

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

OTIMIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO LATERAL E VERTICAL DE UM
ÔNIBUS MODELADO COMO SISTEMA MULTICORPO

por

Leandro Pavan

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, janeiro de 2015.

OTIMIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO LATERAL E VERTICAL DE UM
ÔNIBUS MODELADO COMO SISTEMA MULTICORPO

por

Leandro Pavan
Mestre em Engenharia

Tese submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Aprovada por:

Prof^ª. Dr^ª. Letícia Fleck Fadel Miguel
UFRGS/PROMEC

Prof. Dr. Márcio Walber
UPF/FEAR

Prof. Dr. Tiago Becker
UFRGS/DEMEC

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 22 de janeiro de 2015.

À minha esposa, filho e orientador.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, pelo exemplo.

À minha esposa e filho, pela paciência e compreensão.

Ao Prof. Walter Jesus Paucar Casas, pela orientação, ensinamentos e anos de dedicação.

Ao PROMEC/UFRGS, pelo alto padrão de exigência, engajamento dos docentes e infraestrutura disponibilizada.

A empresa Marcopolo S.A., pelo apoio incondicional na conclusão do trabalho.

A Comissão de Avaliação, Profs. Letícia, Walber e Tiago, pelo direcionamento e aprendizado que me oportunizaram.

À empresa VirtualCae, pela parceria fornecida por Leandro Garbin, Valmir Fleischmann e Vinícius de Almeida Lima.

À nossa equipe de pesquisa atuante no Grupo de Mecânica Aplicada GMAP, do Departamento de Engenharia Mecânica DEMEC da UFRGS, em particular a Eduardo Botti Noronha, Eduardo Antônio Wink de Menezes e André Vinícius Brizio da Silva.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a elaboração desta tese.

Muito obrigado.

RESUMO

Existe necessidade de se desenvolver modelos teóricos e testes experimentais, que nos permitam ter plenas condições de melhor avaliar e concluir sobre o comportamento dinâmico dos ônibus, ao trafegar sobre diferentes pistas e realizar diversos tipos de manobras. O objetivo do trabalho é avaliar e otimizar simultaneamente o comportamento dinâmico lateral e vertical de um ônibus modelado como um sistema multicorpo. A metodologia utilizada no trabalho é dividida em duas partes. A primeira parte consiste na programação de um modelo multicorpo de ônibus que possa ser utilizado para fins de otimização do seu comportamento de dinâmica lateral via programação matemática; o desenvolvimento de uma manobra do tipo mudança dupla de faixa - DLC (*Double Lane Change*), adaptada da combinação da norma ISO 3888-1:1999 que envolve mudança dupla de faixa para carros de passeio e a norma ISO 14791:2000 que envolve mudança simples de faixa para veículos comerciais, na ausência de normas específicas; e finalmente a validação de resultados através de testes experimentais e simulações computacionais. A segunda parte consiste na programação de um modelo multicorpo de ônibus para fins de otimização do seu comportamento de dinâmica vertical via programação matemática, neste caso sujeito a uma pista da classe C segundo classificação da norma ISO 8608:1995. Os resultados específicos da programação das manobras laterais do modelo de ônibus foram validados experimentalmente, bem como comparados através da simulação das manobras num modelo virtual implementado num *software* multicorpo comercial. O conjunto das soluções atingidas mostraram boa correlação, possibilitando a posterior otimização dos parâmetros concentrados da suspensão do modelo multicorpo de ônibus, através da técnica de algoritmos genéticos. A função objetivo implementada consiste da composição penalizada do valor RMS do ângulo de rolagem da manobra lateral quanto ao *handling*, e de parâmetros associados ao conforto e segurança, como o valor RMS da aceleração vertical, do deslocamento máximo da suspensão, e da deflexão máxima do pneu de forma a garantir aderência contínua à pista. Os resultados otimizados dos parâmetros concentrados conseguem uma negociação dos objetivos conflitantes.

Palavras-Chave: Manobrabilidade; manobras direcionais; conforto veicular; segurança veicular; vibração.

ABSTRACT

There is a need for theoretical models and experimental tests to be developed that allow for better assessments and conclusions about the dynamic behavior of buses driving on different lanes and performing various types of maneuvers. The purpose of this work is to evaluate and optimize both the lateral and the vertical dynamic behavior of a bus modeled as a multibody system. The methodology employed comprises two parts. The first part consists in programming a bus multibody model that can be used to optimize the lateral dynamic behavior of buses via mathematical programming; developing a type of maneuver known as Double Lane Change (DLC), adapted from a combination of the ISO 3888-1:1999 standard, which involves double lane changes for passenger cars, and the ISO 14791:2000 standard, which involves single lane changes for commercial vehicles, in the absence of specific standards; and lastly, validating the results by means of experimental tests and computational simulations. The second part consists in programming a bus multibody model to optimize the vertical dynamic behavior via mathematical programming, in this case for a class C road, according to the classification of the ISO 8608:1995 standard. The specific results of the programming of the lateral maneuvers of the bus model were validated experimentally and then compared with simulations of the maneuvers by a virtual model developed using commercial multibody software. The results showed a good correlation, enabling subsequent optimization of the lumped parameters of the suspension of the bus multibody model using the genetic algorithm optimization technique. The objective function consists of the penalized composition of some terms, including the RMS value of the roll angle of the lateral handling maneuver and of parameters associated with comfort and safety, such as the RMS value of vertical acceleration, the maximum suspension working space, and the maximum tire deflection to ensure continuous adherence on the road surface. The optimized results of the lumped parameters of the suspension enable an alignment of the conflicting goals.

Keywords: Handling; steering maneuvers; vehicle comfort; vehicle safety; vibration.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Generalidades.....	1
1.2	Definição do problema.....	5
1.3	Objetivos do trabalho.....	5
1.4	Organização do trabalho.....	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1	Generalidades.....	7
2.2	Revisão bibliográfica.....	7
3	PROGRAMAÇÃO DOS MODELOS MULTICORPOS.....	13
3.1	Modelos avaliados.....	13
3.1.1	Modelo de veículo.....	13
3.1.2	Modelo de ônibus 4x2.....	14
3.2	Resultados da programação do modelo de veículo.....	16
3.2.1	Manobra dente de serra de veículo para velocidade $U=20$ m/s.....	16
3.3	Resultados da programação do modelo de ônibus 4x2.....	19
3.3.1	Manobra dente de serra de ônibus com velocidade $U=20$ m/s.....	20
3.3.2	Manobra troca suave de faixa de ônibus com velocidade de 40 km/h.....	22
3.3.3	Manobra troca dupla de faixa de ônibus com velocidade de 40 km/h.....	25
4	RESOLUÇÃO DOS MODELOS NO <i>TRUCKSIM</i>.....	28
4.1	O programa TruckSim.....	28
4.2	Parâmetrização do ônibus 4x2 no TruckSim.....	30
4.3	Resultados da simulação do modelo de veículo.....	33
4.3.1	Simulação da manobra dente de serra de veículo para velocidade $U=20$ m/s.....	33
4.4	Resultados da simulação do modelo de ônibus 4x2.....	36
4.4.1	Simulação da manobra dente de serra de ônibus com velocidade $U=20$ m/s.....	36
4.4.2	Simulação da manobra troca suave de faixa de ônibus, velocidade $U=40$ km/h.....	39
4.4.3	Simulação da manobra troca dupla de faixa de ônibus, velocidade $U=40$ km/h.....	42
5	DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL.....	45

5.1	Campo de Provas	45
5.2	Velocidades e número de repetições	46
5.3	Mudança dupla de faixa - DLC	47
5.4	Aquisição de dados	50
5.4.1	Instrumentação	51
5.4.2	Acelerometria.....	52
5.5	Testes implementados	53
5.6	Validação dos modelos através das acelerações	55
6	OTIMIZAÇÃO DO MODELO MULTICORPO	58
6.1	Generalidades.....	58
6.2	Função objetivo e restrições.....	61
6.3	Análise de resultados	63
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	68
7.1	Conclusões	68
7.2	Trabalhos futuros	68
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	70
APÊNDICE A	CONCEITOS FUNDAMENTAIS SOBRE ÔNIBUS.....	76
A.1	Generalidades.....	76
A.2	Principais normativas e considerações aplicadas á fabricação de ônibus.....	78
A.2.1	Forças atuantes na carroceria	78
A.2.1.1	Forças Verticais.....	80
A.2.1.2	Forças Longitudinais.....	83
A.2.1.3	Forças Laterais	84
A.2.2	Resolução CONTRAN 316/09.....	85
A.2.2.1	Ensaio de Estabilidade	85
A.2.2.2	Verificação do limite de estabilidade em condições estáticas por aplicação de um método de cálculo.....	86
A.2.2.3	Procedimento para avaliação estrutural de veículos M2 e M3	87
A.2.2.4	Condições de resistência frente ao capotamento.....	87
A.2.2.5	Resistência ao impacto frontal e lateral	89
A.2.2.6	Resistência da superestrutura	91

A.2.2.7	Ensaio de capotamento de um veículo completo	93
A.2.2.8	Ensaio de capotamento de uma seção da carroceria	94
A.2.2.9	Ensaio com um pêndulo em uma seção da carroceria	94
A.2.2.10	Verificação da resistência da superestrutura por aplicação de um método de cálculo 98	
A.2.3	Regulamento da Comunidade Europeia R66.02:2011	99
A.2.4	Limite de Cargas e Fiscalização – Resoluções CONTRAN 210/06, 258/07 e atualizações.....	102
A.2.5	Materiais aplicados na indústria de carrocerias	103
A.2.5.1	Aço ZAR 230	104
A.2.5.2	Aço ZSTE 380	105
A.2.5.3	Alumínio	105
A.3	A suspensão pneumática	106
A.4	Amortecedores	106
A.5	Barra estabilizadora.....	107
A.6	Pneu.....	108
A.6.1	Ângulo de esterçamento em baixa velocidade	108
A.6.2	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.....	109
A.6.3	Ângulo de escorregamento dos pneus em alta velocidade.....	110
A.6.4	Forças do pneu em x e y	111
ANEXO I MODELAGEM MULTICORPO PARA ANÁLISE DINÂMICA		113
I.1	Dinâmica veicular	113
I.2	Dinâmica lateral de um veículo de 4 GDL	115
I.3	Dinâmica lateral de um ônibus.....	121
I.3.1	Sistema de coordenadas	121
I.3.2	Equações do movimento	123
I.4	Dinâmica vertical de um ônibus.....	128
I.4.1	Sistema de coordenadas	129
I.4.2	Equações do movimento	129

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Composição da matriz dos modais de transporte no Brasil em abril de 2013.	2
Figura 1.2 Situação do pavimento rodoviário brasileiro em 2013.	3
Figura 1.3 Ônibus de dois andares com tração 6x2 e suspensão pneumática.	4
Figura 3.1 Respostas do veículo sob manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	16
Figura 3.2 Esterçamento da manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	17
Figura 3.3 Deslocamento pela manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	18
Figura 3.4 Velocidade de guinada pela manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s. ...	18
Figura 3.5 Aceleração lateral pela manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	19
Figura 3.6 Ângulo de rolagem pela manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	19
Figura 3.7 Esterçamento da manobra dente de serra no ônibus para velocidade $U=20$ m/s. ...	20
Figura 3.8 Deslocamento de ônibus pela manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	21
Figura 3.9 Velocidade de guinada de ônibus pela manobra dente de serra para $U=20$ m/s.	21
Figura 3.10 Aceleração lateral de ônibus pela manobra dente de serra para $U=20$ m/s.	22
Figura 3.11 Ângulo de rolagem de ônibus pela manobra dente de serra para $U=20$ m/s.	22
Figura 3.12 Esterçamento da manobra troca suave de faixa no ônibus com $U=11,111$ m/s.	23
Figura 3.13 Deslocamento de ônibus pela manobra troca suave de faixa com $U=11,111$ m/s.	23
Figura 3.14 Velocidade de guinada de ônibus pela troca suave de faixa com $U=11,111$ m/s.	24
Figura 3.15 Aceleração lateral de ônibus pela troca suave de faixa com $U=11,111$ m/s.	24
Figura 3.16 Ângulo de rolagem de ônibus pela troca suave de faixa com $U=11,111$ m/s.	25
Figura 3.17 Esterçamento de ônibus pela manobra troca dupla de faixa com $U=11,111$ m/s.	25
Figura 3.18 Deslocamento de ônibus pela manobra troca dupla de faixa com $U=11,111$ m/s.	26
Figura 3.19 Velocidade de guinada de ônibus pela troca dupla de faixa com $U=11,111$ m/s.	26
Figura 3.20 Aceleração lateral de ônibus pela troca dupla de faixa com $U=11,111$ m/s.	27
Figura 3.21 Ângulo de rolagem de ônibus pela troca dupla de faixa com $U=11,111$ m/s.	27
Figura 4.1 Interface principal do programa TruckSim.	29
Figura 4.2 Criação de uma nova <i>Database</i>	29
Figura 4.3 Coordenadas e momentos de inércia da massa suspensa no TruckSim.	30
Figura 4.4 Geometria e características do pneu no TruckSim.	31
Figura 4.5 Simulação da suspensão dianteira no TruckSim.	31
Figura 4.6 Rigidez da suspensão pneumática e batente no TruckSim.	32

Figura 4.7 Esterçamento das rodas dianteiras no TruckSim.	32
Figura 4.8 Simulação de esterçamento da manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	33
Figura 4.9 Deslocamento resultante pela manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	34
Figura 4.10 Velocidade de guinada resultante pela manobra dente de serra para $U=20$ m/s...	34
Figura 4.11 Aceleração lateral resultante pela manobra dente de serra para $U=20$ m/s.	35
Figura 4.12 Ângulo de rolagem resultante pela manobra dente de serra para $U=20$ m/s.....	35
Figura 4.13 Esterçamento de ônibus pela manobra dente de serra para velocidade $U=20$ m/s.	36
Figura 4.14 Deslocamento resultante sob manobra dente de serra para $U=20$ m/s no <i>TruckSim</i>	37
Figura 4.15 Velocidade de guinada sob manobra dente de serra para $U=20$ m/s no <i>TruckSim</i>	37
Figura 4.16 Aceleração lateral resultante sob manobra dente de serra para $U=20$ m/s no <i>TruckSim</i>	38
Figura 4.17 Ângulo de rolagem sob manobra dente de serra para $U=20$ m/s no <i>TruckSim</i>	38
Figura 4.18 Esterçamento de ônibus pela manobra troca suave de faixa com $U=11,111$ m/s.	39
Figura 4.19 Deslocamento resultante sob manobra troca suave de faixa para $U=11,111$ m/s no <i>TruckSim</i>	40
Figura 4.20 Velocidade de guinada sob manobra troca suave de faixa para $U=11,111$ m/s no <i>TruckSim</i>	40
Figura 4.21 Aceleração resultante sob manobra troca suave de faixa para $U=11,111$ m/s no <i>TruckSim</i>	41
Figura 4.22 Ângulo de rolagem sob manobra troca suave de faixa para $U=11,111$ m/s no <i>TruckSim</i>	41
Figura 4.23 Esterçamento de ônibus pela manobra troca dupla de faixa com $U=11,111$ m/s.	42
Figura 4.24 Deslocamento resultante sob manobra troca dupla de faixa para $U=11,111$ m/s no <i>TruckSim</i>	43
Figura 4.25 Velocidade de guinada sob manobra troca dupla de faixa para $U=11,111$ m/s no <i>TruckSim</i>	43
Figura 4.26 Aceleração lateral resultante sob manobra troca dupla de faixa para $U=11,111$ m/s no <i>TruckSim</i>	44

Figura 4.27 Ângulo de rolagem sob manobra troca dupla de faixa para $U=11,111$ m/s no <i>TruckSim</i>	44
Figura 5.1 Vista área do Campo de Provas da Randon.	46
Figura 5.2 Secções da trajetória DLC.....	47
Figura 5.3 Percurso para mudança simples de faixa - <i>Single Lane Change</i>	49
Figura 5.4 Determinação do circuito de cones para a manobra DLC.....	49
Figura 5.5 Circuito para a realização dos testes.	50
Figura 5.6 Veículo a 60 km/h executando DLC em ponto crítico do circuito.	51
Figura 5.7 Sistema de coordenadas adotado na aquisição de dados dos acelerômetros.....	51
Figura 5.8 Posicionamento dos acelerômetros	52
Figura 5.9 Aceleração lateral do CG do veículo em 25 km/h.	53
Figura 5.10 Aceleração lateral do CG do veículo em 40 km/h.	53
Figura 5.11 Aceleração lateral do CG do veículo em 60 km/h.	54
Figura 5.12 Aceleração lateral do CG com média móvel 10 P em 25 km/h.	54
Figura 5.13 Aceleração lateral do CG com média móvel 10 P em 40 km/h.	55
Figura 5.14 Aceleração lateral do CG com média móvel 10 P em 60 km/h.	55
Figura 5.15 Comparação da aceleração lateral do CG experimental e computacional em 25 km/h.....	56
Figura 5.16 Comparação da aceleração lateral do CG experimental e computacional em 40 km/h.....	56
Figura 5.17 Comparação da aceleração lateral do CG experimental e computacional em 60 km/h.....	57
Figura 6.1 Perfil da pista para a simulação do modelo vertical de ônibus.	59
Figura 6.2 Fluxograma de algoritmo genético.....	61
Figura 6.3 Otimização da aceleração vertical do CG do ônibus.	65
Figura 6.4 Otimização do ângulo de rolagem do ônibus.	66
Figura 6.5 Variação da função objetivo.	67
Figura A.1 Chassi de veículo M3, com tração 4×2, suspensão pneumática e motor traseiro. .	77
Figura A.2 Chassi de veículo M3, com tração 6×2, suspensão pneumática e motor traseiro. .	77
Figura A.3 Chassi de veículo M3, com tração 8×2, suspensão pneumática e motor traseiro. .	78
Figura A.4 Direção das forças principais atuantes na carroceria.	79
Figura A.5 Perfis da estrutura lateral da carroceria.	80

Figura A.6 Distribuição de forças verticais na estrutura lateral.	81
Figura A.7 Efeitos das forças verticais no módulo traseiro.	81
Figura A.8 Efeitos das forças verticais no módulo dianteiro e no módulo central.	82
Figura A.9 Efeito das forças verticais na região de uma porta localizada no entre eixos.	83
Figura A.10 Distribuição de forças longitudinais na estrutura.	83
Figura A.11 Distribuição de forças laterais na estrutura.	84
Figura A.12 Modelo de plataforma para ensaio de inclinação lateral na Argentina.	85
Figura A.13 Detalhe do módulo experimental.	88
Figura A.14 Seção ou módulo experimental do ônibus de dois andares.	88
Figura A.15 Teste de impacto frontal.	90
Figura A.16 Chapa de proteção lateral.	91
Figura A.17 Representação do corte transversal do espaço residual.	92
Figura A.18 Representação do corte longitudinal do espaço residual.	92
Figura A.19 Posicionamento do veículo sobre a plataforma de ensaio.	93
Figura A.20 Distribuição das partes principais da superestrutura.	98
Figura A.21 Ensaio relativo à parte da estrutura lateral e do teto.	99
Figura A.22 Ensaio relativo à estrutura na região do peitoril da janela.	100
Figura A.23 Ensaio relativo à união da base com a lateral.	100
Figura A.24 Ensaio de deformação da superestrutura.	101
Figura A.25 Redução da utilização de aço em automóveis entre 1977 e 1999.	104
Figura A.26 Suspensão pneumática do eixo direcional.	106
Figura A.27 Representação da fixação de uma barra estabilizadora.	108
Figura A.28 Representação da geometria de Ackerman.	109
Figura A.29 Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	110
Figura A.30 Ângulo de escorregamento do pneu.	111
Figura A.31 Decomposição das forças do pneu.	111
Figura I.1 Sistema de coordenadas segundo norma ISO 4130:1978.	114
Figura I.2 Modelo veicular de 4 GDL.	115
Figura I.3 Modelo de bicicleta.	117
Figura I.4 Sistemas de coordenadas inercial e da massa suspensa m_s	122
Figura I.5 Sistemas de coordenadas das massas não suspensas m_u	122
Figura I.6 DCL para a massa suspensa m_s	124
Figura I.7 DCL para a massa não suspensa m_u	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 Extensão da malha rodoviária brasileira total em km.....	3
Tabela 3.1 Dados do veículo	13
Tabela 3.2 Dados do ônibus	14
Tabela 5.1 Velocidades estimadas e repetições das manobras	46
Tabela 5.2 Velocidades e repetições executadas nos testes.....	47
Tabela 5.3 Determinação das secções da manobra DLC.....	48
Tabela 6.1 Constantes de ponderação.....	63
Tabela 6.2 Parâmetros do algoritmo genético	63
Tabela 6.3 Variáveis de otimização.....	64
Tabela 6.4 Resultados da otimização	64
Tabela A.1 Cargas para ensaio de estabilidade	86
Tabela A.2 Resumo da lei de balança aplicada para ônibus.....	102
Tabela I.1 Solicitações e respostas dinâmicas	114

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CG	Centro de gravidade
DLC	Mudança dupla de faixa (<i>Double Lane Change</i>)
GDL	Grau de liberdade

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos latinos

a	Distância longitudinal do eixo dianteiro ao CG da massa suspensa, m
A_f	Área frontal do veículo, m ²
A_{xs}	Aceleração na direção x da massa suspensa, m/s ²
A_{ys}	Aceleração na direção y da massa suspensa, m/s ²
A_{zs}	Aceleração na direção z da massa suspensa, m/s ²
b	Distância longitudinal do eixo traseiro ao CG da massa suspensa, m
BB	Constante de não linearidade do batente de borracha
BD	Constante de não linearidade do amortecedor
C_d	Coefficiente de arraste aerodinâmico
C_i	Rigidez longitudinal do pneu
C_{sl}	Constante de atraso da força lateral
C_α	Rigidez (lateral) no giro do pneu, N/rad
CB	Coefficiente de rigidez do batente de borracha
CD	Coefficiente de amortecimento do amortecedor
CK	Coefficiente de rigidez do fole de ar
CSB	Coefficiente de rigidez torcional da barra estabilizadora
d	Excentricidade da força normal no pneu, m
dz_s	Posição na direção z da massa suspensa, m
dz_u	Posição na direção z da massa não suspensa, m
e	Distancia em z entre o CG e o eixo de rolagem, m
Er	Amplitude do perfil de irregularidades da pista, m
$\dot{E}r$	Varição da amplitude do perfil de irregularidades da pista, m
EFF	Força externa frontal, N
EFL	Força externa lateral, N
FAS	Força de mola do conjunto fole e batente de borracha da bolsa de ar, N
FD	Força de amortecimento do amortecedor, N

