1.1.2	Preparação do veículo	40
3.1.1.3	Execução do ensaio	42
3.1.1.3.1	Eixo Anterior	42
3.1.1.3.2	Eixo Posterior	43
3.1.1.4	Medição da inércia do conjunto roda-freio	43
3.1.1.5	Tratamento dos dados	46
3.1.2	Ensaio de resistência ao rolamento	48
3.1.3	Variação da geometria de suspensão	50
3.1.4	Cálculo da energia demandada pelo veículo	52
3.1.5	Resumo da parte experimental	55
3.2	Parte Virtual	55
3.2.1	Ajuste do modelo de freio	56
3.2.2	Ajuste do modelo de pneu	56

3.2.3	Análise de influência da geometria de suspensão	58
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
4.1	Variação da resistência ao rolamento com o amaciamento	60
4.2	Influência da geometria de suspensão	61
4.3	Fracionamento da força de resistência ao deslocamento	64
4.4	Ensaio de desaceleração livre virtual	67
5	CONCLUSÃO	70
5.1	Trabalhos futuros	72
	REFERÊNCIAS	73
	APÊNDICE A – CÁLCULO DE f_0 E f_2	76
	APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZAS PARA MÉTODO DE FRACIONAMENTO DA F_{RD}	77
B.1	Incerteza da resistência ao rolamento	77
B.1.1	Parte I: incertezas devida às equações de correção e medição direta da RR	77
B.1.2	Parte II: incerteza devida ao modelo matemático	79
B.1.3	Combinação das fontes de incerteza	81
B.2	Incerteza da resistência aerodinâmica	81
B.3	Incerteza da resistência dos freios e da transmissão	82
B.4	Incerteza total do método	84

Lista de ilustrações

Figura 1 – Limites das emissões para veículos pesados de ciclo Diesel impostos pelo PROCONVE.	16
Figura 2 – Evolução da frota estimada de veículos leves por fase do PROCONVE.	16
Figura 3 – Fontes de energia consumidas pelo setor de transporte rodoviário no Brasil.	17
Figura 4 – Distribuição de pressão aerodinâmica em um veículo.	20
Figura 5 – Resistência ao gradiente de inclinação da pista. α : ângulo de inclinação da pista; F_z : carga vertical do veículo.	22
Figura 6 – Deformação radial(a) e lateral(b) do pneu durante rolamento.	26
Figura 7 – Principais mecanismos de origem da resistência ao rolamento	26
Figura 8 – Interação entre pressão de inflação e coeficiente de resistência ao rolamento.	28
Figura 9 – Coeficientes f_o e f_s da Equação 2.11	29
Figura 10 – Variação do coeficiente de RR com a velocidade para diferentes tipos de pneu	29
Figura 11 – Ondas estacionárias aparentes em um pneu de caminhão	30
Figura 12 – Cambagem	30
Figura 13 – Efeito da cambagem	31
Figura 14 – Convergência	31
Figura 15 – Efeito da convergência	32
Figura 16 – Variação da resistência ao rolamento em função do ângulo de convergência	33
Figura 17 – Suporte do veículo sobre cavaletes	41
Figura 18 – Instrumentação das rodas	42
Figura 19 – Instrumentação das pastilhas de freio	42
Figura 20 – Posicionamento da massa padrão para medição	44
Figura 21 – Curva típica de medição do momento de inércia do conjunto roda-disco de freio	44
Figura 22 – Esquema do sistema roda-massa para cálculo de momento de inércia	45
Figura 23 – Exemplo de influência da temperatura na desaceleração da transmissão	47
Figura 24 – Coeficientes de resistência da transmissão em função da temperatura	48
Figura 25 – Dinamômetro de resistência ao rolamento	50
Figura 26 – Metodologia de desaceleração em degraus da norma SAE J 2452	51
Figura 27 – Combinações de ângulos de suspensão estudadas	51
Figura 28 – Modificação no amortecedor do Modelo A	52
Figura 29 – Ciclo de condução padrão FTP-75	53
Figura 30 – Ciclo de condução padrão HWFET	53
Figura 31 – Algoritmo para cálculo da Energia Demandada pelo Veículo	54
Figura 32 – Exemplo de gráfico de torque no disco de freio em função da força no pedal	57

Figura 33 – Comparação entre modelos matemáticos MF-Tyre 5.2 e MF-Tyre 6.2 na simulação da desaceleração livre de um pneu	58
Figura 34 – Coeficientes de resistência ao rolamento pré e pós amaciamento	61
Figura 35 – Variação do coeficiente de resistência ao rolamento após amaciamento	61
Figura 36 – Comparação pista VS fracionamento - Modelo A	64
Figura 37 – Comparação pista VS fracionamento - Modelo B	65
Figura 38 – Comparação pista VS fracionamento - Modelo C	65
Figura 39 – Comparação: pista VS virtual - Modelo A	68
Figura 40 – Comparação: pista VS virtual - Modelo B	68
Figura 41 – Comparação: pista VS virtual - Modelo D	68
Figura 42 – Comparação entre modelos de pneu experimental e semi-empírico	69

Lista de tabelas

Tabela 1 – Pressão, temperatura, massa específica e viscosidade cinemática do ar a várias altitudes, para uma atmosfera padrão ICAO	22
Tabela 2 – Requisitos mínimos dos equipamentos de medição	35
Tabela 3 – Matriz de testes para pneus de veículos de passeio	49
Tabela 4 – Pressão de inflação base para pneus de veículos de passeio	50
Tabela 5 – Resumo de ensaios de desaceleração livre por veículo	55
Tabela 6 – Totais por teste por veículo	55
Tabela 7 – Erro médio entre modelo matemático e experimento	58
Tabela 8 – Combinações do experimento fatorial 2^k	59
Tabela 9 – Resultados do experimento fatorial 2^k	62
Tabela 10 – Influência da geometria de suspensão: resultados experimentais	63
Tabela 11 – Diferenças entre F_{RD} medido na pista e fracionada	66
Tabela 12 – Comparação entre os métodos na base de Energia Demandada	67
Tabela 13 – Comparação: EDV experimental VS. virtual	69
Tabela 14 – Tabela para cálculo de f_0 e f_2	76
Tabela 15 – Tabela de incertezas dos parâmetros diretamente envolvidos na medição de RR	79
Tabela 16 – Incerteza da medição da pressão do pneu, carga vertical sobre o pneu e velocidade do tambor	80
Tabela 17 – Incerteza relativa para cada pneu	81
Tabela 18 – Incertezas expandidas para coeficiente de forma e área frontal	82
Tabela 19 – Incertezas relativas da resistência aerodinâmica por veículo	82
Tabela 20 – Incertezas expandidas para massa e temperatura	84
Tabela 21 – Incertezas relativas combinadas por veículo por tipo de pneu	84

Lista de abreviaturas, siglas e símbolos

Abreviações e Siglas

BEN	Balanço Energético Nacional
CD	Desaceleração livre (<i>Coastdown</i>)
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
DE	Dianteiro esquerdo
DNIT	Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes
DoE	Planejamento de experimento (<i>Design of Experiment</i>)
EDV	Energia demandada pelo veículo
FTP	Procedimento de Teste Federal (<i>Federal Test Procedure</i>)
GUM	Guia de Expressão de Incertezas em Medições (<i>Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement</i>)
HWFET	Teste de Economia de Combustível em Rodovia (<i>Highway Fuel Economy Test</i>)
ICAO	Organização Internacional de Aviação Civil (<i>International Civil Aviation Organization</i>)
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
IPI	Imposto sobre Produto Industrializado
MF	Fórmula mágica (<i>Magic formula</i>)
NP	Normal de produção
PNEf	Plano Nacional de Eficiência Energética
PROCONVE	Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores
RR	Resistência ao Rolamento
SUV	Veículo Utilitário Esportivo (<i>Sport Utility Vehicle</i>)
TD	Traseiro direito

WLTP Procedimento de Teste para Veículos Leves Mundial, (*Worldwide Light-duty vehicle Test*) Procedure

Símbolos

α	Aceleração angular
α	Ângulo de convergência das rodas
α_{gr}	Inclinação da pista de rolagem
η	Eficiência de um sistema
γ	Ângulo de cambagem das rodas
λ_{M_y}	Fator de escala do momento de RR
a	Aceleração linear
ν	Graus de liberdade
ρ	Massa específica do ar
A_f	Área frontal do veículo
C_f	Coefficiente de arrasto
C_α	Coefficiente de rigidez lateral do pneu
F_A	Força de resistência aerodinâmica
F_B	Força de resistência do sistema de freios
F_x	Força longitudinal
F_z	Carga vertical no pneu
F_z	Carga vertical sobre veículo ou pneu
F_{gr}	Força de resistência ao gradiente
F_{RD}	Força de Resistência ao Deslocamento
F_{TR}	Força de resistência do sistema de transmissão
F_{z0}	Carga vertical de referência
m	Massa
m_t	Massa equivalente dos componentes rotativos

M_y	Momento de RR
p	Presão de inflação do pneu
p_0	Presão de inflação de referência do pneu
q_{sy1}	Coefficiente de momento de resistência ao rolamento
q_{sy3}	Parâmetro de momento de RR dependente da velocidade
q_{sy4}	Parâmetro de momento de RR dependente da velocidade à quarta potência (V_x^4)
q_{sy7}	Parâmetro de momento de RR dependente da carga vertical F_Z
q_{sy8}	Parâmetro de momento de RR dependente da pressão interna p
R_0	Raio do pneu não carregado
T_0	Coefficiente de ordem 0 da F_{TR}
T_1	Coefficiente de ordem 1 da F_{TR}
V	Velocidade do veículo
V_x	Velocidade longitudinal
V_{ref}	Velocidade de referência

Resumo

O ensaio de desaceleração livre descrito no Brasil pela normativa ABNT NBR 10312 consiste em deixar que o veículo role livremente em um determinado intervalo de velocidade. Desta forma é possível estimar a força de resistência ao deslocamento (F_{RD}) total do veículo, correspondente à soma de todas as forças resistivas individuais. Contudo, tal método permite avaliar somente o veículo como um todo, tornando difícil a análise de subsistemas individualmente. Mais ainda, ele é influenciável por variáveis externas não controláveis, como temperatura ambiente, umidade relativa do ar, velocidade e direção do vento, o que agrega alta incerteza à metodologia. Outro ponto negativo é a dependência de condições ambientais específicas que podem representar atrasos e aumento de custos no desenvolvimento de um projeto. Por isso, o trabalho consiste em avaliar duas metodologias que têm o potencial de superar totalmente ou parte dessas dificuldades, sendo uma experimental e outra virtual. A primeira consiste em medir a força de resistência de cada subsistema individualmente, nas quatro principais fontes de resistência: linha de transmissão, pneus, freios e aerodinâmica. Já a segunda estima a F_{RD} através de um modelo virtual. Para testá-las, foram selecionados três veículos de diferentes segmentos e dois tipos de pneu para cada. Cada um dos conjuntos foi testado conforme norma a fim de se obter resultados de referência. Também, cada tipo de pneu foi medido no dinamômetro de resistência ao rolamento antes e depois dos ensaios de referência para se avaliar o comportamento do pneu novo e amaciado. Em seguida, todos os veículos foram avaliados pela metodologia de fracionamento das forças resistivas. Então, com auxílio do programa comercial Adams/Car[®], um modelo virtual de cada veículo foi testado. Finalmente, os resultados foram analisados nos ciclos de condução da norma ABNT 6601 para obter os valores de energia demandada. Verificou-se que o método de fracionamento das forças é válido, visto que para dois dos três veículos as curvas de desaceleração geradas por cada ensaio se mostraram próximas. Em média, o desvio dos resultados foi de 1%, com pico de 2,03%, valor satisfatório considerando que a incerteza do método padrão normalmente é superior a 10%. O mesmo não foi evidenciado no método virtual, na qual os testes variaram de 0,02% a 5,71% na energia demandada, sem apresentar um padrão e sempre indicando valores inferiores ao real. Ao final, concluiu-se que a metodologia de fracionamento da F_{RD} é válida e útil pois possui maior repetitividade que o método da Norma ABNT 10312 uma vez que é realizado em ambientes controlados. Ainda, tem a vantagem de evidenciar a parcela de cada subsistema do veículo, facilitando o desenvolvimento de componentes individuais. Por fim, o método virtual não se mostrou viável através do programa utilizado por apresentar uma dispersão de resultados alta e valores distantes dos experimentais, reforçando que não se pode eliminar o teste físico.

Palavras-chave: resistência ao deslocamento, desaceleração livre, veículos.

Abstract

The coastdown test, described in Brazil by the standard ABNT 10312, consists in letting the vehicle coast freely in a speed interval. With its results is possible to estimate the road loads acting on the vehicle, that is, the sum of all forces that oppose its displacement. However, this method only allows to evaluate the vehicle as a whole, becoming difficult to analyze certain subsystems individually. Moreover, it is highly susceptible by uncontrollable external factors, such as environmental temperature and pressure, air relative humidity and wind speed and direction, which increases the test uncertainty. Another negative point from those external factors is the dependence on environmental specific conditions which could turn in delays and high costs during the development of a project. Therefore, this work seeks to evaluate two methodologies that have the potential to remedy the difficulties presented, one experimental and another virtual. The first consists in measuring the resistive force at each subsystem separately, at the main four sources of resistance: driveline, tires, brakes and aerodynamic. The latter performs the same traditional coastdown test but in a virtual environment. In order to test them, three vehicles from different segments were selected with two kinds of tire each. Every set of vehicle-tire was teste accordingly to the standard for reference values. Also, each tire had its rolling resistance measured before and after the references tests in order to evaluate the tire's behavior ahead and afterwards of breaking-in. Then, all vehicles were tested with the coastdown breakdown methodology. Next, the virtual models were simulated via the commercial software Adams/Car[®]. Finally, the results were analyzed during the driving schedules from the standard ABNT 6601 to calculate the demanded energy from the vehicle. It could be seen that the coastdown breakdown methodology is valid as the deceleration curves from two out of three vehicles were extremely close. The mean deviation was approximately 1% with peak of 2,03% difference, which is very satisfactory considering that the uncertainty of the standard method is higher than that. The same cannot be said for the virtual test, in which the results differed from 0,02% to 5,71% in demanded energy, showing no pattern and always values much lower than the real. At the end it was concluded that the breakdown method is valid and useful due to the fact that has better repeatability than the ABNT 10312 method as it is performed in a controlled room. Furthermore it has the advantages of evincing each subsystem, helping the development of components separately. Finally, the virtual method with this specific software showed incapable to represent the reality and did not presented a conclusive pattern, which reinforces the idea that the experimental test cannot be replaced.

Keywords: drag, road load, coastdown, vehicles.

1 Introdução

Nos últimos anos há uma crescente preocupação com a poluição ambiental causada pelo desenvolvimento da sociedade, especialmente pelo crescimento industrial, e a grande frota automotiva mundial aparece como uma das principais vilãs do processo. Só no Brasil, por exemplo, um estudo apurou que entre 2001 e 2012 a frota de veículos aumentou 138,6% enquanto os censos de 2000 e 2010 indicavam aumento de 11,8% da população [1]. Por isso, governos e órgãos reguladores restringem cada dia mais os níveis de emissão de poluentes e exigem dos fabricantes e montadoras veículos mais eficientes. Exemplo disso é o programa regulador europeu de controle de emissões veiculares, que foi primeiramente introduzido em 1992 e estabelece uma restrição progressiva dos níveis de emissões dos veículos divididas em seis estágios. O último estágio, o Euro 6, entrou em vigor em 2015 para veículos leves e possui foco na redução das emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), da qual o setor de transportes é responsável por mais de 60% do total emitido em centros urbanos [2]. Ainda, um novo ciclo de condução padrão para testes de emissões veiculares em dinamômetro de chassis, o WLTP¹, foi introduzido com vigor a partir de 1 de setembro de 2017, visando estabelecer um procedimento de testes que melhor representasse o uso médio real de um veículo [3].

O Brasil representa o quarto maior mercado automotivo do mundo e têm um papel importante no desenvolvimento de biocombustíveis [4]. Por aqui, o Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) foi promulgado em 1986 por meio da Resolução no. 8 do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) com objetivo de reduzir níveis de emissão de poluentes por veículos, fomentar desenvolvimento de novas tecnologias para redução e medição de poluentes em âmbito nacional, promover melhoria na qualidade dos combustíveis líquidos de uso da população e criar programas para inspeção e manutenção dos veículos ativos [5]. O programa também é dividido em seis estágios – L1 a L6² para veículos leves e P1 a P6 para veículos movidos a diesel – que são baseados na norma européia, porém, a implementação das fases é diferente em relação ao programa europeu e está defasado um estágio. Ainda sim, em duas décadas de vigência, o PROCONVE gerou uma redução de emissão de poluentes de 90% e 80% para veículos leves (automóveis) e veículos pesados (caminhões) [6], respectivamente.

Os limites para veículos pesados à diesel ao longo das fases do programa, apresentados na tabela da Figura 1, exemplificam como as reduções impostas pelo PROCONVE são rígidas. Contudo, o último Plano Nacional de Eficiência Energética (PNEf), de 2009, indica que

¹ Procedimento de Teste para Veículos Leves Mundial, em tradução livre do nome em inglês *Worldwide Light-duty vehicle Test Procedure*

² As iniciais P e L das fases do PROCONVE remetem à veículos pesados e veículos leves, respectivamente

à época mais de 50% da frota de veículos de ciclo Diesel ainda operavam com motores da fase P1 [6]. Já para os veículos leves, o último Inventário de Emissões por Veículos Rodoviários, de 2013, indica que apenas 39% da frota atende à fase L5 [7], conforme apresentado na Figura 2. Isso dificulta o cumprimento de certas metas de redução de emissões de poluentes.

Figura 1 – Limites das emissões para veículos pesados de ciclo Diesel impostos pelo PROCONVE.

Limites das Emissões para Veículos Pesados a Diesel - Proconve						
Proconve	Euro	CO (g/kW.h)	HC (g/kW.h)	Nox (g/kW.h)	MP (g/kW.h)	Vigência
Fase P1	-	14,00*	3,50*	18,00*	-	1989 a 1993
Fase P2	Euro 0	11,20	2,45	14,40	0,60*	1994 a 1995
Fase P3	Euro 1	4,90	1,23	9,00	0,40 ou 0,70 ⁽¹⁾	1996 a 1999
Fase P4	Euro 2	4,00	1,10	7,00	0,15	2000 a 2005
Fase P5	Euro 3	2,10	0,66	5,00	0,10 ou 0,13 ⁽²⁾	2006 a 2008
Fase P6	Euro 4	1,50	0,46	3,50	0,02	2009 a 2012 ⁽³⁾
Fase P7	Euro 5	1,50	0,46	2,00	0,02	A partir de 2012

* não foram exigidos legalmente

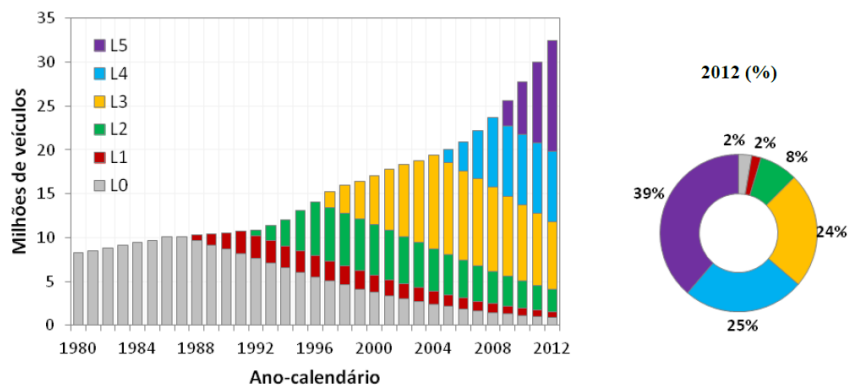
(1) 0,70 para motores até 85 kW e 0,40 para motores com mais de 85 kW;

(2) motores com cilindrada unitária inferior a 0,75dm³ e rotação a potencia nominal superior a 3.000 rpm;

(3) não entrará em vigor CO - monóxido de carbono, HC – hidrocarbonetos, NO_x - óxidos de nitrogênio, MP - material particulado, S – enxofre.

Fonte: Ministério de Minas e Energia, 2011 [6]

Figura 2 – Evolução da frota estimada de veículos leves por fase do PROCONVE.



Fonte: Agência Nacional de Transportes Terrestres, 2013 [7]

De acordo com o último relatório de Balanço Energético Nacional (BEN), o setor de transportes consumiu o correspondente a 32,2% da energia total utilizada no país no ano de 2015, sendo aproximadamente 30% apenas do transporte rodoviário [8]. Desses 30%, 45,2% e 29,7% são do consumo de óleo diesel e gasolina automotiva, respectivamente, tal como indicado na tabela da Figura 3. Com a crescente frota nacional, para atender aos níveis de emissões estabelecido, essa parcela do setor de transportes no consumo de energia tem que diminuir. Isso se dá de várias formas e não apenas melhorando a qualidade dos combustíveis, como muitos acreditam. É necessário aumentar a eficiência energética do veículo como um todo,

minimizando características como, por exemplo, arrasto aerodinâmico e energia drenada do motor por sistemas periféricos.

Figura 3 – Fontes de energia consumidas pelo setor de transporte rodoviário no Brasil.

FONTES											%
	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	SOURCES
GÁS NATURAL	4,1	4,3	3,8	3,2	2,8	2,6	2,3	2,1	2,0	2,0	NATURAL GAS
ÓLEO DIESEL	53,3	51,8	50,4	49,1	48,6	48,4	47,9	48,2	47,1	45,2	DIESEL OIL
BIODIESEL	0,1	0,6	1,3	1,8	2,4	2,5	2,5	2,5	2,5	3,4	BIODIESEL
GASOLINA AUTOMOTIVA	29,4	27,0	25,3	25,4	27,4	30,7	33,6	31,7	32,1	29,7	GASOLINE
ÁLCOOL ETÍLICO ANIDRO	5,7	6,3	6,2	5,9	5,9	6,6	5,7	6,7	7,4	7,5	ANHYDROUS ALCOHOL
ÁLCOOL ETÍLICO HIDRATADO	7,4	10,0	13,0	14,6	12,9	9,2	7,9	8,7	8,9	12,2	HYDRATED ALCOHOL
TOTAL	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	TOTAL

Fonte: Ministério de Minas e Energia, 2016 [8]

O programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores (INOVAR-AUTO) foi criado justamente com o intuito de incentivar os fabricantes e montadoras de automóveis a investir em melhorias na produção e, principalmente, em pesquisa e desenvolvimento (P& D) de novas tecnologias que possam aumentar a eficiência energética do veículo. O Inovar-Auto vigorou de 2013 à 2017 e estabeleceu duas metas: reduzir o consumo de combustível do veículo em 15,46% e em 18,84% [9]. A primeira meta foi obrigatória à todos que aderiram ao programa, já a segunda, opcional. Em contrapartida, aqueles que atingiram as metas receberão incentivos fiscais e redução de 1% e 2% no Imposto sobre Produto Industrializado (IPI), respectivamente nos anos subsequentes ao programa. Caso contrário, aqueles que sequer atingiram a meta obrigatória, será cobrada uma sobretaxa de 30% sobre o IPI.

