



**ESTUDO DE SUSPENSÃO VEICULAR APLICANDO-SE
TÉCNICAS MBS E MEF VISANDO À PROPOSIÇÃO DE
PERFIL DE PISTA SIMPLIFICADO PARA ANÁLISE DE VIDA
À FADIGA**

Luciano de Paula Rodrigues

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM SISTEMAS MECATRÔNICOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Brasília, 30 de abril de 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO DE SUSPENSÃO VEICULAR APLICANDO-SE
TÉCNICAS MBS E MEF VISANDO À PROPOSIÇÃO DE
PERFIL DE PISTA SIMPLIFICADO PARA ANÁLISE DE VIDA
À FADIGA**

LUCIANO DE PAULA RODRIGUES

**Orientadora: Profa. Dra. Rita de Cássia Silva
Co – orientador: Prof. Dr. Alessandro Borges de Souza
Oliveira**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM SISTEMAS
MECATRÔNICOS**

Banca Examinadora

Profa. Dra. Rita de Cássia Silva, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Dr. Carlos Humberto Llanos Quinteiros,
(examinador interno - UnB/ ENM/PPMEC)

Prof. Dr. Eberth de Almeida Corrêa, (examinador
externo - UnB/ FGA)

Brasília, 30 de abril de 2018

Re Rodrigues, Luciano
ESTUDO DE SUSPENSÃO VEICULAR APLICANDO-SE TÉCNICAS MBS E
MEF VISANDO À PROPOSIÇÃO DE PERFIL DE PISTA SIMPLIFICADO
PARA ANÁLISE DE VIDA EM FADIGA / Luciano Rodrigues;
orientador Rita de Cássia Silva; co-orientador Alessandro
Borges de Souza Oliveira. -- Brasília, 2018.
133 p.

Dissertação (Mestrado - Mestrado em Sistemas Mecatrônicos)
-- Universidade de Brasília, 2018.

1. Suspensão veicular. 2. Perfil de Pista. 3. Fadiga. 4.
Multicorpos. 5. Elementos Finitos. I. de Cássia Silva,
Rita, orient. II. Borges de Souza Oliveira, Alessandro, co
orient. III. Título.

Dedicatória(s)

Dedico este aos meus pais, Belchior Rodrigues e Ceres Vale de Paula Rodrigues.

Luciano de Paula Rodrigues

Agradecimentos

Agradeço aos meus familiares e amigos que me apoiaram de forma inacreditável nesta jornada. Em especial aos meus orientadores Profa. Rita e Prof. Alessandro pelos ensinamentos, meus pais Belchior e Ceres pelo apoio incondicional, minha irmã e sobrinha Luana e Maria Luisa pelo suporte e crença absoluta em meu trabalho, minha amada Luana Leonel por toda ternura e dedicação e meus irmãos de clube, que me acompanham neste caminho que está sendo forjado à duras batalhas.

Luciano de Paula Rodrigues

RESUMO

O presente trabalho utiliza técnicas MBS e MEF para avaliação de fadiga da bandeja inferior de uma suspensão independente do tipo Duplo “A”, visando a proposição de uma metodologia capaz de representar de maneira simplificada um perfil de pista experimental a partir de um sinal teórico, composto por parcelas senoidais.

Para tanto, primeiro se realiza uma avaliação sobre o conjunto mola – amortecedor para obtenção da curva de amortecimento deste componente, com a utilização de uma bancada de testes desenvolvida para este fim. Em seguida, o sistema de suspensão é modelado em ambiente multicorpos, onde se desenvolve uma análise dinâmica do componente para aquisição do histórico de carregamento da estrutura.

O método dos elementos finitos é empregado para modelagem da bandeja e análise de fadiga, para a qual é desenvolvido o Diagrama S-N utilizando-se do perfil de pista experimental e teórico.

ABSTRACT

This paper uses MBS and MEF techniques to evaluate fatigue life for the lower control arm of an independent Double “A” suspension, aiming the proposition of a methodology capable of representing, in a simplified way, an experimental road profile from a theoretical signal, composed of sinusoidal components.

So, an evaluation of a shock absorber was carried out to obtain the damping curve of this component, using the test bench developed for this purpose. Then, the suspension system was modeled in a multibody environment, where a dynamic analysis was performed to acquire the load history of this structure.

The Finite Element Method was used for modeling the lower control arm and to carry out the fatigue analysis. The S-N diagram was developed using the experimental and theoretical road profile.