F_{Rx}	Força agindo no centro de rolagem da suspensão na direção x , N
F_{Ry}	Força agindo no centro de rolagem da suspensão na direção y , N
F_s	Força agindo lateralmente no pneu, N
F_t	Força agindo longitudinalmente no pneu, N
F_{Tx}	Força desenvolvida pelo pneu na direção x , N
F_{Ty}	Força desenvolvida pelo pneu na direção y , N
F_{TzK}	Força linear desenvolvida pelo pneu na direção z , N
F_{TzD}	Força de amortecimento desenvolvida pelo pneu na direção z , N
g	Aceleração da gravidade, m/s^2
h_{cg}	Altura do CG da massa suspensa em relação ao solo, m
h_{rc}	Altura do centro de rolagem da massa suspensa em relação ao solo, m
h_{cgu}	Altura do CG da massa não suspensa em relação ao solo, m
i_s	Deslizamento longitudinal do pneu
I_e	Momento de inércia de giro dos componentes do motor, $kg\ m^2$
I_t	Momento de inércia de giro do pneu, $kg\ m^2$
I_w	Momento de inércia de giro da roda, $kg\ m^2$
I_{xx_s}	Momento de inércia em x da massa suspensa, $kg\ m^2$
I_{xx_u}	Momento de inércia em x da massa não suspensa, $kg\ m^2$
I_{xz_s}	Produto de inércia da massa suspensa, $kg\ m^2$
I_{yy_s}	Momento de inércia em y da massa suspensa, $kg\ m^2$
I_{zz}	Momento de inércia do veículo na direção do eixo z , $kg\ m^2$
I_{zz_s}	Momento de inércia em z da massa suspensa, $kg\ m^2$
I_{zz_u}	Momento de inércia em z da massa não suspensa, $kg\ m^2$
k_{rs}	Coeficiente de esterçamento induzido devido à rolagem, rad/rad
K_{RSF}	Razão da rigidez de rolagem dianteira à rigidez de rolagem total
m	Massa total do veículo, kg

m_s	Massa suspensa, kg
m_u	Massa não suspensa, kg
MN_u	Número de massas não suspensas
MRS	Momento de resistência ao rolamento, N m
MSB	Momento exercido pela barra estabilizadora, N m
MUB	Momento de frenagem desbalanceada, N m
N_{AS}	Número de foles de ar
N_D	Número de amortecedores
N_T	Número de pneus (pneus duplos são considerados como simples)
p_s	Velocidade angular na direção x da massa suspensa, rad/s
\dot{p}_s	Aceleração angular na direção x da massa suspensa, rad/s ²
p_u	Velocidade angular na direção x da massa não suspensa, rad/s
\dot{p}_u	Aceleração angular na direção x da massa não suspensa, rad/s ²
q_s	Velocidade angular na direção y da massa suspensa, rad/s
\dot{q}_s	Aceleração angular na direção y da massa suspensa, rad/s ²
r_s	Velocidade angular na direção z da massa suspensa, rad/s
\dot{r}_s	Aceleração angular na direção z da massa suspensa, rad/s ²
R	Raio dinâmico do pneu, m
T_w	Distancia em y entre pneus no mesmo eixo, m
U	Velocidade em x do veículo, m/s
\dot{U}	Aceleração em x do veículo, m/s ²
U_s	Velocidade em x da massa suspensa, m/s
\dot{U}_s	Aceleração em x da massa suspensa, m/s ²
U_u	Velocidade em x da massa não suspensa, m/s
V	Velocidade em y do veículo, m/s
\dot{V}	Aceleração em y do veículo, m/s ²
V_s	Velocidade em y da massa suspensa, m/s

\dot{V}_s	Aceleração em y da massa suspensa, m/s ²
V_u	Velocidade em y da massa não suspensa, m/s
w_s	Velocidade na direção z da massa suspensa, m/s
\dot{w}_s	Aceleração na direção z da massa suspensa, m/s ²
w_u	Velocidade na direção z da massa não suspensa, m/s
\dot{w}_u	Aceleração na direção z da massa não suspensa, m/s ²
x_{cg_u}	Coordenada em x do centro de gravidade da massa não suspensa, m
x_{EFL}	Coordenada em z da força externa lateral, m
x_K	Coordenada em x do posicionamento da bolsa de ar, m
x_D	Coordenada em x do posicionamento do amortecedor, m
x_R	Coordenada em x do posicionamento do centro de rolagem da suspensão, m
x_T	Coordenada em x do posicionamento do pneu, m
\dot{X}	Velocidade global na direção x, m/s
y_{EFF}	Coordenada em y da força externa frontal, m
y_D	Coordenada em y do posicionamento do amortecedor, m
y_K	Coordenada em y do posicionamento da bolsa de ar, m
y_T	Coordenada em y do posicionamento do pneu, m
\dot{Y}	Velocidade global na direção y, m/s
z_{cg_s}	Coordenada em z do centro de gravidade da massa suspensa, m
z_{cg_u}	Coordenada em z do centro de gravidade da massa não suspensa, m
z_{EFL}	Coordenada em z da força externa lateral, m
$\sum_{ij=12}^{MN_u}$	Somatório contabilizando todas as massas não suspensas
$\sum F_{xs}$	Somatório das forças em x atuando na massa suspensa, N
$\sum F_{xu}$	Somatório das forças em x atuando na massa não suspensa, N
$\sum F_{ys}$	Somatório das forças em y atuando na massa suspensa, N
$\sum F_{yu}$	Somatório das forças em y atuando na massa não suspensa, N

$\sum F_{zs}$	Somatório das forças em z atuando na massa suspensa, N
$\sum F_{zu}$	Somatório das forças em z atuando na massa não suspensa, N
$\sum M_{xs}$	Somatório dos momentos em x atuando na massa suspensa, N m
$\sum M_{xu}$	Somatório dos momentos em x atuando na massa não suspensa, N m
$\sum M_{ys}$	Somatório dos momentos em y atuando na massa suspensa, N m
$\sum M_{zs}$	Somatório dos momentos em z atuando na massa suspensa, N m
$\sum M_{zu}$	Somatório dos momentos em z atuando na massa não suspensa, N m
$\frac{\partial L}{\partial \phi_s}$	Rigidez torcional do eixo de rolagem, N m s/rad
$\frac{\partial L}{\partial p}$	Amortecimento torcional do eixo de rolagem, N m/rad

Símbolos gregos

α	Ângulo de escorregamento do pneu, rad
ψ	Ângulo de rotação na direção z do veículo, rad
ℓ	Distancia em x entre os eixos dianteiro e traseiro dos veículos, m
ρ_a	Densidade do ar
ϕ_s	Ângulo de rotação na direção x da massa suspensa, rad
ϕ_u	Ângulo de rotação na direção x da massa não suspensa, rad
θ_s	Ângulo de rotação na direção y da massa suspensa, rad
δ	Ângulo de esterçamento das rodas devido ao torque no volante, rad
δ_W	Ângulo de esterçamento total das rodas, rad
ω	Velocidade de rotação do eixo, rad/s
ε_r	Coefficiente de redução de adesão do pneu
τ_{sl}	
μ	Coefficiente de atrito entre pneu e solo

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

O poder de crescimento e sustentabilidade de uma sociedade ao longo dos anos, normalmente está atrelado a diversas necessidades fundamentais que precisam ser supridas com elevado grau de eficiência e qualidade, como é o caso do transporte de cargas e passageiros. Deste modo, percebe-se com facilidade, que as regiões mais desenvolvidas apresentam rodovias e sistemas de transporte de passageiros e cargas mais organizados e eficientes, que regiões que ainda sofrem para ingressar num ciclo natural de investimento e crescimento. No Brasil, de acordo à Comissão Nacional de Transporte (CNT), o transporte de cargas e passageiros ocorre principalmente no sistema logístico rodoviário, e tem aproximadamente uma rede de 1,7 milhão de quilômetros de estradas e rodovias, por onde passam 96,2% do transporte de passageiros e 61,8% do transporte de cargas [CNT, 2013]. A grande extensão da malha rodoviária nacional, acaba por exigir elevados investimentos em manutenção de estradas, pontes e acostamentos, o que nem sempre se alcança suprir dentro dos tempos máximos tolerados para cada rodovia.

Rodovias com prazo de manutenção esgotado e expostas ao rotineiro transporte de cargas e passageiros, acabam por se depreciar de forma muito mais acentuada, pois ficam estruturalmente desprotegidas, contra o efeito da infiltração excessiva de água, propagação de sulcos profundos e rachaduras na fundação da rodovia, deixando-as cada vez menos aptas a comportar os veículos que por ela que trafegam regularmente.

Na década de 1920, no governo de Washington Luís, ocorreram os primeiros investimentos na infraestrutura rodoviária, numa época em que o foco político se fundamentava na expressão “Governar é construir estradas”. A continuidade do investimento pesado no sistema de transporte rodoviário, foi depois também continuado nos governos de Getúlio Dorneles Vargas e Eurico Gaspar Dutra, relatado por Pereira *et al.*, 2008.

O presidente Juscelino Kubitschek, seguindo o ritmo de seus antecessores no que se refere aos investimentos na construção de rodovias, que também idealizou e incentivou a construção da capital Brasília, já contando com recursos mais volumosos que os anteriores, levou adiante e impulsionou ainda mais o sistema rodoviário nacional. Kubitschek foi um protagonista que atraiu grandes fabricantes de automóveis para o país, como a General Motors, Volkswagen e Ford, e exigia-se então a construção de mais estradas para suportar o

maior número de veículos e também para incentivar a evolução dessas empresas no país [Campos, 2007].

Diversos fatores foram decisórios para o desenvolvimento do sistema rodoviário no país, como por exemplo, a construção de Brasília e a instalação da indústria automobilística, demandando necessidade da integração com outras regiões do país [Lima Neto, 2001].

Segundo dados da CNT, contabilizados em abril de 2013, o sistema rodoviário prevalece como 1º, com 61,1% do total dos sistemas, com o ferroviário em 2º com 20,7%, o aquaviário em 3º com 13,6%, o dutoviário em 4º com 4,2% e, por último o aéreo, com 0,4%, conforme mostra a Figura 1.1.

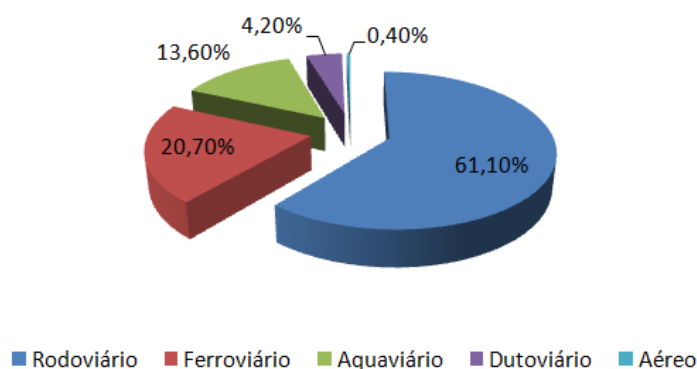


Figura 1.1 Composição da matriz dos modais de transporte no Brasil em abril de 2013.

Fonte: CNT, 2013

Segundo Rodrigues, 2007, “o transporte rodoviário é um dos mais simples e eficientes dentro dos seus pares, sua única exigência é existir rodovias”.

Enfatiza-se que o sistema de transporte rodoviário não se atém a trajetos fixos, podendo disponibilizar uma infinidade de opções em logística de operação, com alta flexibilidade, e proporcionando assim uma vantagem competitiva importante perante os outros meios de transporte [Keedi, 2011].

Mesmo diante da significativa importância do transporte rodoviário na economia brasileira, a maior parte dos trajetos não é asfaltada. A distribuição destas parcelas de rodovias pertencentes aos órgãos federais, estaduais e municipais é destacada na Tabela 1.1

Tabela 1.1 Extensão da malha rodoviária brasileira total em km

Tipo	Pavimentada	Não Pavimentada	Total
Federal	64.921	12.541	77.461
Estadual Coincidente	17.788	5.232	23.020
Estadual	110.842	111.334	222.176
Municipal	26.827	1.234.918	1.261.745
Total	220.378	1.364.025	1.584.402

Fonte: CNT, 2013

Cabe considerar que a situação se agrava consideravelmente quando é levantada a proporção de rodovias em péssimas condições de tráfego. Os defeitos no pavimento como buracos, desnivelamentos e ondulações, podem comprometer a segurança do transporte, aumentar o tempo e custo de viagem e causar prejuízos estruturais aos veículos.

Uma avaliação, publicada pela CNT em 2013, aponta que 63,8% do pavimento das rodovias brasileiras, está em situação de regular a péssima, estando 10,02% ótimo, 26,0% bom, 34,4% em condição regular, 21,4 % ruim e 8,0% péssimo, de acordo à Figura 1.2.

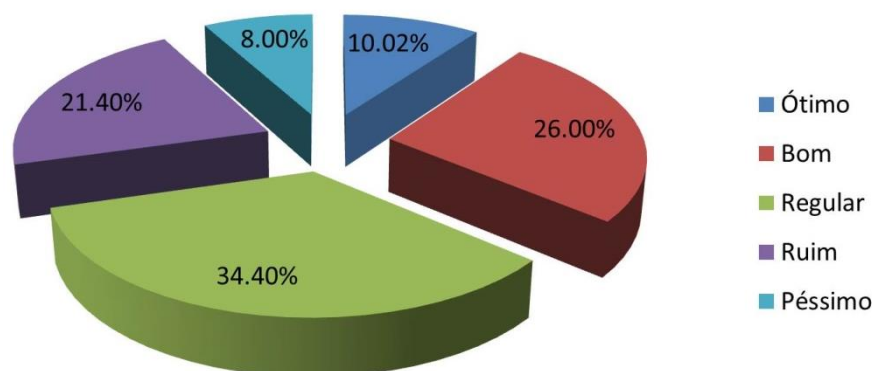


Figura 1.2 Situação do pavimento rodoviário brasileiro em 2013.

Fonte: CNT, 2013

Grande parte dos danos ao pavimento se origina das próprias operações de transporte, pois devido ao maior custo dos chassis, pedágios, combustível, seguro e manutenção do veículo, os operadores dos sistemas de transporte, acabam na maioria dos casos, optando por configurações de veículos, que lhe permitam transportar o maior número de passageiros e

carga, com o menor número de eixos possível, aproveitando ao máximo os limites de carregamento estabelecidos pela legislação.

Quanto menor o número de eixos, mais leve resulta o veículo e menores são os custos envolvidos, porém maior é a concentração de carga no pavimento da rodovia, fator que se agrava pela dificuldade de fiscalização, o que fomenta a prática do transporte com cargas superiores aos limites legais.

A Figura 1.3 mostra uma das configurações de ônibus dimensionada no Limite da Lei de Balança Brasileira, o que a torna mais vulnerável a multas por excesso de carga quando carregado com excesso de bagagem, mas em contrapartida, com um bom controle de seu carregamento em operação, caracteriza uma opção otimizada, eficiente nos serviços que dispõe aos passageiros e altamente rentável ao empresário operador.



Figura 1.3 Ônibus de dois andares com tração 6x2 e suspensão pneumática.

Fonte: Autor

Segundo Albano, 1998, o aumento de 20% na carga por eixo pode reduzir a vida útil do pavimento em até 80%. Porém, estes danos não são exclusivos ao pavimento, pois o excesso de carga elevado pode também desgastar prematuramente a vida útil projetada para peças e componentes do conjunto carroceria e chassi, inclusive comprometendo os sistemas ligados a segurança passiva e ativa do veículo.

1.2 Definição do problema

Atualmente existe uma forte tendência para a utilização de veículos do tipo ônibus de dois andares, principalmente na América do Sul, devido a melhor relação custo benefício que esse tipo de produto oferece a seus consumidores.

Esse tipo de veículo é equipado com sistemas que proporcionam aos usuários adequados padrões de conforto e de segurança veicular, com controle ativo nas oscilações laterais e verticais da carroceria, ocasionando baixo nível de vibrações, além de contar com sistemas de controle de estabilidade, interligados com controle de tração e freios a disco com ABS.

O alto nível de conforto desses veículos faz muitas vezes seus condutores esquecerem que conduzem veículos grandes, os quais necessitam de alguns cuidados especiais quando, por exemplo, adentram em curvas fechadas a alta velocidade, muitas vezes sujeitos a acidentes.

Assim, existe necessidade corrente no desenvolvimento de modelos teóricos e testes experimentais, que permitam ter plenas condições de melhor avaliar e concluir sobre o comportamento dos ônibus sobre diferentes tipos de pistas e manobras.

1.3 Objetivos do trabalho

O objetivo geral do trabalho é otimizar simultaneamente o comportamento dinâmico lateral e vertical de um ônibus modelado como um sistema multicorpo, se desdobrando nos objetivos específicos seguintes:

- Implementar um modelo multicorpo de ônibus que possa ser utilizado para fins de otimização do seu comportamento de dinâmica lateral.
- Desenvolver uma manobra do tipo mudança dupla de faixa DLC para ônibus, na ausência de normas específicas.
- Verificar os resultados de manobras laterais específicas através de sua validação em testes experimentais e simulações computacionais.
- Implementar um modelo multicorpo de ônibus, que possa ser utilizado para fins de otimização do seu comportamento de dinâmica vertical, sujeito a uma pista randômica.

- Otimizar os parâmetros concentrados da suspensão do modelo multicorpo de ônibus, através da técnica de algoritmos genéticos, por meio do desenvolvimento de uma função objetivo, definida pela composição penalizada de parâmetros de conforto e segurança.

1.4 Organização do trabalho

O presente trabalho está organizado de acordo com os capítulos descritos a seguir.

O Capítulo 1 apresenta a introdução do trabalho, a definição do problema e os objetivos da pesquisa.

O Capítulo 2 desenvolve a revisão bibliográfica mais recente sobre o assunto.

O Capítulo 3 trata sobre os resultados da programação aplicados no modelo de ônibus sob diversas manobras laterais.

O Capítulo 4 mostra a comparação entre os resultados da programação do modelo de ônibus, sob manobras laterais, com aqueles obtidos num *software* multicorpo comercial.

O Capítulo 5 apresenta a validação dos resultados do modelo multicorpo, através da comparação com testes experimentais do tipo DLC, efetuados em campo de provas.

O Capítulo 6 apresenta e discute os resultados obtidos da otimização no modelo multicorpo.

Finalmente o Capítulo 7 estabelece as conclusões e define sugestões para continuidade do trabalho.

O Apêndice A descreve os conceitos principais no projeto do ônibus, normas e considerações aplicáveis.

O Anexo A descreve o modelo multicorpo do ônibus para dinâmica lateral e vertical.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Generalidades

Neste capítulo apresenta-se uma revisão bibliográfica recente sobre o tema. A pesquisa bibliográfica destaca diversos aspectos relativos ao modelamento e análise do comportamento dinâmico de ônibus, com o objetivo de caracterizar a evolução da pesquisa no assunto e auxiliar na definição dos objetivos do trabalho.

2.2 Revisão bibliográfica

No estudo desenvolvido por Mokhiamar e Abe, 2002, foi realizada uma comparação na resposta do modelo, utilizando controles combinados do momento de guinada e força lateral. A utilização dos controles combinados visa maximizar o limite de estabilidade e a capacidade de resposta do veículo. Foram propostos dois tipos de resposta do modelo a fim de introduzir os controles de força lateral e guinada. Em um dos tipos utilizou-se a resposta de um veículo de dois graus de liberdade (2 GDL), correspondentes ao ângulo de deslizamento lateral e velocidade de guinada. No segundo tipo, convergiu-se o ângulo de deslizamento a um valor nulo e considerou-se uma velocidade de guinada de primeira ordem. A resposta é obtida através de simulações submetendo o veículo a uma entrada de esterçamento senoidal com frenagem. Os resultados indicam que o controle combinado de momento de guinada e esterçamento ativo das rodas traseiras, não demonstra ser uma boa combinação de controle para os dois tipos de resposta dos modelos.

Esmailzadeh *et al.*, 2003, desenvolvem uma lei de controle ótimo para o momento de guinada, de modo a aprimorar a manobrabilidade do veículo. De acordo com os autores, apesar de o estudo estar baseado na análise de um veículo elétrico, os resultados desenvolvidos podem ser estendidos para outros tipos de veículos. Foram desenvolvidas duas leis de controle, uma versão semi-ótima, baseada na realimentação da velocidade de guinada e o ângulo de esterçamento por antecipação, e outra versão de controle ótimo total, onde se deve ter conhecimento da velocidade lateral e uma realimentação adicional. Concluiu-se que ambas as leis apresentam desempenho satisfatório. Apesar de o controle ótimo total demonstrar um desempenho levemente superior, a lei de controle semi-ótima apresenta maior simplicidade da estrutura e pode ser mais apropriada no regime linear da dinâmica veicular.

Conforto e manobrabilidade desempenham um papel importante na performance de um veículo, que podem conflitar na suspensão resultante. De modo a obter as características necessárias para manter o conforto e maximizar a manobrabilidade, Uys *et al.*, 2006, desenvolvem uma suspensão semi-ativa hidro-pneumática de duas fases, a qual possibilita um bom conforto vertical para uma suspensão flexível ou boa manobrabilidade, elevando a rigidez do sistema. Resultados de testes experimentais demonstraram que o ângulo de rolagem, a aceleração lateral e a velocidade de guinada estavam relacionados às manobras investigadas. A partir dos dados obtidos sugeriu-se que o ângulo de rolagem é um parâmetro apropriado para avaliação da manobrabilidade, podendo ser usado para definir o momento de transição da suspensão semi-ativa se os limites de aceitabilidade de manobrabilidade são definidos.

De acordo com Jun *et al.*, 2008, o conforto e o controle simples do nível facilitaram a utilização de sistemas de suspensão a ar em veículos comerciais, tais como ônibus e caminhões, mas continua a preocupação em estimar a durabilidade das partes do veículo. Através da utilização da História Temporal da Tensão Dinâmica (*Dynamic Stress Time History* - DSTH), os autores propõem uma maneira de avaliar a fadiga S-N no quadro da suspensão. Para tal, foi necessário realizar uma análise dinâmica de corpos flexíveis usando a simulação da estrada Belga (*Belgian road simulation*) e o método da Recuperação de Tensão Modal (*Modal Stress Recovery* - MSR). Em seguida, a confiabilidade da fadiga prevista foi avaliada considerando a variação nas propriedades do material. Por meio do cálculo da função de densidade de probabilidade, chegou-se à conclusão de que a região com a maior confiabilidade atinge 100.000 e 150.000 ciclos, e que o sistema de suspensão opera de maneira segura entre 50.000 e 100.000 ciclos, que é a região com a menor vida.

Kim, 2008, estuda métodos para análise da performance da manobrabilidade de veículos. Utilizando modelos simples de um veículo, parâmetros como guinada (*yaw*), frequência natural e coeficiente de amortecimento são formulados. No estudo, o veículo foi simplificado por um modelo bicicleta de 2 GDL, e o pneu foi modelado a partir de uma rigidez ao giro equivalente e atraso de primeira ordem, a partir de dados experimentais. De modo a validar a eficiência dos métodos, testes em estrada com veículos de diferentes características de manobrabilidade são realizados. Os resultados demonstram que a manobrabilidade dos veículos pôde ser representada pelos parâmetros utilizados, tornando o método eficaz e reduzindo o tempo e investimento no desenvolvimento de novos veículos.