Para avaliar as melhorias dos desenvolvimentos incentivados pelo Inovar-Auto e outros programas são necessários diversos testes experimentais. Dentre eles, o mais comum para estimar a energia dispendida pelos demais sistemas além do motopropulsor é deixar o veículo rolar livremente sobre uma pista controlada e medir a desaceleração imposta no veículo, chamado de teste de desaceleração livre ou *Coastdown test*(CD), em inglês. Esse procedimento mensura a força de resistência que todos os subsistemas do veículo somados realizam sobre ele e, portanto, a energia total drenada por esses sistemas. Essa força é conhecida como Força de Resistência ao Deslocamento (F_{RD}) ou Cargas de Pista (do inglês *Road Loads*). Desta forma, uma diminuição nessa F_{RD} resulta em menos energia mecânica que deve ser produzida no motor para movimentar o veículo e, consequentemente, menor consumo de combustível que, por sua vez, resulta em menor quantidade de poluentes emitida. Tal ensaio é de extrema importância no desenvolvimento de um veículo, sendo ele inclusive objeto da normativa brasileira ABNT NBR 10312 [10] e procedimento obrigatório para homologação de qualquer veículo de passeio no Brasil. Além disso, os dados resultantes desse teste são necessários para aplica-

ção das normativas ABNT NBR 7024 e 6601, que regulam os procedimentos para avaliação e homologação do consumo de combustível e níveis de emissão de poluentes de um veículo. Eles são introduzidos no programa de controle do dinamômetro de chassis para que esse possa simular as resistências ao movimento do veículo em uma via enquanto os testes são realizados.

Contudo, o procedimento descrito na norma ABNT 10312 e suas análogas internacionais (*e.g.* ISO 10521:2006 e SAE J2263), dependem fortemente de uma série de fatores externos tais como velocidade de vento, temperatura ambiente, humidade relativa do ar, nível de emborrachamento da pista de rolagem, entre outros, que aumentam a variabilidade e incerteza do teste. Assim, a comparação veículo à veículo é imprática uma vez que é difícil julgar se a diferença nos resultados se dá por reais diferenças dos veículos ou por fatores externos. Outro ponto negativo é o potencial alto tempo gasto para análise de um veículo, uma vez que se deve esperar as condições adequadas para realização do ensaio. Finalmente, outra oposição ao teste de desaceleração livre no veículo completo é o fato de avaliar a resistência dos subsistemas como um todo, isto é, todas somadas e sem identificação da sua origem. Logo, a identificação de variações pontuais em um único subsistema é dificultada.

1.1 Objetivos

O presente trabalho objetiva testar a viabilidade e validar duas metodologias de avaliação da Força de Resistência ao Deslocamento, uma experimental e outra virtual, em substituição à metodologia tradicional descrita na normativa ABNT 10312.

A primeira visa fragmentar a influência dos subsistemas do veículo e avaliar as forças resistivas de forma individual, em laboratórios adequados e com ambiente controlado. Dessa forma eliminam-se todos os contrapontos citados do método usual, com destaque no evidenciamento da força em cada subsistema, tornando mais nítida a comparação entre dois subsistemas (por exemplo conjuntos de transmissão de potência) e a avaliação de melhorias.

Já a segunda metodologia visa avaliar a F_{RD} no ambiente virtual, através de um programa computacional comercial de dinâmica multicorpos, já bem difundido no mercado. Esse método segue a tendência mundial de se eliminar experimentos físicos e potencialmente solucionaria as questões de tempo e influência de fatores externos.

Como objetivos secundários, pretende-se com esse trabalho investigar a influência da geometria da suspensão na F_{RD} , a validade de dois modelos matemáticos de cálculo da resistência ao rolamento nos pneus e analisar o comportamento da resistência ao rolamento (RR) de um pneu antes e depois do amaciamento.

2 Revisão Bibliográfica

Este capítulo aborda de forma sucinta alguns conceitos necessários à compreensão do trabalho. Nele serão abordados os temas das forças resistivas ao deslocamento de um veículo, características e propriedades da geometria de suspensão e modelos matemáticos de resistência ao rolamento. Ao final, a norma técnica que define o procedimento de desaceleração livre em pista é descrita. Para informações mais detalhadas, o leitor é convidado a consultar as referências citadas.

2.1 Forças Resistivas do Veículo

Todo veículo está sujeito às forças que se opõem ao movimento do mesmo e que, portanto, drenam energia do sistema, fazendo com que uma menor quantidade esteja disponível para realizar trabalho útil. A soma de todas essas forças é conhecida como Força de Resistência ao Deslocamento (F_{RD}) ou Carga de Pista (tradução literal do termo em inglês *road load*). Quanto menor for a F_{RD} , menor será o consumo de combustível do veículo, pois a demanda mínima de energia para iniciar ou alterar um movimento é determinada por essas forças resistivas [11].

Alguns autores (*e.g.* Sandberg[12]) classificam as componentes da força resistiva ao deslocamento em seis ou mais categorias. Contudo, é difícil, se não impossível, medir todas independentemente. Além disso, existem interações entre uma componente e outra que dificultam a separação das mesmas. Portanto, esse trabalho utilizará a classificação apresentada pela fabricante de pneus Michelin[13], na qual as componentes da força resistiva ao deslocamento podem ser divididas como:

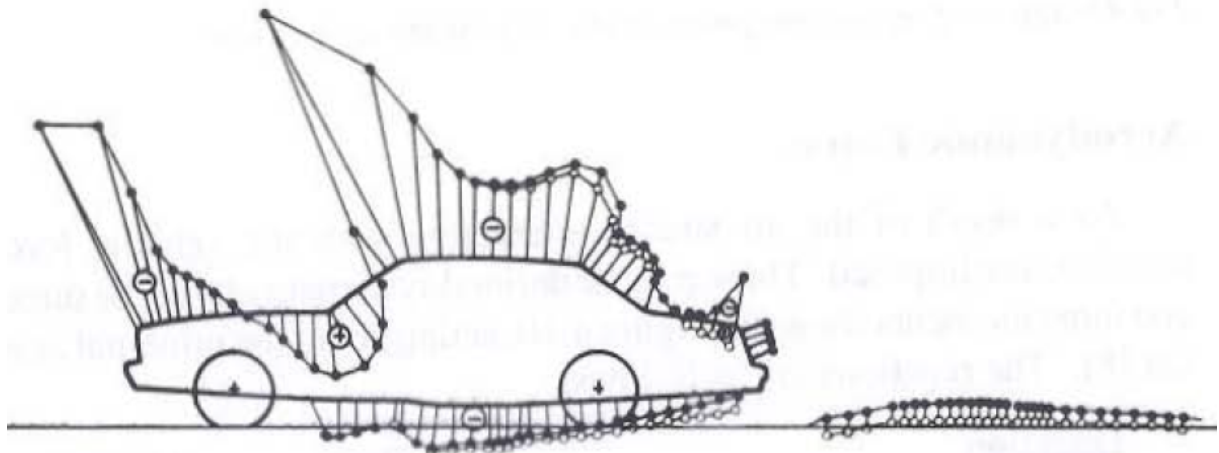
- Resistência (arrasto) aerodinâmica(o);
- Resistência ao gradiente;
- Perdas por atrito das partes móveis;
- Perdas de forças inerciais;
- Resistência ao rolamento dos pneus.

2.1.1 Resistência aerodinâmica

Força gerada pela interação do fluido Ar com a superfície externa do veículo. Ela é altamente dependente da velocidade relativa entre o veículo e o ar e da área frontal do veículo, se tornando a força resistiva predominante a partir de 80 km/h [14].

A formação da força de resistência aerodinâmica se dá da seguinte forma: o fluxo de ar se aproxima com estrutura laminar até encontrar a parte frontal do automóvel, onde estagna, exercendo alta pressão sobre o mesmo. Uma parte do fluxo segue por cima da carroceria e outra por baixo. A cada mudança de direção para acompanhar a forma do veículo, o fluxo próximo à superfície gera uma zona de pressão positiva, ou negativa¹, que consome energia e gera arrasto, assim como representado na Figura 4. As zonas de pressão negativa na parte traseira do veículo também geram muita turbulência e, conseqüentemente, um gradiente de pressão que tende a “puxar” o automóvel na direção contrária ao movimento.

Figura 4 – Distribuição de pressão aerodinâmica em um veículo.



Fonte: Gillespie[14](Adaptado)

O arrasto têm origem principalmente em dois fenômenos: pressão exercida pelo fluido e atrito viscoso do fluido com a superfície [11, 14, 15].

O primeiro fenômeno é diretamente ligado à forma do veículo. Ele corresponde a aproximadamente 85% da força de arrasto aerodinâmico [15] e é regido pela conhecida equação de Bernoulli [16]

$$p + \frac{1}{2}\rho V^2 = constante = p_0 + \frac{1}{2}\rho V^2 \quad (2.1)$$

Onde p_0 e V_0 são a pressão ambiente e velocidade do ar em um ponto distante do veículo, respectivamente, ρ é a massa específica do ar e V é a velocidade do fluido no meio.

¹ Pressão positiva e negativa são referentes a valores superiores e inferiores à pressão ambiente, respectivamente.

Assumindo que a pressão estática, p , é igual à pressão ambiente, pode-se considerar que a força aerodinâmica no veículo é estimada pela integral da distribuição de pressão dinâmica na superfície do automóvel [15, 16], ou seja :

$$F = \oint \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 dS \quad (2.2)$$

$$F = \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 A \quad (2.3)$$

Porém, a Equação 2.3 é válida para correntes livres e os testes em túneis de vento mostraram a necessidade de inclusão de um fator de forma, C_f , também conhecido como coeficiente de arrasto ou coeficiente adimensional de resistência do ar.

Portanto, a força de resistência aerodinâmica é definida pela relação [11, 14, 15, 16]

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_f \cdot A_f \cdot V^2 \quad (2.4)$$

Onde:

- F_A : resistência aerodinâmica (ou arrasto) [N];
- ρ : massa específica do ar [kg/m^3];
- C_f : coeficiente de arrasto [-] (adimensional);
- A_f : projeção da área frontal do veículo [m^2];
- V : velocidade relativa entre veículo e ar [m/s].

A massa específica do ar, ρ , varia conforme altitude, pressão ambiente e temperatura do ar. A Tabela 1 apresenta valores da Organização Internacional de Aviação Civil (ICAO²) de massa específica e viscosidade ν para diferentes altitudes, pressões e temperaturas medidas para uma atmosfera padrão, podendo ser usada como base para os cálculos.

O coeficiente de arrasto normalmente é obtido experimentalmente, por meio de ensaios em túnel de vento. Ele representa basicamente a resistência de forma do veículo e é exclusivo para cada veículo. Contudo, para fins de comparação entre um veículo e outro, o produto $C_x \cdot A$ é utilizado, uma vez que é possível que um veículo tenha maior área frontal mas possua uma forma que proporcione menor C_x e conseqüentemente menor arrasto [14, 17]. Valores típicos de C_x para um veículo leve de passeio variam de 0,25 à 0,45 [11, 14, 17].

² (International Civil Aviation Organization)

Tabela 1 – Pressão, temperatura, massa específica e viscosidade cinemática do ar a várias altitudes, para uma atmosfera padrão ICAO

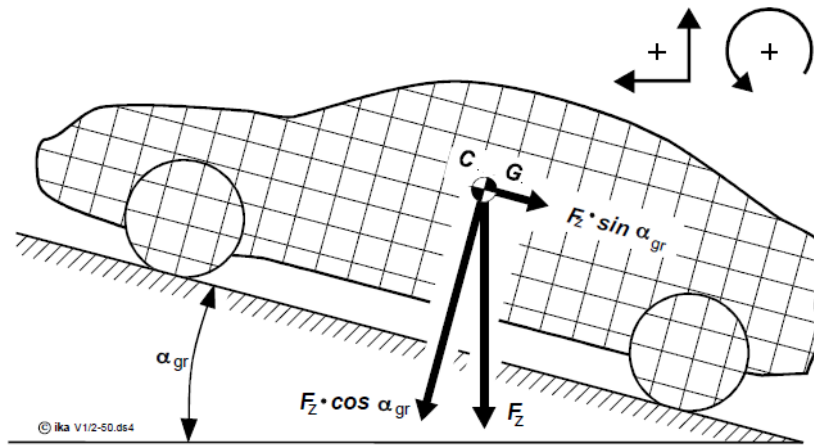
z [m]	p [kPa]	T [K]	ρ [kg/m ³]	ν [m ² /s]
-500	107.486	291.25	1.2857	13.97×10^{-6}
0	101.325	288.16	1.2257	14.53×10^{-6}
500	95.458	284.75	1.1680	15.10×10^{-6}
1000	89.875	281.50	1.1123	15.71×10^{-6}
1500	84.546	278.25	1.0586	16.36×10^{-6}
2000	79.489	275.00	1.0070	17.05×10^{-6}
2500	74.656	271.75	0.9573	17.77×10^{-6}
3000	70.097	268.50	0.9095	18.53×10^{-6}

Fonte: Genta, 1997 [16] (Adaptado)

2.1.2 Resistência ao gradiente

Quando em pista inclinada no sentido montante, a força peso que atua no centro de gravidade (C.G.) do veículo possui uma componente paralela à pista de rolamento que é contrária ao sentido de movimento, tal como indicado na Figura 5. Isso gera uma resistência ao movimento que deve ser compensada com a realização de mais trabalho.

Figura 5 – Resistência ao gradiente de inclinação da pista. α : ângulo de inclinação da pista; F_z : carga vertical do veículo.



Fonte: Wallentowitz, 2004 [11] (Adaptada)

A resistência ao gradiente depende da massa do veículo e da carga vertical aplicada sobre ele e é calculada, então, pela relação [14, 18]:

$$F_{gr} = F_z \cdot \text{sen}(\alpha_{gr}) \tag{2.5}$$

Onde:

- F_{gr} : resistência ao aclave [N];

- F_z : carga vertical do veículo [N];
- α_{gr} : inclinação da via [rad];

O gradiente da pista normalmente é dado em valor percentual, representando o ganho vertical por deslocamento horizontal – ou simplesmente a tangente do ângulo de inclinação da via. No Brasil, o Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT) recomenda um gradiente máximo de 7% para novas rodovias em regiões montanhosas. Em algumas cidades de relevo mais acidentado como Belo Horizonte, novas vias urbanas coletoras não devem possuir aclividades superiores à 20% e vias locais não devem ultrapassar 30% de aclive [19, 20].

2.1.3 Perdas por atrito das partes móveis

Toda parte móvel do veículo possui uma perda de energia associada ao movimento, porém as mais consideráveis se dão no motor, no conjunto de transmissão e nos freios. Por isso, geralmente apenas essas são levadas em conta e as demais perdas são negligenciadas.

A resistência da transmissão representa a energia perdida no processo de transmissão de torque da saída da árvore de manivelas do motor até as rodas [17]. Já a resistência mecânica do motor é considerada como a energia perdida dentro do motor para geração de torque na árvore de manivelas. As perdas acontecem principalmente por fricção entre os componentes e pela resistência imposta pelos óleos de lubrificação [12], mas também por uma força de resistência gerada pela inércia dos componentes rotativos [11, 18].

Canale[17], Jazar[21] e outros autores afirmam que é usual considerar essas perdas como a eficiência do sistema, η . Gillespie[14] cita valores típicos de eficiência entre 80% e 90%, enquanto Popp e Schiehlen[15] citam $\eta = 98\%$ para transmissões manuais e $\eta = 85\%$ para transmissões automáticas com conversores de torque.

Contudo, apenas introduzir um fator multiplicador de eficiência não contempla a dependência dessas perdas em alguns fatores, como a influência da velocidade. Por exemplo, a resistência gerada pela inércia dos componentes aumenta diretamente proporcional com o aumento da velocidade de rotação.

Já para o sistema de freios, a resistência origina no torque residual exercido pelas pastilhas quando o freio não está sendo acionado. Isso se dá principalmente pelo retorno incompleto das pastilhas após o acionamento, geralmente causado por atrito excessivo entre o corpo da pinça e os pistões hidráulicos ou problemas com os retentores de fluido [22]. Outro fator que influencia no torque residual é o espaçamento entre as pastilhas e o disco. Aumentar a distância entre eles com um maior curso do pistão hidráulico seria uma solução para diminuir a

resistência do sistema de freios. Porém isso acarretaria em maior curso de pedal e maior quantidade de fluido de freio, sendo então uma solução limitada e não desejada pelas montadoras de automóveis [23]. Além desses fatores, também são fontes de resistência o desalinhamento na montagem de pinças, cubos de roda, rodas e discos, torques de aperto diferentes dos nominais, compressibilidade do fluido na linha de óleo do sistema, material da pinça e inclinação dos pistões em relação ao disco. Devido á grande quantidade de variáveis e a dificuldade de se medí-las geralmente a força de resistência do sistema de freios é desprezada nos cálculos de resistência ao deslocamento total.

Masood e Singh[22] investigou a influência do desalinhamento lateral dos discos de freio no torque residual do sistema. Foram testadas seis pinças diferentes com discos distintos em três níveis de desalinhamento. Era esperado que a resistência do sistema de freio diminuísse com o aumento do desalinhamento, porém os resultados indicaram total falta de padrão. Em alguns casos, inclusive, o aumento do desalinhamento resultou no aumento da resistência do freio. O estudo concluiu que o torque residual depende inteiramente de cada conjunto pinça-disco e não foi apresentado um modelo para estimá-lo.

Almeida, Soares e Reis[24] propõem uma metodologia para avaliar a potência resistiva do sistema de transmissão e sistema de freios através de testes de desaceleração livre com o veículo suspenso do chão. Nele, as rodas do veículo são aceleradas até uma certa velocidade e então liberadas para desacelerar livremente até o repouso, da mesma forma que o ensaio de *coast down* com o veículo completo mencionado na introdução. Para se obter as respectivas resistências, o procedimento é realizado duas vezes, uma com pinças de freio montadas e outra com as mesmas removidas. A resistência do sistema de transmissão é estimada, então, pela relação da Equação 2.6, obtida com os dados experimentais do ensaio sem pinças de freio.

$$F_{TR} = T_0 + T_1 \cdot V \quad (2.6)$$

Onde:

- F_{TR} : resistência da transmissão [N];
- T_0 : coeficiente de ordem 0 [N];
- T_1 : coeficiente de ordem 1 [$\frac{N}{km/h}$];
- V : velocidade do veículo [km/h].

Já a resistência do sistema de freios é dada pela subtração dos testes com e sem pinças de freio, ou seja:

$$F_B = F_{TRComPinças} - F_{TRSemPinças} \quad (2.7)$$

2.1.4 Perdas de forças inerciais

Perdas por forças inerciais são divididas em translacionais e rotacionais e surgem sempre que o veículo – ou o componente – está sujeito a uma aceleração.

A resistência translacional pode ser aproximada simplesmente pela segunda Lei de Newton, ou seja:

$$F_m = m \cdot a \quad (2.8)$$

Onde:

- F_m : força inercial da massa do veículo [N];
- m : massa do veículo [kg];
- a : aceleração do veículo [$\frac{m}{s^2}$];

Já a resistência rotacional envolve a resistência inercial de todos componentes que possuem movimento rotativo, sendo as principais fonte oriundas da transmissão e das rodas. Alguns autores [11, 14, 17] utilizam um fator multiplicador para compensar a inércia das massas rotativas e calcular uma massa equivalente que é utilizada para determinação da força inercial translacional. A Michelin[13] considera que a inércia rotacional pode ser aproximada por 4% da massa total do veículo, ou seja, a massa equivalente, $m_{eq} = 1,04 \cdot m$. Entretanto, a contribuição da inércia dos componentes da transmissão já são contabilizadas nos coeficientes T_0 e T_1 do modelo da Equação 2.6 e a contribuição do conjunto da roda também é levada em conta no modelo da resistência ao rolamento. Portanto normalmente é utilizado apenas o modelo da Equação 2.8 que leva em conta a inércia da massa total do veículo.

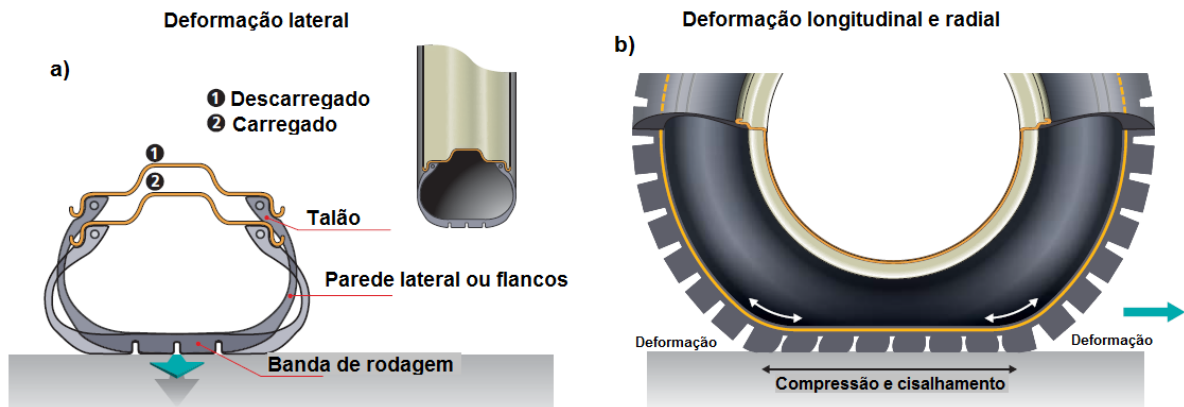
2.1.5 Resistência ao Rolamento

Resistência ao rolamento (RR), apesar de ser apresentada em unidades de força (N), é definida como a energia dissipada por unidade de distância percorrida em um pneu [25, 26]. LaClair[27] vai além e define como a energia mecânica dissipada em forma de calor por unidade de distância. Schuring[28] afirma que é importante a diferenciação entre força e energia por distância pois uma força exige uma direção e sentido associadas à ela e, após compreender as origens da resistência ao rolamento, verifica-se que ela não é de fato uma força.

A principal fonte de RR é a perda de energia por histerese da deformação cíclica dos pneus ao rolar sobre o pavimento e representa entre 80 e 95% da RR total [27]. Tal como apresentado na Figura 6, quando a superfície do pneu entra em contato com o solo, a carcaça é deformada localmente nos sentidos radial e lateral, armazenando energia. Na saída da superfície de contato o pneu retorna a sua forma original, liberando a maior parte da energia armazenada.

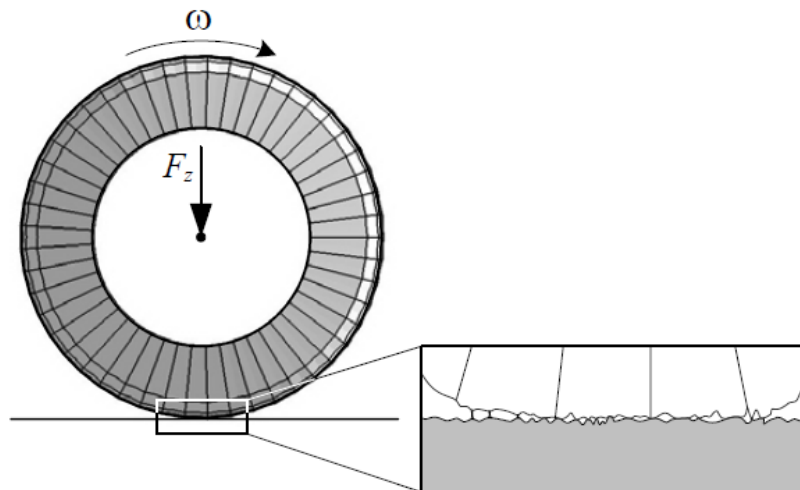
Contudo, a maioria dos materiais que compõem um pneu tem natureza viscoelástica, portanto, devido a parte viscosa do seu comportamento, parte da energia é convertida em forma de calor. Na escala da microtextura da pista de rodagem, há igualmente a histerese na deformação da borracha no contato com as imperfeições da via, tal como indicado na Figura 7.

Figura 6 – Deformação radial(a) e lateral(b) do pneu durante rolamento.



Fonte: Michelin[13]. Adaptada

Figura 7 – Principais mecanismos de origem da resistência ao rolamento



Fonte: Jazar[21]

A adesão entre o pneu e a pista também gera perda de energia significativa. Ela é oriunda da interação molecular entre a borracha e o material agregado da pista de rodagem que gera tensões de cisalhamento, sendo elas responsáveis pelo desgaste da banda de rodagem. Segundo Gillespie[14], ela é a maior fonte de força de fricção do pneu com o pavimento em vias secas.

De acordo com o fabricante Michelin[13], além das perdas por histerese da deformação do pneu, há mais duas fontes de RR: o arrasto aerodinâmico ao redor do pneu, que

equivale de 0 a 15% da RR total, e o micro-escorregamento da banda de rodagem e do pneu na roda. Segundo o fabricante, esse último é o que menos influencia a RR e corresponde a menos de 5% da resistência total.

Uma série de fatores influenciam a resistência ao rolamento, desde a superfície na qual está rolando até a humidade do ar dentro dos pneus, mas as maiores influências estão nas condições de operação (pressão de inflação, carga vertical e velocidade) e materiais utilizados na sua composição (*e.g.* sílica, enxofre, borracha natural, etc).

No que se refere aos materiais, sabe-se que a adição de sílica e uso de borracha natural contribuem para diminuição da RR, porém suas composições no total e outros componentes são segredos industriais e não há muitos dados na literatura do quanto realmente influenciam na resistência ao rolamento.

Das condições de operação, a carga vertical sobre o pneu é a que mais possui influência sobre a RR. Estudos indicaram relação quase linear entre o aumento da carga vertical e aumento da resistência, portanto frequentemente ela é estimada pela relação da Equação 2.9 [13, 14, 27, 25].

$$C_{RR} = F_{RR}/F_Z \quad (2.9)$$

Onde:

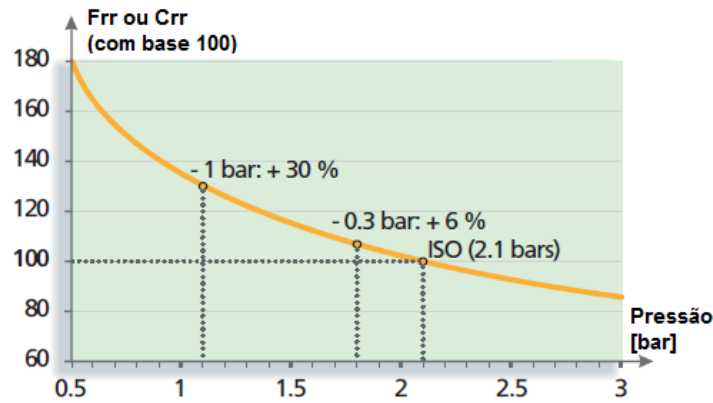
- C_{RR} : coeficiente de resistência ao rolamento, [kg/ton];
- F_{RR} : força de resistência ao rolamento, [N];
- F_Z : carga vertical sobre a roda, [N].

O coeficiente de resistência ao rolamento é um número adimensional estimado experimentalmente através de ensaios de RR normatizados, comumente apresentado em unidades de kilogramas por tonelada e com valores típicos entre 7,0 kg/ton e 12,0 kg/ton para veículos leves e 4,0 kg/ton e 8,0 kg/ton para veículos de carga [25]. As principais normas para determinação do C_{RR} são ISO 18164, ISO 28580, SAE J2452 e SAE J1269. Elas utilizam dinamômetros de rolo – geralmente com 2m de diâmetro – dedicados à medição de RR, mas há métodos alternativos tal qual o método do *trailer* (ou reboque) utilizado por Sandberg[12][29].

A pressão interna do pneu ajuda na rigidez do conjunto, portanto possui grande influência na RR. Uma menor pressão de inflação permite maior deformação da carcaça, principalmente nos flancos, gerando aumento da perdas de energia e conseqüentemente no coeficiente de resistência ao rolamento do pneu, tal como indicado na Figura 8. Nela está indicada um au-

mento de até 30% no C_{RR} com uma redução de 1 bar na pressão referência de 2.1 bar – pressão referência da norma ISO 8767³ que foi utilizada no estudo.

Figura 8 – Interação entre pressão de inflação e coeficiente de resistência ao rolamento.



Fonte: Michelin[13] (Adaptada)

Por esse motivo alguns autores apresentam uma forma alternativa de estimar a RR, incluindo a variação da pressão interna do pneu, como a Equação 2.10 apresentada pela Michelin[13] e a Equação 2.11 apresentada por Gillespie[14] (*apud* Cole, 1972).

$$F_{RR} = F_{RR_{ISO}} \cdot \left(\frac{P}{P_{ISO}} \right)^{\alpha} \cdot \left(\frac{F_Z}{F_{Z_{ISO}}} \right)^{\beta} \quad (2.10)$$

Onde P é a pressão de inflação do pneu, F_Z é a carga vertical, $\alpha \approx -0.4$ e $\beta \approx 0.85$ para pneus de veículos de passeio⁴ e os índices "ISO" representam os valores de referência das normas ISO utilizadas para avaliar a RR.

$$C_{RR} = f_0 + 3.24f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2.5} \quad (2.11)$$

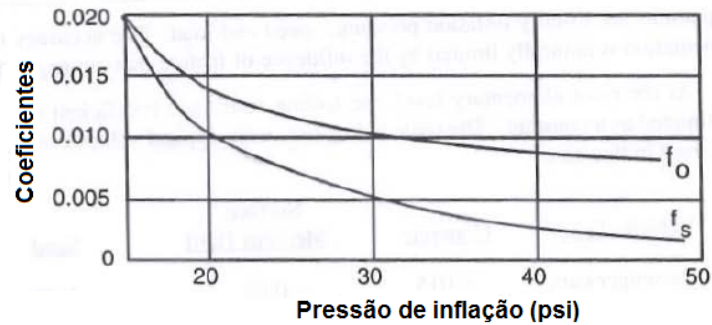
Onde V é a velocidade em *mph*, f_0 é um coeficiente básico, e f_s é um coeficiente dependente da velocidade. Os valores dos coeficientes são dados pelo gráfico da Figura 9

Finalmente, a velocidade linear do pneu também possui grande impacto na resistência ao rolamento e deve ser considerada para estimação da mesma. Sua contribuição é frequentemente negligenciada quando se consideram baixas velocidades, típicas de uso urbano, mas a medida que a velocidade aumenta há um aumento significativo da RR, principalmente após o ponto chamado de *velocidade crítica do pneu*, assim como pode ser visto na Figura 10⁵. Essa velocidade crítica é definida como a velocidade a partir da qual o comportamento do pneu é

³ Norma substituída pela ISO28580 [30], por isso não referenciada nesse trabalho

⁴ Para pneus de veículos de carga e caminhões: $\alpha \approx -0.2$ e $\beta \approx 0.90$

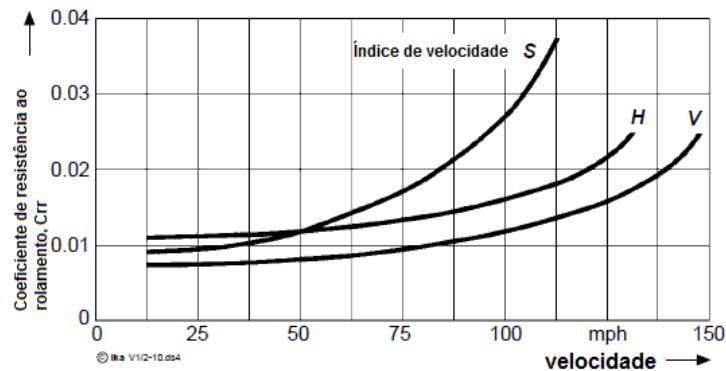
⁵ Nos gráficos, a velocidade crítica normalmente é no ponto onde ocorre uma mudança abrupta na forma da curva

Figura 9 – Coeficientes f_o e f_s da Equação 2.11

Fonte: Gillespie[14] (Adaptado)

imprevisível, sua estabilidade é comprometida e está sujeito a falhas catastróficas. Geralmente é associada ao índice de velocidade máxima, indicado na banda lateral do pneu.

Figura 10 – Variação do coeficiente de RR com a velocidade para diferentes tipos de pneu

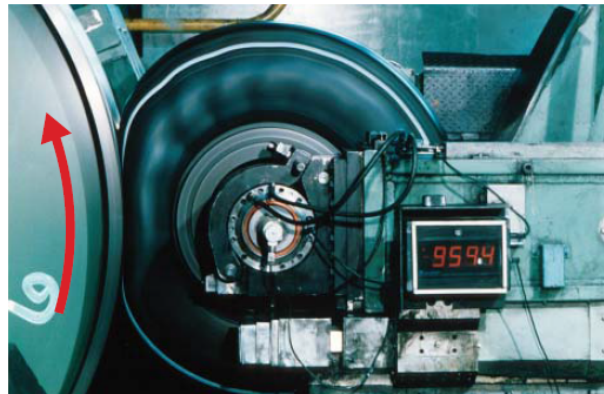


Fonte: Wallentowitz[11] (Adaptado)

Com o aumento da velocidade, há o aumento da frequência de deformação das partes do pneu e conseqüentemente aumento da magnitude das ondas estacionárias de vibração que se formam pelo processo de contração e tração da zona de contato do pneu com a via. Dessa forma, uma maior energia é dissipada, causando maior RR. Ao se aproximar da velocidade crítica, as ondas de vibração estacionárias se tornam tão intensas, em um efeito similar ao fenômeno de ressonância, que se tornam visíveis na carcaça (Figura 11) e prejudicam a estabilidade do pneu, podendo resultar em perda de controle do veículo e/ou colapso pneu [14, 16, 27]. O tipo de construção e materiais utilizados variam significativamente a capacidade do pneu de absorver tais ondas estacionárias e portanto suportar maiores velocidades.

Quanto maior a energia dissipada pela deformação, maior é a geração de calor e portanto há um aquecimento do fluido interno do pneu e conseqüente aumento da pressão interna. Tal fato gera uma diminuição da RR, contudo ela não é suficiente para compensar o aumento da RR gerado pelo aumento da velocidade.

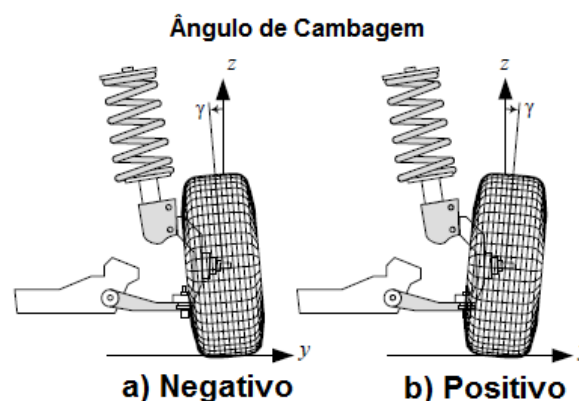
Figura 11 – Ondas estacionárias aparentes em um pneu de caminhão



Fonte: Michelin[13]

O sistema de suspensão é responsável pela introdução de dois ângulos que influenciam diretamente a resistência ao rolamento: ângulo de cambagem, γ , e o ângulo de convergência, α . O primeiro é definido como o ângulo entre a linha de centro do pneu e o eixo vertical, Z, assim como representado na Figura 12. De acordo com a definição da SAE, um ângulo positivo se dá quando a roda se inclina para dentro do veículo, *i.e.*, a parte superior se aproxima da carroceria e a parte inferior se afasta. O contrário é definido como ângulo negativo [14, 21]. Segundo Genta[16] e Schuring[28], pequenos ângulos possuem pouca influência na RR e muitas vezes seu efeito pode ser desprezado. Porém, como pode ser visto na Figura 13 a medida que o ângulo aumenta, há um aumento da deformação do pneu na zona de contato com a pista de rolagem de forma que surja uma força lateral não desprezível. Da figura também é possível perceber que a deformação causa o deslocamento do ponto central de contato do pneu com a via, gerando momentos alinhantes nos eixos X e Z e portanto aumentando a RR. Schuring[28] (*apud* Seki, Sasaki e Tsunoda) encontraram uma variação de aproximadamente 1% no momento alinhante em Z por grau de cambagem.

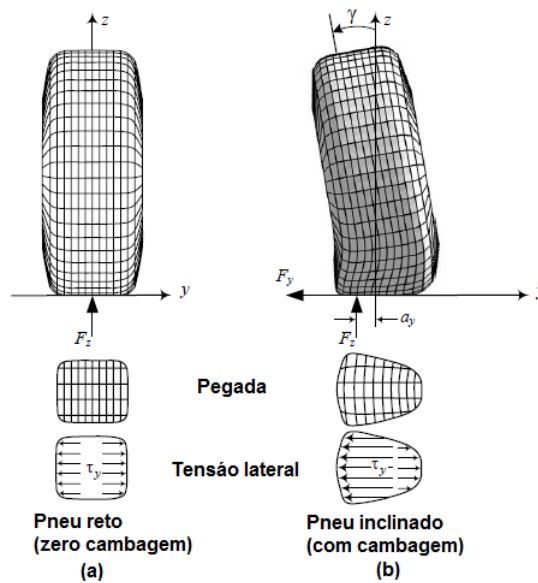
Figura 12 – Cambagem



Fonte: Jazar[21] (Adaptada)

Quanto ao ângulo de convergência, α , esse é definido como o ângulo entre o plano

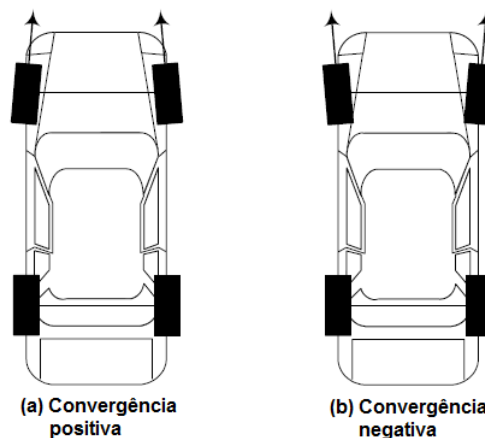
Figura 13 – Efeito da cambagem



Fonte: Jazar[21] (Adaptada)

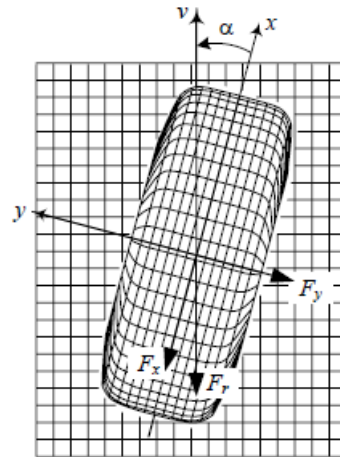
longitudinal da roda e a direção de movimento [14]. A convergência é dita positiva quando os prolongamentos da linha de centro das rodas tendem a se convergir em um ponto a frente do veículo, como indicado na Figura 14, e negativa quando contrário. Vale ressaltar que a nomenclatura α é frequentemente encontrada na literatura como ângulo de escorregamento lateral que geralmente está associado ao sistema de direção e o movimento de esterçamento. Na prática o efeito é o mesmo e o ângulo é medido da mesma forma. Da Figura 15 percebe-se que, com o aumento do ângulo de convergência, há um aumento significativo da resistência ao rolamento pois, além da força original de RR (na figura equivalente a força longitudinal F_x), há também a introdução de uma componente de força lateral, F_y , gerando a RR resultante, F_R .

Figura 14 – Convergência



Fonte: Jazar[21] (Adaptada)

Figura 15 – Efeito da convergência



Fonte: Jazar[21] (Adaptada)

De acordo com Schuring[28] e Hall e Moreland[25], a força longitudinal F_x é praticamente independente do ângulo de convergência, contudo o momento alinhante no eixo Z e a força lateral F_y são bastante afetados. Experimentos indicaram que a variação desses dois é quase linear com α , entretanto, quando combinados, os efeitos se multiplicam e tornam a RR sensível à convergência, como pode ser visto no gráfico da Figura 16. Nota-se que há um pequeno deslocamento da curva e o ponto de mínima RR ocorre com ângulos ligeiramente negativos. Schuring[28] cita experimentos próprios nos quais foi encontrado que para um ângulo de $0,2^\circ$ a RR aumentou cerca de 0,6 N, mas para um ângulo de 2° a RR aumentou 50 N. Ele também cita experimentos de outros autores em que $\alpha = 2^\circ$ dobrou a RR e $\alpha = 1^\circ$ gerou aumento de 8%. LaClair[27] diz que para um pneu de medida 225/60 R16, com carga vertical de 620 kgf e pressão de inflação de 2,2 bar a 80 km/h mostrou aumento de 1,3% e 14% respectivamente para ângulos de $0,15^\circ$ e $0,5^\circ$.

Para estimar a RR em função do ângulo de convergência, os autores apresentam a relação da Equação 2.12.

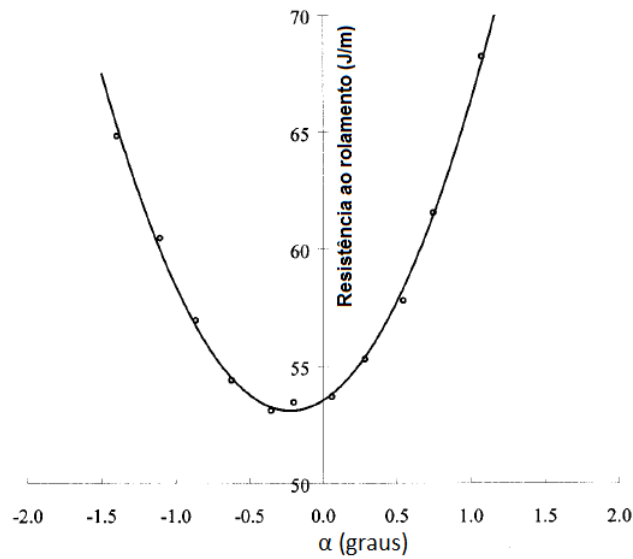
$$F_{RR} = F_{RR0} + C_\alpha \alpha^2 \quad (2.12)$$

Onde:

- F_{RR0} : resistência ao rolamento com zero convergência, [N];
- C_α : coeficiente de rigidez lateral do pneu, [$kN/^\circ$];
- α : ângulo de convergência, [$^\circ$]

Em meados dos anos 1980, um conjunto de modelos matemáticos semi-empíricos foram desenvolvidos em parceria entre as companhias TU-Delft e Volvo [31] com a finalidade

Figura 16 – Variação da resistência ao rolamento em função do ângulo de convergência



Fonte: Hall e Moreland[25] (Adaptado)

de reproduzir e estimar as forças e momentos atuantes no pneu. Os modelos, apelidados de *Magic Formula (MF)*, são chamados de semi-empíricos pois são baseados em dados reais medidos experimentalmente aplicados em relações com estruturas com origem em modelos de física. Ao longo dos anos diversos autores fizeram contribuições aos modelos da MF visando melhorar sua qualidade e aumentar sua capacidade de reproduzir condições adversas e de efeitos combinados. Notadamente, Pacejka[31] cita a contribuição da empresa Michelin em 1993 introduzindo um modelo capaz de descrever a geração de força longitudinal em condição de escorregamento do pneu e Andersen et al.[32] cita a contribuição de Besselink, Schmeitz e Pacejka[33] em 2010, que estendeu a validade dos modelos para grandes ângulos de cambagem e diferentes pressões de inflação.

As Equações 2.13 e 2.14 apresentam as duas últimas versões da fórmula mágica para estimação do momento de resistência ao rolamento, M_y , apresentadas pela empresa TNO-Delft [34] e [33], chamadas de MF-Tyre 5.2 e 6.2. Os termos q_{syi} são parâmetros de modelo obtidos experimentalmente, porém Pacejka[31] apresenta valores padrão que podem gerar uma boa estimativa caso não seja possível avaliar o pneu. A principal diferença entre os dois modelos é a presença dos termos de influência da pressão interna do pneu, carga vertical e ângulo de cambagem da roda, contudo o autor das modificações afirma que, para pequenos ângulos, a versão 5.2 é capaz de fornecer resultados tão bons quanto a versão 6.2.

MF-Tyre 5.2

$$M_y = -R_0 F_Z \lambda_{M_y} \left\{ q_{sy1} + q_{sy2} \frac{F_x}{F_{z0}} + q_{sy3} \left| \frac{V_x}{V_{ref}} \right| + q_{sy4} \left(\frac{V_x}{V_{ref}} \right)^4 \right\} \quad (2.13)$$

MF-Tyre 6.2

$$M_y = -R_0 F_Z \lambda_{M_y} \times \dots \left\{ q_{sy1} + q_{sy2} \frac{F_x}{F_{z0}} + q_{sy3} \left| \frac{V_x}{V_{ref}} \right| + q_{sy4} \left(\frac{V_x}{V_{ref}} \right)^4 + q_{sy5} \gamma^2 + q_{sy6} \frac{F_Z}{F_{z0}} \gamma^2 \right\} \times \dots \quad (2.14)$$

$$\left\{ \left(\frac{F_Z}{F_{z0}} \right)^{q_{sy7}} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{q_{sy8}} \right\}$$

Onde:

- M_y : momento de RR;
- R_0 : raio do pneu não carregado;
- F_Z : carga vertical no pneu;
- λ_{M_y} : fator de escala do momento de RR;
- F_x : força longitudinal no pneu;
- F_{z0} : carga vertical referência⁶;
- V_x : velocidade longitudinal do pneu;
- V_{ref} : velocidade de referência⁶;
- γ : ângulo de cambagem;
- p : pressão de inflação do pneu;
- p_0 : pressão de inflação do pneu referência⁶;
- q_{sy_i} : parâmetros de modelo;

2.2 Ensaio de Desaceleração livre - ABNT 10312

No Brasil, o ensaio de desaceleração livre de um veículo é regulamentado pela norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) 10312 [10], sendo a versão em vigor a revisão de 2014. Ela descreve os procedimentos e condições para o ensaio para a determinação da resistência ao deslocamento de veículos leves.

Primeiramente, a normativa define os conceitos de massa de veículo:

⁶ Comumente é a carga na qual o pneu foi caracterizado

- Massa do veículo em ordem de marcha [35] : massa do veículo completo para embarque, abastecido com pelo menos 90% da capacidade do tanque de combustível, adicionada a massa de todos fluidos necessários (arrefecimento, lubrificação, etc), massa de rodas sobressalentes, extintor, caixa de ferramentas padrão e calços.
- Massa real do veículo para ensaio (M): é a massa do veículo em ordem de marcha acrescida de 136kg.
- Massa equivalente à inércia de rotação (m_e): soma das inércias de rotação dos componentes de rodagem e discos (tambores) de freio dividida pelo quadrado do raio dinâmico do pneu ou 3% da massa real do veículo para ensaio;
- Massa efetiva do veículo (M_e): soma das massas real para ensaio e equivalente à inércia de rotação. $M_e = M + m_e$.