Thoresson *et al.*, 2009a e 2009b, propõem uma metodologia para determinar de maneira eficiente informações de gradiente, na otimização baseada em gradiente do sistema

de suspensão de um veículo *off-road*. O veículo foi modelado em MSC.ADAMS e acoplado ao MATLAB para a execução da otimização. O método de aproximações sucessivas, *Dynamic-Q*, é utilizado para otimização dos parâmetros de rigidez e amortecimento. A otimização foi realizada tanto para o conforto quanto para manobrabilidade do veículo. Os autores propõem para obtenção do gradiente na otimização do conforto, a utilização de um modelo não linear no plano de arfagem (*pitch*). Na otimização da manobrabilidade, um modelo não linear de quatro rodas que inclui rolagem foi utilizado. Os gradientes da função objetivo e das funções de restrição são obtidos através de diferenças finitas centrais, pelo *Dynamic-Q*, nos modelos simplificados propostos. Os modelos foram validados a partir de dados experimentais. O conforto e a manobrabilidade foram otimizados simultaneamente, determinando que o máximo dos objetivos de conforto e manobrabilidade normalizados é uma função objetivo factível, na obtenção de um ótimo em situações conflitantes. Assim, essa pesquisa demonstra a suficiente adequação dos algoritmos de otimização determinísticos, baseados em gradiente, assim como sua competência relativa aos algoritmos estocásticos.

Sistemas de suspensão de veículos *off-road* de grande porte apresentam desafios únicos, tal como o comprometimento do conforto em função da manobrabilidade e grandes variações no carregamento. Breytenbach e Els, 2011, analisam as características necessárias para garantir isolamento ótimo da carroceria do veículo, a partir do carregamento das irregularidades da estrada, e a sensibilidade decorrente de mudanças no carregamento do veículo. Um modelo não linear de 7-GDL foi desenvolvido e validado experimentalmente, utilizando como veículo de testes a Land Rover Defender 110. O modelo foi utilizado para minimizar matematicamente o dano por fadiga na estrutura do veículo, para a condição de veículo descarregado e totalmente carregado. Os resultados mostraram que as características da suspensão ótima para minimizar o dano por fadiga, no caso de veículo descarregado, são similares às características necessárias para aprimorar o conforto. As características de rigidez necessárias para a condição totalmente carregada é um subconjunto do ótimo para o caso descarregado. O fator de escala de amortecimento ótimo para o veículo totalmente carregado, porém, tem valor aproximadamente duas vezes maior do necessário para o veículo descarregado. Conclui-se que o problema é mais sensível em relação às características de amortecimento, na mudança de carregamento.

Ryu *et al.*, 2010, analisaram o comportamento dinâmico de um veículo comercial pesado, por geralmente ter alta probabilidade de capotamento quando carregado, em função de um centro de gravidade alto. Constataram que uma barra estabilizadora (*anti-roll bar*) é eficiente para diminuição da rolagem, mas que em contrapartida pode causar diminuição

excessiva do conforto quando a rigidez de rolagem é excessivamente elevada. Foram desenvolvidos e analisados sistemas ARC (*Active Roll Control*) de modo a otimizar o controle de rolagem do veículo sem comprometer demais o conforto. Observaram que os ARC existentes têm algumas desvantagens como: custo, complexidade, consumo de energia e peso. Assim, através da utilização de modelos multicorpos do subsistema da suspensão e do veículo completo, projetaram e fabricaram uma suspensão traseira a ar, com base no ARC para um veículo comercial pesado, que não precise de energia adicional para o controle. O índice de rolagem de referência foi calibrado através de testes em laboratório. Os testes em campo demonstraram que as respostas de rolagem no regime estacionário e transitório foram melhoradas.

Wu *et al.*, 2010, desenvolvem um modelo de controlador robusto para aperfeiçoamento da manobrabilidade de um veículo e capacidade de se manter em sua pista. O projeto do controlador é baseado em desigualdades matriciais lineares, integrando controle ativo do esterçamento da roda traseira, compensação da força longitudinal e controle ativo de momento de guinada. A efetividade da performance da manobrabilidade com o controle é avaliada pela simulação de um veículo sem condutor sob perturbações de vento cruzado. Além disso, a manobrabilidade e o desempenho do veículo em manter o trajeto são avaliados quando este percorre uma pista em formato de S. Os resultados demonstram que o controlador tem a capacidade de manter manobrabilidade e estabilidade, assim como capacidade significativa em manter o trajeto, resultando em uma menor intervenção do motorista.

Sistemas de suspensão a ar controlados eletronicamente tem sido utilizados em veículos para melhorar o conforto e manobrabilidade, ajustando a altura do veículo. Nesse contexto, Kim e Lee, 2011, propõem um novo controlador não linear capaz de regular a altura da massa suspensa do veículo (controle de altura) e regular os ângulos de rolagem e arfagem do veículo (controle do nivelamento) utilizando um sistema de suspensão a ar. Desenvolve-se um algoritmo de controle por modos deslizantes, de modo a contornar as incertezas e não linearidades do sistema de suspensão a ar. Um observador de modo deslizante é projetado para estimar a pressão em cada uma das molas pneumáticas. Foi concluído, por meio dos resultados de testes e simulações, que o controle proposto atinge a precisão necessária no ajuste da altura e regulagem da rolagem e arfagem (*pitch*) do veículo, podendo ser utilizado para aprimorar o conforto e nivelamento em manobras com o veículo trafegando.

Hasagasioglu *et al.*, 2012, analisaram a resposta dinâmica de um veículo comercial de configuração 6×2. Para o estudo foi utilizado o programa TruckSim, voltado à simulação dinâmica multicorpo. Foram desenvolvidas e modeladas as suspensões dianteira e traseira

com eixos em tandem no programa SuspensionSim e posteriormente incorporadas ao modelo veicular no TruckSim, onde o restante dos parâmetros para o veículo e manobras foram inseridos. Chegou-se a conclusão de que o método implementado, na análise da resposta dinâmica para o veículo proposto, resulta uma alternativa viável para satisfazer a complexidade dos veículos e a competitividade no mercado, assim como na redução do tempo disponível para o desenvolvimento dos produtos.

Bao *et al.*, 2012, desenvolveram um controlador por modos deslizantes adaptativo, utilizando lógica difusa (*fuzzy*), para um sistema ativo de suspensão pneumática. Devido a não linearidade, a força da mola dependente da pré-carga e a incerteza dos parâmetros na mola pneumática, o sistema de suspensão pneumática é difícil de controlar. Para alcançar o desempenho desejado, o controlador foi projetado para melhorar o conforto dos passageiros e a manobrabilidade do veículo. O sistema adaptativo *fuzzy* controla a não linearidade e incerteza da suspensão pneumática. Um modelo de suspensão linear normal, com um controle de realimentação de estado ótimo, serve como modelo de referência. Os resultados das simulações mostram que este sistema de controle é mais eficaz e robusto no isolamento das vibrações da carroceria do veículo, do que o controle de modos deslizantes convencional.

Por apresentarem características como maior altura do centro de gravidade (CG) e suspensões que permitem elevados ângulos de rolagem, veículos SUVs (*Sport/Suburban Utility Vehicle*) são mais passíveis de sofrerem capotamentos. Para aumentar a segurança de tais veículos, na medida em que se tornam mais populares, Westhuizen e Els, 2013, propõem a utilização de um controle de suspensão ativo; para o qual postulam que através da redução do ângulo de rolagem do veículo, a transferência de carga poderá aumentar e as forças laterais geradas pelos pneus poderão diminuir, todavia podendo causar o deslizamento do veículo ao invés da sua rolagem. Utilizando um modelo validado no *software* ADAMS, foi simulada uma manobra de troca dupla de faixa, realizada por um SUV a 60 km/h. Os resultados mostraram uma melhora significativa na diminuição do ângulo de rolagem do veículo, tal como da arfagem. Este método de controle de rolagem é válido, com vantagens adicionais sobre uma barra estabilizadora ativa.

Diferentes trabalhos no domínio da dinâmica veicular são desenvolvidos correntemente no país. Assim, na Universidade Federal do Rio Grande do Sul, dispõem-se resultados de trabalhos ligados ao conforto, segurança, projeto, resistência estrutural, vibração, dirigibilidade e otimização, dentre outras áreas, passíveis de aplicação em ônibus; por exemplo, podem ser citados diversos trabalhos realizados nos Programas de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Engenharia Civil [Balbinot, 2001; Morsch, 2001; Boessio, 2002;

Becker, 2006; Pavan, 2008; Tech, 2009; Uhlmann, 2009; Walber, 2009; Dias de Meira Junior, 2010; Baoretto, 2012; Ciapparini, 2012; Goedel, 2013; Zanol, 2014].

6 OTIMIZAÇÃO DO MODELO MULTICORPO

Este capítulo desenvolve a metodologia seguida para efetuar a otimização do comportamento dinâmico através da modificação de variáveis da suspensão com o método de algoritmos genéticos.

6.1 Generalidades

O sistema de suspensão automotiva tem como atribuição principal o isolamento das vibrações provenientes da interação dos pneus com a estrada. Ao projetar os componentes da suspensão visando o conforto do passageiro, uma configuração com menor rigidez possibilitaria a diminuição da aceleração vertical. Porém, do ponto de vista da segurança, tal condicionamento dos parâmetros da suspensão tende a retardar a resposta do veículo devido à menor transferência dinâmica do carregamento. Desta maneira, cria-se uma situação de sacrifício entre as funções a serem desenvolvidas pela suspensão, de modo que torna-se necessária a análise do dimensionamento ótimo dos componentes. Para simular tal relação de sacrifício, é necessário avaliar a dinâmica vertical e lateral do veículo.

O modelo vertical descrito na Seção I.4 é submetido a uma excitação aleatória obtida pela transformação no tempo do perfil de pista definido pela densidade espectral de potência PSD (*Power Spectral Density*), de acordo com a norma ISO 8608:1995. Utiliza-se um perfil de pista de classe C, que ilustra condições de estrada principal ou secundária em condições regulares. A amplitude do perfil da pista no domínio do tempo é calculada a partir da equação (6.1), de acordo com Shinozuka e Jan, 1972, onde se realiza o somatório para N intervalos de banda de frequência, sendo $G_d(f_k)$ a PSD de deslocamento em termos da frequência temporal f_k , em Hz, definida pela equação (6.2). A relação entre a frequência temporal f em Hz e a frequência espacial n em ciclos/m é apresentada na equação (6.3) onde v denota a velocidade do veículo, em m/s. Adicionalmente, tem-se que $\Delta f_k = f_{k+1} - f_k$ é o intervalo de variação da frequência em Hz e ψ_k é o ângulo de fase constituído por um número aleatório entre 0 e 2π .

$$\bar{y}(t) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2G_d(f_k) \Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \psi_k) \quad (6.1)$$

$$G_d(f_k) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \frac{1}{v} \quad (6.2)$$

$$f = nv \quad (6.3)$$

Para o perfil utilizado, de acordo com dados extraídos da norma ISO 8608:1995, adota-se o valor do PSD de referência $G_d(n_0) = 50 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e valor de frequência espacial de referência $n_0 = 0,1 \text{ ciclos/m}$. A frequência espacial n varia entre 0,011 e 2,83 ciclos/m, com intervalo de variação $\Delta n = 0,0055 \text{ ciclos/m}$. O expoente que define a inclinação da PSD é dado por $w = 2,22$.

Aplicam-se diferentes perfis aleatórios ao pneu dianteiro esquerdo e direito e utiliza-se a mesma função, com a defasagem devido à distância entre eixos, para obter a excitação nos pneus traseiros, como pode ser visto na Figura 6.1, para o valor de $v = 11,11$ (velocidade do veículo de 40 km/h).

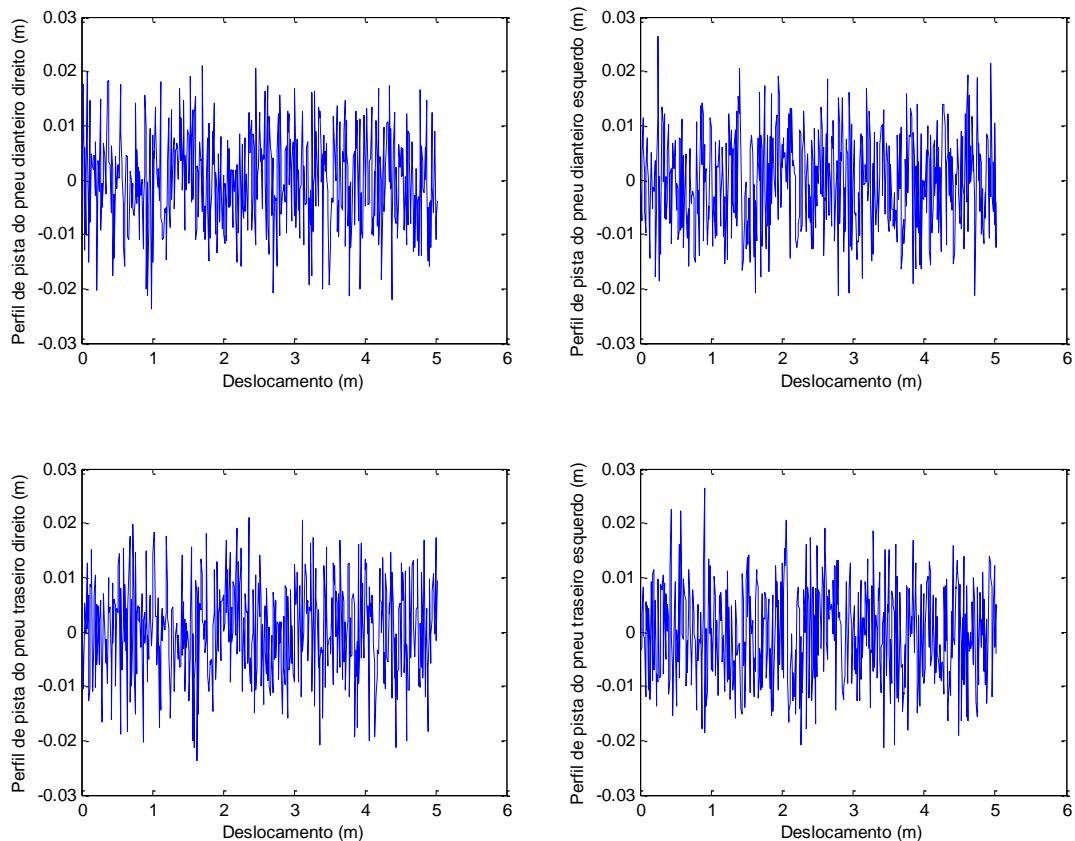


Figura 6.1 Perfil da pista para a simulação do modelo vertical de ônibus.

Fonte: Autor

Para o modelo lateral, realiza-se a manobra de mudança dupla de faixa já revisada anteriormente, visualizada na Figura 3.17.

Para ambas as análises de dinâmica vertical e lateral considera-se o veículo com velocidade constante de 40 km/h.

O método de algoritmos genéticos foi utilizado para realizar a otimização. Dadas as variáveis de projeto e limites inferior e superior de variação, o algoritmo inicia com uma população de tamanho apropriado, de indivíduos aleatórios com distribuição de probabilidade uniforme. Inicia-se pelo cálculo do problema dinâmico vertical e lateral para cada indivíduo, avaliando o desempenho do mesmo na minimização de uma função objetivo. Nesta etapa, ocorre também a avaliação de restrições que são aplicadas à resposta dinâmica, que devem ser respeitadas por cada indivíduo. Em seguida são aplicados os processos de reprodução, crossover e mutação para determinar um novo conjunto de indivíduos na população, mais aptos a minimizar a função objetiva do problema. Na reprodução, a partir de uma probabilidade estabelecida pela aptidão de dois indivíduos (pais) com relação à minimização da função, parte de seus genes são utilizados na geração de dois novos indivíduos (filhos). Pelo processo de crossover, há a probabilidade de combinar diretamente os genes de pais aleatoriamente escolhidos, na criação de indivíduos que levam consigo metade dos genes de cada um dos pais. Na mutação, geralmente se utiliza uma probabilidade baixa de que indivíduos selecionados aleatoriamente sofram modificação em parte de seus genes, de modo a aumentar a variabilidade da população, o que impede que a função objetivo fique estagnada em um mínimo local. Com a nova população criada, mantendo sempre o mesmo número de indivíduos, inicia-se o processo descrito anteriormente, o que se segue durante um número estabelecido de gerações ou até que a variação do resultado entre sucessivas gerações atinja uma precisão desejada. O fluxograma da Figura 6.2 apresenta um resumo do algoritmo.

Como a otimização está voltada para os parâmetros da suspensão, as variáveis de projeto utilizadas foram a rigidez dos foles de ar e coeficientes de amortecimento, dianteiros e traseiros. Enfatiza-se que os modelos de dinâmica vertical e lateral descritos nas seções anteriores tratavam de maneiras distintas quanto à modelagem da suspensão, com relação à não linearidade da rigidez dos foles de ar e amortecedores. Para realizar a otimização, considera-se rigidez dos foles de ar e coeficientes de amortecimento lineares em ambos os casos, de modo a diminuir o número de variáveis necessárias na otimização.

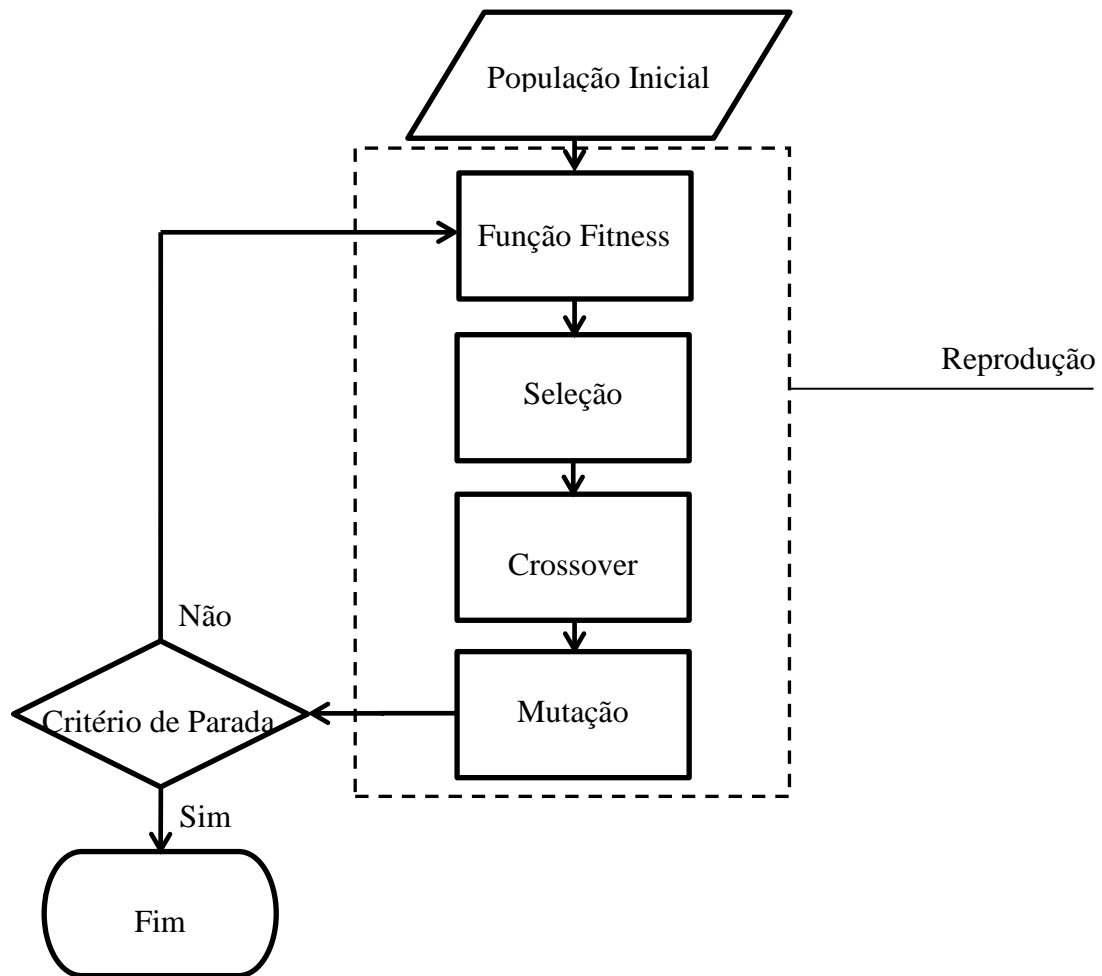


Figura 6.2 Fluxograma de algoritmo genético.

Fonte: Autor

6.2 Função objetivo e restrições

A análise dos componentes da suspensão é realizada a partir da resposta dinâmica do veículo no modelo lateral e modelo vertical. Ao avaliar o desempenho do veículo quanto ao conforto e segurança, têm-se uma situação de conflito quanto à otimização dos parâmetros da suspensão. As características usualmente utilizadas para quantificar o conforto estão relacionadas à aceleração vertical do veículo, avaliada no modelo vertical a partir da excitação devido à irregularidade na estrada. Para estimar a segurança, considera-se o aperfeiçoamento da manobrabilidade ligado diretamente à redução da rolagem da carroceria no modelo lateral.

De acordo com Baumal *et al.*, 1998, pode-se relacionar a segurança de um veículo ao desempenho do mesmo quanto à sua capacidade de aderência à estrada, o que é avaliado a partir da magnitude das forças de contato entre pneu e pavimento. Utilizando um valor máximo de referência de deflexão no pneu, impõe-se esta condição como uma restrição na otimização. Outro fator de restrição que também deve ser considerado é referente à deflexão

máxima da suspensão, de acordo com o espaço relativo máximo de deslocamento entre os eixos e carroceria do veículo. As equações (6.4) a (6.6) apresentam as restrições impostas, de modo que seu valor é tido como nulo caso os limites máximos não sejam ultrapassados, e assume valores positivos caso contrário, calculados pela diferença do valor máximo com relação ao valor limite indicado. Desta maneira, as restrições agem como penalizações ao serem somadas à função objetivo.

$$g_{1i} = \max |z_{kvi}| \leq 0,08\text{m} \quad (6.4)$$

$$g_{2i} = \max |z_{kli}| \leq 0,08\text{m} \quad (6.5)$$

$$g_{3i} = \max |z_{ti}| \leq 0,04\text{m} \quad (6.6)$$

onde,

z_{kvi} : deflexão da suspensão no modelo vertical;

z_{kli} : deflexão da suspensão no modelo lateral;

z_{ti} : deflexão do pneu no modelo vertical;

$i=1,2,3,4$: denota os pneus do veículo.