Em seguida, são definidos os requisitos mínimos dos equipamentos de medição para os testes, apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Requisitos mínimos dos equipamentos de medição

Grandeza	Exatidão	Resolução
Massa do veículo	$\pm 5,0$ kg	5,0 kg
Pressão atmosférica	$\pm 0,7$ kPa	-
Pressão dos Pneus	$\pm 0,4$ kPa	-
Temperatura	$\pm 1^\circ\text{C}$	1°C
Tempo	$\pm 0,1$ s	0,1 s
Velocidade do veículo	$\pm 0,4$ km/h	0,2 km/h
Velocidade do vento	$\pm 0,4$ m/s	-

Fonte: ABNT 10312[10]

A pista de rolamento para realização do ensaio deve influenciar o mínimo possível no resultado final, portanto, deve ser reta, plana e sem irregularidades. A planicidade da pista deve atender os limites de desnível de $\pm 1,5\%$ entre o início e o fim da pista e a variação entre um ponto de medição e outro não pode ultrapassar $\pm 0,5\%$. Ainda, a pista deve estar limpa e seca.

Outras condições do ensaio também são definidas, sendo elas:

- Vento: a componente longitudinal não pode ser superior à 3,0 m/s em média e os picos devem ser inferiores à 5,0 m/s. Já a média da componente lateral não ultrapassar 2,0 m/s.
- Temperatura ambiente: o ensaio poderá ser realizado apenas quando a temperatura ambiente à sombra estiver compreendida entre 5°C e 35°C ;

- Pressão atmosférica: entre 91 kPa e 104 kPa;
- Veículo: limpo, com rodagem mínima de 3000 km e de acordo com as especificações do fabricante;
- Pneus: amaciados com sulcos com profundidade entre 90% e 50% da original;
- Condições-padrão:
 - Temperatura ambiente: 293,15 K;
 - Pressão atmosférica: 101,325 kPa.

Na fase de preparação do ensaio, o veículo deve ser aquecido durante pelo menos 30 minutos e o volante deve ser esterçado de batente à batente pelo menos uma vez, para correto afastamento das pastilhas de freio. A partir de então o freio não deve ser acionado.

Durante a execução do ensaio, não é permitido mudar de faixa de rolamento e a caixa de marchas deve estar na posição neutra. Quando existente, o pedal de embreagem não deve ser acionado. A normativa determina o seguinte procedimento:

Acelerar o veículo a uma velocidade inicial igual ou superior a 105 km/h e iniciar a desaceleração livre do veículo. Quando o veículo atingir a velocidade igual ou superior a 100 km/h, iniciar as medições de tempo em intervalos iguais de velocidade (ΔV) de 10 km/h no máximo, até que o veículo atinja uma velocidade igual ou inferior a 30 km/h. Devem ser efetuados pelo menos cinco ensaios em cada sentido da pista de rolamento.

Registrar os tempos de desaceleração a cada intervalo de velocidade (ΔV) fixado, e a temperatura ambiente e pressão barométrica em cada desaceleração.

Em seguida, os coeficientes da equação genérica da força de resistência ao deslocamento (Equação 2.15) de cada desaceleração são calculados através do método de mínimos quadrados linear. A metodologia para uso do método descrita pela norma é apresentada no Apêndice A.

$$F_{RD} = f_0 + f_2 \cdot V^2 \quad (2.15)$$

Cada coeficiente é então corrigido para as condições ambientais padrão através das relações 2.16 e 2.17

$$f_{0,k} = f'_{0,k} [1 + K_T(T_n - T_0)] \quad (2.16)$$

$$f_{2,k} = \frac{P_0 T_n}{P_n T_0} (f'_{2,k} - K_P \times f'_{0,k}) + K_P \times f_{0,k} \quad (2.17)$$

Onde:

- $f'_{i,k}$: coeficiente da Equação 2.15 não corrigido para as condições padrão;
- K_P : fator de correção da pressão, $K_P = 2,503 \times 10^{-4}[(m/s)^{-2}]$;
- K_T : fator de correção da temperatura, $K_T = 8,6 \times 10^{-3}[K^{-1}]$;
- P_0 : pressão atmosférica padrão, $P_0 = 101,325[kPa]$;
- P_n : pressão atmosférica medida em cada desaceleração n , $[kPa]$;
- T_0 : temperatura ambiente padrão, $T_0 = 293,15[K]$;
- T_n : temperatura ambiente medida em cada desaceleração n , $[K]$;

Os valores médios de cada coeficiente são considerados representativos, portanto:

$$f_0 = \sum_{k=1}^n \frac{1}{n} \times f_{0,k} \quad (2.18)$$

$$f_2 = \sum_{k=1}^n \frac{1}{n} \times f_{2,k} \quad (2.19)$$

3 Metodologia

Neste capítulo são apresentados os métodos e procedimentos adotados para a realização do trabalho. Esse foi dividido em duas frentes: experimental e virtual. A primeira determina a força de resistência ao deslocamento pela avaliação individual das quatro componentes mais importantes. Já a última avalia a resistência ao deslocamento total, da mesma forma que descrita na normativa ABNT 10312, porém no ambiente virtual via programa MSC Adams/Car[®]. A fim de validação das metodologias, ensaios de referência foram realizados conforme a norma supracitada. Uma descrição dos procedimentos, bem como materiais utilizados se encontram nas seções que seguem.

3.1 Parte Experimental

Tal como mencionado, a parte experimental da metodologia de avaliação da força de resistência ao deslocamento do veículo avalia as quatro principais componentes da resistência total de maneira individual, *i.e.*, cada subsistema onde são geradas tais forças resistivas é avaliado separadamente dos demais e então somadas. São eles:

- Carroceria (resistência aerodinâmica);
- Transmissão;
- Freios;
- Pneus.

Esses subsistemas foram escolhidos por serem as fontes das maiores parcelas da F_{RD} do veículo. Fazendo referência às resistências mencionadas na revisão bibliográfica, nota-se a ausência da resistência ao gradiente. Porém, como o teste da norma ABNT 10312 é realizado em pista plana, não há a contribuição dessa parcela na F_{RD} . As perdas por atrito das partes móveis são contabilizadas principalmente pelo sistema de transmissão.

Para averiguar se a metodologia é válida, foram selecionados três veículos de diferentes categorias: um utilitário esportivo (*SUV*), um dois volumes (comumente chamado de *hatchback*) e um sedã, assim elimina-se a influência do tipo de veículo nos resultados. Ao longo do trabalho eles serão referidos como Modelo A, Modelo B e Modelo C, respectivamente. Ainda, para garantir que o método é válido independente do pneu utilizado, para cada

veículo foram testados 2 tipos de pneu diferentes, referidos como Pneu A e Pneu B para cada modelo.

Os pneus se encontravam em estado novo, portanto, primeiramente foram testados no dinamômetro de resistência ao rolamento duas amostras de cada jogo – dianteiro esquerdo e traseiro direito¹. Isso possibilitaria uma análise comparativa de como a resistência ao rolamento se altera após o amaciamento do pneu. Em seguida, cada jogo de pneus foi amaciado por, no mínimo, 3000 km até que houvesse 10% de desgaste da banda de rodagem, conforme rege a norma ABNT 10312, no próprio veículo, para garantir que a acomodação da carcaça do pneu fosse realizada com a mesma carga vertical a qual seria exposta durante os subsequentes testes.

Após o amaciamento, os veículos foram alinhados com ângulo de convergência das rodas anteriores igual a zero e realizou-se os testes de referência para cada jogo de pneu, *i.e.*, o teste de desaceleração livre descrito na norma ABNT 10312. Feito isso, foi realizado o teste de desaceleração livre fracionado nos três veículos.

Finalmente, as mesmas amostras de pneu testadas inicialmente foram novamente avaliadas no banco de resistência ao rolamento. Apesar de as normas de ensaios de resistência ao rolamento exigirem o pneu novo, a análise com o mesmo amaciado torna possível avaliá-lo no estado em que o pneu se encontrava durante os testes de referência.

Um estudo extra foi realizado apenas com o Modelo A. Nele foi avaliada a influência da geometria de suspensão na força de resistência ao deslocamento total do veículo, mais especificamente os ângulos de cambagem e de convergência.

As seções que seguem descrevem os procedimentos adotados nos ensaios mencionados. Aqueles que são normatizados são apresentados sucintamente e para maiores detalhes o leitor é convidado a se dirigir ao texto da norma.

O ensaio de túnel de vento, conforme citado na seção 2.1.1, permite avaliar os coeficientes adimensionais de arrasto do veículo nas diversas direções, sendo a componente longitudinal a de nosso interesse. Ele é realizado conforme norma SAE J2881. Esse ensaio é complexo e exige uma estrutura de laboratório específica, existindo poucos aptos a realizá-lo no mundo. Sendo assim, os ensaios em túnel de vento não foram realizados pelo autor nesse trabalho. De posse do coeficiente de arrasto longitudinal, C_x , e da área frontal do veículo, A_f , fornecidos por um laboratório acreditado internacionalmente no qual os veículos utilizados nesse trabalho foram testados, é utilizada a equação 2.4 para se estimar a força de resistência aerodinâmica em função da velocidade do veículo. Como a norma ABNT 10312 determina que a força de resistência ao deslocamento deve ser determinada entre 100 e 30 km/h, a componente de força aerodinâmica na metodologia de fracionamento da F_{RD} é calculada para o mesmo

¹ Pontos de maior e menor carga sobre os pneus

intervalo, com resolução de 1 km/h.

A análise de incerteza das resistências da transmissão, freio, aerodinâmica e rolamento do pneu são apresentadas no Apêndice B. Já a incerteza dos ensaios de referência foram calculadas diretamente pelo laboratório acreditado pelo INMETRO onde foram realizados os testes e seus valores são apresentados no relatório de ensaio.

3.1.1 Ensaio de desaceleração livre fracionado

Este ensaio tem a finalidade de avaliar as forças de resistência geradas pelas partes móveis do sistema de transmissão de potência e pela resistência gerada pelo torque residual no sistema de freios, como mencionado na seção 2.1.3. Esta seção descreve o procedimento adotado detalhadamente, dividindo-o nas fases de preparação, execução e processamento de dados. O procedimento descrito aqui é baseado no procedimento da norma interna Fiat Auto T3045 [36].

3.1.1.1 Aparato experimental

Para a realização desse teste foram utilizados os seguintes equipamentos:

- 02 Termopares Tipo-K;
- 01 Sistema de aquisição de dados National Instruments;
- 02 Rodas fônicas:
 - Fabricante: Petra Strumentazioni
 - Modelo: RF73Y45
 - Resolução: $(1000 \pm 0,12)$ impulsos/ giro (95,46% de abrangência)
- 02 Cavaletes de suporte de veículo (eixo posterior e anterior);
- 01 Massa padrão de $(1975 \pm 0,2)$ g (95% de abrangência).

3.1.1.2 Preparação do veículo

O nome *fracionado* se dá justamente pelo ensaio isolar as componentes de transmissão e freio das demais, mas mantendo o mesmo princípio de desaceleração livre descrito na normativa ABNT 10312. Isso se faz suspendendo o veículo do solo e o apoiando em um cavalete de forma a manter a suspensão e semi-eixos na mesma posição que quando em repouso no solo, como mostrado na Figura 17. Tal cuidado é de suma importância para a qualidade do teste, pois a diferença na angulação dos semi-eixos pode gerar uma resistência diferente àquela da condição padrão, gerando um resultado inverossímil.

Figura 17 – Suporte do veículo sobre cavaletes



Fonte: Autor

Outro ponto importante a ser cumprido é o afastamento adequado das pastilhas de freio. Como visto na revisão bibliográfica, frequentemente elas não retornam completamente à posição de repouso após acionamento do freio, principalmente quando utilizado para parada total. Portanto, *a priori* do ensaio, deve-se trafegar com o veículo por, no mínimo, três quilômetros esterçando fortemente o volante para que as pastilhas de freio recuem para suas posições naturais. Não se deve, contudo, afasta-las manualmente com auxílio de ferramentas pois isso pode gerar uma condição ótima e diferente da realidade, mascarando resultados. Mais ainda, a pastilha pode ser danificada pela ferramenta, podendo gerar resultados anormais. Ao final da rodagem deve-se evitar ao máximo acionar os freios e, uma vez sobre os suportes, o volante deve ser esterçado mais uma vez de batente à batente com o carro acelerado. Finalmente, os pneus devem ser inflados à pressão de interesse, que, no caso, foi a mesma utilizada nos ensaios de referência para o respectivo veículo.

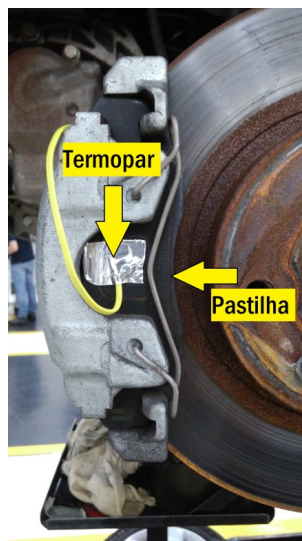
Quanto à instrumentação, as rodas foram equipadas com rodas fônicas para aquisição dos dados de velocidade com boa resolução (20 Hz), assim como demonstrado na Figura 18. Além disso a caixa de marchas e as pastilhas de freio externas de cada roda foram instrumentadas com termopares tipo K, tal como indicado na Figura 19. O sensor nas pastilhas é opcional, porém foi escolhido instrumentá-las pois uma alta temperatura indica um atrito excessivo do freio. Um termopar para medição da temperatura ambiente nos arredores do veículo também foi instalado.

Figura 18 – Instrumentação das rodas



Fonte: Autor

Figura 19 – Instrumentação das pastilhas de freio



Fonte: Autor

3.1.1.3 Execução do ensaio

3.1.1.3.1 Eixo Anterior

Preparado o veículo, o teste se inicia à temperatura ambiente. O sistema de aquisição de dados é iniciado e as rodas são aceleradas a velocidade até 110 km/h, então aciona-se o pedal de embreagem e posiciona-se o câmbio em neutro. A partir daí permite-se que as rodas desacelerem até o repouso. Espera-se então que a temperatura do óleo da transmissão suba por volta de 2°C e o processo é repetido até que a temperatura do óleo estabilize em 80°C . Ao final são feitas por volta de 30 desacelerações.

Com todos dados registrados, o veículo é desligado e deixado em repouso para que retorne à temperatura ambiente. Simultaneamente, as rodas são retiradas e as pinças de freio são removidas. Então, uma vez de volta à temperatura ambiente, todo o processo de desaceleração é repetido e dados colhidos.

3.1.1.3.2 Eixo Posterior

No caso de veículos 4x4 a avaliação das rodas do eixo posterior é obrigatória e pode ser feita concomitante ao eixo anterior, seguindo o procedimento descrito na seção 3.1.1.3.1. Contudo, apesar de exercerem nenhuma influência na resistência do sistema de transmissão para veículos com tração 4x2, recomenda-se que as rodas traseiras do veículos com esse tipo de transmissão também sejam avaliadas pois podem apresentar altos torques residuais de freio – principalmente no caso de sistema à disco.

Desta forma, para acelerar as rodas traseiras é necessário uma propulsão externa. No caso deste trabalho foi usada uma balanceadora local. Esta acelera as rodas até 110 km/h e então é afastada para que a roda desacelere livremente até o repouso. Este processo é repetido 10 vezes em cada roda, pois não há necessidade de se aquecimento do sistema.

3.1.1.4 Medição da inércia do conjunto roda-freio

A inércia do conjunto formado pela roda e disco (ou tambor) de freio deve ser levada em consideração pois a massa desses componentes em rotação tem grande influência na desaceleração do conjunto de transmissão. Portanto é necessário medi-la com as pinças de freio e semi-eixos desmontados. Desta forma, garante-se que apenas o momento de inércia do conjunto da roda e disco de freio seja medido.

Primeiramente, mede-se a circunferência externa da roda. Em seguida, fixa-se uma massa padrão adequada ao tamanho da roda² e a posiciona verticalmente, tangente ao pneu, tal como na Figura 20.

Em seguida, com auxílio de um sistema de aquisição de dados, a massa é liberada. Pela ação da gravidade, a massa acelera a roda e sua velocidade e tempo gasto são registrados. Uma maneira de evitar a coleta de dados desnecessários e arquivos demasiadamente extensos é interromper o movimento da roda assim que a mesma passe pelo ponto mais inferior, *i.e.* o ponto de maior velocidade. Dez desacelerações são suficientes para se obter uma boa estimativa de resultado.

² Não há um padrão de massa para cada roda. Deve-se escolher uma massa que acelere a roda o suficiente para uma boa medição dentro da resolução da roda fônica. Uma velocidade máxima entre 4 e 10 km/h é suficiente para gerar bons dados.

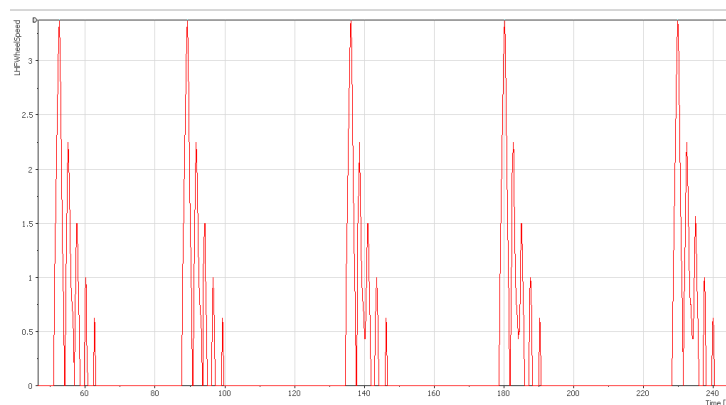
Figura 20 – Posicionamento da massa padrão para medição



Fonte: Autor

A Figura 21 ilustra uma aquisição das curvas de velocidade em função do tempo de uma medição de momento de inércia da roda. Nota-se a presença de cinco conjunto de dados, representando cinco desacelerações. Em cada desaceleração identificam-se vários picos, porém cada vez menores, que representam o movimento de oscilação amortecido da roda impulsionada pela massa. Apenas o primeiro pico de cada conjunto de dados nos interessa pois esse representa a aceleração da roda do repouso à velocidade máxima devido à ação da massa.

Figura 21 – Curva típica de medição do momento de inércia do conjunto roda-disco de freio



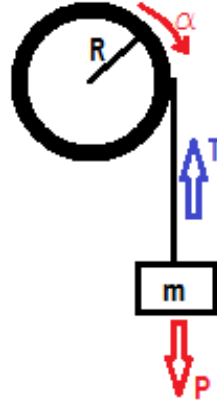
Fonte: Autor

Deve-se, então, filtrar os dados para separar os dados de interesse. No escopo deste trabalho, um programa na linguagem Matlab[®] foi feito para essa tarefa.

De posse dos dados necessários, inicia-se a parte de cálculo do momento de inércia em sí. Partindo da simplificação da segunda Lei de Newton, na qual a resultante das forças que atuam em um corpo é igual à massa do mesmo multiplicada pela sua variação de velocidade no

tempo e tomando o sistema em questão como o representado no esquema da Figura 22, tem-se que:

Figura 22 – Esquema do sistema roda-massa para cálculo de momento de inércia



Fonte: Autor

$$P - T = m \cdot a \quad (3.1)$$

Com,

$$a = \alpha / R, \quad (3.2)$$

$$P = m \cdot 9.81 \quad (3.3)$$

Onde:

- T: tensão no cabo que sustenta a massa [N];
- m: massa padrão [kg];
- P: peso da massa padrão [N];
- α : aceleração angular da roda [rad/s^2];
- a: aceleração linear da roda [m/s^2].

Portanto, o torque resultante na roda é $T = m \cdot 9.81 - m \cdot a$. Sabe-se que o momento aplicado em um objeto é o produto do seu momento de inércia e sua aceleração angular, ou seja:

$$T \cdot R = I \cdot \alpha \quad (3.4)$$

$$\Rightarrow I = \frac{T \cdot R}{\alpha} \quad (3.5)$$

Substituindo T e α ,

$$I = \frac{(m \cdot 9.81 - m \cdot a) \cdot R}{a/R} \quad (3.6)$$

$$\Rightarrow I = \frac{m \cdot R^2}{a} \cdot (9.81 - a) \quad (3.7)$$

Finalmente, para cada desaceleração, um valor de momento de inércia é calculado e o valor médio é tomado como representativo. Para uma análise mais criteriosa, recomenda-se que o processo seja repetido para cada roda. Contudo, um estudo prévio aos ensaios foi realizado e notou-se pouca ou nenhuma diferença entre as rodas nos veículos utilizados neste trabalho. Assim, apenas o valor de inércia da roda dianteira esquerda foi utilizado ao longo dos cálculos de resistência da transmissão e dos freios.

3.1.1.5 Tratamento dos dados

Após a execução do ensaio e da medição do momento de inércia, é necessário tratar os dados. Tal como apresentado na Seção 2.1.3, o sistema de transmissão engloba todas partes e mecanismos desde a saída da árvore de manivelas no motor até o cubo da roda e pode ser modelado pela relação linear grau da Equação 2.6: $F_{TR} = T_0 + T_1 \cdot V$.

É necessário, então, encontrar os coeficientes da relação, T_0 e T_1 . Contudo, é sabido dos estudos de tribologia que a viscosidade do óleo lubrificante se altera com a temperatura do meio. Consequentemente, a resistência do sistema de transmissão é alterada com a mudança da força de atrito viscoso feita pelo óleo. Logo, primeiramente é necessário encontrar a relação de T_0 e T_1 em cada temperatura medida e então estabelecer seu comportamento em função dela.

A Figura 23 apresenta um exemplo dos dados de aceleração calculada do ensaio de desaceleração em função da velocidade das rodas para cada temperatura medida. É fácil notar como a inclinação das curvas se alteram à medida que se aumenta a temperatura do óleo da caixa de marchas. A partir dos dados também é possível perceber a relação linear entre os dois. Por isso, utiliza-se o método dos mínimos quadrados linear para estimar os coeficientes a_0 e a_1 da Equação 3.8

$$a_i = a_{0_i} + a_{1_i} \cdot V \quad (3.8)$$

Onde o índice i se refere à cada desaceleração a uma temperatura diferente.

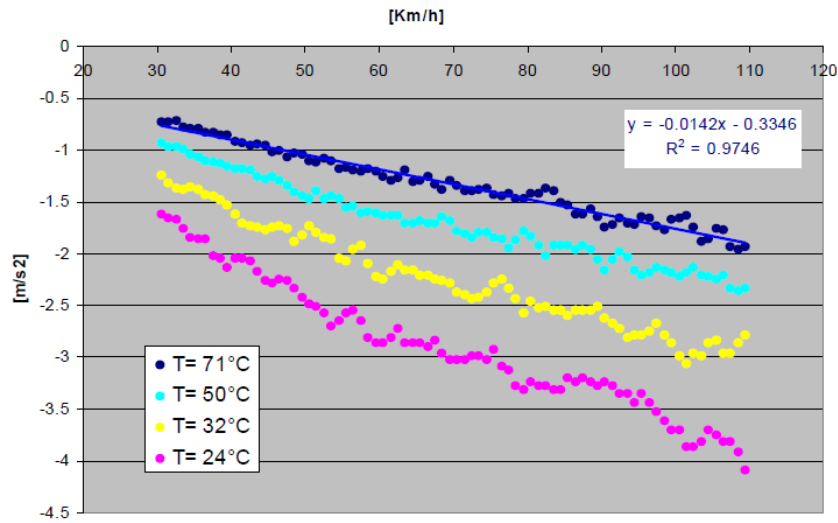
Partindo novamente da simplificação segunda Lei de Newton, temos que a força de resistência da transmissão em cada temperatura medida pode ser estimada por:

$$F_{TR_i} = (a_{0_i} + a_{1_i} \cdot V) \cdot m_t \quad (3.9)$$

Onde m_t é a massa equivalente dos componentes rotativos, em kilogramas, estimada por

$$m_t = \frac{I}{r^2} \quad (3.10)$$

Figura 23 – Exemplo de influência da temperatura na desaceleração da transmissão



Fonte: Fiat Chrysler Automobiles [36]

Onde r é o raio da roda, em metros, e I é definido pela Equação 3.7.

Fazendo

$$t_{0_i} = a_{0_i} \cdot m_t \quad (3.11)$$

$$t_{1_i} = a_{1_i} \cdot m_t \quad (3.12)$$

os dados dos coeficientes em cada temperatura são confrontados e é realizado um ajuste de curva para cada coeficiente, assim como exemplificado na Figura 24. Não há um ajuste padrão, o modelo deve ser escolhido de forma que represente os dados da melhor forma possível. No exemplo da figura foi escolhido um modelo de potência da forma $y = k \cdot x^b$, porém o modelo mais comum é o quadrático da forma $y = a + bx + cx^2$.

Então, obtém-se as seguintes relações:

$$t_0 = k_0 \cdot T^{b_0} \quad (3.13)$$

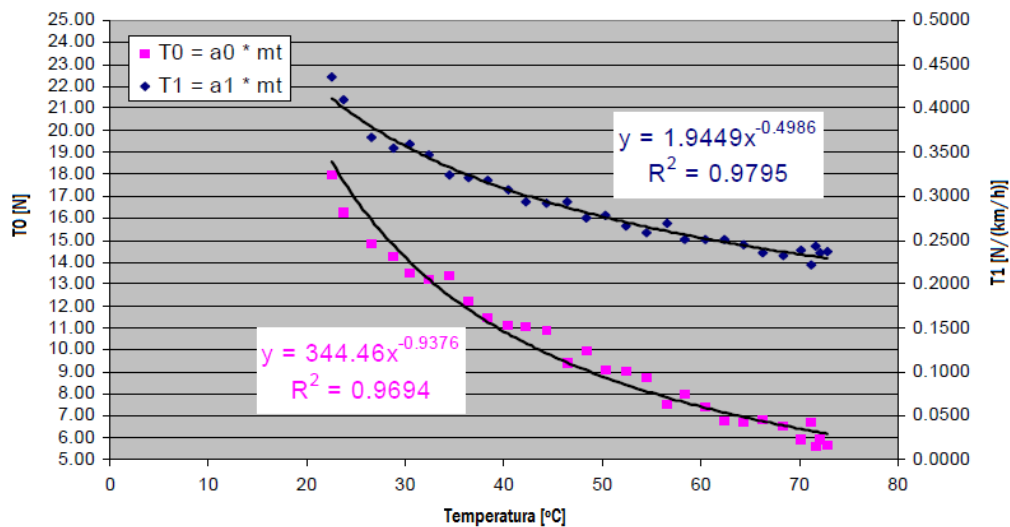
$$t_1 = k_1 \cdot T^{b_1} \quad (3.14)$$

Onde T é a temperatura, em °C. Neste trabalho, o valor de referência para temperatura adotado será de 80°C.

Finalmente, chega-se à relação 2.6, apresentada anteriormente, com coeficientes definidos por 3.13 e 3.14:

$$F_{TR} = t_0 + t_1 \cdot V$$

Figura 24 – Coeficientes de resistência da transmissão em função da temperatura



Fonte: Fiat Chrysler Automobiles [36]

Essa análise é feita apenas para as rodas motrizes, uma vez que não há influência da temperatura do óleo da transmissão nas rodas livres em um sistema de transmissão 4x2.

Ao final, o resultado da resistência da transmissão é dado diretamente pela relação 3.1.1.5 utilizando os dados sem pinça de freio. Já para a resistência devido ao torque residual do freio faz-se a subtração dos valores de resistência medidos com e sem pinça de freio, tal como a Equação 2.7. Valores típicos esperados de resistência do sistema de transmissão de veículos 4x2 manuais são na faixa de 4 a 10 N. Já para o sistema de freios não há valor esperado, pois há uma grande variabilidade de veículo para veículo devido as diferenças de uso, desgaste e qualidade das pastilhas, qualidade e tempo de uso do óleo da linha de freio, etc.

3.1.2 Ensaio de resistência ao rolamento

Conforme apresentado na revisão bibliográfica, a resistência ao rolamento (RR) é fruto da interação do pneu com o pavimento, principalmente da histerese gerada pela deformação do pneu na área de contato. Para avaliá-la, existem vários procedimentos normatizados, sendo os mais utilizados: o estadunidense SAE J2452 [26] e o internacional ISO 28580 [30]. O último é mais difundido no continente europeu é considerado menos preciso pois avalia a RR em uma única condição de velocidade, pressão e carga, enquanto o primeiro cobre diversas condições. Por isso, ambos procedimentos são adotados no trabalho mas apenas os resultados do procedimento SAE são utilizados no desenvolvimento dos cálculos.

A normativa SAE descreve uma metodologia de avaliação da resistência ao rolamento do pneu chamada de desaceleração em degraus – adaptação livre do inglês *Stepwise Co-*

astdown Methodology. Nela, um pneu é pressionado contra um tambor de, no mínimo, 1,219 m (ou 48 pol) de diâmetro com uma certa carga, assim como na Figura 25. Variando a pressão de inflação do pneu e a carga de acordo com as Tabelas 3 e 4, a força que o pneu exerce sobre o tambor é medida em pelo menos 6 velocidades diferentes no intervalo de 115 a 15 km/h. Dessa forma, a curva de desaceleração do pneu pode ser construída, tal como apresentada na Figura 26.

Ao final do procedimento obtém-se no mínimo 24 pontos distintos combinando diferentes velocidades, pressões e cargas verticais. Então uma regressão não-linear³ é feita para se encontrar os coeficientes do modelo matemático apresentado na Equação 3.15:

$$RR = P^\alpha \cdot N^\beta \cdot (a + b \cdot V + c \cdot V^2) \quad (3.15)$$

Onde:

- P: pressão de inflação do pneu [kPa];
- N: carga vertical sobre o pneu [N];
- V: velocidade [km/h];
- α, β, a, b, c : coeficientes de modelo

Tabela 3 – Matriz de testes para pneus de veículos de passeio

Passo	Carga sobre pneu (% da carga máxima)	Pressão de inflação (base \pm)
1	30	+10 kPa
2	60	-40 kPa
3	90	+60 kPa
4	90	-40 kPa

Fonte: SAE J2452 Standard [26]. Adaptado

Para os testes deste trabalho, foi utilizado o equipamento do fabricante MTS, modelo 860, com rolo de 2m de diâmetro. Os dados relevantes dos sensores e células de carga do equipamento, bem como a análise de incerteza do ensaio, são apresentados no Apêndice B. Por questões de tempo total de ensaio, para cada passo do ensaio foram aquisitados a quantidade mínima de pontos de velocidade exigidos pela norma, *i.e.*, 6 pontos, sendo eles: 115.0, 84.9, 59.9, 40.0, 25.4 e 15.8 km/h.

³ O método escolhido nesse trabalho foi o método de Levenberg-Marquardt

Tabela 4 – Pressão de inflação base para pneus de veículos de passeio

	Pressão de inflação máxima (marcada na banda lateral)	Pressão de inflação base
	kPa (psi)	kPa
Carga convencional	240 (35)	240
	300 (44)	240
	350 (51)	90
Extra carga	280 (41)	280
	340 (49)	340

Fonte: SAE J2452 Standard [26]. Adaptado

Figura 25 – Dinamômetro de resistência ao rolamento



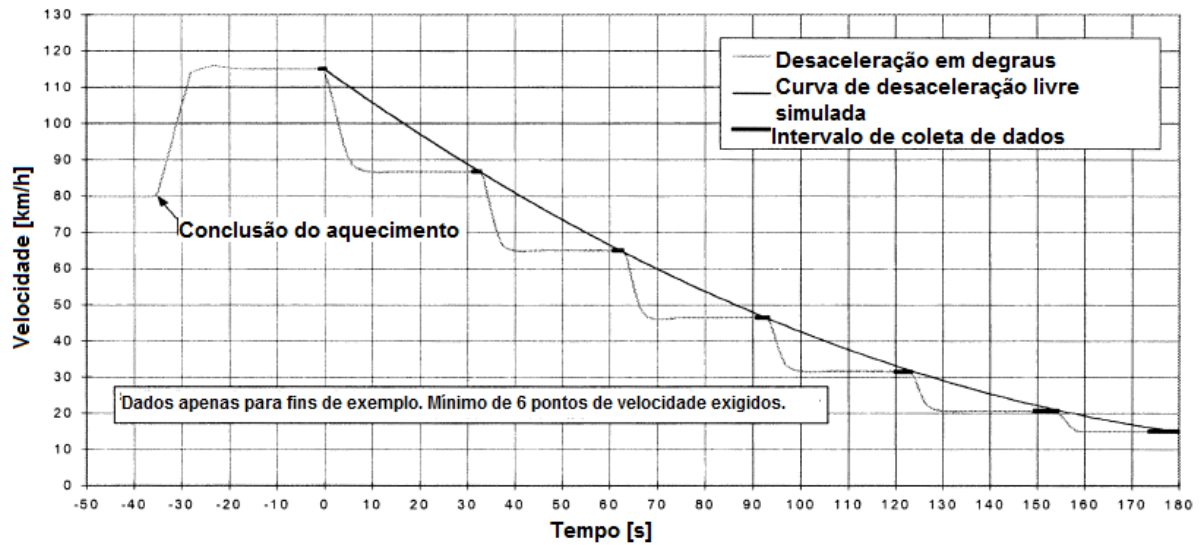
Fonte: Autor

3.1.3 Variação da geometria de suspensão

Como mencionado na introdução do capítulo, um estudo extra sobre a influência da geometria da suspensão foi feito com o Modelo A. A motivação desse estudo se dá no fato de a maioria dos veículos possuírem uma geometria não perfeitamente alinhada – ou seja, diferente de zero – e o ensaio de resistência ao rolamento ser realizado com zero convergência e cambagem. Mais ainda, todos componentes e ajustes de um veículo possuem uma tolerância de produção que talvez influencie a resistência ao deslocamento.

Portanto, três testes de desaceleração livre adicionais foram realizados variando a geometria. No primeiro os ângulos de cambagem e convergência foram ajustados para os valores mínimos de tolerância de produção. Já no segundo foi ajustado para os valores máximos e por último foram utilizados valores exageradamente negativos para os ângulos. Assim como

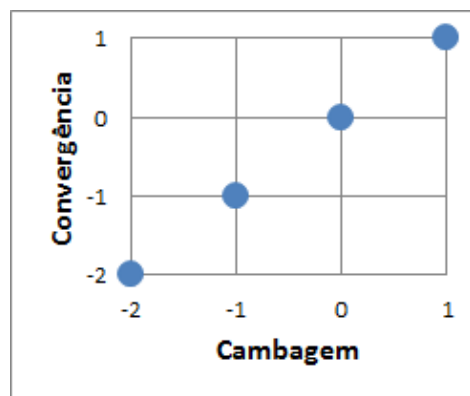
Figura 26 – Metodologia de desaceleração em degraus da norma SAE J 2452



Fonte: SAE J2452 Standard [26]. Adaptado

pode ser observado na Figura 27, não foi realizado um experimento planejado fatorial completo. Os pontos foram escolhidos por se acreditar serem as combinações mais críticas. No gráfico, os níveis zero são aqueles do ensaio de referência e representam o valor normal de produção (NP) e o valor zero para os ângulos de cambagem e convergência, respectivamente. Os níveis -2 representam os valores exagerados. A análise de todas as combinações foi feita no modelo virtual.

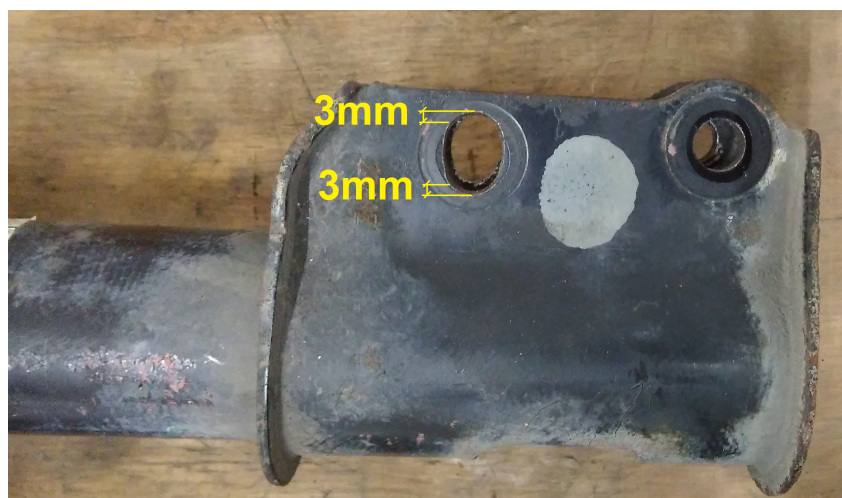
Figura 27 – Combinações de ângulos de suspensão estudadas



Fonte: Autor

O ângulo de convergência das rodas é facilmente ajustado no sistema de suspensão. Em contrapartida o ângulo de cambagem exigiu modificações no amortecedor. A Figura 28 exibe um dos amortecedores modificados. Nela está destacada a alteração no furo superior da fixação inferior do amortecedor, no qual foi realizado um oblongo do furo já existente de 3mm para cada lado, medido a partir da parede interna do furo.

Figura 28 – Modificação no amortecedor do Modelo A



Fonte: Autor

3.1.4 Cálculo da energia demandada pelo veículo

Frequentemente quando se compara a força de resistência ao deslocamento do veículo apenas os coeficientes f_0 e f_2 da Equação 2.15 são confrontados. Contudo, essa comparação é falha pois há muita dispersão nos valores desses coeficientes e de fato o interesse está no resultado da combinação deles que exprime a força em sí. Além disso, para alguns é difícil compreender o sentido físico de tais coeficientes. Desta forma, uma maneira útil é realizar as comparações em termos de energia, ou seja, avaliar a energia que as forças resistivas dos sistemas consomem.

Para tal comparação, é necessário uma base comum de referência. A norma brasileira que regulamenta os ensaios de consumo de combustível e emissões, a ABNT 6601[37], utiliza dos perfis de velocidades urbano e de estrada dos ciclos de condução padrão estadunidense, FTP-75⁴ e HWFET⁵, por isso esses também foram adotados nesse trabalho. Esses ciclos padrão descrevem um perfil de velocidades o qual o veículo deve seguir durante o ensaio em dinamômetro de chassi e também possuem tempo de duração e distância determinados. Para manter a velocidade do ciclo, o veículo deve exercer uma força no rolo do dinamômetro. Assim, conhecendo a força exercida pelo veículo, velocidade, tempo e distância é possível calcular energia demandada pelo veículo (EDV) no ciclo.

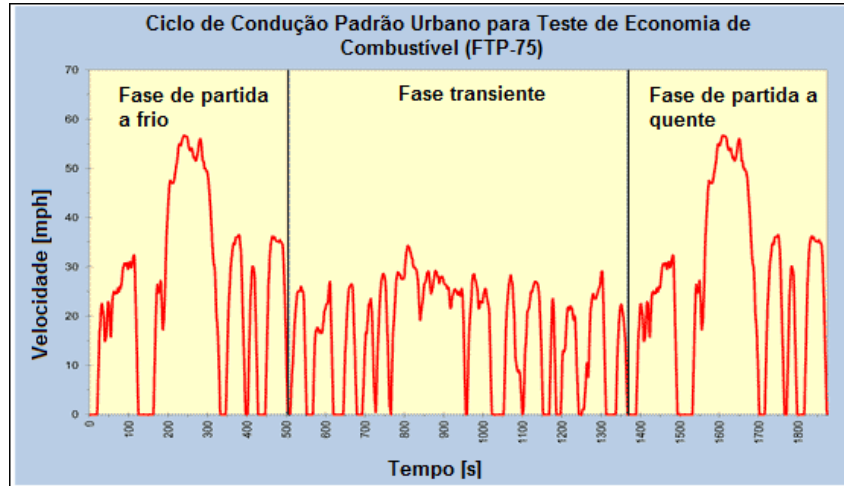
As Figuras 29 e 30 apresentam os perfis de velocidade supramencionados. Como é possível observar, há diversos períodos de aceleração e desaceleração alternados durante o ciclo, a fim de simular as condições de uso normais. Contudo os períodos de desaceleração devem ser desconsiderados no cálculo da EDV pois não há demanda de energia que deve ser

⁴ Sigla para *Federal Test Procedure* – Procedimento de Teste Federal, em português – número 75

⁵ Sigla para *Highway Fuel Economy Test* – Teste de Economia de Combustível em Rodovia, em português

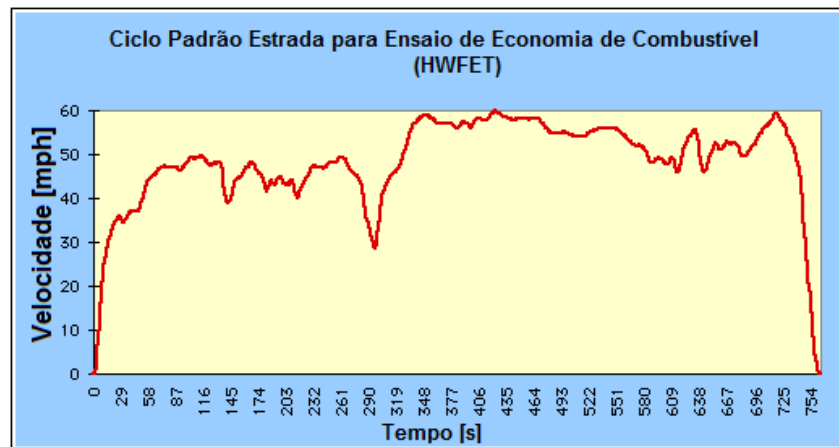
provida pelo motopropulsor nestes instantes, portanto teoricamente não há gasto de combustível.

Figura 29 – Ciclo de condução padrão FTP-75



Fonte: Agência de Proteção Ambiental (EPA)[38]. (Adaptado)

Figura 30 – Ciclo de condução padrão HWFET



Fonte: Agência de Proteção Ambiental (EPA)[38]. (Adaptado)

Partindo do princípio de que trabalho realizado por um sistema é o produto de uma força aplicada em uma certa distância e que distância percorrida é o produto da velocidade média no trecho e o tempo gasto, ou seja

$$E = \int_a^b F \cdot dx \tag{3.16}$$

$$x = \bar{v}(t) \cdot \Delta t \tag{3.17}$$

Tem-se

$$E = \int_{t_0}^{t_1} F(v) \cdot \bar{v}(t) \cdot dt \tag{3.18}$$

Mas o perfil de velocidades é discreto, portanto:

$$E = \sum_{i=2}^n F(v) \cdot \bar{v} \cdot \Delta t \tag{3.19}$$

$$= \sum_{i=2}^n F(v) \cdot \frac{v_i + v_{i-1}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1}) \tag{3.20}$$

Com $F(v)$ dado pela Equação 2.15, logo

$$E = \sum_{i=2}^n \left[(f_0 + f_2 \cdot v_i^2) \cdot \frac{v_i + v_{i-1}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1}) \right] \tag{3.21}$$

Onde n é o número de pontos do ciclo, sendo

- Para FTP-75: $n = 1875$ (duração de 1874s com $\Delta t = 1s$)
- Para HWFET: $n = 766$ (duração de 765s com $\Delta t = 1s$)

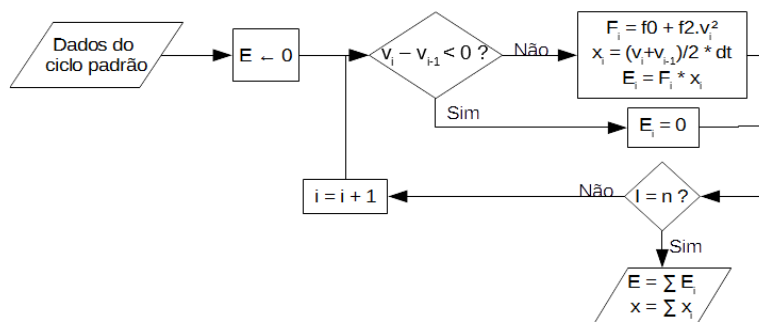
Cuidado deve ser tomado com as unidades para que elas sejam compatíveis, principalmente quanto à velocidade, pois o coeficiente f_2 normalmente é dado em $[N/(km/h)^2]$ e a velocidade em $[m/s]$. A unidade usual de apresentação da EDV é $[MJ/km]$.

Finalmente, os valores de EDV para os dois ciclos são combinados da mesma forma que a normativa ABNT 6601:

$$EDV = 0.55 \cdot E_{ftp75} + 0.45 \cdot E_{hwfet} \tag{3.22}$$

Um pequeno algoritmo foi criado para filtrar os momentos em que há gasto de energia, calcular sua magnitude e a distância percorrida nesse trecho, seguindo a lógica apresentada na Figura 31.

Figura 31 – Algoritmo para cálculo da Energia Demandada pelo Veículo



É de conhecimento do autor que há formas mais completas de se calcular a energia demandada do veículo, incluindo, por exemplo, compensações de inércia, influência de cargas elétricas e calibração do sistema de corte da alimentação combustível – também conhecido como *cut-off* ou *fuel shut off (FSO)*. Contudo, para o escopo deste trabalho, com fins comparativos apenas, a análise apresentada é suficiente.

3.1.5 Resumo da parte experimental

As Tabelas 5 e 6 apresentam o resumo dos testes realizados em cada modelo e a quantidade de testes total da parte experimental do trabalho.

Tabela 5 – Resumo de ensaios de desaceleração livre por veículo

Veículo	Pneu	Ângulo	Ângulo
		Convergência	Cambagem
		0	NP ⁶
Modelo A	A	míx. prod. máx. prod. exagerado	míx prod. máx prod. exagerado
	B	0	NP
Modelo B	A	0	NP
	B	0	NP
Modelo C	A	0	NP
	B	0	NP

Fonte: Autor

Tabela 6 – Totais por teste por veículo

Ensaio	Quantidade			Total
	Modelo A	Modelo B	Modelo C	
Resistência ao Rolamento	8	8	8	24
Desaceleração livre	5	2	2	9
Desaceleração livre fracionado	1	1	1	3
Total	14	11	11	36

Fonte: Autor

3.2 Parte Virtual

Outra metodologia proposta pelo trabalho é a avaliação da força de resistência ao deslocamento de forma virtual. Desta forma pouparia-se tempo e recursos no desenvolvimento de um novo veículo, além de viabilizar a continuação de testes em períodos chuvosos.

⁶ NP: Normal de produção

No presente trabalho, os modelos virtuais dos veículos A e B criados no ambiente virtual do programa de dinâmica multicorpos MSC Adams/Car[®] foram utilizados para simular o ensaio de desaceleração livre. Não havia modelo virtual para o veículo C, por isso, apenas para as simulações virtuais, este foi substituído por um outro veículo sedã, aqui referido como Modelo D. Assim como no teste físico, o veículo desacelera livremente de 100 a 30 km/h e, com auxílio de um programa externo⁷, os coeficientes da curva quadrática apresentada na Equação 2.15 são calculados.