Adotando constantes de ponderação de modo a manter um valor aproximado entre as diferentes parcelas somadas à função objetivo, obtém-se a função de minimização apresentada na equação (6.7).

$$f_{obj} = a_1 \ddot{z}_{rms} + a_2 \phi_{rms} + a_3 g_{1i} + a_4 g_{2i} + a_5 g_{3i} \quad (6.7)$$

onde,

f_{obj} : função objetivo a ser minimizada;

\ddot{z}_{rms} : valor RMS da aceleração vertical no modelo vertical;

ϕ_{rms} : valor RMS do ângulo de rolagem no modelo lateral;

$a_j \quad j=1,2,3,4,5$: constantes de ponderação

Os valores a_j utilizados são apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 Constantes de ponderação

Parâmetro	Valor
a_1	200
a_2	1
a_3	100
a_4	100
a_5	100

6.3 Análise de resultados

Os parâmetros do algoritmo genético são apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 Parâmetros do algoritmo genético

Parâmetro	Valor
Número de indivíduos	120
Número de gerações	25
Número total de iterações	3120
Tempo computacional (s)	81400

Os limites inferior e superior das variáveis de otimização foram definidos respectivamente como a metade e o dobro dos valores originais para as variáveis, correspondentes ao ônibus objeto de estudo. Os limites, assim como os valores otimizados encontrados são apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 Variáveis de otimização

Variável	Inicial	Limite inferior	Limite superior	Otimizado
Rigidez do fole de ar dianteiro (N/m)	133000	66500	266000	265228
Rigidez do fole de ar traseiro (N/m)	236000	118000	472000	123451
Coefficiente de amortecimento dianteiro (N s/m)	39370	19685	78740	76560
Coefficiente de amortecimento traseiro (N s/m)	76830	38415	153660	132915

Os valores do RMS da aceleração vertical, do RMS do ângulo de rolagem e da função objetivo antes e após otimização são apresentados na Tabela 6.4; observa-se que houve uma diminuição nos valores encontrados.

Tabela 6.4 Resultados da otimização

Função	Inicial	Após otimização	Diminuição (%)
RMS da aceleração vertical	2,5978	2,4155	7,01
RMS do ângulo de rolagem	0,01289	0,00969	24,8
Função objetivo	5,9488	4,3546	26,7

A variação da aceleração vertical no CG do corpo do ônibus é apresentada na Figura 6.3, se observando que prioritariamente houve uma diminuição de valores máximos, decorrente da negociação com os outros parâmetros conflitantes da função objetivo.

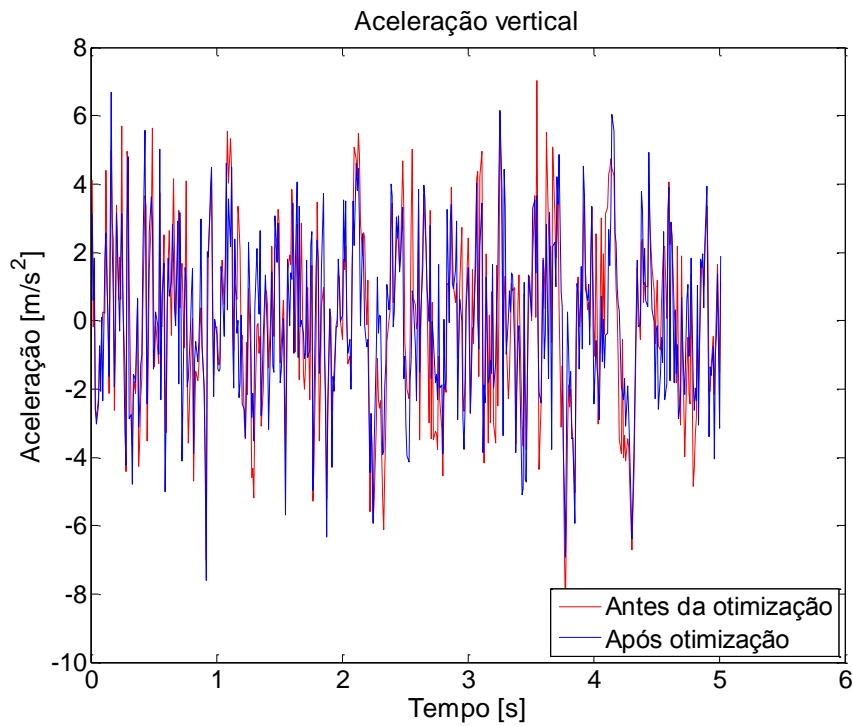


Figura 6.3 Otimização da aceleração vertical do CG do ônibus.

Fonte: Autor

A variação do ângulo de rolagem do corpo do ônibus é apresentada na Figura 6.4, se observando que prioritariamente houve uma diminuição de valores máximos, decorrente da negociação com os outros parâmetros conflitantes da função objetivo.

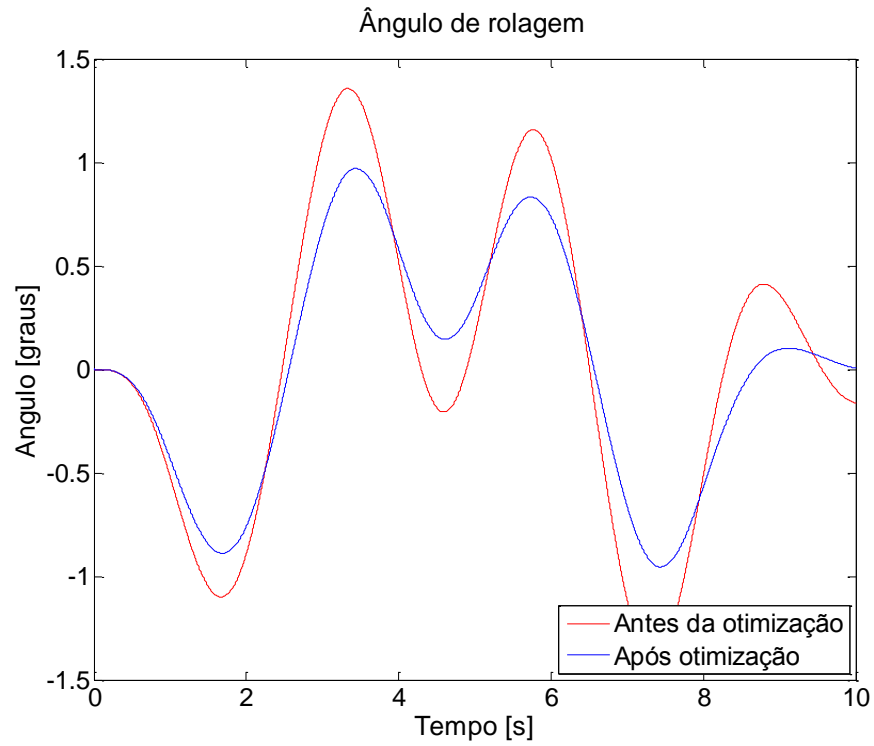


Figura 6.4 Otimização do ângulo de rolagem do ônibus.

Fonte: Autor

A convergência da função objetivo é apresentada na Figura 6.5, que indica que converge após a iteração de número 25, informação que pode ser utilizada para diminuir o tempo de otimização.

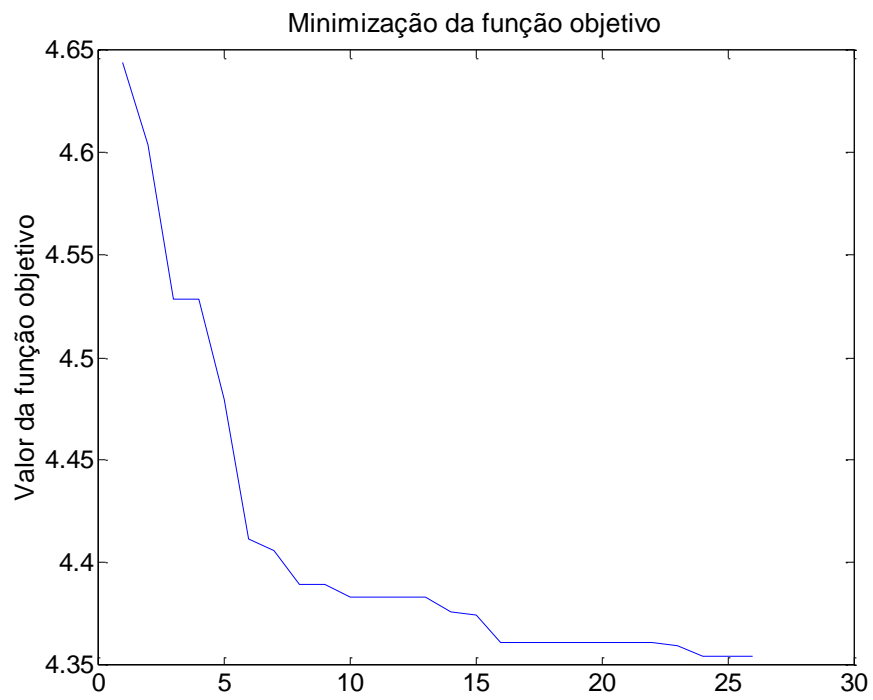


Figura 6.5 Variação da função objetivo.

Fonte: Autor

7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 Conclusões

Através de programação em MATLAB, foi implementado um modelo multicorpo de ônibus, de forma que ele é utilizado para fins de otimização do seu comportamento lateral, quando trafega realizando manobras laterais numa pista plana.

Devido à ausência de normas específicas e vigentes para avaliar a estabilidade de veículos tipo ônibus, houve a necessidade de desenvolver uma manobra exclusiva para esse segmento, do tipo mudança dupla de faixa – DLC.

Foram desenvolvidos testes experimentais do tipo DLC sob velocidades de 25 km/h, 40 km/h e 60 km/h; cujos resultados serviram para validar os testes computacionais realizados no programa desenvolvido e em programa multicorpo comercial TruckSim de dinâmica lateral.

Através de programação em MATLAB, foi implementado um modelo multicorpo de ônibus de forma que ele é utilizado para fins de otimização do seu comportamento vertical, quando trafega em pista com irregularidades do tipo randômico.

Foi desenvolvida uma função objetivo que consiste na composição penalizada do valor RMS do ângulo de rolagem da manobra lateral quanto ao *handling*, e de parâmetros associados ao conforto como o valor RMS da aceleração vertical, do deslocamento máximo da suspensão, e da deflexão máxima do pneu de forma a garantir aderência contínua à pista.

Após otimização por algoritmos genéticos do comportamento dinâmico lateral numa manobra DLC a 40 km/h e dinâmica vertical numa pista randômica de Classe C, segundo classificação da norma ISO 8608:1995, o valor RMS da aceleração vertical diminuiu 9,11%, o RMS do ângulo de rolagem diminuiu 5,73% e a função objetivo decresce em 7,61%; indicativo que podem ser exploradas outras manobras e tipos de pistas.

7.2 Trabalhos futuros

- Acrescentar um modelo na biblioteca do TruckSim com dados de um veículo Double Decker fabricado no Brasil, em parceria com um determinado fabricante de chassi.

- Utilizar a metodologia numérico-experimental deste trabalho para avaliação de outros modelos de ônibus, como por exemplo, em veículos *Single Decker* com e sem *Low Driver*.
- Desenvolver um comparativo do comportamento dinâmico considerando os principais tipos de ônibus.
- Sugerir, fundamentados por este trabalho, uma revisão das normas vigentes na atualidade e aplicáveis aos critérios e conceitos de fabricação de veículos de transporte coletivo, especificamente quanto ao posicionamento do CG.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABAL, Associação Brasileira do Alumínio. **O alumínio: Características químicas e físicas**. Disponível em: <<http://www.abal.org.br/aluminio>> Acesso em: 14 fev. 2013.

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR ISO 4130:2007 Veículos rodoviários automotores - Sistema de referência tridimensional e marcas de referência - Definições**, 2007, 2 p.

Albano, J.F. **Efeitos da Variação da Carga por Eixo, Pressão de Inflação e Tipo de Pneu na Resposta Elástica de um Pavimento**, Porto Alegre, 1998, 155 p., Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção), Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

AWS, American Welding Society. **Pesquisa AWS sobre aços utilizados na indústria**, 2001. Disponível em: <www.aws.org/brasil> Acesso em: 14 fev. 2013.

Bao, W.-N.; Chen, L.-P.; Zhang, Y.-Q.; Zhao, Y.-S. Fuzzy adaptive sliding mode controller for an air spring active suspension, **International Journal of Automotive Technology**, v. 13, n. 7, p 1057-1065, 2012.

Balbinot, A. **Caracterização dos Níveis de Vibração em Motoristas de Ônibus: Um Enfoque no Conforto e na Saúde**, Porto Alegre, 2001, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Baumal, A.E.; McPhee, J.J.; Calamai, P.H. Application of genetic algorithms to the design optimization of an active vehicle suspension system, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 163, n. 1-4, p. 87-94, 1998.

Becker, T. **Desenvolvimento de uma Mesa Vibratória para Estudos Sobre Vibração no Corpo Humano, Medições em um Grupo de Motoristas e Ajuste de um Modelo Biodinâmico**, Porto Alegre, 2006, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Baoretto, J. **Comportamento Estrutural de um Chassi de Semirreboque Submetido a Manobras Relacionadas às Dinâmicas Lateral e Vertical**, Porto Alegre, 2012, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Boessio, M.L. **Análise e Dimensionamento de Estruturas de Ônibus Considerando a Fadiga e Utilizando Ferramentas de Confiabilidade e Otimização**, Porto Alegre, 2002, Tese (Doutorado em Engenharia Civil), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Breytenbach, B.; Els, P.S. Optimal vehicle suspension characteristics for increased structural fatigue life, **Journal of Terramechanics**, v. 48, n. 6, p. 397-408, 2011.

Campos, M. **A Política Econômica do Governo Kubitschek (1956-1961): O Discurso em Ação**, Porto Alegre, 2007, Dissertação (Mestrado), Programa de Pós-Graduação em Economia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

CBA, Companhia Brasileira do Alumínio. **Carrocerias para ônibus e distribuidores de peças**. Disponível em: <<http://www.aluminiocba.com.br>> Acesso em: 02 out. 2013.

Carreirão, C. **Estudo do Comportamento Dinâmico de Ônibus com Diferentes Arranjos de Eixos**, Curitiba, 2003, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Ciapparini, J.V. **Avaliação de Fadiga de uma Carroceria de Ônibus Submetida a Diferentes Perfis de Pista**, Porto Alegre, 2012, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

CNT, Confederação Nacional de Transporte. **Pesquisa CNT de rodovias**. Disponível em: <<http://www.cnt.org.br>> Acesso em: 20 set. 2013.

CONTRAN, Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução 210/06 Estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres e dá outras providências**, 2006.

CONTRAN, Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução 258/07 Regulamenta os artigos 231, X e 323 do Código Trânsito Brasileiro Fixa metodologia de aferição de peso de veículos, estabelece percentuais de tolerância e dá outras providências**, 2007, 5 p.

CONTRAN, Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução 316/09 Estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte coletivo de passageiros M2 e M3 (tipos microônibus e ônibus) de fabricação nacional e estrangeira**, 2009, 83 p.

CONTRAN, Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução 365/10 Altera o prazo previsto no artigo 17 da Resolução CONTRAN nº 258/2007, que regulamenta os artigos 231, X e 323 do Código de Trânsito Brasileiro, fixa metodologia de aferição de peso de veículos, estabelece percentuais de tolerância e dá outras providências**, 2010, 1 p.

CONTRAN, Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução 489/14 Altera os artigos 5º e 9º da Resolução nº 258, de 30 de novembro de 2007, do Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN, que regulamenta os artigos 231 e 323 do Código de Trânsito Brasileiro, fixa metodologia de aferição de peso de veículos, estabelece percentuais de tolerância e dá outras providências**, 2014, 2 p.

CONTRAN, Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução 502/14 Acrescenta o Art. 2-A à Resolução nº 210, de 13 de novembro de 2006, do Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN, que estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitam por vias terrestres e dá outras providências**, 2014, 2 p.

CONTRAN, Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução 353/10 Altera o prazo previsto no artigo 17 da Resolução CONTRAN nº 258/2007, que regulamenta os artigos**

231, X e 323 do Código de Trânsito Brasileiro, fixa metodologia de aferição de peso de veículos, estabelece percentuais de tolerância e dá outras providências, 2010.

Cruz, M.G.H. **Estudo da substituição de aço convencional por aço de baixa liga e alta resistência (BLAR) em módulo estrutural**, Caxias do Sul, 2006, 104 p., Dissertação (Mestrado em Materiais), Programa de Pós-Graduação em Materiais, Universidade de Caxias do Sul.

CSN, Catálogo. **Aço zincado por imersão a quente**. Disponível em: <<http://www.csn.com.br>>. Acesso em: 14 de fev. 2013.

Dias de Meira Junior, A. **Avaliação do Comportamento da Estrutura de Ônibus Rodoviário Solicitado a Impacto Frontal**, Porto Alegre, 2010, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Dugoff, H.; Fancher, P.; Segel, L. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance, **SAE Transactions**, v. 79-A, p. 341-366, SAE Technical Paper 700377, 1970.

Ellis, J.R. **Vehicle Handling Dynamics**. Suffolk, UK: Mechanical Engineering Publications, 1994, 199 p.

Esmailzadeh, E.; Goodarzi, A.; Vossoughi, G.R. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling, **Journal of Mechatronics**, v. 13, n. 7, p. 659-675, 2003.

Gauchia, A.; Diaz, V.; Boada, M.J.L.; Boada, B.L. Torsional stiffness and weight optimization of a real bus structure, **International Journal of Automotive Technology**, v. 11, n. 1, p. 41-47, 2010.

Gillespie, T.D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Warrendale-PA, USA: Society of Automotive Engineers, 1992, 495 p.

Goedel, F. **Aspectos Relacionados com o Impacto Semi-Frontal em Ônibus Rodoviário**, Porto Alegre, 2013, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Gürsel, K.T.; Gürsesli, S. Analysis of the superstructure of a designed bus in accordance with regulations ECE R 66. **G.U. Journal of Science**, v. 23, n. 1, p. 71-79, 2010.

Hasagasioglu, S.; Kilicaslan, K.; Atabay, O.; Güney, A. Vehicle dynamics analysis of a heavy-duty commercial vehicle by using multibody simulation methods, **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 60, n. 5-8, p. 825-839, 2012.

ISO, International Organization for Standardization. **ISO 14791:2000 Road Vehicles – Heavy Commercial Vehicle Combinations and Articulated Buses – Lateral Stability Test Methods**, 2000, 26 p.

ISO, International Organization for Standardization. **ISO 3888-1:1999(en) Passenger Cars – Test Track for a Severe Lane-Change Maneuver – Part 1: Double Lane-Change**, 1999.

ISO, International Organization for Standardization. **ISO 3888-2:2011 Passenger Cars – Test Track For a Severe Lane-Change Maneuver Part 2: Obstacle Avoidance**, 2011.

ISO, International Organization for Standardization. **ISO 4130:1978 Road Vehicles – Three Dimensional Reference System and Fiducial Marks Definitions**, 1978, 2 p.

ISO, International Organization for Standardization. **ISO 8608:1995 Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of measured data**, 1995, 34 p.

ISO, International Organization for Standardization. **ISO 8855:2011(en) Road Vehicles - Vehicle Dynamics And Road-holding Ability – Vocabulary**, 2011.

Jun, K.J.; Park, T.W.; Lee, S.H; Jung, S.P; Yoon, J.W. Prediction of fatigue life and estimation of its reliability on the parts of an air suspension system, **International Journal of Automotive Technology**, v. 9, n. 6, p. 741-747, 2008.

Keedi, S. **Transportes, Unitização e Seguros Internacionais de Carga: Prática e Exercícios - Com Ampla Abordagem do Incoterms 2010**. São Paulo: Aduaneiras, 2011, 312 p.

Kim, H.; Lee, H. Height and leveling control of automotive air suspension system using sliding mode approach, **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v. 60, n. 5, p. 2027-2041, 2011.

Kim, J. Analysis of handling performance based on simplified lateral vehicle dynamics, **International Journal of Automotive Technology**, v. 9, n. 6, p. 687-693, 2008.

Lan, F.; Chen, J.; Lin, J. Comparative analysis for bus side structures and lightweight optimization, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 218, n. 10, p. 1067-1075, 2004.

Liang, C.-C.; Le, G.-N. Optimization of bus rollover strength by consideration of the energy absorption ability. **International Journal of Automotive Technology**, v. 11, n. 2, p. 173-185, 2010a.

Liang, C.-C.; Le, G.-N. Analysis of bus rollover protection under legislated standards using LS-Dyna software simulation techniques. **International Journal of Automotive Technology**, v. 11, n. 4, p. 495-506, 2010b.

Lima Neto, O. **Transportes no Brasil: História e Reflexões**. Brasília: GEIPOT Empresa Brasileira de Planejamento de Transportes, 2001, 512 p.

Mokhiamar, O.; Abe, M. Effects of model response on model following type of combined lateral force and yaw moment control performance for active vehicle handling safety, **Japan Society of Automotive Engineers Review**, v. 23, n. 4, p. 437-480, 2002.

Morsch, I.B. **Análise Estrutural de Veículos Comerciais Tipo Ônibus**, Porto Alegre, 2001, Tese (Doutorado em Engenharia Civil), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Pavan, L. **Análise Modal e Otimização Numérica de Sistemas Acoplados Vibroacústicos Tridimensionais**, Porto Alegre, 2008, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Pereira, L.A.G.; Lessa, S.N.; Cardoso, A.D. Planejamento e transporte rodoviário no Brasil. Em: **Colóquio Internacional (Des)Envolvimentos Contra a Pobreza: Mediações Teóricas, Técnicas e Políticas**, 2008, Montes Claros. Anais do Colóquio Internacional (Des)Envolvimentos Contra a Pobreza: Mediações Teóricas, Técnicas e Políticas. Montes Claros: UNIMONTES, 2008. p. 1-20.

Randon. Campo de Provas – Foto Aérea. Disponível em: <<http://www.empresasrandon.com.br/pt/proving-ground>> Acesso em: 10 mai. 2014.

Ryu, Y.I.; Kang, D.O.; Heo, S.J.; In, J.H. Rollover mitigation for a heavy commercial vehicle, **International Journal of Automotive Technology**, v. 11, n. 2, p 283-287, 2010.

Rodrigues, P.R.A. **Introdução aos Sistemas de Transporte no Brasil e à Logística Internacional**. 4.ed. São Paulo: Aduaneiras, 2007, 248 p.

SAE, Society of Automotive Engineers. **SAE J670 200801 Vehicle Dynamics Terminology**, 2008, 73 p.