Previamente à simulação, porém, foi necessário ajustar os modelos dos subsistemas para que correspondessem à realidade o melhor possível, principalmente relativos aos pneus, freios, aerodinâmica e distribuição de massa por eixo. Os procedimentos de ajuste são apresentados nas próximas seções. Ao final dos ajustes, as manobras foram simuladas e seus resultados confrontados com os obtidos nos ensaios de referência.

Assim como mencionado na Seção 3.1.3, foi realizado um estudo completo da influência dos ângulos de geometria da suspensão na resistência ao deslocamento do veículo.

3.2.1 Ajuste do modelo de freio

O torque residual no sistema de freios causado pelo recuo incompleto das pastilhas é de pequena magnitude, porém, ao longo do percurso de desaceleração – em média entre 1500m e 1900m – sua ação contínua tem uma influência considerável. Portanto é imprescindível que seja introduzido no modelo.

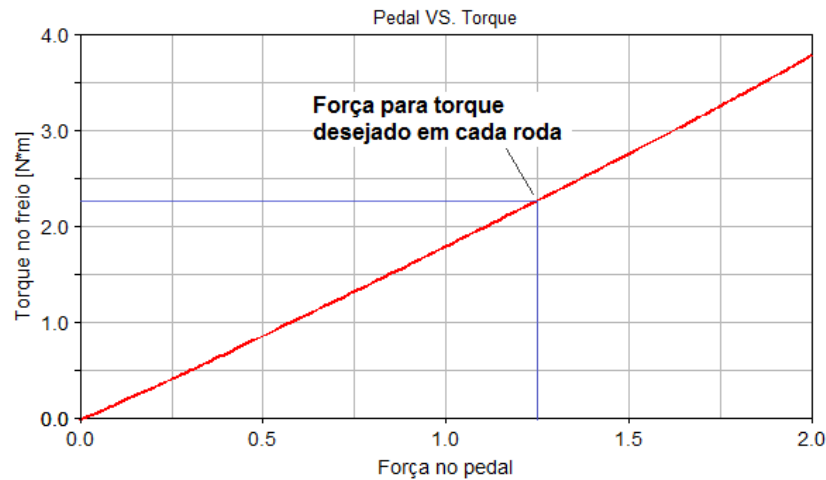
Para isso, primeiramente tomou-se a média dos torques residuais medidos no ensaio de desaceleração livre fracionado para cada eixo. Em seguida, no programa Adams/Car[®] tal torque foi introduzido de forma como se o piloto do veículo estivesse pressionando o pedal de freio constantemente durante o ensaio. Por se tratar de uma força muito pequena, todos valores de ganhos e força mínima para acionamento do sistema foram zerados, assim a resposta do sistema se torna linear e capaz de reproduzir os valores necessários. Então o gráfico da resposta de torque do freio em função da força exercida no pedal, similar ao exemplo da Figura 32, foi analisado em cada para se verificar a força a ser realizada pelo motorista virtual.

3.2.2 Ajuste do modelo de pneu

O programa Adams/Car[®] utilizado possui o módulo de solução das equações MF-Tyre 5.2 e 6.2, apresentadas na seção 2.1.5. Para utilizá-las, porém, é necessário um modelo completo do pneu que inclui dados do comportamento elástico do mesmo, fatores de relaxação, propriedades verticais e longitudinais, etc. Por isso foi solicitado ao fabricante Pirelli do Brasil

⁷ O programa escolhido nesse trabalho foi o Matlab[®]

Figura 32 – Exemplo de gráfico de torque no disco de freio em função da força no pedal



Fonte: Autor

os modelos matemáticos dos pneus utilizados nos veículos A, B e D, uma vez que 4 dos 6 tipos de pneu utilizados no trabalho são deste fabricante.

Contudo os modelos matemáticos fornecidos não foram avaliados para os coeficientes de resistência ao rolamento e tiveram de ser ajustados separadamente. Para realizar o ajuste, foram utilizados os dados de saída do teste da norma SAE J2452 do dinamômetro de resistência ao rolamento, o qual realiza um experimento planejado variando pressão de inflação, velocidade e carga vertical na roda. Como foram realizados testes com duas amostras de cada tipo de pneu, os 48 pontos medidos foram então introduzidos no método de mínimos quadrados não-linear de Levenberg-Marquardt [39] para estimação os parâmetros dos modelos. Os valores de referência dos modelos MF-Tyre 5.2 e 6.2 utilizados foram os mesmos fornecidos pelo fabricante. Ainda, foram utilizadas as suposições de zero escorregamento e ângulo de cambagem nulo, desta forma os termos $q_{sy2} \frac{F_x}{F_{z0}}$, $q_{sy5} \gamma^2$ e $q_{sy6} \frac{F_z}{F_{z0}} \gamma^2$ se anulam. Logo, apenas 3 e 5 coeficientes dos modelos devem ser estimados, respectivamente.

Finalmente, com os parâmetros estimados, a força de resistência ao rolamento gerada por cada modelo foi calculada e confrontada com os resultados experimentais do ensaio da norma SAE a fim de escolher o melhor modelo matemático a ser utilizado. Como esperado, o modelo MF-Tyre 6.2 se mostrou o mais adequado para as simulações, já que a pressão interna do pneu tem grande influência na deformação do pneu que, por sua vez, é a maior fonte de histerese e conseqüentemente de resistência ao rolamento. A ausência do termo da pressão interna do pneu no modelo MF-Tyre 5.2 gera enormes erros, como pode ser observado na Tabela 7, na qual são apresentados os valores médios da diferença entre o resultado do modelo matemático e do resultado obtido pelo procedimento da norma SAE J2452 para um dos pneus utilizados. Da Tabela nota-se a magnitude do erro do modelo MF-Tyre 5.2, que chega a 202% enquanto o erro máximo do modelo MF-Tyre 6.2 é de 6.37% e a maioria dos dados se encontra com diferença

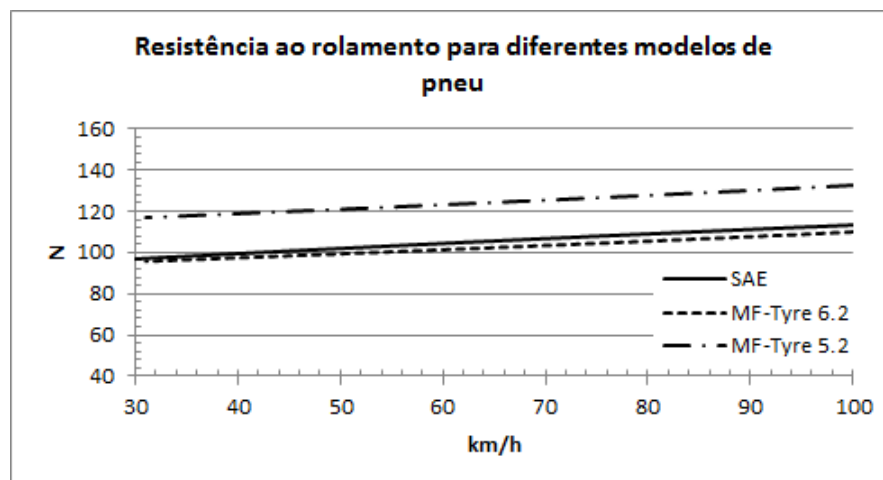
abaixo de 5%, valor aceitável para simulações virtuais. Simulando um ensaio de desaceleração livre de 100 a 30 km/h, a diferença entre os modelos se torna mais nítida ainda, como pode ser visualizado na Figura 33, na qual são apresentadas as curvas de RR das quatro rodas somadas considerando a carga vertical e pressão de inflação do veículo Modelo A. O modelo MF-Tyre 5.2 apresenta valores superiores aos demais e o erro do modelo MF-Tyre 6.2 mostra-se superior em representar a RR. Tal superioridade do modelo compensa o aumento de 30 minutos no tempo de simulação devido ao aumento de complexidade, por isso foi a formulação escolhida para este trabalho.

Tabela 7 – Erro médio entre modelo matemático e experimento

Modelo	Erro médio [%]	Desvio padrão [%]	Máximo absoluto [%]
MF-Tyre 5.2	59.01	81.44	202.02
MF-Tyre 6.2	0.66	3.81	6.37

Fonte: Autor

Figura 33 – Comparação entre modelos matemáticos MF-Tyre 5.2 e MF-Tyre 6.2 na simulação da desaceleração livre de um pneu



Fonte: Autor

3.2.3 Análise de influência da geometria de suspensão

A fim de verificar a influência da geometria de suspensão de maneira completa e ter uma estimativa da ordem de grandeza da influência da geometria da suspensão na força de resistência ao deslocamento do veículo, foi feito um planejamento de experimento (DoE) fatorial completo com dois níveis por fator (também conhecido como Experimento Fatorial 2^k) com o veículo Modelo B.

Nesse estudo foram variados os ângulos de cambagem e de convergência dos eixos dianteiro e traseiro, considerando geometria simétrica entre os lados direito e esquerdo, totalizando 4 fatores. A Tabela 8 apresenta as 16 combinações necessárias para o experimento bem

como a ordem das simulações. Os símbolos γ e α representam os ângulos de cambagem e convergência, respectivamente. Já os índices f e r , os eixos anterior e posterior, respectivamente. Na Tabela, os níveis estão representados como alto (1) e baixo (-1) e representam os limites superior e inferior da tolerância de produção para a respectiva geometria.

Tabela 8 – Combinações do experimento fatorial 2^k

Combinação	Nível			
	γ_f	α_f	γ_r	α_r
1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	1
3	-1	-1	1	-1
4	-1	-1	1	1
5	-1	1	-1	-1
6	-1	1	-1	1
7	-1	1	1	-1
8	-1	1	1	1
9	1	-1	-1	-1
10	1	-1	-1	1
11	1	-1	1	-1
12	1	-1	1	1
13	1	1	-1	-1
14	1	1	-1	1
15	1	1	1	-1
16	1	1	1	1

Fonte: Autor

4 Resultados e Discussões

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos ensaios, tanto experimentais quanto virtuais, executados conforme descrito na seção de metodologias bem como as discussões cabíveis.

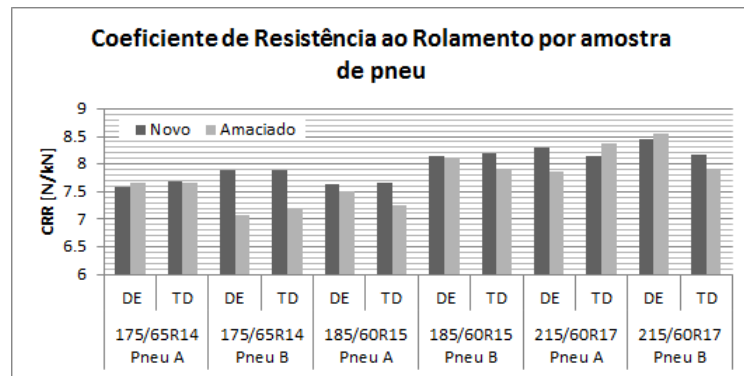
4.1 Variação da resistência ao rolamento com o amaciamento

Os pneus dianteiro esquerdo (DE) e traseiro direito (TD) de cada um dos seis conjuntos de pneu foram testados no dinamômetro de resistência ao rolamento duas vezes, sendo a primeira em estado novo e a segunda logo após os ensaios de CD de referência. Dessa maneira se teria informações do comportamento da RR após o amaciamento da carcaça e seriam colhidas informações do pneu no estado em que se realizou o ensaio de referência.

A partir das informações encontradas na literatura, era esperado uma melhora significativa no coeficiente de RR, C_{RR} , pois, além do amaciamento e conformação da carcaça dos pneus, o desgaste da banda de rodagem exigido pela ABNT 10312 teria uma grande contribuição para sua redução. Como pode ser visualizado na Figura 34 de fato parece haver uma tendência de diminuição no C_{RR} . Contudo, a magnitude da melhora é inferior ao esperado para a maioria das amostras, sendo em alguns casos quase imperceptível, como por exemplo foi o caso para os modelos TD 175/65 R14 Pneu A e DE 185/65 R15 Pneu B, que apresentaram melhora de 0,36% e 0,38%, respectivamente. Apenas as amostras do Pneu B de medida 175/65 R14 demonstraram o comportamento dentro do esperado, sendo a amostra DE a que apresentou o maior ganho dentre todos analisados, 10,37%. Também é possível ver que três pneus tiveram aumento do C_{RR} , sendo que para dois deles foi superior a 1%. Porém, considerando que a incerteza do método de avaliação da RR foi superior a 2% para todos pneus, essa diferença de 1% não é significativa.

A análise mais detalhada da Figura 35 indica que, apesar da maioria dos pneus apresentar melhora do coeficiente, não há padrão no comportamento e na amplitude da variação. Poderia-se argumentar que os diferentes resultados podem ser função da posição do pneu no veículo durante o processo de amaciamento, uma vez que a massa do mesmo não é uniformemente distribuída e poderia gerar uma carga vertical diferente em cada pneu, afetando a conformação da carcaça. Porém, no processo de amaciamento foi tomado o cuidado de alternar as posições dos pneus diagonalmente aos 1500km rodados, que representava a metade da distância mínima de rodagem de 3000 km exigidas pela ABNT 10312, justamente com a finalidade

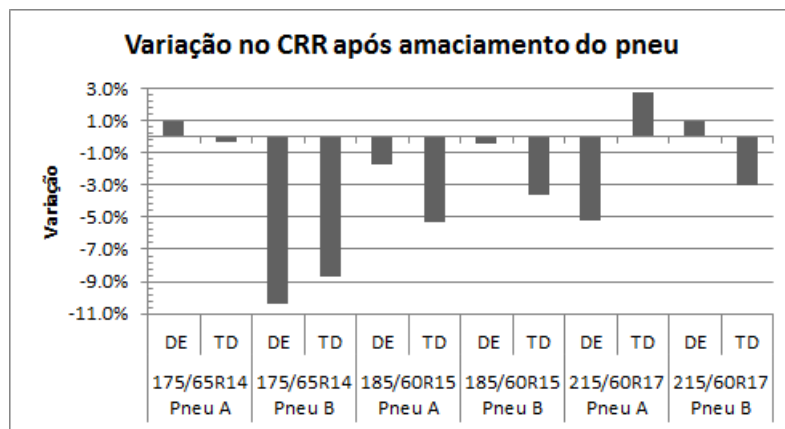
Figura 34 – Coeficientes de resistência ao rolamento pré e pós amaciamento



Fonte: Autor

de compensar a carga vertical desigual durante a rodagem de amaciamento.

Figura 35 – Variação do coeficiente de resistência ao rolamento após amaciamento



Fonte: Autor

A ausência de padrão evidencia a necessidade de se utilizar os dados dos pneus amaciados na metodologia de fracionamento da força de resistência ao deslocamento para garantir resultados mais condizentes com os ensaios de referência. Também indica uma possível fonte de divergência no consumo de combustível entre o declarado por uma montadora e o experienciado pelo cliente, uma vez que a RR é a principal força resistiva atuante no veículo no uso urbano.

4.2 Influência da geometria de suspensão

Cocomitante aos ensaios de referência foram feitas as simulações virtuais nas quais a influência dos ângulos de cambagem e de convergência foi analisada para o Modelo B. Como mencionado na Seção 3.2.3, foi realizado um DoE fatorial completo variando as geometrias tanto do eixo anterior quanto do eixo posterior, considerando simetria entre lados esquerdo e direito, conforme apresentado na Tabela 8.

A Tabela 9 apresenta os resultados do estudo. A coluna a direita apresenta a diferença dos resultados em relação à simulação base que foi feita com os mesmos parâmetros da prova física do veículo, isto é, com ângulo de cambagem igual ao valor normal de produção e o de convergência ajustado para zero. Essa configuração teoricamente é a de menor valor de resistência ao rolamento, uma vez que não há nenhuma força lateral e/ou de atrito adicional devido ao desalinhamento do pneu com a direção de movimento. Tal fato foi comprovado pelo valor de Energia Demandada pelo Veículo (EDV) abaixo de todos os demais. Contudo, baseado em experimentos anteriores e em um estudo realizado por um fabricante de pneus, esperava-se que o menor valor de EDV ocorresse com um ângulo de convergência ligeiramente positivo.

Dentre as combinações testadas, todas apresentaram EDV superior à simulação base, em média 1.03%. Esse valor, porém, é muito inferior ao esperado. Mesmo que os valores de ângulo utilizados sejam demasiadamente pequenos (limites de tolerância de produção) esperava-se que a diferença média fosse de aproximadamente 3%.

A melhor e a pior combinação estão destacadas na Tabela 9. São os testes 7 e 12, respectivamente, que apresentam os níveis $\{-1,1,1,-1\}$ e $\{1,-1,1,1\}$ (Tabela 8). Nota-se que para ambas combinações o ângulo de cambagem do eixo posterior se encontrava em nível alto, levando a conclusão de que o mesmo não possui influência notável na EDV. Como esperado, o fator que mais influenciou a EDV foi o ângulo de convergência do eixo anterior, sendo o nível baixo – limite inferior da tolerância de produção – o melhor ajuste.

Tabela 9 – Resultados do experimento fatorial 2^k

Combinação	EDV $\frac{MJ}{km}$	Diferença %
Simulação base	0,2997	-
1	0,3029	1,05
2	0,3032	1,15
3	0,3026	0,97
4	0,3036	1,30
5	0,3022	0,83
6	0,3025	0,94
7	0,3020	0,76
8	0,3030	1,09
9	0,3030	1,10
10	0,3034	1,22
11	0,3028	1,02
12	0,3038	1,35
13	0,3023	0,86
14	0,3027	0,99
15	0,3021	0,80
16	0,3031	1,13

Fonte: Autor

Partindo para o teste experimental, não foi possível realizá-los com o Modelo B por facilidade de adequação da geometria, portanto a modificação do amortecedor e consequente estudo foi feita no Modelo A. Ainda sim, não foi possível alterar o ângulo de convergência das rodas traseiras devido à concepção do sistema de suspensão traseiro. *A priori* de cada ensaio, o veículo foi alinhado para a geometria desejada, iniciando pela configuração nos limites mínimos da tolerância de produção, em seguida nos limites máximos e por último a geometria exagerada.

A Tabela 10 apresenta os resultados de EDV dos ensaios. Tal como antecipado pelo estudo virtual, os resultados experimentais indicam que não há influência considerável dos ângulos de suspensão na EDV quando variados dentro dos limites de produção. A diferença de 2% para a configuração máxima pode ser considerada como desprezível pois, analisando a prova em questão, notou-se a presença de ventos mais intensos do que nas demais, o que leva à um maior coeficiente f_2 – termo que representa principalmente a resistência aerodinâmica – e consequentemente a uma maior resistência ao deslocamento e energia demandada pelo veículo. Ainda, a própria incerteza associada ao ensaio de desaceleração livre é superior a esse valor, sendo superior a 10%, reforçando então a ideia de ausência de influência.

Para a geometria exagerada, ângulos excessivamente negativos – $-1,5^\circ$ para convergência e -2° para cambagem – foram ajustados. Mesmo considerando que são ângulos impraticados no uso comum de veículos de passeio, a magnitude do aumento da EDV surpreendeu, sendo superior a 32%. Assumindo um comportamento linear de variação, esse resultado indica que, para fins de testes de forças resistivas no veículo completo, o correto alinhamento do veículo é imprescindível na fase de preparação do ensaio. Já na ótica do usuário comum, o resultado alerta uma fonte de discrepância entre o consumo de combustível declarado na ficha técnica do veículo pelo fabricante e o indicado durante o uso, uma vez que é normal que os ângulos se modifiquem ao trafegar em vias esburacadas.

Tabela 10 – Influência da geometria de suspensão: resultados experimentais

Geometria	EDV $\frac{MJ}{km}$	Diferença %
Referência	0,3797	-
Mínimos	0,3880	2,20
Máximos	0,3796	-0,01
Exagerada	0,5042	32,88

Fonte: Autor

Concluiu-se então que, na metodologia em questão, os ângulos de convergência e cambagem não possuem influência na força de resistência ao deslocamento desde que variem dentro dos limites de produção. No caso específico, os limites eram de $\pm 4'$ para convergência e $\pm 30'$ para cambagem. Logo, é necessário conferir o alinhamento das rodas mas não é necessário a introdução de um modelo matemático para correção das variações.

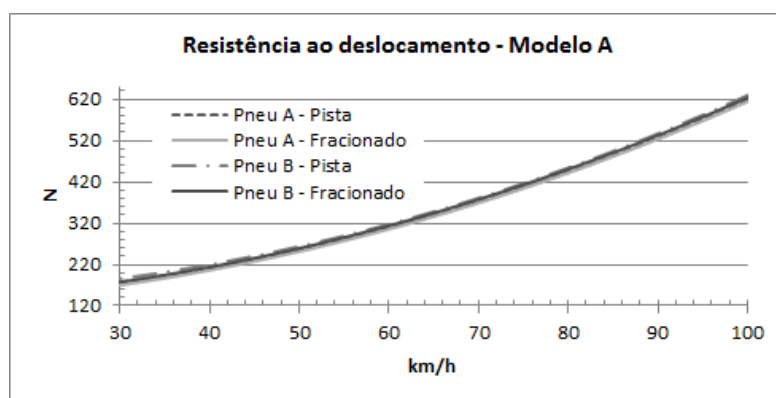
4.3 Fracionamento da força de resistência ao deslocamento

Como exposto anteriormente, a divisão das componentes da força de resistência ao deslocamento permite avaliar como cada sistema está contribuindo para a perda de energia do veículo que deverá ser compensada pelo sistema motopropulsor. Mais ainda, os ensaios separados permitem avaliações em condições de ambiente controlado, sendo assim indiferente à temperatura externa, umidade, rajadas de vento, entre outros.

Logo após os ensaios de referência, todos modelos, A, B e C, foram submetidos ao ensaio de desaceleração livre fracionado e seus pneus ao ensaio de resistência ao rolamento. Desta forma tanto o sistema de freios quanto os pneus estariam no estado o mais próximo possível da prova de referência. Com auxílio das Equações 2.4, 2.7, 2.6 e 3.15, as forças de resistências de cada sistema foram calculadas e somadas para estimar a força de resistência ao deslocamento total do veículo. Ao final, foi estimada a EDV e então comparada com a do teste de referência.

Os gráficos das Figuras 36, 37 e 38 apresentam as curvas de Força de Resistência ao Deslocamento total medida em pista nos ensaios de referência e as obtidas pelo método de fracionamento da F_{RD} , isto é, a soma das forças medidas separadamente, para cada modelo e para cada pneu. É notória a proximidade das curvas para os Modelos A e B, independente do pneu utilizado. Em média o Modelo A diferiu dos testes de referência em -1,22% com ambos pneus e o Modelo B 2,30% e 0,25% para os pneus A e B, respectivamente. Em alguns pontos há uma separação das curvas, ou até cruzamento entre elas (tal como no Modelo B - pneu B), que pode ser justificada por influências externas, como a presença de leves rajadas de vento. Entretanto, considerando que a incerteza do método para o Modelo A e para o Modelo B situam entre 5 e 6,5%, as diferenças apresentadas se encontram dentro da faixa de possíveis resultados e sugerem que a metodologia é válida.