Santos, A.M.M.M.; Pinhão, C.M.M. **Aços galvanizados para a indústria automobilística**. IGEA – Área de operações Industriais 2 – AO2, Porto Alegre, out. 2000, Nº 35. Disponível em: <http://www.bndespar.gov.br/SiteBNDES/export/sites/default/bndes_pt/Galerias/Arquivos/conhecimento/setorial/get2is35.pdf>. Acesso em: 20 jan. 2012.

Scania. **Especificação Técnica: Chassis para Ônibus**. Disponível em: <<http://www.scania.com.br/onibus/>> Acesso em: 20 abr. 2014.

Scania, **Manual do Encarroçador**. Edição 2013.4 pt-BR, 2013.

SEW 097. Hot- and cold-rolled multiphase steel flat products for cold forming. 2000.

Shinozuka, M.; Jan, C.-M. Digital Simulation of Random Processes and its Applications, **Journal of Sound and Vibration**, v. 25, n. 1, p. 111-128, 1972.

Smith, E.D.; Starkey, J.M. Effects of model complexity on the performance of automated vehicle steering controllers: Model, development, validation and comparison, **Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility**, v. 24, n. 2, p. 163-181, 1995.

Tech, T.W. **Proposta de Metodologia para Otimização Estrutural de um Ônibus em Condição de Tombamento**, Porto Alegre, 2009, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Thoresson, M.J.; Uys, P.E.; Els, P.S.; Snyman, J.A. Efficient optimisation of a vehicle suspension system, using a gradient-based approximation method, Part 1: Mathematical modelling, **Mathematical and Computer Modelling**, v. 50, n. 9-10, p. 1421-1436, 2009a.

Thoresson, M.J.; Uys, P.E.; Els, P.S.; Snyman, J.A. Efficient optimisation of a vehicle suspension system, using a gradient-based approximation method, Part 2: Optimisation results, **Mathematical and Computer Modelling**, v. 50, n. 9-10, p. 1437-1447, 2009b.

Uhlmann, C.E. **Análise da Influência da Barra Estabilizadora no Ângulo de Rolagem da Suspensão Dianteira de Ônibus**, Porto Alegre, 2009, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

UNECE, United Nations Economic Commission for Europe. **Regulamento R66.02:2011 Prescrições Uniformes Aplicáveis à Homologação de Veículos de Passageiros de Grande Capacidade no que se Refere à Resistência da Superestrutura**, 2011.

Uys, P.E.; Els, P.S.; Thoresson, M.J. Criteria for handling measurement, **Journal of Terramechanics**, v. 43, n. 1, p. 43-67, 2006.

Walber, M. **Avaliação dos Níveis de Vibração Existentes em Passageiros de Ônibus Rodoviários Intermunicipais, Análise e Modificação Projetual**, Porto Alegre, 2009, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Wallentowitz, H.; Leyers, J.; Parr, T. **Materials for Future Automotive Body Structures**. Business Briefing: Global Automotive Manufacturing & Technology, 2003, 4 p.

Westhuizen, S.F. van der; Els, P.S. Slow active suspension control for rollover prevention, **Journal of Terramechanics**, v. 50, n. 1, p. 29-36, 2013.

Wong, J.W. **Theory of Ground Vehicles**. 3.ed. Ottawa: John Wiley & Sons, 2001, 528 p.

Wu, J.; Wang, Q.; Wei, X.; Tang, H. Studies on improving vehicle handling and lane keeping performance of closed-loop driver-vehicle system with integrated chassis control, **Mathematics and Computers in Simulation**, v. 80, n. 12, p. 2297-2308, 2010.

Zanol, E.J. **Avaliação dos Níveis de Vibração de Corpo Inteiro Sofridos por Motoristas de Ônibus Urbanos em Diferentes Tipos de Pistas**, Porto Alegre, 2014, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

APÊNDICE A CONCEITOS FUNDAMENTAIS SOBRE ÔNIBUS

Neste Apêndice são apresentadas as principais normativas que regem as dimensões, características estruturais, carregamentos e materiais, que influenciam no comportamento dinâmico e conseqüente segurança dos veículos do tipo ônibus.

A.1 Generalidades

Atualmente os ônibus fabricados no Brasil operam em todos os continentes, e em função da associação dos limitantes dimensionais estabelecidos pela legislação de cada país, acabam por induzir no caso dos ônibus rodoviários, comprimentos máximos de 15,00 m, alturas máximas de 4,40 m e larguras máximas de 2,60 m. São fabricados sobre chassis de tração 4×2 (4 pontos generalizados de apoio sendo 2 de tração), conforme Figura A.1, 6×2, conforme Figura A.2 e 8×2, conforme Figura A.3, com alta gama de marcas de chassis para ônibus, como por exemplo Scania, Volvo, Mercedes, Volkswagen, Iveco, Agrale, Daewoo, Hyundai, Chevrolet, Isuzu, entre outros. A estrutura dos veículos é composta por perfis tubulares e de chapas de aço galvanizados. A união dos componentes da estrutura das carrocerias e da mesma com o chassi é realizada por uniões soldadas.

Segundo a Resolução CONTRAN 316/09, veículos da categoria M2, são veículos para o transporte de passageiros dotados de mais de 8 lugares além do condutor, com peso bruto total (PBT) inferior ou igual a 5,0 toneladas; e veículos da categoria M3, são veículos para o transporte de passageiros dotados de mais de 8 lugares além do condutor, com PBT superior a 5,0 toneladas. O veículo objeto deste trabalho é classificado perante a Resolução CONTRAN 316/09, como um veículo da Categoria M3.

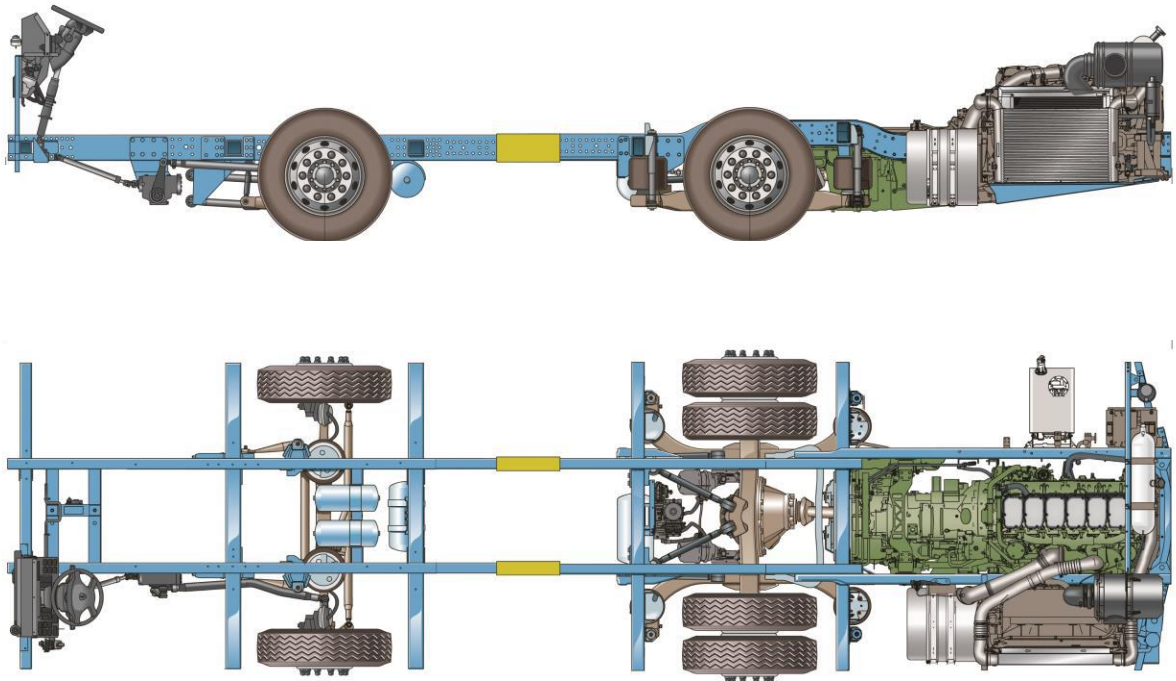


Figura A.1 Chassi de veículo M3, com tração 4×2, suspensão pneumática e motor traseiro.

Fonte: Scania, 2014

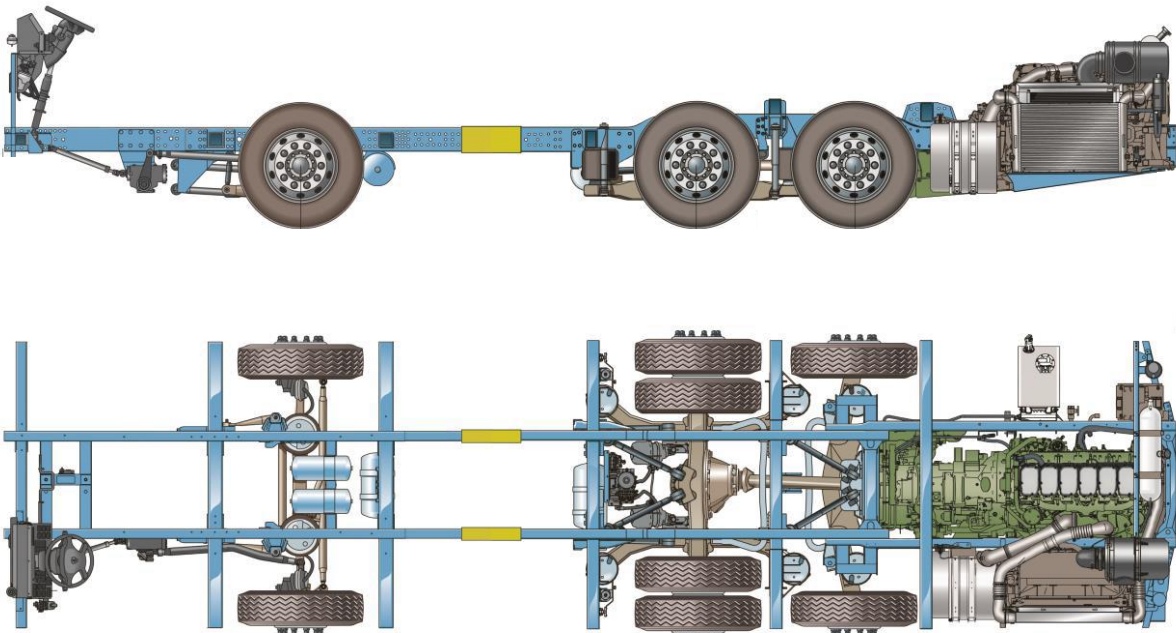


Figura A.2 Chassi de veículo M3, com tração 6×2, suspensão pneumática e motor traseiro.

Fonte: Scania, 2014

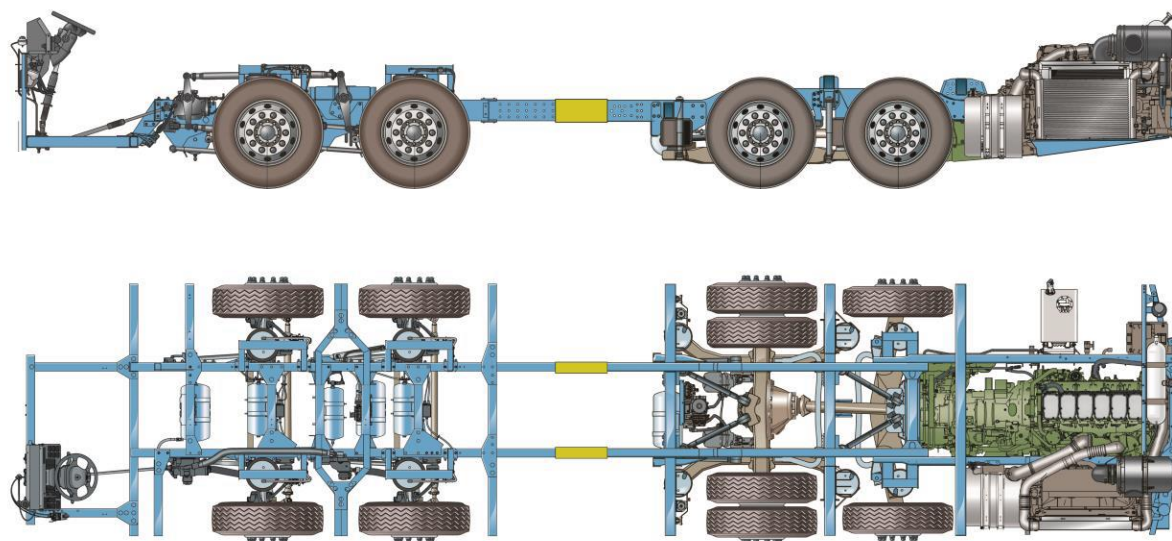


Figura A.3 Chassi de veículo M3, com tração 8×2, suspensão pneumática e motor traseiro.

Fonte: Scania, 2014

A.2 Principais normativas e considerações aplicadas á fabricação de ônibus

Para o desenvolvimento da estrutura e fabricação de um veículo de transporte de passageiros em âmbito nacional e internacional, é necessário o atendimento de normas e considerações específicas. Tais fatores garantem a segurança e integridade física dos passageiros quando da ocorrência de um acidente de trânsito padrão, dentro da magnitude estipulada pelas normas.

As Resoluções do CONTRAN aplicadas para o mercado interno e o Regulamento da Comunidade Europeia, válida para todos os mercados de exportação, são empregadas para garantir a segurança dos usuários de um ônibus.

A.2.1 Forças atuantes na carroceria

As carrocerias de ônibus são projetadas e construídas de forma que suportem todas as forças dinâmicas que surgem durante sua vida útil.

No caso dos ônibus rodoviários, em sua grande maioria, utilizam chassis com suspensão pneumática e motores traseiros, onde para fins de melhor entendimento do encarroçamento, é considerado que cada chassi é constituído pelo somatório de três módulos (partes).

Módulo dianteiro: Onde está o posto do motorista, caixa de direção, eixo dianteiro e outros;

Módulo central ou terceiro módulo: Serve como união estrutural entre o módulo dianteiro e o módulo traseiro, permitindo que o chassi tenha um entre eixos de cerca de 3 m e possa rodar em pisos planos, mesmo antes de ser alongado e receber a carroceria, uma vez que a carga atuante no eixo dianteiro (direcional), nessa fase é baixa, não passando de 500 kg. Quando o chassi entra no processo de encarroçamento, o módulo central é simplesmente descartado, abrindo espaço para um entre eixos maior, sempre de acordo a necessidade de cada projeto. Esse novo entre eixos é constituído da estrutura treliçada do próprio corpo da carroceria, região onde estão os compartimentos de bagagem do entre eixos, e serve para unir os módulos dianteiro e traseiro.

Módulo traseiro: Nele está o motor, a caixa de transmissão, o sistema de arrefecimento do motor, o compressor de ar, o eixo traseiro, e outros.

O módulo dianteiro e o módulo traseiro transferem as forças dinâmicas que surgem na carroceria até a superfície da estrada.

A estrutura lateral de um ônibus pode ser vista como se fosse uma viga de alta resistência à flexão, e quando devidamente unida com as amarrações estruturais que passam por baixo do assoalho, justamente para unir os módulos dianteiro e traseiro, consegue suportar torção elevada, resultando em um veículo completo e resistente.

A carroceria do ônibus tem que suportar uma combinação de forças dinâmicas em todas as direções, que podem ser discretizadas nas três direções principais, verticalmente (F_z), longitudinalmente (F_x) e transversalmente (F_y), conforme mostra a Figura A.4.

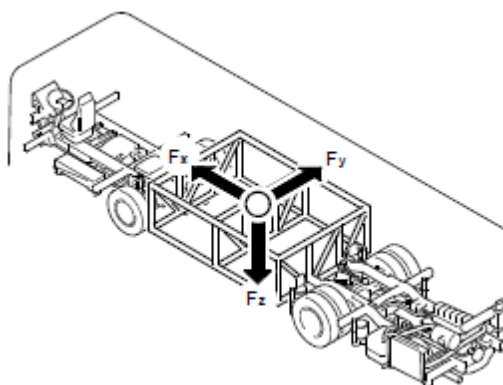


Figura A.4 Direção das forças principais atuantes na carroceria.

A.2.1.1 Forças Verticais

As forças verticais são causadas por acelerações dos movimentos da suspensão e a carga estática da carroceria, passageiros e bagagem. Quando o ônibus, por exemplo, executa uma curva, forças verticais agem sobre toda a extensão das laterais do ônibus.

As laterais da carroceria formam um conjunto resistente quando são construídas por meio de estruturação de perfis diagonais, os quais criam a impressão de painéis triangulares na estrutura lateral, conforme mostra a Figura A.5, onde “1” representa um perfil diagonal e “2” a figura representativa de um triângulo na estrutura.

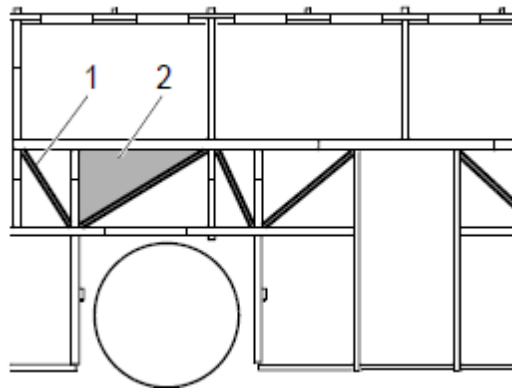


Figura A.5 Perfis da estrutura lateral da carroceria.

Fonte: Scania, 2013

A estrutura é projetada de modo que as cargas sejam transmitidas aos pontos apropriados do chassi, de acordo com a recomendação de cada fabricante de chassi.

Os perfis diagonais sempre se encontram onde as forças entram na lateral da carroceria, sendo que estas são ocasionadas pelas reações vindas do piso, conforme apresenta a Figura A.6.

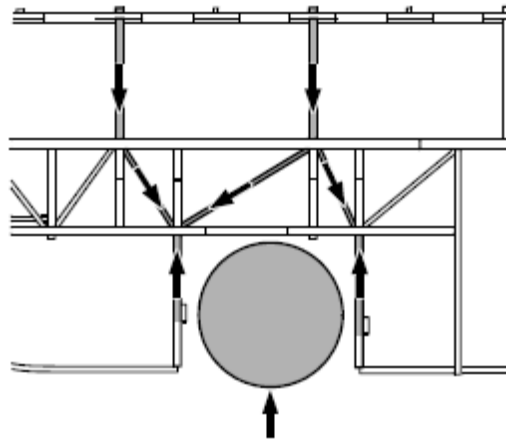


Figura A.6 Distribuição de forças verticais na estrutura lateral.

Fonte: Scania, 2013

As forças verticais percorrem os módulos traseiros desde os suportes traseiros do motor, até as longarinas laterais da carroceria, passando em seguida para as escoras do chassi sobre o eixo traseiro, onde são absorvidas pelas 4 ou 6 bolsas de ar do módulo traseiro, dependendo se for veículo 4×2 ou 6×2, conforme mostra a Figura A.7.

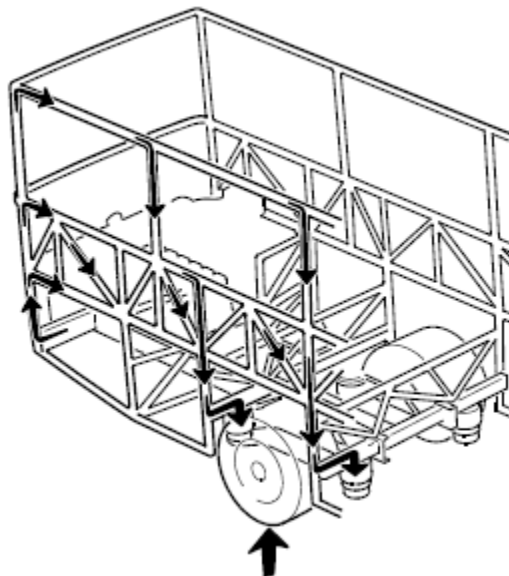


Figura A.7 Efeitos das forças verticais no módulo traseiro.

Fonte: Scania, 2013

As forças verticais atuantes no módulo dianteiro do chassi são absorvidas pelas bolsas de ar do eixo dianteiro, conforme aponta a Figura A.8, e são menores do que as forças

atuantes no módulo traseiro, por agrupar menor quantidade de equipamentos e suportar uma parcela bem menor de carroceria.

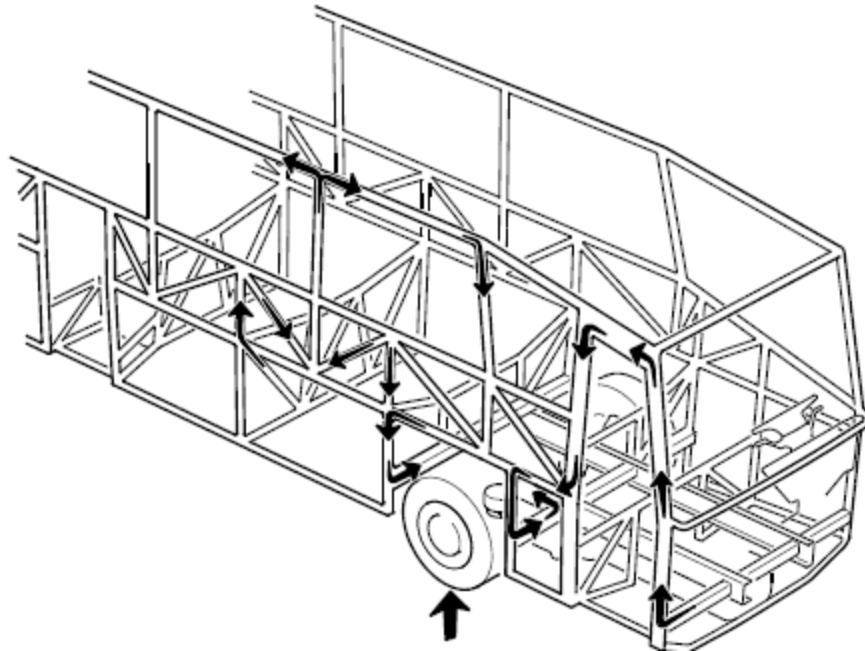


Figura A.8 Efeitos das forças verticais no módulo dianteiro e no módulo central.

Fonte: Scania, 2013

No módulo central da carroceria, como representa a região que suporta a maior parte da massa dos passageiros e bagagem, ocorrem forças que seguem pelas laterais da carroceria até as câmaras de ar, de acordo à Figura A.8.

Nessa parte pode surgir torção elevada, se durante condução em estradas precárias, uma roda dianteira em um lado e uma roda traseira do outro lado do ônibus, atingirem os batentes de fim de curso da suspensão ao mesmo tempo.

Quando existe porta no entre eixos, grande parte das forças verticais passa por essa região, causando elevada concentração de esforços, conforme mostra a Figura A.9.