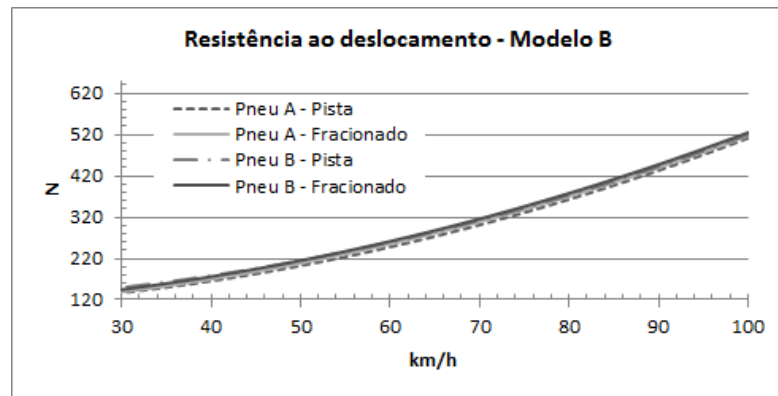
Figura 36 – Comparação pista VS fracionamento - Modelo A



Fonte: Autor

Contudo, as curvas apresentadas para o Modelo C evidenciam uma diferença signi-

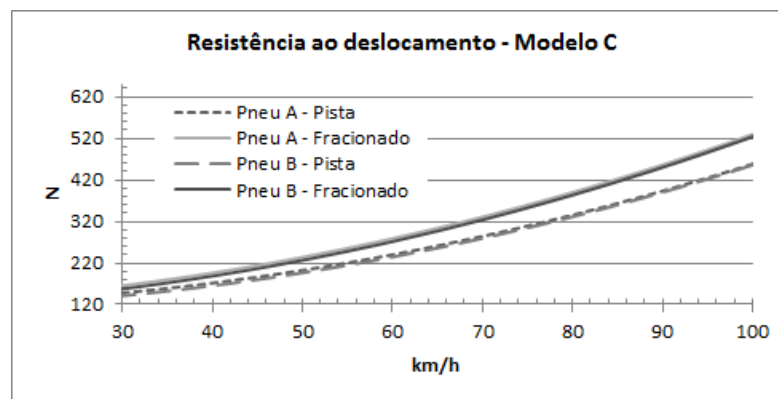
Figura 37 – Comparação pista VS fracionamento - Modelo B



Fonte: Autor

ficativa entre as curvas obtidas em pista daquelas obtidas pelo ensaio de fracionamento, ultrapassando inclusive a faixa de incerteza de medição. Analisando as características das curvas, nota-se que o afastamento entre elas aumenta à medida que a velocidade do veículo aumenta. Tal fato normalmente acontece devido à componente aerodinâmica, pois as demais componentes possuem influência apenas nos termos de ordem 0 ou 1 de velocidade, sendo então responsáveis apenas por translação da curva e não por modificar sua inclinação. Analisando as provas de referência para o Modelo C, notou-se a presença de vento diagonal favorável ao sentido de rolagem do veículo. Isso explica a disparidade a velocidades maiores e aproximação dos resultados à velocidades inferiores.

Figura 38 – Comparação pista VS fracionamento - Modelo C



Fonte: Autor

Outra possível explicação seria o desalinhamento das rodas do eixo posterior. As medições de alinhamento pré ensaio de referência indicaram que a suspensão traseira se encontravam com ângulo de convergência positivo acima da faixa de valores considerados NP. Da revisão bibliográfica verificou-se que ângulos de convergência ligeiramente negativos no eixo anterior diminuí a resistência ao rolamento, mas não há informações sobre o eixo posterior. É plausível que tal alteração nas rodas traseiras tenha contribuído para a diminuição da F_{RD} , mas-

carando o resultado de referência como um falso-positivo. Caso essa hipótese esteja correta, ela indica uma limitação do método de fracionamento da F_{RD} .

Há ainda a possibilidade de o valor fornecido de coeficiente de arrasto esteja errado, uma vez que percebe-se o mesmo comportamento e disparidade de resultados tanto para o Pneu A quanto para o Pneu B, sendo eles de fabricantes diferentes. De fato o valor de C_x fornecido pelo ensaio de túnel de vento é alto se comparado com valores típicos de um veículo sedã e um teste com valores comuns encontrados na literatura aproximam as curvas de pista e do método de fracionamento.

Em uma ótica quantitativa, a Tabela 11 apresenta as diferenças médias, máximas e mínimas para cada combinação de Modelo e Pneu. Percebe-se que para os Modelos A e B, todas comparações se encontram abaixo de 5%, que é um valor aceitável uma vez que a própria incerteza de medição do ensaio na pista é superior a esse valor. A título de exemplo, a norma ABNT 10312 admite um coeficiente de variação dos coeficientes do ajuste matemático da Equação 2.15 de até 10%. Além disso, para esses modelos todas diferenças se encontram dentro da faixa de incerteza de medição (Apêndice B). Para o Modelo C, os valores ultrapassam os limites aceitáveis de variação e, devido às justificativas apresentadas anteriormente, os ensaios com este Modelo não serão tomados como representativos.

Tabela 11 – Diferenças entre F_{RD} medido na pista e fracionada

Pneu		Modelo A		Modelo B		Modelo C	
		A	B	A	B	A	B
Dif. média	[N]	3.21	4.54	3.34	6.22	43.22	41.45
	[%]	1.22	1.51	1.14	2.30	15.44	15.14
Dif. máxima	[N]	8.00	8.09	5.51	7.58	71.28	68.20
	[%]	4.50	4.36	3.51	2.97	16.35	15.99
Dif. mínima	[N]	1.56	3.25	0.04	2.34	17.46	16.68
	[%]	0.34	0.76	0.02	1.12	11.80	11.82

Fonte: Autor

Comparando os métodos na base de energia demandada, o método de avaliação da força de resistência ao deslocamento pelo fracionamento das forças se mostra mais assertivo ainda, como está evidenciado na Tabela 12. Para os resultados apresentados dos Modelos A e B, três dos quatro valores estão abaixo de 1%, com a média de 1,05%. Isso implica que, ao utilizar essa metodologia, espera-se uma diferença em torno de 1% na previsão do consumo de combustível, uma vez que esse é proporcional à EDV, o que é razoável como estimativa, principalmente considerando as incertezas do método tradicional.

Tabela 12 – Comparação entre os métodos na base de Energia Demandada

Modelo	Pneu	Pista		Fracionado		Δ
		MJ	MJ/km	MJ	MJ/km	
A	A	3.78	0.37	3.82	0.37	0.99%
	B	3.88	0.38	3.90	0.38	0.60%
B	A	3.07	0.30	3.13	0.31	2.03%
	B	3.18	0.31	3.20	0.31	0.60%

4.4 Ensaio de desaceleração livre virtual

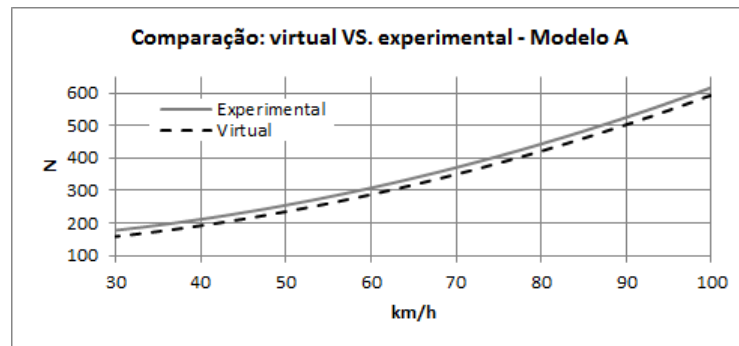
Munido dos modelos virtuais e dos relatórios de ensaios físicos de tanto de referência como das parcelas fracionadas, simulações do ensaio de desaceleração livre foram realizadas com os veículos ajustados o mais fidedignamente possível.

Assim como mencionado na metodologia, o torque residual do sistema de freios foi introduzido como o piloto acionando o sistema com força constante durante toda desaceleração. Para representar a resistência da transmissão foi introduzido um torque residual nos rolamentos do cubo de cada roda que gerasse uma força similar. Já para os pneus, foi utilizado o modelo matemático MF-Tyre 6.2, ajustado para cada pneu e à pressão utilizada no teste de experimental de referência. Cuidado foi tomado também para que a distribuição de peso por eixo fosse idêntica à do teste experimental.

A partir das curvas de desaceleração resultantes das simulações, foram calculados os coeficientes do modelo da Equação 2.15 da mesma forma que é feito para o teste físico, *i.e.*, um ajuste de mínimos quadrados linear nos parâmetros com dois termos, de ordem 0 e ordem 2.

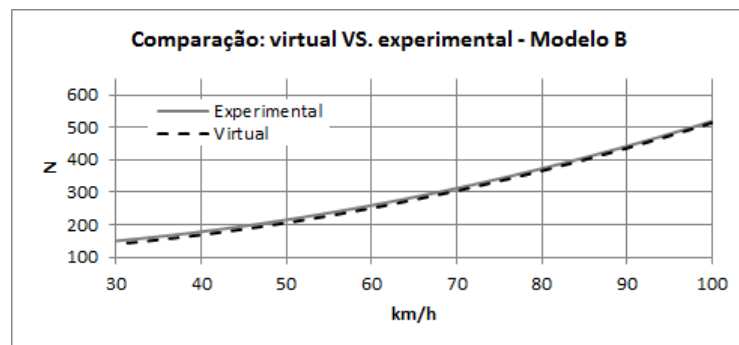
As curvas resultantes das simulações são apresentadas nas Figuras 39, 40 e 41. Para o Modelo A nota-se que a curva virtual segue aproximadamente a mesma forma da curva experimental, contudo, transladada para baixo, indicando menor resistência ao deslocamento. Essa translação se dá pela diferença de 14% no termo de ordem 0. Já para o *hatchback* Modelo B, as curvas se aproximam a medida que a velocidade aumenta, indicando uma possível divergência do modelo virtual em retratar a componente aerodinâmica. Ainda, a diferença entre o coeficiente de ordem 0 chega a aproximadamente 9,3%, valor muito superior ao esperado para a finalidade de estimação da F_{RD} ainda na fase de projeto. Finalmente, para o Modelo D, as curvas se mostram muito próximas, mas diferem um pouco na forma, chegando a se cruzar em aproximadamente 70 km/h. Geralmente isso ocorre devido a alterações no termo de ordem 1, contudo esse não é utilizado pela norma brasileira e geralmente seu efeito se distribui entre os termos de ordem 0 ou 2. Assim como para o Modelo B, o valor do termo de ordem 0 excede o limite usual de 5% entre experimentos e simulações, indicando 5,22%.

Figura 39 – Comparação: pista VS virtual - Modelo A



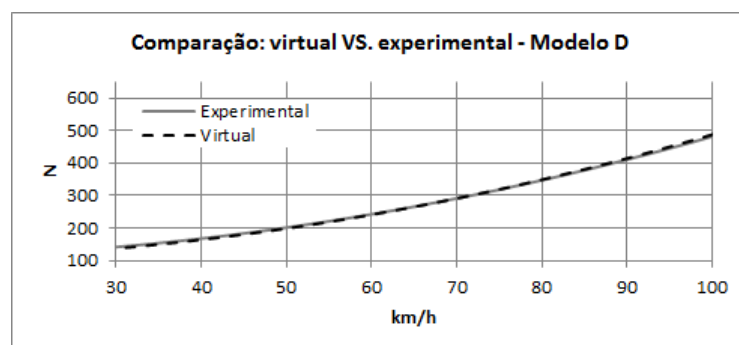
Fonte: Autor

Figura 40 – Comparação: pista VS virtual - Modelo B



Fonte: Autor

Figura 41 – Comparação: pista VS virtual - Modelo D



Fonte: Autor

Porém, comparar apenas os coeficientes não é muito útil. Desta forma, partiu-se para a comparação em termos de energia novamente e os resultados estão apresentados na Tabela 13. Considerando a combinação dos ciclos de condução urbano e estrada, a disparidade entre os resultados do modelo virtual e dos medidos na pista diminuiu, como se pode perceber pela diferença máxima de 5,71% para o Modelo A. O Modelo D apresentou o melhor resultado, indicando uma variação negligível.

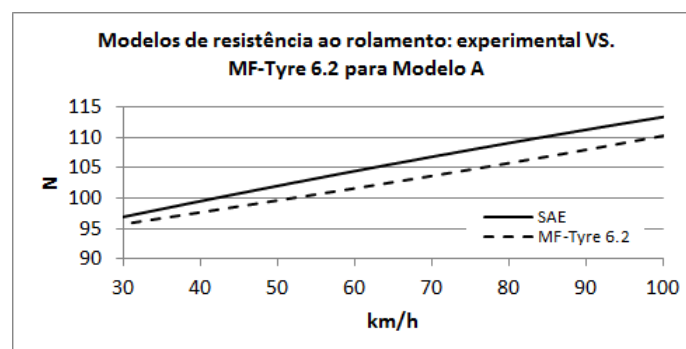
Tabela 13 – Comparação: EDV experimental VS. virtual

Modelo	A		B		D	
	MJ	MJ/km	MJ	MJ/km	MJ	MJ/km
Experimental	3.778	0.370	3.182	0.312	2.966	0.290
Virtual	3.562	0.349	3.101	0.304	2.965	0.290
Δ	5,71%		2,55%		0,02%	

Em uma análise mais crítica, nota-se que a diferença entre os valores mensurados e simulados aumenta ao mesmo tempo que o produto entre o coeficiente de arrasto aerodinâmico e a área frontal do veículo aumenta, *i.e.*, o sedã Modelo D, que possui a menor área frontal e o menor coeficiente de arrasto, demonstrou a menor variação de EDV. Já o *SUV* Modelo A que possui maior produto $C_x \cdot A_f$ apresentou a maior variação e o *hatchback* Modelo B valores intermediários. Quanto maior o produto da área frontal com o coeficiente de arrasto, teoricamente mais suscetível as rajadas de vento é o veículo, em um efeito similar a uma vela de um barco. Por isso, mesmo que pequenas, as rajadas presentes durante o ensaio causam um arrasto que não é possível de ser simulado no programa. Mais ainda, para apoiar a hipótese que a componente aerodinâmica é responsável pelas variações, tem-se o fato de que o programa utilizado se trata de um sistema para cálculo de dinâmica multicorpos e não um programa para cálculo de fluidodinâmica, logo não é possível introduzir qualquer tipo de velocidade de vento nem simular uma velocidade relativa entre o veículo e o ar.

Porém, como foi mencionado, uma alteração na componente aerodinâmica altera a forma da curva e não explica a translação da curva para o Modelo A. Investigando o modelo de resistência ao rolamento obtido no método de fracionamento da força de resistência ao deslocamento para o veículo Modelo A e o modelo matemático MF-Tyre 6.2 do mesmo pneu introduzido no programa foi encontrada uma divergência significativa, como pode ser visto na Figura 42. A diferença média entre os modelos foi de 2,55%, com pico de 3,03%. Introduzindo essa diferença média no cálculo da F_{RD} resultaria em uma variação de 5,98% no coeficiente de ordem zero, o que justificaria parte nos 14% encontrados para o Modelo A.

Figura 42 – Comparação entre modelos de pneu experimental e semi-empírico



Fonte: Autor

5 Conclusão

Duas metodologias de avaliação da força de resistência ao deslocamento foram estudadas nesse trabalho em três veículos de diferentes segmentos. A primeira mediu as forças resistivas dos subsistemas separadamente e então foram somadas para se obter a força total. A segunda simulou o teste de desaceleração livre no ambiente virtual do programa comercial Adams/Car[®]. Também foram realizados testes auxiliares de resistência ao rolamento, análise de modelos matemáticos de pneu e análise da influência dos ângulos de suspensão na resistência ao rolamento dos pneus.

Para o efeito do amaciamento do pneu na RR, era esperada uma redução do coeficiente C_{RR} para todos pneus, porém três modelos indicaram aumento do mesmo. Os resultados também indicaram uma aleatoriedade no comportamento do pneu após o amaciamento, com resultados variando de 0,36% de melhora até 10,37%. Dessa forma não é possível prever como irá se alterar a RR e cada pneu deve ser avaliado individualmente após amaciamento para que se obtenha um valor mais próximo do real para uso na metodologia de fracionamento da F_{RD} . Esses resultados também indicam uma possível fonte de variações em estimações de consumo de combustível de um veículo, pois os valores declarados de C_{RR} pelos fabricantes são sempre com o pneu em estado novo, como determinam as normas ISO e SAE.

Os modelos matemáticos de pneu MF-Tyre 5.2 e MF-Tyre 6.2 são modelos semi-empíricos já comprovados tanto na indústria quanto na academia pela eficiência e qualidade dos resultados. Porém, no que tange a resistência ao rolamento, o modelo 5.2 se mostrou limitado e não adequado para representar a RR. O principal motivo para isso é o fato de não haver um termo dependente da pressão de inflação do pneu, que possui grande influência na RR e gera resultados em média 18% superiores aos do modelo MF-Tyre 6.2. Mesmo assim, a qualidade desse último modelo pode ser melhorada ainda mais com a introdução de dados experimentais de resistência ao rolamento com variação de ângulo de cambagem para se eliminar a suposição de perfeito alinhamento no desenvolvimento do modelo.

Os ensaios de variação dos ângulos de convergência e cambagem dentro dos limites de tolerância de produção, tanto experimentais quanto virtuais, indicaram pouca ou nenhuma variação na RR. O experimento fatorial completo realizado no programa Adams/Car[®] indicou alteração média de 1% apenas na energia demandada do veículo, sendo o ângulo de convergência do eixo anterior o fator que mais teve influência na variação da RR e consequente EDV. Já os experimentos em pista indicaram 0,01% e 2,20% de alteração na EDV para as combinações de geometria mínima e máxima, respectivamente, porém o próprio ensaio de desaceleração livre

possui incerteza superior a 10%, logo a diferença encontrada foi atribuída às condições de vento do teste e não a influência da geometria.

Concluídos os estudos de influência do amaciamento e da geometria de suspensão, foram realizados os ensaios de fracionamento da F_{RD} . Tanto para o Modelo A quanto para o Modelo B o método se mostrou válido e capaz de representar com boa exatidão os resultados obtidos nos testes de referência, independentemente do tipo de pneu utilizado. A diferença média foi de 1,05%, que se encontra dentro da faixa de incerteza do método e valida a metodologia. Os resultados do Modelo C indicaram uma grande disparidade entre as curvas do método fracionado e as dos ensaios de referência, sugerindo que o método proposto não fosse válido. Porém, uma análise mais profunda indicou desalinhamento das rodas traseiras fora dos limites de produção. O ângulo de convergência positivo encontrado pode ter auxiliado na diminuição da F_{RD} dos testes de referência, mas são necessários testes suplementares para verificar a validade dessa hipótese. Considerando que essa premissa seja correta, pode-se concluir que o método experimental de fracionamento da força de resistência ao deslocamento é adequado para estimar as forças que se opõem ao movimento de um veículo com boa exatidão, com a ressalva de que o resultado irá retratar um veículo devidamente alinhado. A análise de incerteza também reforça a importância da metodologia, pois possui incertezas entre 5 e 7%, enquanto o ensaio da norma ABNT 10312 possui incerteza superior a 10%.

Com relação à metodologia virtual, os resultados demonstraram que há uma limitação do programa utilizado em reproduzir a F_{RD} , principalmente sua componente aerodinâmica. O fato de o programa permitir como entrada apenas os valores de coeficiente de arrasto aerodinâmico e área frontal limita a análise às condições distintas das encontradas na realidade. Isso pôde ser deduzido pela análise do produto $C_x \cdot A_f$, na qual foi encontrado que, quanto menor esse valor para os modelos avaliados, melhor foi a correlação entre os resultados virtuais e experimentais.

O modelo de pneu utilizado também demonstrou ter grande influência no resultado, sendo responsável por aproximadamente 6% da diferença no termo de ordem zero da F_{RD} . Além disso, os dados necessários para popular o modelo exigem dados sigilosos de fabricantes ou aparatos experimentais de alto custo, o que pode inviabilizar a metodologia.

A ausência de um padrão de variação entre os testes de referência e as simulações também impossibilitou a correlação entre os dois métodos. Portanto, é possível concluir que o método virtual de avaliação da resistência ao deslocamento no programa utilizado não é válido. Porém, a validade do método em outros programas e/ou simulações com modelos aerodinâmicos e de pneus mais detalhados não pode ser descartada.

5.1 Trabalhos futuros

Como trabalhos futuros, sugere-se:

1. Continuar a investigação da influência dos ângulos de geometria da suspensão, realizando testes com uma maior combinação de ângulos e valores;
2. Estudar a influência de fatores ambientais na força de resistência ao deslocamento;
3. Estudar como o aquecimento do pneu alteram a resistência ao rolamento durante os ensaios de desaceleração livre;
4. Estudar a influência da resistência aerodinâmica do pneu na resistência total ao deslocamento;
5. Introduzir mapas resistência aerodinâmica em função da altura livre do veículo em relação ao solo a fim de melhorar a análise da resistência ao deslocamento no programa Adams/Car[®] ;
6. Realizar simulações numéricas em diferentes programas de dinâmica veicular mais completos e analisar correlação com resultados experimentais;
7. Complementar as simulações no programa Adams/Car[®] com co-simulações em paralelo no programa Matlab[®] ;
8. Aplicar os modelos de pneu ajustados para resistência ao rolamento em simuladores de desempenho veicular, notadamente o presente no Sim Center da Pontifícia Universidade Católica (PUC) de Minas Gerais.

Referências

- 1 RODRIGUES, J. M. Evolução da frota de automóveis e motos no Brasil 2001–2012 (relatório 2013). *Rio de Janeiro: Institutos Nacionais de Ciência e Tecnologia (INCT)*, 2013.
- 2 European Commission (EC). *Department of Transport and Environment - <http://ec.europa.eu/environment/air/transport/road.htm>*. 2016. Acesso 25/04/2017.
- 3 TSIKMAKI, S.; CIUFFO, B.; FONTARAS, G.; CUBITO, C.; PAVLOVIC, J.; ANAGNOSTOPOULOS, K. *From NEDC to WLTP: effect on the type - approval CO2 emissions of light-duty vehicles*. EUR 28724 EN, Publications Office of the European Union, Luxemburgo, 2017. ISBN 978-92-79-71642-3, doi:10.2760/93419, JRC107662.
- 4 International Council on Clean Transportation (ICCT). *www.theicct.org*. 2016. Acesso 24/04/2017.
- 5 Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA). *Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores*. [S.l.]: Coleção Meio Ambiente - Série Diretrizes no. 3, 2011.
- 6 Ministério de Minas e Energia (MME). *Plano Nacional de Eficiência Energética*. 2011.
- 7 Ministério de Meio Ambiente (MMA). *Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários 2013: ano-base 2012*. 2013.
- 8 Ministério de Minas e Energia (MME). *Balanço Energético Nacional - ano base 2015*. 2016.
- 9 Ministério da Indústria, Comércio Exterior e Serviços (MDIC). *www.inovarauto.mdic.gov.br*. 2017. Acesso 24/04/2018.
- 10 ABNT 10312. *Veículos rodoviários automotores leves – Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro*. [S.l.], 2014. 13 p.
- 11 WALLENTOWITZ, H. *Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles*. 4. ed. [S.l.]: Institut für Kraftfahrwesen Aachen (IKA), 2004.
- 12 SANDBERG, U. *Rolling Resistance–Basic information and State-of-the-Art on Measurement methods*. [S.l.], 2011.
- 13 MICHELIN. *The tyre: Rolling resistance and fuel savings*. [S.l.]: Société de Technologie Michelin, 2003. v. 3.
- 14 GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers (SAE), 1992. ISBN 1-56091-199-9.
- 15 POPP, K.; SCHIEHLEN, W. *Ground vehicle dynamics*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2010.

- 16 GENTA, G. *Motor vehicle dynamics: modeling and simulation*. [S.l.]: World Scientific, 1997. v. 43.
- 17 CANALE, A. C. *Automobilística : dinâmica e desempenho*. [S.l.]: Érica, 1989.
- 18 CROLLA, D. A. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. 1. ed. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2009. ISBN 978-1-85617-577-7.
- 19 SUDECAP. *Procedimento para Elaboração e Apresentação de Projetos de Infraestrutura*. [S.l.], 2017.
- 20 Câmara Municipal de Belo Horizonte. *Lei 7166/1996*. [S.l.], 1996.
- 21 JAZAR, R. N. *Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Springer, 2008. ISBN 978-0-387-74243-4.
- 22 MASOOD, S.; SINGH, L. Effect of lateral run-out on calliper drag in automotive disc brakes. In: ENGINEERS AUSTRALIA. *5th Australasian Congress on Applied Mechanics (ACAM 2007)*. [S.l.], 2007. v. 1, p. 620–625.
- 23 TAMASHO, T.; DOI, K.; HAMABE, T.; KOSHIMIZU, N.; SUZUKI, S. Technique for reducing brake drag torque in the non-braking mode. *JSAE review*, Elsevier, v. 21, n. 1, p. 67–72, 2000.
- 24 ALMEIDA, T.; SOARES, S.; REIS, M. N. E. Fracionamento de coast down de veículos automotores. In: *VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (VI CONEM)*. [S.l.]: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas (ABCM), 2010.
- 25 HALL, D. E.; MORELAND, J. C. Fundamentals of rolling resistance. *Rubber chemistry and technology*, v. 74, n. 3, p. 525–539, 2001.
- 26 SAE J2452. *Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance*. [S.l.], 1999. 36 p.
- 27 LACLAIR, T. J. Rolling resistance. In: GENT, A. N.; WALTER, J. D.; National Highway Traffic Safety Administration (Ed.). *The Pneumatic Tire*. [S.l.]: United States Department of Transportation, 2006. cap. 12, p. 475–532.
- 28 SCHURING, D. The rolling loss of pneumatic tires. *Rubber Chemistry and Technology*, v. 53, n. 3, p. 600–727, 1980.
- 29 SANDBERG, U.; BERGIERS, A.; EJSMONT, J. A.; GOUBERT, L.; KARLSSON, R.; ZÖLLER, M. *Road surface influence on tyre/road rolling resistance*. [S.l.], 2011.
- 30 ISO 28580. *Passenger car, truck and bus tyres - Methods of measuring rolling resistance - Single point test and correlation of measurement results*. [S.l.], 2009. 26 p.
- 31 PACEJKA, H. B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. 2. ed. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2006. ISBN 980-0-7506-6918-4.
- 32 ANDERSEN, L. G.; LARSEN, J. K.; FRASER, E. S.; SCHMIDT, B.; DYRE, J. C. Rolling resistance measurement and model development. *Journal of Transportation Engineering*, American Society of Civil Engineers, v. 141, n. 2, p. 04014075, 2014.

- 33 BESSELINK, I.; SCHMEITZ, A.; PACEJKA, H. An improved magic formula/swift tyre model that can handle inflation pressure changes. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 48, n. S1, p. 337–352, 2010.
- 34 AUTOMOTIVE, T. Mf-tyre. *MF-Swift 6.1. 2 Equation manual*, v. 20100519, 2013.
- 35 ABNT 1176. *Veículos rodoviários automotores – Massas – Vocabulário e códigos*. [S.l.], 2006. 11 p.
- 36 Fiat Auto Normazione. *Transmission Drag and Tire Inertia*. [S.l.], 2005. 16 p.
- 37 ABNT 6601. *Veículos rodoviários automotores leves – Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento*. [S.l.], 2012. 49 p.
- 38 AGENCY, E. P. www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/dynamometer-drive-schedules. 2017. Acesso 25/01/2018.
- 39 STRUTZ, T. *Data fitting and uncertainty: A practical introduction to weighted least squares and beyond*. [S.l.]: Vieweg and Teubner, 2010.
- 40 METROLOGIA, Q. e. T. INMETRO Instituto Nacional de. *Avaliação de dados de medição - Guia para a express ao da incerteza de medição - GUM 2008*. 1. ed. [S.l.], 2012.
- 41 JUNIOR, A. A. G.; SOUSA, A. R. de. *Fundamentos de metrologia científica e industrial*. [S.l.]: Manole, 2008.
- 42 FULLER, W. A. *Measurement error models*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1987.

APÊNDICE A – Cálculo de f_0 e f_2

A norma ABNT 10312 determina que para **cada** k-ésima desaceleração, são calculados os coeficientes f_0 e f_2 , de acordo com as relações das Equação A.1 e A.2, com os termos A, C, D e E determinados pela Tabela 14.

$$f'_{0,k} = \frac{D \times A - C \times E}{(n - 1) \times D - C^2} \times Me \quad (\text{A.1})$$

$$f'_{2,k} = \frac{(n - 1) \times E - C \times A}{(n - 1) \times D - C^2} \times Me \quad (\text{A.2})$$

Tabela 14 – Tabela para cálculo de f_0 e f_2

Pontos de medição	Instante s	Velocidade km/h	Aceleração média no intervalo m/s^2	Velocidade média no intervalo m/s	Velocidade média no intervalo elevada ao quadrado $(m/s)^2$	Velocidade média no intervalo elevada à quarta potência $(m/s)^4$	Velocidade média ao quadrado multiplicada pela aceleração média no intervalo $m/s^2 \times (m/s)^2$
	t_i	V_i	$a_i = \frac{V_{(i+1)} - V_i}{3,6 \times \Delta t}$	$\bar{V}_i = \frac{V_{(i+1)} + V_i}{2 \times 3,6}$	\bar{V}_i^2	\bar{V}_i^4	$a_i \bar{V}_i^2$
0	0	V_0	–	\bar{V}_0	\bar{V}_0^2	\bar{V}_0^4	$a_0 \bar{V}_0^2$
1	t_1	V_1	a_1	\bar{V}_1	\bar{V}_1^2	\bar{V}_1^4	$a_1 \bar{V}_1^2$
2	t_2	V_2	a_2	\bar{V}_2	\bar{V}_2^2	\bar{V}_2^4	$a_2 \bar{V}_2^2$
–	–	–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–
n-1	t_{n-1}	V_{n-1}	a_{n-1}	\bar{V}_{n-1}	\bar{V}_{n-1}^2	\bar{V}_{n-1}^4	$a_{n-1} \bar{V}_{n-1}^2$
			$A = \sum a_i$	$B = \sum \bar{V}_i$	$C = \sum \bar{V}_i^2$	$D = \sum \bar{V}_i^4$	$E = \sum a_i \bar{V}_i^2$

Fonte: ABNT 10312[10]

APÊNDICE B – Análise de incertezas para método de fracionamento da F_{RD}

Este apêndice apresenta a análise de incertezas de medição para o método experimental de fracionamento da Força de Resistência ao Deslocamento do veículo.

Todas as incertezas apresentadas foram obtidas por dados coletados da ficha técnica dos equipamentos ou de calibrações prévias realizadas pelos laboratórios onde se foram realizados os ensaios, portanto, de acordo com o Guia de Expressão de Incertezas em Medições (GUM) [40, 41], são todas incertezas do Tipo B.

B.1 Incerteza da resistência ao rolamento

O cálculo da RR, tal como descrito na metodologia, consiste em duas partes: primeiramente é realizado o ensaio de resistência ao rolamento, no qual ela é medida em diversas condições de pressão de inflação, carga vertical e velocidade. Juntamente ao ensaio são medidos também o raio dinâmico do pneu sob influência da carga vertical e temperatura ambiente da sala dinamométrica. Esses dados são utilizados para as devidas correções para força medida no tambor em força do pneu, ajuste para a temperatura de referência e finalmente para RR em uma pista plana. Na segunda parte, os dados são introduzidos em um algoritmo de mínimos quadrados não linear para obtenção do modelo matemático da 3.15, convenientemente reapresentada na Equação B.10. Assim, há uma fonte de incerteza também associada ao método matemático e às variáveis de pressão, carga e velocidade, que deve ser levada em consideração.

B.1.1 Parte I: incertezas devida às equações de correção e medição direta da RR

De acordo com a norma SAE J2452 [26] a força medida no rolo deve ser convertida em RR do pneu pela relação B.1

$$RR_c = F_x \left[1 + \frac{R_L}{R_w} \right] \quad (\text{B.1})$$

Onde:

- RR_c : Resistência ao rolamento do pneu sobre uma superfície curva, [N];
- F_x : força de resistência no eixo X exercida no rolo, [N];

- R_L : raio dinâmico do pneu carregado, $[m]$;
- R_w : raio do rolo do dinamômetro, $[m]$;

Em seguida, deve-se corrigir o resultado para a temperatura de referência $T_R = 24^\circ\text{C}$ pela Equação B.2.

$$RR_T = RR_c [1 + k(T_A - T_R)] \quad (\text{B.2})$$

Onde:

- RR_T : Resistência ao rolamento corrigida para a temperatura de referência, $[N]$;
- k : Constante de temperatura, $k = 0,0078[^\circ\text{C}]^{-1}$;
- T_A : Temperatura ambiente da sala dinamométrica, $[^\circ\text{C}]$;

Finalmente, a RR deve ser corrigida para representar o valor em uma superfície plana. Isso é feito pela Equação B.3.

$$RR_{fs} = \frac{RR_T}{\sqrt{1 + \frac{r}{R_w}}} \quad (\text{B.3})$$

- RR_{fs} : Resistência ao rolamento em superfície plana, $[N]$;
- r : raio nominal do pneu descarregado, $[m]$;

Combinando as Equações B.1, B.2 e B.3 tem-se uma relação direta entre as variáveis medidas e o valor final de RR, dado pela Equação B.4

$$RR = \frac{F_x \left[1 + \frac{R_L}{R_w}\right] \cdot [1 + k(T_A - T_R)]}{\sqrt{1 + \frac{r}{R_w}}} \quad (\text{B.4})$$

O termo r é uma medida teórica e portanto exata, sem incerteza de medição associada. O termo k não possui incerteza divulgada, porém considerando a ordem da própria grandeza, assumiu-se que a incerteza associada a ela é insignificante e pode ser desconsiderada. Assim, para a estimativa da RR, deve-se contabilizar a incerteza de quatro parâmetros: F_x , R_L , R_w e T_A .

A Tabela 15 apresenta as incertezas desses parâmetros encontradas na ficha técnica do dinamômetro de resistência ao rolamento. Como não foi informado o nível de abrangência das incertezas divulgadas, foi assumido que os valores apresentados representavam a incerteza expandida para distribuições normais (ou Gaussianas) com 95% de confiança e infinitos graus de liberdade (ν).

Tabela 15 – Tabela de incertezas dos parâmetros diretamente envolvidos na medição de RR

Considerações para as incertezas dos equipamentos

Distribuição	normal
Nível de abrangência	95%
Graus de liberdade	∞
Coeficiente t-Student	1,96

Incertezas de medição

Símbolo	Descrição/ fonte de incerteza	Unidade	Incerteza padrão u	Incerteza expandida U
u_{F_x}	Medição da força no rolo	N	0,3	0,5
u_{R_L}	Medição do raio dinâmico do pneu	m	$2,5 \times 10^{-4}$	$5,0 \times 10^{-4}$
u_{R_w}	Medição do raio do rolo	m	$1,30 \times 10^{-4}$	$2,54 \times 10^{-4}$
u_{T_a}	Medição da temperatura ambiente	$^{\circ}C$	0,3	0,5

Fonte: Ficha técnica do fabricante MTS

Por serem medições independentes e não-correlacionadas, a combinação dessas incertezas se dá pela lei de propagação de incertezas, na qual a incerteza-padrão combinada é a raiz quadrada positiva da variância combinada u_c^2 [40], dada pela relação B.5

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot u_{x_i} \right)^2 \quad (\text{B.5})$$

Onde f é a função matemática que relaciona as variáveis medidas, x_i , com o mensurando, y . No caso da resistência ao rolamento, a função f é dada pela Equação B.4.

Os termos de derivada parcial em função de cada variável são:

$$\frac{\partial RR}{\partial F_x} = \frac{[k(T_A - T_R) + 1] \left(\frac{R_L}{R_w} + 1 \right)}{\sqrt{\frac{r}{R_w} + 1}} \quad (\text{B.6})$$

$$\frac{\partial RR}{\partial T_A} = \frac{F_x k \left(\frac{R_L}{R_w} + 1 \right)}{\sqrt{\frac{r}{R_w} + 1}} \quad (\text{B.7})$$

$$\frac{\partial RR}{\partial R_L} = \frac{F_x [k(T_A - T_R) + 1]}{R_w \sqrt{\frac{r}{R_w} + 1}} \quad (\text{B.8})$$

$$\frac{\partial RR}{\partial R_w} = \frac{F_x r [k(T_A - T_R) + 1] \left(\frac{R_L}{R_w} + 1 \right)}{2R_w^2 \left(\frac{r}{R_w} + 1 \right)^{3/2}} - \frac{F_x R_L [k(T_A - T_R) + 1]}{R_w^2 \sqrt{\frac{r}{R_w} + 1}} \quad (\text{B.9})$$

B.1.2 Parte II: incerteza devida ao modelo matemático

O modelo matemático resultante do teste da norma SAE J2452 representado na equação B.10 relaciona pressão, carga vertical e velocidade com a RR. Contudo, a medição de

cada um desses fatores também possui uma incerteza associada que deve ser considerada

$$RR = P^\alpha \cdot N^\beta \cdot (a + b \cdot V + c \cdot V^2) \quad (\text{B.10})$$

Essa incerteza é introduzida no método de mínimos quadrados não-linear (MQNL) que calcula os parâmetros do modelo, podendo influenciar o valor dos parâmetros. Porém, de acordo com [42], considerando a hipótese de que o erro associado à medição é completamente aleatório, com distribuição normal e média igual a zero, é possível descartar a influência desse erro no cálculo dos parâmetros do modelo. Ainda, o erro associado à cada parâmetros é dado pela matriz de covariância do modelo de MQNL [39].

A Tabela 16 apresenta as incertezas associadas à medição da pressão, carga vertical e velocidade obtidos da ficha técnica do fabricante MTS. Novamente foi considerado que os dados apresentados são para distribuições normais com infinitos graus de liberdade e nível de confiança de 95%.

Tabela 16 – Incerteza da medição da pressão do pneu, carga vertical sobre o pneu e velocidade do tambor

Considerações para as incertezas dos equipamentos

Distribuição	normal
Nível de abrangência	95%
Graus de liberdade	∞
Coefficiente t-Student	1,96

Incertezas de medição

Símbolo	Descrição/ fonte de incerteza	Unidade	Incerteza padrão u	Incerteza expandida U
u_P	Medição da pressão de inflação do pneu	kPa	0,4	0,7
u_N	Medição da carga vertical sobre o pneu	N	5,1	10
u_V	Medição da velocidade do tambor	km/h	0,051	0,100

Fonte: Ficha técnica do fabricante MTS

Analisando a matriz de covariância de todas regressões feitas, foi possível notar que a incerteza associada aos parâmetros do modelo matemático foi desprezível para todos casos desse trabalho. Dessa forma a incerteza da RR oriunda do modelo matemático é dada pela propagação do erro apenas da pressão, carga vertical e velocidade, conforme a Lei de Propagação do Erro apresentada na Equação B.5.

As derivadas parciais para cada fator são:

$$\frac{\partial RR}{\partial P} = \alpha P^{\alpha-1} N^{\beta} (a + bV + cV^2) \quad (B.11)$$

$$\frac{\partial RR}{\partial N} = \beta N^{\beta-1} P^{\alpha} (a + bV + cV^2) \quad (B.12)$$

$$\frac{\partial RR}{\partial V} = P^{\alpha} N^{\beta} (b + 2cV) \quad (B.13)$$

B.1.3 Combinação das fontes de incerteza

Para se determinar a incerteza combinada total da resistência ao rolamento calculou-se a incerteza combinada da medição da RR e a incerteza associada ao modelo matemático para cada i -ésimo ponto medido. Então as duas foram combinadas pela soma das variâncias combinadas, ou seja

$$u_{c_{t_i}}^2 = u_{c_{RR_i}}^2 + u_{c_{modelo_i}}^2 \quad (B.14)$$

Finalmente, a incerteza padrão média dos 48 pontos medidos para cada pneu foi tomada como a incerteza padrão global do respectivo pneu. O fator de abrangência escolhido foi de 95%, portanto o coeficiente t-Student de 1,96. A Tabela 17 apresenta as incertezas relativas para cada pneu utilizado no trabalho.

Tabela 17 – Incerteza relativa para cada pneu

Medida	Pneu	Incerteza da medição de RR $u_{c_{RR}}$ %	Incerteza do modelo matemático $u_{c_{modelo}}$ %	Incerteza combinada u_c %	Incerteza combinada expandida ¹ U_c %
175/65R14	A	1,70	0,23	1,72	3,37
	B	1,85	0,23	1,87	3,66
185/60R15	A	1,76	0,18	1,77	3,46
	B	1,64	0,18	1,64	3,22
215/60R17	A	1,21	0,14	1,22	2,38
	B	1,10	0,13	1,11	2,17

Fonte: Autor

B.2 Incerteza da resistência aerodinâmica

Conforme apresentado na Equação 2.4, a resistência aerodinâmica é aproximada pela relação

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_f \cdot A_f \cdot V^2 \quad (B.15)$$

sendo que os termos ρ , C_f e A_f são obtidos experimentalmente.

¹ Abrangência de 95% e infinitos graus de liberdade

Contudo, o termo ρ não possui incerteza divulgada pela ICAO. Já o coeficiente de forma, C_f , teve sua incerteza retirada de um relatório expedido pelo laboratório responsável pelos testes de túnel de vento. Por fim, a área frontal, A_f , teve sua incerteza expandida estimada pelo conhecimento do equipamento de medição e uso do bom senso e conservadorismo. As incertezas são apresentadas Tabela 18.

Tabela 18 – Incertezas expandidas para coeficiente de forma e área frontal

Símbolo	Descrição	Unidade	Incerteza expandida U
U_{C_f}	Incerteza do coeficiente de forma	-	0,005
U_{A_f}	Incerteza da medição da área frontal do veículo	m^2	0,0014

Através da Lei de Propagação do Erro (Equação B.5) é possível combinar as incertezas a fim de calcular a incerteza total da resistência aerodinâmica. Novamente por falta de informações, foi assumida uma distribuição normal com 95% de confiança para ambos fatores, dessa forma a incerteza padrão é dada pela incerteza expandida da Tabela 18 dividida pelo coeficiente t-Student de 1,96. As derivadas parciais, ou coeficientes de sensibilidade, são dados pelas relações

$$\frac{\partial F_A}{\partial C_f} = \frac{1}{2} \rho A_f V^2 \quad (\text{B.16})$$

$$\frac{\partial F_A}{\partial A_f} = \frac{1}{2} \rho C_f V^2 \quad (\text{B.17})$$

A Tabela 19 apresenta as incertezas relativas para cada veículo utilizado no trabalho.

Tabela 19 – Incertezas relativas da resistência aerodinâmica por veículo

Veículo	Incerteza padrão combinada u_c %	Incerteza expandida combinada U_c %
Modelo A	0,69	1,35
Modelo B	0,65	1,28
Modelo C	0,67	1,32

Fonte: Autor

B.3 Incerteza da resistência dos freios e da transmissão

Tanto a resistência do sistema de freios quanto do sistema de transmissão são medidas através do ensaio de desaceleração livre fracionado, portanto a incerteza do método é a mesma para os dois.

Ainda, como mencionado nas seções anteriores, de acordo com a literatura, a incerteza dos coeficientes resultantes de uma regressão é dada pela matriz de covariância da última iteração do método. Para todos resultados de regressões realizados nesse trabalho a matriz de covariância indicou variância desprezível dos coeficientes. Fato esse suportado pelo coeficiente de correlação R^2 sempre superior a 0,99.

Portanto, para determinação da incerteza dos sistemas de freio e transmissão foram tomadas as seguintes considerações:

1. As incertezas dos coeficientes de regressão são desprezíveis;
2. De acordo com o manual de calibração das rodas fônicas utilizadas no teste, a incerteza da medição é de 0,12 impulsos por giro. Considerando que a resolução da roda fônica é de 1000 impulsos/giro e a velocidade angular da roda durante o teste, a incerteza final da velocidade linear (valor de interesse) é da ordem de 10^{-5} , o que é desprezível;
3. Os fatores dominantes a serem considerados são as incertezas da medição da massa padrão do teste e da temperatura do óleo da caixa de marchas, sendo o restante desprezível [41];
4. Por não haver uma função matemática que calcula as resistências desejadas e apresenta mutuamente os termos de massa e temperatura, a incerteza padrão combinada será calculada pela soma das incertezas padrão relativas dos fatores, ou seja:

$$u_{r_{FA}} = u_{r_m} + u_{r_{temp}} \quad (\text{B.18})$$

5. Para a temperatura, foi considerada a incerteza relativa do pior caso por conservadorismo. Portanto, foi considerada a incerteza relativa à temperatura ambiente por ser o menor valor absoluto logo a maior incerteza relativa.

A Tabela 20 apresenta os dados retirados dos certificados de calibração da balança utilizada para medir a massa padrão e do termopar tipo K utilizado para medição da temperatura do óleo da transmissão.

Levando em conta as considerações acima e a Equação B.18, tem-se que a incerteza relativa expandida para o ensaio de desaceleração livre fracionado é:

$$u_{r_{FA}} = 0,0001 + 0,0085$$

$$u_{r_{FA}} = 0,0086$$

ou

$$u_{r_{FA}} = 0,86\%$$

Tabela 20 – Incertezas expandidas para massa e temperatura

Símbolo	Descrição	Unidade	Incerteza padrão u	Divisor k	Incerteza expandida U
U_m	Medição da massa padrão	g	0,1	2	0,2
U_{temp}	Medição da temperatura do óleo	$^{\circ}C$	0,1	1,96	0,2

Fonte: Cartas de calibração dos equipamentos

B.4 Incerteza total do método

O método de fracionamento da força de resistência ao deslocamento consiste em medir as componentes dessa separadamente e então somá-las. Portanto, como a relação matemática entre os fatores é uma simples soma aritmética, analogamente a incerteza combinada do método é a soma direta das incertezas de cada parcela. Os valores finais das incertezas do método para cada veículo com cada tipo de pneu está apresentado na Tabela 21.

Tabela 21 – Incertezas relativas combinadas por veículo por tipo de pneu

Veículo	Pneu	Incertezas relativas				Total %
		RR %	F_A %	F_{TR} %	F_B %	
Modelo A	A	2,38	1,35	0,86	0,86	5,46
	B	2,17	1,35	0,86	0,86	5,25
Modelo B	A	3,46	1,28	0,86	0,86	6,47
	B	3,22	1,28	0,86	0,86	6,23
Modelo C	A	3,37	1,32	0,86	0,86	6,41
	B	3,66	1,32	0,86	0,86	6,71

Fonte: Autor