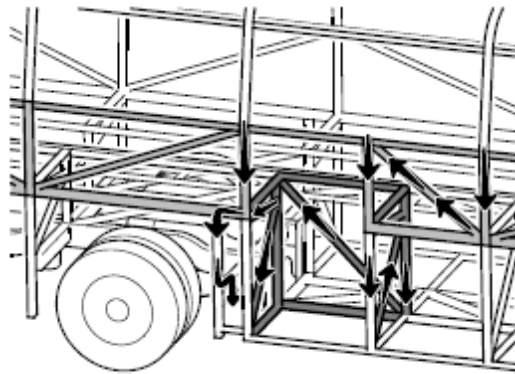


Figura A.9 Efeito das forças verticais na região de uma porta localizada no entre eixos.

Fonte: Scania, 2013

A.2.1.2 Forças Longitudinais

As forças longitudinais na estrutura surgem da própria carga atuante de passageiros e bagagem, da frenagem, aceleração e ao dirigir sobre pisos irregulares. Quando ocorrem esses eventos, o peso do teto resulta em forças nas laterais da carroceria e a massa dos passageiros e bagagem, resulta em forças na estrutura do assoalho e módulo central.

Essas forças são absorvidas nas laterais da carroceria, pelas juntas de reforço, janelas e assoalho, que se combinam na parte inferior das laterais da carroceria, no assoalho e módulo central, passando pela armação do chassi, barras estabilizadoras e chegando até as rodas, conforme mostra a Figura A.10.

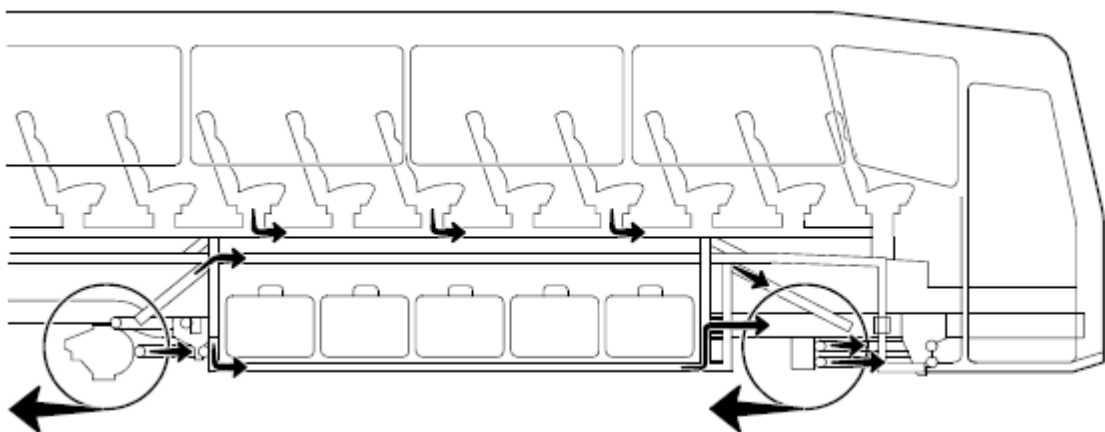


Figura A.10 Distribuição de forças longitudinais na estrutura.

Fonte: Scania, 2013

A.2.1.3 Forças Laterais

As forças laterais surgem através de curvas e mudanças de pista, entre outros fatores, e causam efeitos na estrutura do ônibus, especialmente no teto, que é empurrado para fora nas laterais, pois as forças são restringidas pela parte inferior da carroceria e pelas rodas.

Essas forças tentam curvar a carroceria em torno das fixações do eixo, e criam pressões no canto, entre as juntas de reforço da lateral da carroceria e as juntas de reforço do teto. Essas forças laterais também criam pressões na seção inferior de reforço da lateral da carroceria e na união dessas partes, conforme apontam as seções marcadas com “A” da Figura A.11.

O fechamento da traseira da carroceria, que ocorre por meio de peças de fibra de vidro e vidro, reforça a traseira da carroceria, enquanto na parte dianteira, tal reforço é obtido pela utilização do para-brisa, sendo que o projeto dessas partes tem fundamental importância num eventual caso de capotamento, nos moldes da norma R66 (Regulamento Europeu que trata da resistência da estrutura do ônibus). As seções “A” indicadas na Figura A.11 são as que mais sofrem concentração de carregamentos devido à atuação das forças laterais.

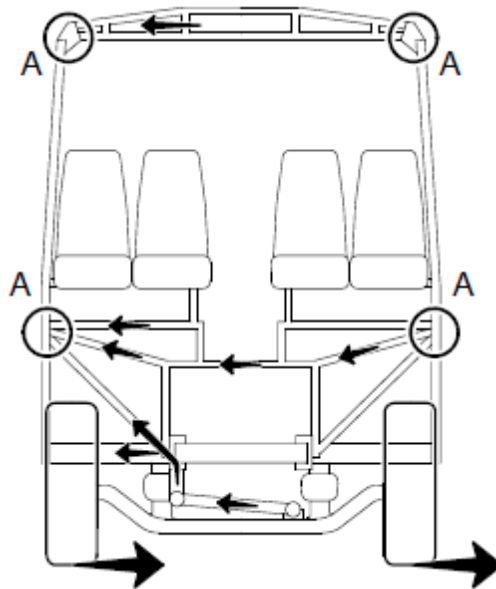


Figura A.11 Distribuição de forças laterais na estrutura.

Fonte: Scania, 2013

A.2.2 Resolução CONTRAN 316/09

Esta normativa trata dos métodos de ensaio exigidos para garantir a segurança dos passageiros, dentro de um veículo do transporte de passageiros das categorias M2 e M3. Ela é composta de diversos anexos separados por ensaios e procedimentos para a avaliação da estrutura. A seguir serão apresentados os pontos principais dos anexos aplicados para uma melhor compreensão dos ensaios e exigências a serem observados na fabricação do veículo.

A definição dessa normativa será explorada em duas partes, sendo a primeira relacionada à estabilidade do veículo e a segunda referente à sua resistência estrutural.

A.2.2.1 Ensaio de Estabilidade

Este relata a obrigatoriedade de atendimento do referido ensaio para veículos da categoria M2 e M3 de aplicação rodoviária, sendo opcional para veículos de aplicação urbana e escolar.

Conforme a Resolução CONTRAN 316/09, a estabilidade dos veículos deve garantir que a superfície sobre a qual se encontra o veículo possa ser inclinada para ambos os lados, em um ângulo de 28° em relação à horizontal, sem ocorrer o capotamento, conforme mostra a Figura A.12.



Figura A.12 Modelo de plataforma para ensaio de inclinação lateral na Argentina.

Fonte: Autor

Segundo a Resolução CONTRAN 316/09, para a realização do ensaio de estabilidade o veículo deve apresentar-se com a sua massa em ordem de marcha, definida como sendo a massa do veículo com carroceria (incluídos líquidos, ferramentas e estepe, se instalados, o motorista e um membro da tripulação se o veículo dispõe de assento para tal), acrescida de cargas iguais a Q , de acordo com a Tabela A.1, colocada em cada assento de passageiro.

Tabela A.1 Cargas para ensaio de estabilidade

Aplicação do Veículo	Carga Q (kg)
Urbano	68
Rodoviário	71 (*)

(*) Incluídos 3 kg de bagagem de mão

Fonte: Adaptado da Resolução do CONTRAN 316/09

A.2.2.2 Verificação do limite de estabilidade em condições estáticas por aplicação de um método de cálculo

Conforme Resolução CONTRAN 316/09, poderá recorrer-se a um método de cálculo para demonstrar que o veículo não sofre capotamento. Os parâmetros a seguir devem ser observados:

- a) Massa e dimensões;
- b) Altura do CG;
- c) Flexibilidade da suspensão;
- d) Elasticidade vertical e horizontal dos pneus;
- e) Características da regulação da pressão do ar na suspensão pneumática;
- f) Posição do centro de momentos;
- g) Resistência da carroceria à torção.

Nos preparativos para os cálculos, o veículo deve ser representado por um sistema de eixos tridimensionais. Devido à posição do CG da carroceria do veículo e às diferentes flexibilidades da suspensão e dos pneus, a elevação dos eixos num dos lados do veículo como resultado de uma aceleração lateral não é, em geral, simultânea. Nestas circunstâncias, a inclinação lateral da carroceria sobre cada eixo deve ser verificada considerando-se que as rodas do eixo ou dos outros eixos permanecem no solo.

Parâmetros como a distância entre eixos, a largura dos pneus, as massas suspensa/não suspensas, a posição do CG do veículo, a contração, o alongamento e a flexibilidade da suspensão do veículo e ainda a não linearidade, a elasticidade horizontal e vertical dos pneus, a torção da superestrutura e a posição do centro de rolamento dos eixos devem ser observados. A validação do método de cálculo deve ser estabelecida com base no ensaio prático comparativo de um veículo similar.

A.2.2.3 Procedimento para avaliação estrutural de veículos M2 e M3

O Anexo III da Resolução CONTRAN 316/09, trata dos procedimentos de avaliação estrutural de carrocerias, onde são aplicados três itens obrigatórios a serem observados no projeto: resistência ao capotamento, resistência ao impacto frontal e lateral.

A.2.2.4 Condições de resistência frente ao capotamento

Conforme a Resolução CONTRAN 316/09, a estrutura da carroceria deverá ser projetada para resistir a uma carga estática, sobre o teto, equivalente a 50% do P_{MAch} (peso máximo admissível do chassi), distribuído uniformemente ao longo do mesmo, durante cinco minutos, sem experimentar deformações, em qualquer ponto, que superem 70 mm.

Também deve suportar, como mínimo, uma carga estática horizontal igual a 15% do P_{MAch} , distribuído uniformemente sobre cada um dos pórticos (Figura A.13), aplicado à altura do engate lateral com o teto, sobre a janela, sem que o mesmo sofra um deslocamento horizontal maior de 140 mm. A carga deverá manter-se aplicada durante um intervalo de tempo não inferior a 5 min.

Para a realização deste ensaio deve ser construído um módulo (seção) experimental, fielmente representativo de uma estrutura completa, o qual deve corresponder ao maior vão estrutural correspondente ao maior passo de janelas a cada lado dos respectivos anéis de estrutura das laterais e teto, desde o nível do piso do veículo até a parte superior da estrutura, conforme mostra a Figura A.13, para veículos de um piso e conforme mostra a Figura A.14, para veículos de dois andares.

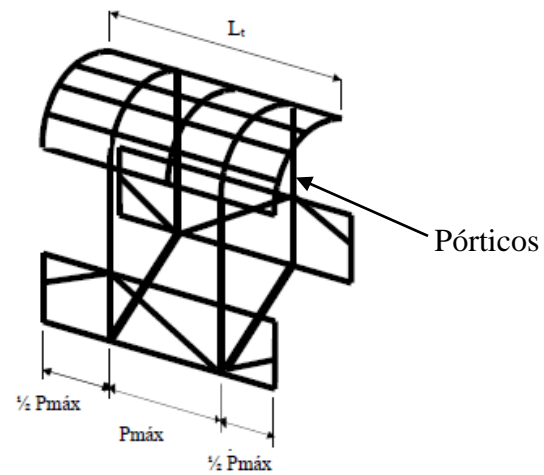


Figura A.13 Detalhe do módulo experimental.

Fonte: Resolução CONTRAN 316/09



Figura A.14 Seção ou módulo experimental do ônibus de dois andares.

Fonte: Autor

Para determinação da carga aplicada horizontalmente sobre o teto do módulo experimental deve-se aplicar a Equação (A.1).

$$C = \frac{P_{MAch} \times 0,5 \times 2P_{máx}}{L_t} \quad (A.1)$$

onde,

- C : carga no teto (kgf);
 P_{MAch} : peso máximo admissível do chassi (kgf);
 $P_{máx}$: passo entre os arcos das janelas (mm);
 L_t : comprimento total do veículo (mm).

E para a determinação da carga aplicada horizontalmente sobre a lateral do módulo experimental deve-se aplicar a Equação (A.2).

$$T = \frac{P_{MAch} \times 0,15}{n} \quad (A.2)$$

onde,

- T : força lateral (kgf);
 P_{MAch} : peso máximo admissível do chassi (kgf);
 n : número de pórticos formados pelos arcos do teto com as colunas (frente e traseira consideram-se como dois pórticos a mais).

Conforme a Resolução CONTRAN 316/09, a carga se aplicará diretamente por meio de chapas de aço, de fina espessura (máximo de 2 mm), de forma transversal ao módulo, sobre os arcos de cada anel da estrutura, dividida em duas partes iguais e o comprimento das chapas será tal que alcance a largura total do teto do módulo.

A.2.2.5 Resistência ao impacto frontal e lateral

A Resolução CONTRAN 316/09, apresenta no seu Apêndice 1 os métodos para ensaio relativos ao impacto frontal e lateral do veículo.



Figura A.15 Teste de impacto frontal.

Fonte: Autor

Segundo a Resolução CONTRAN 316/09, os veículos onde o piso dos assentos se encontra a menos de 1,5 m de altura em relação ao nível do solo devem contar com uma proteção contra impactos na lateral esquerda.

A proteção deverá ser colocada em sentido longitudinal, a partir do nível do assoalho de fixação dos assentos e até uma altura não inferior a 250 mm, de acordo com a Figura A.16.

A proteção pode ser confeccionada por uma chapa de aço, com característica dimensional de 2 mm de espessura ($\pm 5\%$) ou apresentar condições de resistência similares, soldada à travessa inferior da lateral ou travessa do assoalho desde o suporte dianteiro da primeira fila de assentos até o suporte traseiro da última fila de assentos e a cada um dos suportes e travessas na área do parapeito das respectivas janelas.

Se os assentos são fixados também ao painel lateral, por fixação do tipo fusível, a referida chapa de aço de 2 mm de espessura ($\pm 5\%$), deverá ser firmemente soldada ao perfil de fixação dos assentos .

Em substituição ao descrito anteriormente, poderá instalar-se uma chapa externa ou interna de aço de 1,25 mm de espessura e de 500 mm de altura, soldada em condições similares.

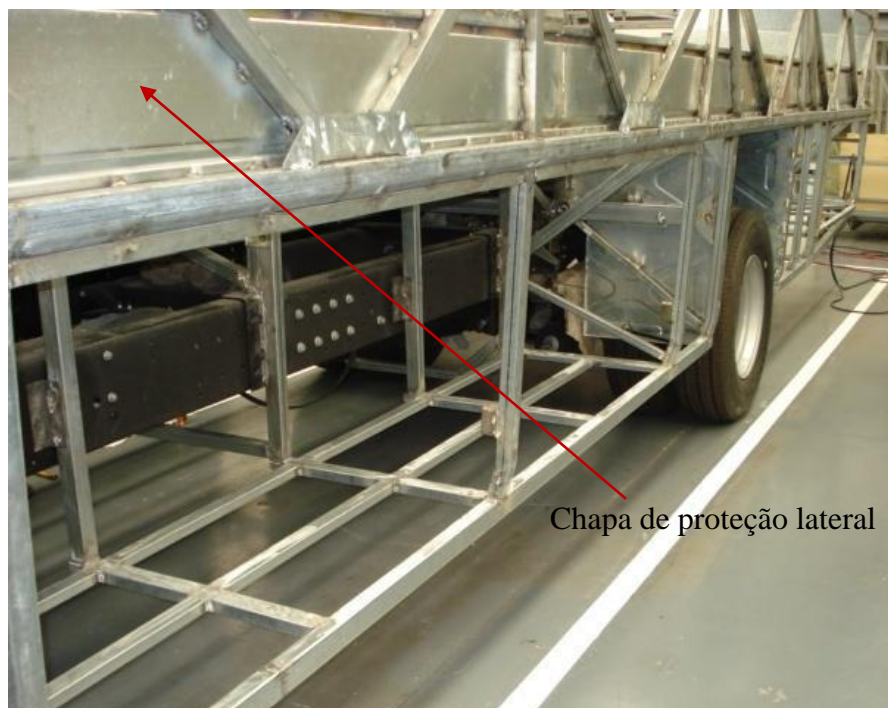


Figura A.16 Chapa de proteção lateral.

Fonte: Autor

A.2.2.6 Resistência da superestrutura

A superestrutura é definida pelas partes da estrutura do veículo que contribuem para a resistência deste em caso de acidente com capotamento [CONTRAN 316, 2009].

A resistência da superestrutura garante aos passageiros, espaço residual¹ suficiente para sua segurança, durante e após a aplicação de um dos métodos de ensaio ou cálculo previstos no Item 3, Anexo III da Resolução CONTRAN 316/09. Estes métodos são:

- a) Ensaio de capotamento de um veículo completo;
- b) Ensaio de capotamento de uma ou mais seções da carroceria representativas de um veículo completo;
- c) Ensaio com pêndulo de uma ou mais seções da carroceria;
- d) Verificação da resistência da superestrutura por aplicação de um método de cálculo.

¹ Entende-se por espaço residual o volume definido no compartimento dos passageiros ao movimentar-se em linha reta o plano transversal vertical representado na Figura A.17 e Figura A.18 de modo que o ponto S_R representado na figura seja deslocado da posição do ponto S_R do banco lateral mais recuado para a posição do ponto S_R do banco lateral de passageiros mais avançado, passando nesse trajeto pelo ponto S_R de todos os bancos laterais intermediários. Os pontos S_R representados na Figura A.17 e Figura A.18 consideram-se situados a uma altura de 500 mm acima do piso por debaixo dos pés dos passageiros, a 300 mm da face interior da parede lateral do veículo e 100 mm para a frente do encosto do banco correspondente, no eixo médio do banco lateral em questão". [CONTRAN 316, 2009].

Segundo a Resolução CONTRAN 316/09, nenhuma das partes do veículo que tenha sido deslocada pode invadir o espaço residual e nenhuma parte do espaço residual pode sobressair da estrutura deformada representada pela Figura A.17 e Figura A.18.

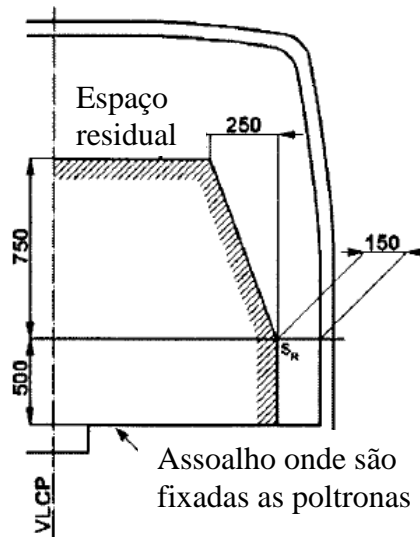


Figura A.17 Representação do corte transversal do espaço residual.

Fonte: Adaptado do Regulamento Europeu R66.02:2011.

Os pontos S_R indicados na Figura A.17 e Figura A.18 limitam as dimensões do espaço residual.

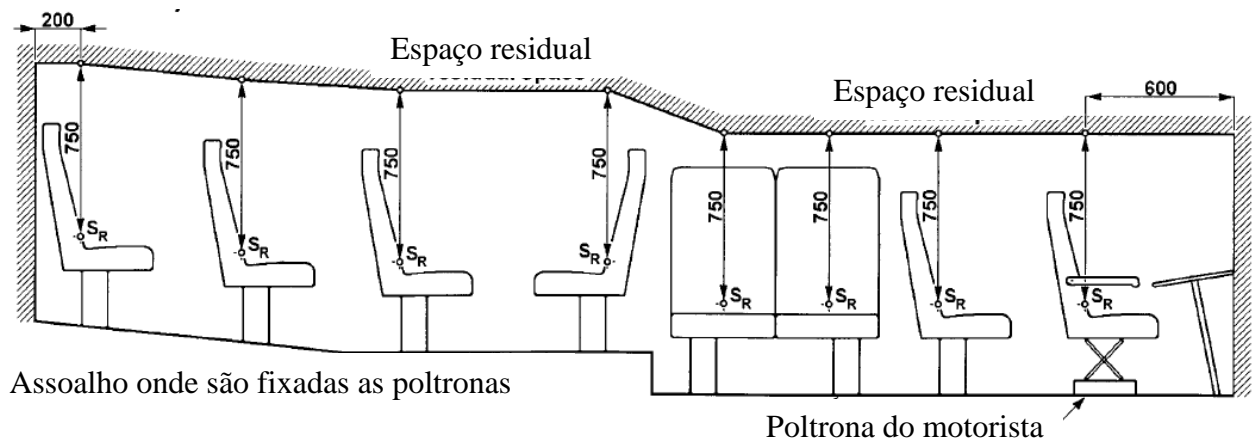


Figura A.18 Representação do corte longitudinal do espaço residual.

Fonte: Adaptado do Regulamento Europeu R66.02:2011.

A.2.2.7 Ensaio de capotamento de um veículo completo

O veículo a ser ensaiado deve ser representativo dos veículos produzidos respeitando a massa do veículo em ordem de marcha, o CG e a distribuição de massa informada pelo fabricante.

Devem ser observadas todas as condições aplicadas ao veículo para a execução dos ensaios informados no item 6.1.1 do Apêndice 3, Anexo III da Resolução CONTRAN 316/09.

O veículo deve ser posicionado para ensaio conforme representado pela Figura A.19. Após posicioná-lo o mesmo deve ser inclinado até o ponto de capotamento sem influências de balanços ou qualquer outro efeito dinâmico.

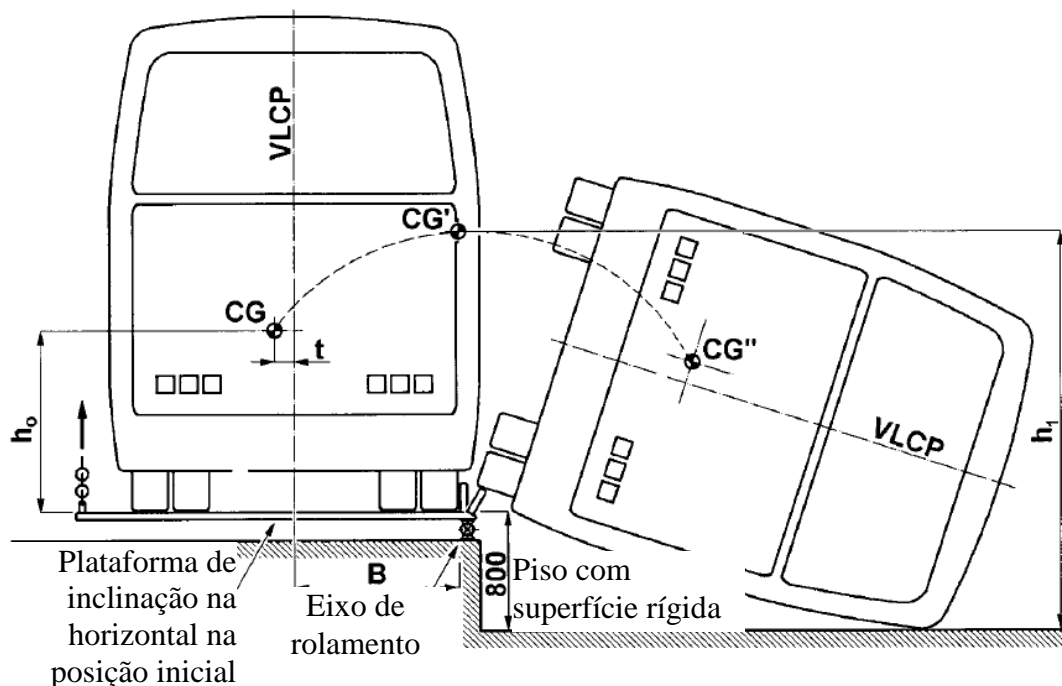


Figura A.19 Posicionamento do veículo sobre a plataforma de ensaio.

Fonte: Adaptado do Regulamento Europeu R66.02:2011.

Segundo Resolução CONTRAN 316/09, para certificar que o espaço residual não foi atingido, deve ser utilizado um sistema de fotografia ultrarrápida, gabaritos deformáveis ou outros meios adequados. Esta verificação deve ser efetuada em pelo menos duas posições (em princípio, na parte dianteira e na parte traseira do compartimento dos passageiros).

A.2.2.8 Ensaio de capotamento de uma seção da carroceria

Segundo a Resolução CONTRAN 316/09, para a realização do ensaio de capotamento de uma seção da carroceria, a mesma deve representar uma seção do veículo sem carga. A geometria da seção de carroceria, o eixo de rotação e a posição do CG nas direções vertical e transversal devem ser representativos do veículo completo.

O fabricante deve especificar a massa da seção de carroceria, na forma de uma porcentagem da massa sem carga em ordem de marcha do veículo e especificar a energia a absorver pela seção de carroceria, na forma de uma porcentagem da energia total que seria absorvida por um veículo completo.

A porcentagem da energia total não deve ser inferior à porcentagem da totalidade da massa do veículo em ordem de marcha total.

O método de ensaio é idêntico ao ensaio previsto para o ensaio de capotamento de um veículo completo descrito no item A.2.2.7, com a diferença de que, em vez do veículo completo, se utiliza a seção de carroceria.

A.2.2.9 Ensaio com um pêndulo em uma seção da carroceria

Conforme Resolução CONTRAN 316/09, a energia a ser transmitida a uma seção determinada da carroceria deve ser a soma das energias declaradas pelo fabricante para cada um dos arcos transversais de reforço que fazem parte da seção de carroceria.

Por meio de um pêndulo, aplicar-se-á na seção da carroceria em questão a fração apropriada da energia calculada pela Equação (A.3), de modo que, no momento do impacto, o ângulo da direção de movimento do pêndulo com o plano médio vertical de orientação longitudinal da referida seção de carroceria seja de $25^\circ (+ 0^\circ - 5^\circ)$. O fabricante deve especificar o ângulo exato dentro do intervalo de variação admitido.

Para o cálculo da *energia total* (E) deve ser aplicada a Equação (A.3).

$$E = 0,75 M g t \quad (A.3)$$

Alternativamente, E pode ser calculado mediante a Equação (A.4):

$$E = 0,75 M g t \left(\sqrt{\frac{W^2}{2} + H_0^2} - \frac{W}{2H} \sqrt{H^2 - 0,8^2 + 0,8 \frac{H_0}{H}} \right) \quad (\text{A.4})$$

sendo,

- M : massa do veículo vazio em ordem de marcha;
 g : 9,8 m/s²;
 t : posição do CG em relação ao eixo longitudinal (m);
 W : largura total do veículo (m);
 H_0 : altura do baricentro do veículo vazio (m);
 H : altura do veículo (m).

Hipóteses:

1. Considera-se que a seção transversal da carroceria é retangular;
2. Considera-se que o sistema de suspensão se encontra fixado de uma forma rígida;
3. Considera-se que o movimento da seção da carroceria é uma rotação perfeita em torno do eixo de rotação.

Para a realização dos ensaios deve ser apresentado um modelo da seção da estrutura da carroceria composta do piso, do quadro, das paredes laterais, do teto, do bagageiro, etc. Além desta estrutura, devem ser observadas as condições complementares informadas no Item 6.3.2 do Apêndice 3 do Anexo III da Resolução CONTRAN 316/09.

Para garantir o ensaio, deve-se, utilizar de um sistema de fotografia ultrarrápida, gabaritos deformáveis ou outros meios adequados. Os gabaritos devem ser fixados a partes praticamente indeformáveis da estrutura.

O pêndulo deve ser lançado de uma altura que lhe permita atingir a seção de carroceria com uma velocidade compreendida entre 3 e 8 m/s. A superfície de impacto do pêndulo deve ser de aço, com 20 mm ± 5 mm de espessura, e a massa do pêndulo deve estar uniformemente distribuída, retangular e plana sendo que a sua largura não deve ser inferior à largura da seção de carroceria ensaiada e a altura não deve ser inferior a 800 mm. Os seus ângulos devem ser arredondados com um raio de curvatura mínimo de 15 mm.

O corpo do pêndulo deve estar firmemente ligado a duas barras rígidas e o eixo das barras não poderá distar mais de 3.500 mm do centro geométrico do pêndulo.

O fabricante deve indicar quais os montantes da superestrutura que contribuem para a resistência da mesma e também a quantidade de energia (E_i) prevista para que cada montante absorva. Os elementos fornecidos devem satisfazer os critérios seguintes:

$$\sum_{i=1}^{i=m} E_i > E \quad (\text{A.5})$$

$$\sum_{i=1}^{i=n} E_{iF} \geq 0,4E \quad (\text{A.6})$$

$$\sum_{i=1}^{i=p} E_{iR} \geq E_{iR} \quad (\text{A.7})$$

sendo,

- m : número total de montantes indicado pelo fabricante;
- n : número total de montantes situados à frente do CG do veículo;
- p : número total de montantes situados atrás do CG do veículo.

Conforme a Resolução CONTRAN 316/09, só é aplicável às condições das Equações (A.8), (A.9) e (A.10), se d_{max} exceder a 0,8 vezes a deformação máxima permitida sem que haja invasão do espaço residual.

$$L_F \geq 0,4lf \quad (\text{A.8})$$

$$L_R \geq 0,4lr \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{d_{max}}{d_{min}} \leq 2,5 \quad (\text{A.10})$$

onde:

E_i : quantidade de energia que pode ser absorvida pelo montante i da superestrutura indicada pelo fabricante;

E_{iF} : quantidade de energia que pode ser absorvida pelo montante i situado para a frente do CG do veículo indicada pelo fabricante;

E_{iR} : quantidade de energia que pode ser absorvida pelo montante i situado para a retaguarda do CG do veículo indicada pelo fabricante;

E : energia total absorvida pela estrutura completa do veículo;

d_{max} : maior deformação medida na direção do impacto numa das seções da estrutura da carroceria depois de absorvida a energia de impacto correspondente indicada pelo fabricante;

d_{min} : menor deformação medida na direção do impacto (no mesmo ponto do espaço entre montantes que para d_{max}) numa das seções da estrutura da carroceria depois de absorvida a energia de impacto correspondente indicada pelo fabricante.

Para realizar o cálculo das distâncias médias ponderadas a qual se encontram os montantes situados para frente e para trás do CG, devem-se utilizar as Equações (A.11) e (A.12) respectivamente, de acordo à Figura A.20.

$$L_F = \frac{\sum_{i=l}^{i=n} (E_{iF} \times l_{if})}{\sum_{i=l}^{i=n} (E_{iF})} \quad (\text{A.11})$$

$$L_F = \frac{\sum_{i=l}^{i=n} (E_{iF} \times l_{if})}{\sum_{i=l}^{i=n} (E_{iF})} \quad (\text{A.12})$$

onde,

l_{iF} : distância do CG do veículo ao montante i situado à frente do CG;

l_{iR} : distância do CG do veículo ao montante i situado para trás do CG;

L_F : distância do CG do veículo à face dianteira do mesmo;

L_R : distância do CG do veículo à face traseira do mesmo.

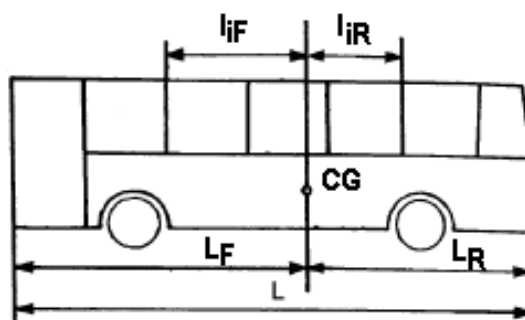


Figura A.20 Distribuição das partes principais da superestrutura.

Fonte: Resolução CONTRAN 316/09.

A.2.2.10 Verificação da resistência da superestrutura por aplicação de um método de cálculo

De forma idêntica aos ensaios, o método de cálculo tem por finalidade comprovar que o espaço residual não seja atingido, garantindo a integridade física dos passageiros do veículo em caso de um acidente, pelas considerações que seguem, todas de acordo com a Resolução CONTRAN 316/09.

Se for previsível que a estrutura venha a ser sujeita a deformações que excedam o limite de elasticidade dos materiais utilizados, os cálculos devem simular o comportamento da estrutura quando sujeita a grandes deformações plásticas.

Para a realização do cálculo, o fabricante deve determinar um modelo matemático. Todos os elementos estruturais e possíveis pontos de articulação plástica devem ser identificados e as dimensões dos elementos estruturais e as propriedades dos materiais utilizados devem ser conhecidas.

Para determinar a relação entre a força (momento) aplicada e a deformação plástica produzida, serão realizados ensaios físicos nos pontos de articulação plástica, sendo também necessário determinar a velocidade e a tensão de deformação correspondente.

Se o método de cálculo não permitir prever a ocorrência de fraturas importantes, será essencial investigar, experimentalmente ou através de uma análise específica ou de ensaios dinâmicos apropriados, a ocorrência de tais fraturas. Será ainda necessário indicar a distribuição de cargas ao longo do comprimento do veículo.

Os cálculos devem simular a energia e a direção de impacto a que a superestrutura em questão estaria sujeita se fosse submetida ao ensaio de capotamento descrito no item A.2.2.9. Para a validação do método de cálculo deverá ser comprovada por comparação com os resultados de ensaios físicos reais.

Para o ensaio de seção da superestrutura completa, quando se utilizar um método de cálculo, as condições descritas continuarão a ser aplicáveis para um veículo completo.

A.2.3 Regulamento da Comunidade Europeia R66.02:2011

O Regulamento 66.02:2011, caracteriza a terceira e última atualização do R66, trata de prescrições uniformes aplicáveis à homologação estrutural de veículos de passageiros de grande capacidade, e exige apresentação de garantias de que a estrutura dos ônibus está devidamente dimensionada em um caso de sinistro.

O Regulamento Europeu apresenta uma diferença significativa em relação à Resolução CONTRAN 316/09. A diferença apresentada refere-se à incorporação do peso dos passageiros durante o ensaio, o qual deve ser aplicado em cada assento, simulando um veículo com carga máxima. Esta diferença no método de ensaio exige uma estrutura veicular muito mais reforçada que a solicitada pela norma brasileira, garantindo maior segurança ao passageiro do veículo.

Na prática verifica-se que para atender ao solicitado pelo Regulamento Europeu, as estruturas apresentam em média um aumento de 17,6 kg por metro linear de carroceria em relação às estruturas CONTRAN.

Liang e Le, 2010a, apresentam através da aplicação de um método de cálculo e análise prática nas seções do anel estrutural de uma carroceria de ônibus, os gráficos da análise numérica e os ensaios práticos da carga versus a deformação.

A Figura A.21 representa a união entre a lateral e o teto a qual faz parte do anel estrutural da carroceria de um ônibus.

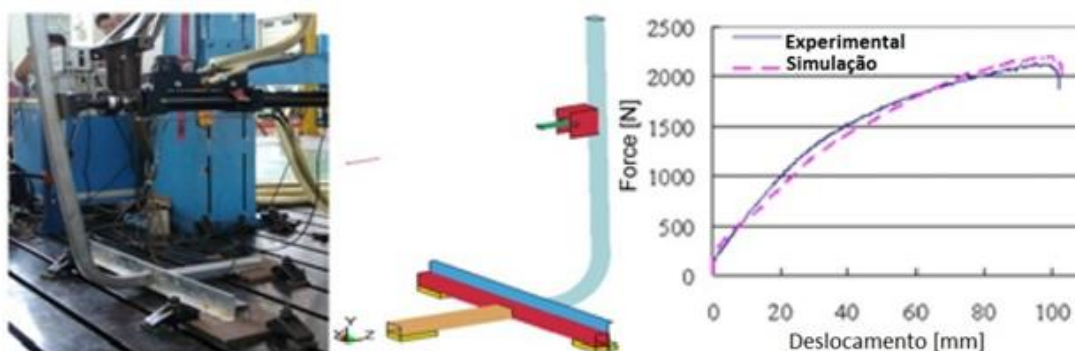


Figura A.21 Ensaio relativo à parte da estrutura lateral e do teto.

Fonte: Liang e Le, 2010a.

Na Figura A.22 pode-se verificar a imagem e gráfico representando a carga versus a deformação do teste realizado para a estrutura na região do peitoril da janela.

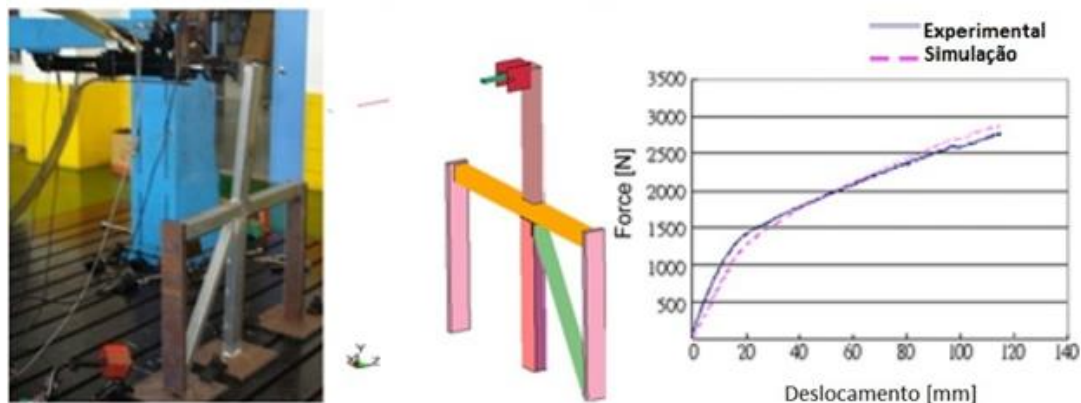


Figura A.22 Ensaio relativo à estrutura na região do peitoril da janela.

Fonte: Liang e Le, 2010a

Pela Figura A.23 é possível visualizar a região do anel da estrutura e a união da base (piso do veículo) com a lateral.

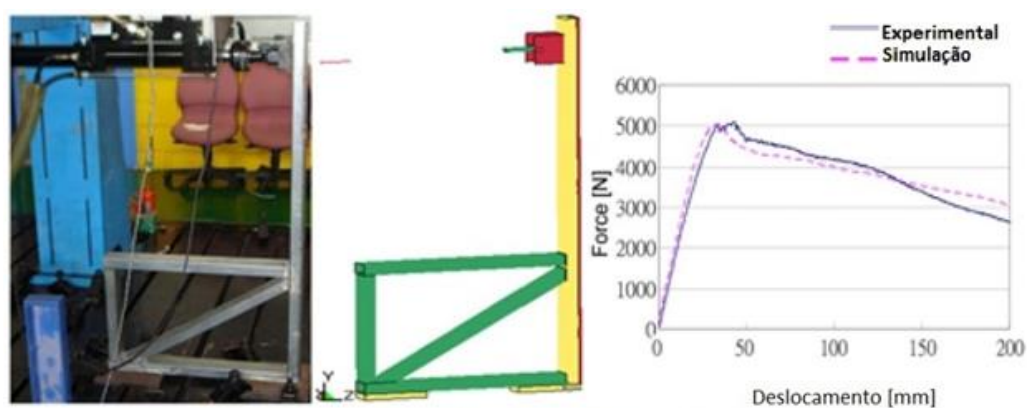


Figura A.23 Ensaio relativo à união da base com a lateral.

Fonte: Liang e Le, 2010a

Liang e Le, 2010a, verificaram a validade de sua técnica de cálculo com ensaios físicos e comparações com o modelo virtual de um nó do peitoril das janelas e um nó da curva do teto do veículo e um alto grau de aproximação foram obtidas, o que confirmou a validade da técnica. O estudo identificou a distribuição e as regiões com maior absorção de energia no ônibus, concentrando os estudos nos pontos críticos.

O estudo de Liang e Le, 2010a, ainda apresenta uma técnica de otimização baseada na redistribuição da capacidade de absorção de energia, para a região da estrutura do ônibus com

maior absorção de energia. Conforme Liang e Le, 2010b, após a verificação da resistência da superestrutura, por meio de um método de cálculo descrito na Resolução CONTRAN 316/09, a estrutura é aprovada pelos órgãos governamentais. Com isso, é possível avaliar diferentes projetos até se obter um modelo confiável, gerando grande economia de tempo e recursos.

Segundo Gauchia *et. al*, 2010, os dois principais requisitos que devem ser atendidos pela estrutura de um ônibus são o baixo peso e rigidez torcional satisfatória. A redução de peso diminui o consumo de combustível e o aumento da rigidez torcional aumenta a segurança do veículo, melhora a dirigibilidade e o conforto dos passageiros.

Lan *et al.*, 2004, ao realizar uma redução de peso na estrutura de ônibus, concluíram que o veículo possuía rigidez em excesso e tiveram facilidade em reduzir em 5% o peso da estrutura.

Gürsel e Gürsesli, 2010, através do Método de Elementos Finitos (MEF) e com o cálculo de absorção de energia pela estrutura, comprovado pelo ensaio experimental conforme a Figura A.24, apresentaram uma estrutura de ônibus com redução de peso. Observaram que a plataforma fabricada para simular o espaço residual foi preservada, conforme previsto nos cálculos analíticos, bem como na realização do ensaio experimental segundo o regulamento ECE R66 e na análise de elementos finitos.

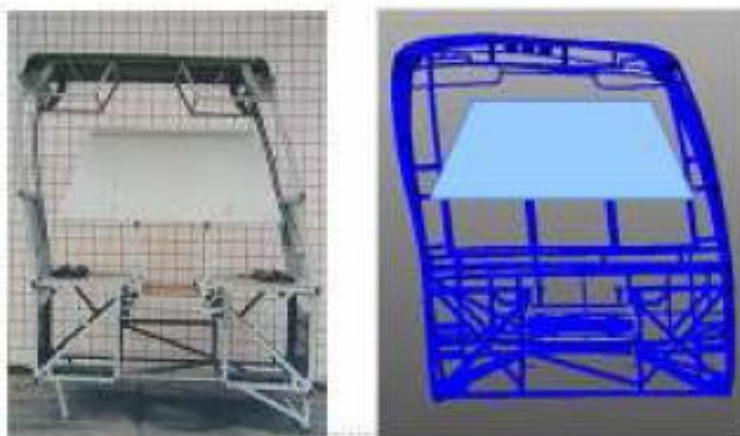


Figura A.24 Ensaio de deformação da superestrutura.

Fonte: Gürsel e Gürsesli, 2010.

A.2.4 Limite de Cargas e Fiscalização – Resoluções CONTRAN 210/06, 258/07 e atualizações

Os limites máximos de peso bruto total e peso bruto transmitido por eixo dos veículos do transporte coletivo de passageiros para as superfícies das vias públicas eram determinados pela Resolução CONTRAN 210/06.

Posteriormente a Resolução CONTRAN 258/07, fixou que a fiscalização de peso dos veículos deve ser feita por equipamento de pesagem (balança rodoviária) ou, na impossibilidade, pela verificação de documento fiscal, estabelecendo que na fiscalização de peso dos veículos por balança rodoviária será admitida a tolerância máxima de 5% sobre os limites de pesos regulamentares totais, para suprir a incerteza de medição do equipamento, conforme legislação metrológica, e de 7,5% sobre os limites de peso bruto transmitido por eixo de veículos à superfície das vias públicas do país, os quais estão estabelecidos pela Resolução CONTRAN 210/06. Tal tolerância foi permitida até 31 de dezembro de 2008, depois estendida duas vezes, uma pela Resolução CONTRAN 353/10 até a data de 31 de dezembro de 2010, e outra pela Resolução CONTRAN 365/10, até 31 de dezembro de 2011. Em 2014 as Resoluções CONTRAN 489/14, de 5 de Junho de 2014 e 502/14, de 23 de Setembro de 2014, por fim juntas aumentaram em 1000 kg os valores nominais para os eixos dianteiros e 1000 kg para os eixos traseiros, mantendo os mencionados 7,5% por eixo (quando o veículo não ultrapassa os 5% da carga total), e elevando para 10% por eixo (desde que não exceda os 5% da carga total), mas desta vez em forma definitiva, para ambas as situações.

Para uma melhor compreensão da Lei da Balança atualmente aplicada para ônibus no Brasil, pode-se observar a Tabela A.2.

Tabela A.2 Resumo da lei de balança aplicada para ônibus

Lei de Balança Brasileira, segundo Resoluções CONTRAN 489/14 e 502/14 (kg)

Item	Tolerância	Eixos / Tração	4x2	6x2	8x2
1	nominal	Eixo dianteiro	7000	7000	13000
		Eixo traseiro	11000	14500	14500
		Total	18000	21500	27500
2	7,5% eixo e 5,0% total	Eixo dianteiro	7525	7525	13975
		Eixo traseiro	11825	15587,5	15587,5
		Total	18900	22575	28875
3	10,0 % eixo e 5,0% total	Eixo dianteiro	7700	7700	14300
		Eixo traseiro	12100	15950	15950
		Total	18900	22575	28875

Fonte: Autor.

Com a definição apresentada pelo CONTRAN em sua Resolução 365/10, a necessidade de apresentar redução significativa de peso na estrutura dos veículos do transporte rodoviário de passageiros, sem afetar a rigidez estrutural, torsional e a estabilidade do veículo, é fundamental para que seja possível manter a quantidade atual de passageiros transportados em uma determinada configuração de veículo. Isso pode minimizar a elevação nos custos da operação da linha de transporte, em função da diminuição do número de lugares do veículo e do preço da passagem dos transportes terrestres.

A.2.5 Materiais aplicados na indústria de carrocerias

Para realizar a fabricação da atual estrutura das carrocerias de ônibus, são utilizados perfis tubulares e chapas de aço galvanizado. Os aços empregados atualmente na fabricação da estrutura são o ZAR 230 e o ZSTE 380, sendo em maior proporção o primeiro mencionado.

Os perfis tubulares são montados utilizando uniões soldadas. Estas uniões recebem um tratamento de tinta primer para evitar corrosão, uma vez que o processo de soldagem destrói a camada de zinco dos perfis tubulares. A operação de união é realizada através do método de soldagem MIG/MAG.

A tinta primer apresenta fácil aplicação, sendo realizada em cabine de pintura especial, onde toda a estrutura do veículo é pintada. Este processo garante excelente qualidade ao produto, exigida em função dos distintos ambientes corrosivos onde circulam esses veículos, que abrange os cinco continentes.

Cruz, 2006, estudou a substituição de aços convencionais por aços de baixa liga e alta resistência para a produção de carrocerias de ônibus.

Conforme Cruz, 2006, entre 80 e 85% da produção anual de aço do mundo é destinada a fabricação de ligas convencionais (ligas de baixo teor de carbono com limite de escoamento abaixo de 270 MPa). Em contrapartida, a *American Welding Society* relata que os aços de baixo carbono representam 95% das ligas utilizadas no mundo para a fabricação e construção, isso devido as suas propriedades mecânicas, facilidade de transformação e baixo custo, [AWS, 2001].

Cruz, 2006, relata que a indústria de carrocerias utiliza os aços convencionais comerciais atualmente fornecidos pela indústria siderúrgica, devido ao baixo custo e a

facilidade de processamento, dentre estas, a soldagem, conformação a frio, estampagem e dobramento, os processos básicos para a construção de uma carroceria de ônibus.

Wallentowitz *et al.*, 2003, relatam as possibilidades e desafios encontrados pela indústria automobilística na busca de estruturas mais leves otimizando o uso de aços desenvolvidos especialmente para cada componente, bem como sua aplicação em busca de materiais novos, porém com elevado custo.

Além da redução de pesos na estrutura, Santos e Pinhão, 2000, informam que na participação dos materiais no peso do automóvel entre 1977 a 1999, o aço apresentou queda de 60% do peso total do veículo para 50%, conforme mostra a Figura A.25.

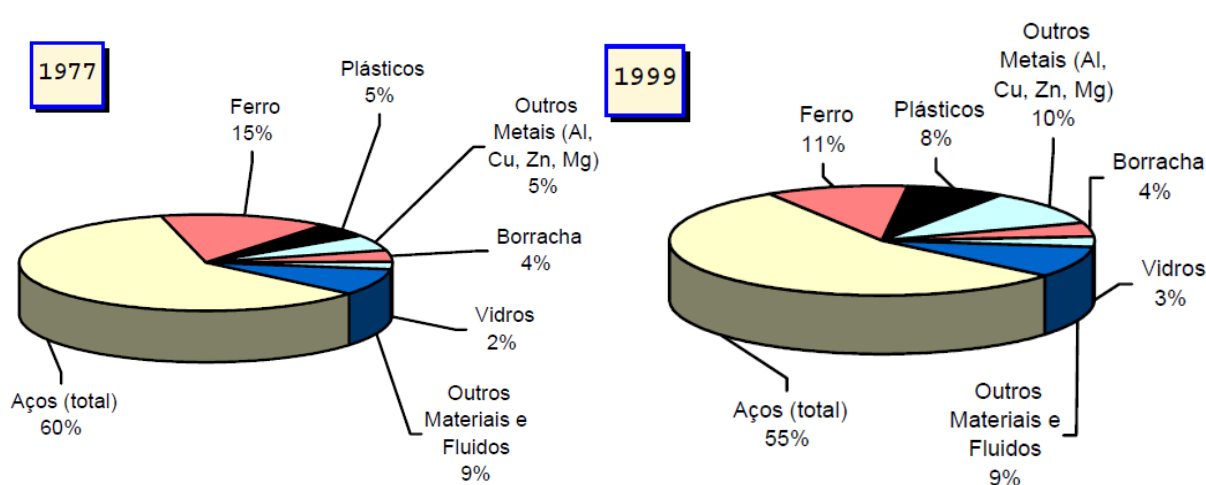


Figura A.25 Redução da utilização de aço em automóveis entre 1977 e 1999.

Fonte: Santos e Pinhão, 2000.

Para Santos e Pinhão, 2000, a queda se deu pela entrada de outros materiais, tais como ligas de alumínio, compósitos e plásticos em geral.

Para Cruz, 2006, em relação ao aspecto durabilidade no aço, o zinco possui a propriedade de proteger as superfícies metálicas e o aço galvanizado é a melhor escolha para a proteção contra a corrosão.

A.2.5.1 Aço ZAR 230

O aço ZAR 230 possui alta resistência mecânica e é indicado principalmente para usos planos e em aplicações que requeiram dobramentos simples, corrugações ou estampagem leves, tais como silos, perfis estruturais para construção civil e estruturas de veículos.

Segundo a NBR 10735, a composição química do ZAR 230 é de 0,20% de Carbono (C), 0,04% de Fósforo (P) e 0,04% de Enxofre (S), apresentando um limite de escoamento mínimo de 230 MPa, com limite de resistência mecânica de 310 MPa, alongamento de no mínimo 22%, para uma base de medida de 50 mm para qualquer espessura, de acordo ao Catálogo CSN, 2013.

A.2.5.2 Aço ZSTE 380

O aço ZSTE 380 apresenta boa resistência mecânica e conformabilidade, sendo sua composição química, conforme norma SEW 097, de 0,1% de Carbono (C), 0,6% de Manganês (Mn), 0,03% de Fósforo (P), 0,03% de Enxofre (S), 0,5% de Silício (Si), 0,09% de Nióbio (Nb), 0,22% de Titânio (Ti) e uma porcentagem mínima de 0,015% de Alumínio (Al), possuindo um limite de escoamento de 380 MPa a 500 MPa, um limite de resistência de 460 MPa a 600 MPa, e um alongamento de no mínimo 18% para uma base de medida de 80 mm para qualquer espessura, segundo a NBR 10735, [Catálogo CSN, 2013].

A.2.5.3 Alumínio

Conforme a Companhia Brasileira do Alumínio (CBA), a utilização do alumínio nesses segmentos está consolidada e apresentam resultados positivos, possibilitando aplicação na estrutura do ônibus e acabamentos em geral. Para a CBA os principais itens empregados em alumínio são os perfis, chapas e bobinas, chapa de piso e chapa stucco, [CBA, 2013].

Segundo a Associação Brasileira do Alumínio (ABAL), produtos que utilizam alumínio ganham também competitividade, em função dos inúmeros atributos que este metal incorpora, tais como: leveza, condutibilidade elétrica e térmica, impermeabilidade e opacidade, alta relação entre resistência/peso, beleza, durabilidade, moldabilidade e soldabilidade, resistência à corrosão, resistência e dureza, possibilidade de muitos acabamentos e reciclabilidade.

O alumínio puro apresenta um limite de resistência à tração de 48 MPa, limite de escoamento 12,7 MPa, módulo de elasticidade 7.030 kg/mm² e temperatura de fusão de 660 °C conforme informações da ABAL. Para ligas de alumínio (6061/T6) utilizadas na indústria automotiva, pode-se atingir um limite de resistência a tração de 320 MPa e um limite de escoamento de 280 MPa, [ABAL, 2013].

A.3 A suspensão pneumática

A suspensão permite isolar a estrutura suspensa e seus passageiros/cargas das perturbações diretas geradas por irregularidades da pista, manobras direcionais, tração, frenagem, etc. Estruturalmente, a suspensão amortece e minimiza a transmissão dos esforços preservando a integridade estrutural veicular. Funcionalmente, a suspensão suporta a carga do veículo permitindo um movimento relativo entre o chassi e o eixo, vincula o movimento das rodas e eixos ao movimento do veículo e destes em relação à pista, permite manter o distanciamento constante do chassi em relação ao solo e em relação aos pneus.

A suspensão da grande maioria dos ônibus rodoviários é pneumática, conforme mostra a Figura A.26, dotada de bolsas de ar e eixo rígido.

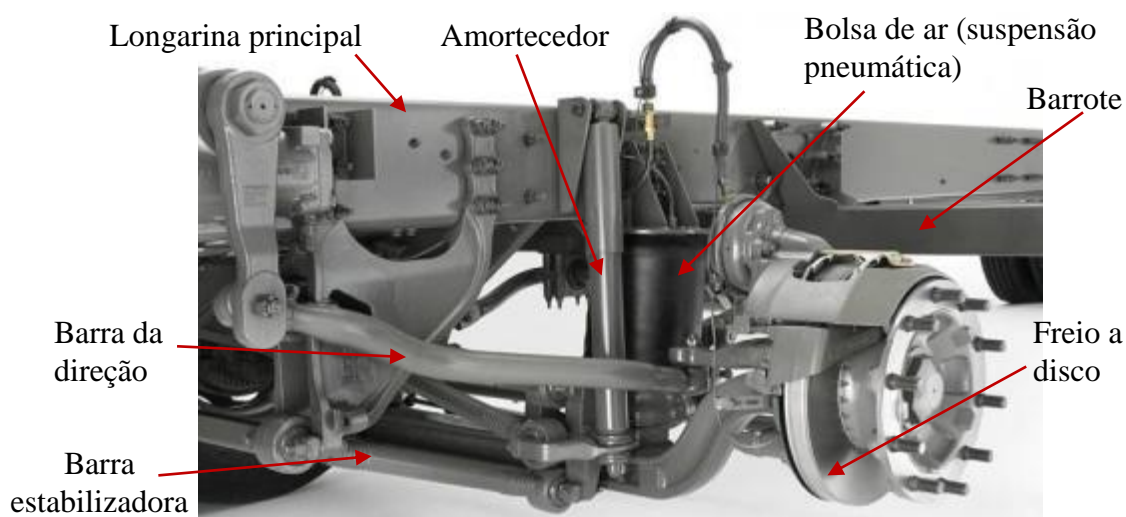


Figura A.26 Suspensão pneumática do eixo direcional.

Fonte: Autor

A.4 Amortecedores

Em um veículo, a principal função do amortecedor é dissipar a energia absorvida pela suspensão, promovendo uma diminuição gradual da amplitude de oscilação da massa suspensa. Desta maneira, o veículo torna-se mais estável e o conforto dos passageiros é aprimorado.

O interesse deste trabalho está em estudar, por exemplo, o comportamento do veículo realizando manobras direcionais em uma pista plana com a ausência de irregularidades. Assumindo tais condições, a força desenvolvida pelo amortecedor estará ligada diretamente à

resistência ao rolamento da carroceria, sendo somada às forças proporcionadas pelos foles de ar e barra estabilizadora. Com isso, pode-se considerar o coeficiente de amortecimento, representado por CD , como constante, tanto no movimento de expansão quanto no de compressão.

A força desenvolvida pelo amortecedor é calculada pela Equação (A.13) onde a força é proporcional à velocidade de compressão ou expansão do amortecedor.

$$FD = CD \cdot v_D \quad (\text{A.13})$$

A.5 Barra estabilizadora

As barras estabilizadoras são componentes da suspensão que se ligam entre o chassi e o eixo do veículo, proporcionando uma resistência ao rolamento da carroceria, de modo a diminuir o ângulo de rolagem, atingido pelo veículo, por exemplo, em curvas.

Ao executar uma manobra, a carroceria do veículo tende a girar em torno do eixo de rolagem, deslocando em sentidos opostos as extremidades das barras de torção e induzindo um momento de torção na barra central, como pode se visualizar na Figura A.27. O torque de reação desenvolvido pela barra central tende a nivelar e diminuir o deslocamento angular da carroceria e obedece à Equação (A.14).

$$MSB = CSB \cdot d\phi_A \quad (\text{A.14})$$

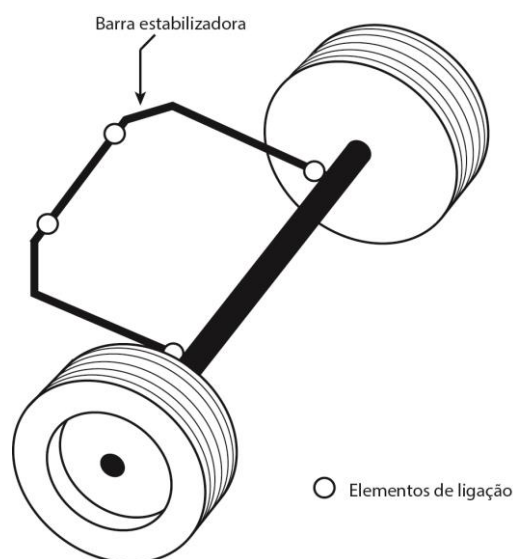


Figura A.27 Representação da fixação de uma barra estabilizadora.

Fonte: Autor

Devido à geometria e ligação da barra estabilizadora, tal componente não influencia as características do veículo com relação ao amortecimento das oscilações verticais, ou seja, atua somente como mola torcional, minimizando a rolagem do chassi.

Deve-se também ressaltar que a variação do coeficiente de rigidez torcional das barras estabilizadoras, representado por *CSB*, influi na transferência dinâmica de peso, que por sua vez está ligada à capacidade dos pneus de gerar forças laterais e longitudinais e tal efeito deve ser levado em consideração, a fim de projetar um veículo mais seguro ao se realizar manobras direcionais.

A.6 Pneu

A.6.1 Ângulo de esterçamento em baixa velocidade

Devido à diferença existente na distância entre os pneus dianteiros de um veículo e o centro da curva quando se está realizando uma manobra direcional em baixa velocidade, a geometria do sistema de direção é desenvolvida de modo a gerar um ângulo de esterçamento δ maior para o pneu interno e menor para o externo. Deste modo os pneus realizam sua trajetória sem deslizar. Tal geometria, representada na Figura A.28 é denominada geometria de Ackerman.

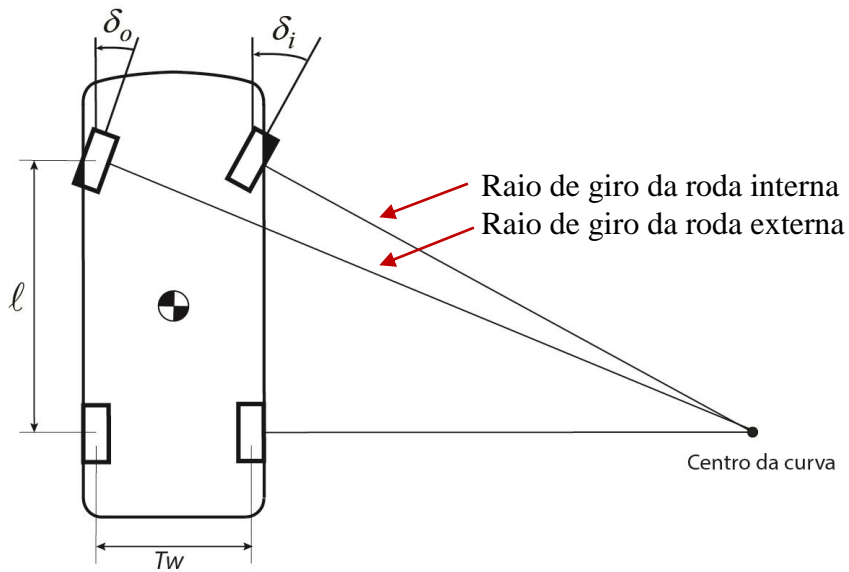


Figura A.28 Representação da geometria de Ackerman.

Fonte: Autor

A.6.2 Ângulo de escorregamento lateral do veículo

Quando o veículo está realizando uma manobra direcional, a direção de seu plano longitudinal difere da direção de deslocamento do veículo, representada pela direção da velocidade tangencial resultante agindo sobre o centro de gravidade do veículo. O ângulo entre estas duas direções é definido como ângulo de escorregamento lateral, representado por β na Figura A.29 e definido pela Equação (A.15).

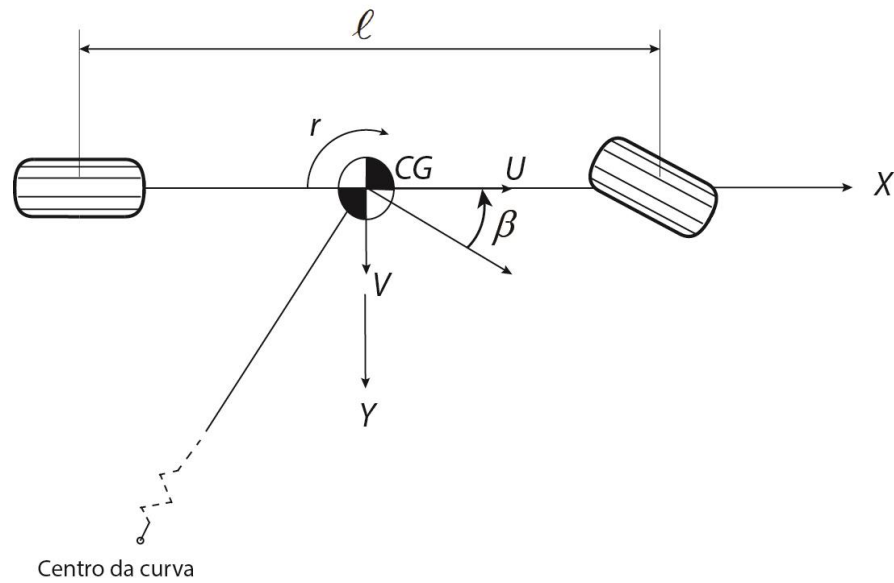


Figura A.29 Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Fonte: Autor

$$\beta = \text{tg}^{-1}\left(\frac{V}{U}\right) \quad (\text{A.15})$$

A.6.3 Ângulo de escorregamento dos pneus em alta velocidade

Ao analisar o comportamento dos pneus de um veículo realizando uma manobra direcional em baixa velocidade, e de acordo com a geometria de Ackerman, a direção da velocidade do pneu coincide com o seu plano de rolamento sendo tangente ao raio da curva.

Porém, com o aumento gradual da velocidade do veículo, devido à força centrífuga existente em uma manobra direcional, o pneu sofre um escorregamento lateral e a direção de sua velocidade deixa de coincidir com a direção de rolamento do pneu. O ângulo existente entre as duas direções nomeia-se ângulo de escorregamento do pneu α , definido na Equação (A.16) e mostrado na Figura A.30.

$$\alpha = \delta - \text{tg}^{-1}\left(\frac{V_T}{U_T}\right) \quad (\text{A.16})$$

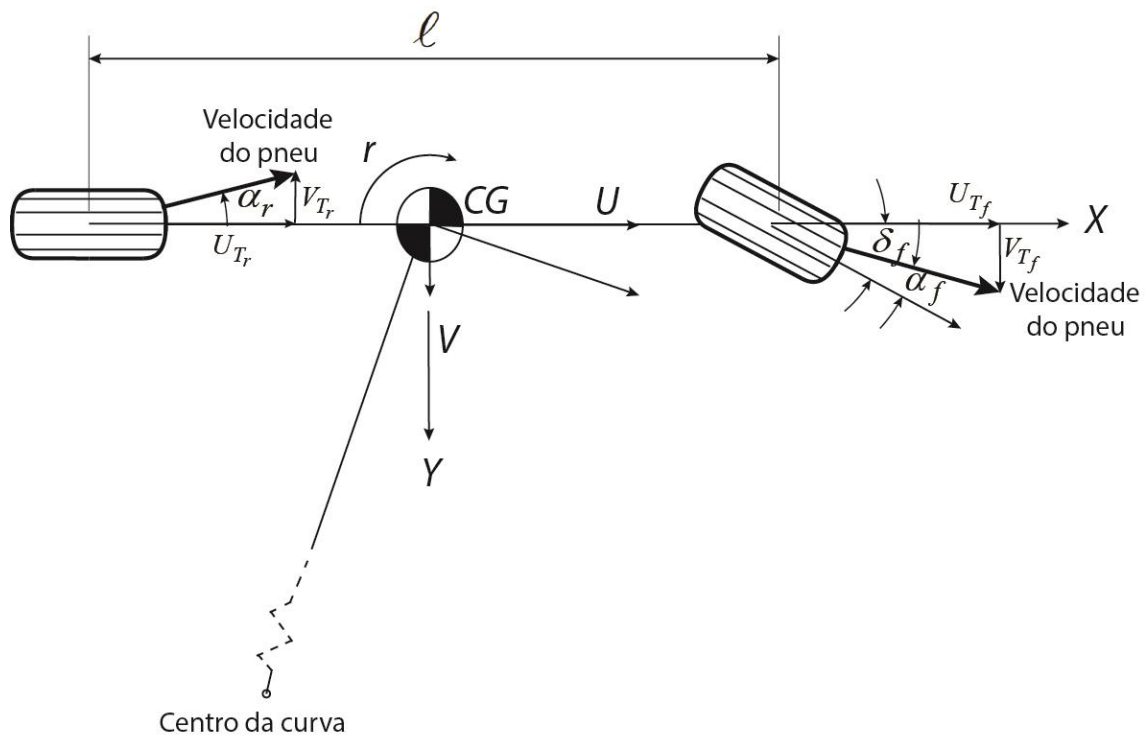


Figura A.30 Ângulo de escorregamento do pneu.

A.6.4 Forças do pneu em x e y

Quando o veículo realiza uma curva, os pneus dianteiros adquirem um ângulo de esterçamento, definido como o ângulo entre a direção de rolamento do pneu e o plano transversal do veículo. Uma representação pode ser vista na Figura A.31.

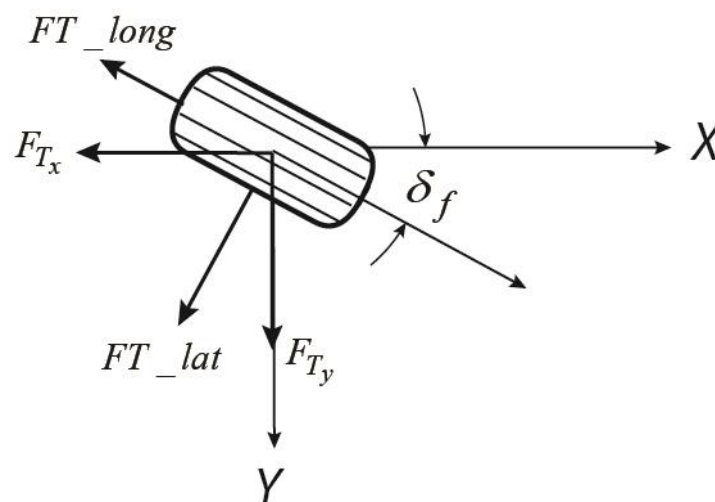


Figura A.31 Decomposição das forças do pneu.

Decompondo as forças lateral e longitudinal do pneu, obtém-se as Equações (A.17) e (A.18).

$$F_{T_y} = FT_long \cdot \text{sen}(\delta) + FT_lat \cdot \text{cos}(\delta) \quad (\text{A.17})$$

$$F_{T_x} = FT_long \cdot \text{cos}(\delta) - FT_lat \cdot \text{sen}(\delta) \quad (\text{A.18})$$