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO DO ESTUDO DO PERFIL DE PISTA NA DINÂMICA VEICULAR.....	1
1.2. OBJETIVOS	4
1.3. JUSTIFICATIVA	4
1.4. METODOLOGIA.....	5
1.5. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	7
2. CONSIDERAÇÕES ACERCA DO PERFIL DE PISTA E SUA INFLUÊNCIA NAS SUSPENSÕES VEICULARES	8
2.1. ASPECTOS GERAIS SOBRE O PERFIL DE PISTA	8
2.1.1. Definição do Perfil de Pista	8
2.1.2. Modelos de perfis de pista	12
2.2. ANÁLISE DO PERFIL DE PISTA EXPERIMENTAL (PPE) APLICADO NO PRESENTE ESTUDO.....	18
2.3. Perfil de Pista Teórico (PPT).....	22
2.4. CONCLUSÃO DO CAPITULO	26
3. SUSPENSÕES VEICULARES: APLICAÇÃO DA TÉCNICA MBS	27
3.1. Evolução dos estudos acerca do subsistema de suspensão veicular	27
3.2. Suspensão Duplo “A”: discussão acerca de seus principais componentes e modelagem MBS	32
3.2.1. Apresentação da suspensão independente Duplo “A”	33
3.2.2. Elementos elastoméricos e conjunto mola-amortecedor.....	35
3.3. Modelagem do sistema de suspensão do tipo Duplo ‘A’ em software MBS.....	45
3.3.1. Apresentação da Geometria do sistema de suspensão.....	46
3.3.2. Inserção do perfil de pista no software de MBS.....	49
3.3.3. Inserção da curva de amortecimento e constante de rigidez do conjunto mola - amortecedor no software MBS	50
3.4. Obtenção e análise dos resultados MBS	54
3.5. CONCLUSÃO DO CAPITULO	64
4. ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA DA SUSPENSÃO UTILIZANDO MEF	65
4.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE A MODELAGEM EM ELEMENTOS FINITOS.....	65
4.2. MODELAGEM DA BANDEJA INFERIOR UTILIZANDO O MEF.....	67
4.2.1. Seleção do material a partir da biblioteca do <i>Ansys®</i>	67
4.2.2. Determinação do tipo de elemento	68
4.2.3. Determinação do tamanho dos elementos.....	69
4.2.4. Determinação das condições de contorno	72
4.2.5. Aplicação dos carregamentos em EF	73
4.3. SIMULAÇÕES PRELIMINARES VIA MEF : ANÁLISE ESTÁTICA E TRANSIENTE	76
4.3.1. Análise estática	76
4.3.2. Análise transiente.....	77
4.4. ANÁLISE DE FADIGA.....	80
4.4.1. Principais aspectos da fadiga.....	80
4.4.2. O método da vida sob tensão	82
4.4.3. Tipos de históricos de carregamentos	84
4.4.4. Teoria das tensões médias	88

4.4.5.	Resultados análise de fadiga utilizando o perfil de pista experimental	91
4.5.	PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS	95
4.5.1.	Conceitos básicos sobre o planejamento de experimentos	96
4.5.2.	Descrição do problema	97
4.5.3.	Seleção dos fatores, níveis e intervalos	98
4.5.4.	Escolha do método de análise	98
4.5.5.	Resultados do experimento	100
4.5.6.	Estudo de caso e apresentação da metodologia adotada para criação do PPT	102
4.6.	CONCLUSÃO DO CAPITULO	106
5.	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	107
5.1.	Conclusão	107
5.2.	Trabalhos futuros	110
6.	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	113
	APENDICES.....	116
	Apêndice A: Procedimento de calibração e apresentação dos sensores da bancada de caracterização de amortecedores	116
	Apêndice B: Resultados sobressalentes Planejamento de Experimento	118

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Metodologia Geral do trabalho. Fonte: Autor.	6
Figura 2.Representação do perfil de pista a partir de seu componente longitudinal e latera. Fonte : Sayers e Karamihas (1998).	9
Figura 3. Representação das parcelas que constituem uma superfície. Fonte : http://wafatech.blogspot.com.br/2009/10/rugosidade-das-superficies.html	9
Figura 4. Modelo do perfilometro GMR 1964. Fonte : Adaptado de http://slideplayer.com/slide/9393559/	11
Figura 5.Quadro IRI. Fonte: adaptado de Dutra,2003.....	17
Figura 6.Perfil de Pista Experimental (PPE). Fonte: Autor	19
Figura 7. Histograma do PPE. Fonte : Autor	20
Figura 8. PPE com aplicação de filtro FIR passa baixa. Fonte : Autor	21
Figura 9.Espectro de frequências do PPE. Fonte: Autor	21
Figura 10. Composição de perfil de pista a partir de sinais senoidais. Fonte: Adaptado de Sayers e Karamihas (1998)	23
Figura 11. Exemplo de composição da Eq.(06). Fonte: Autor.	25
Figura 12. Exemplo de suspensão (a) eixo rígido (b) independente. Fonte : Adaptado de Reimpell (2001).....	28
Figura 13.Exemplo de modelos propostos por Rowell (1922) para representação de um veículo. (a) composto por duas massas e uma mola, (b) duas massas e duas molas, (c) modelo final do autor. Fonte: Adaptado de Rowell (1922)	29
Figura 14. Representação das forças que agem na roda. Fonte : Adaptado de Gillespie (1992).....	32
Figura 15. Suspensão dianteira do tipo Duplo A. Fonte : Autor	34
Figura 16. Curva de rigidez translacional bucha. Fonte : Adaptado de ADAMS CAR ©,2014	37
Figura 17. Bancada de amortecimento. Fonte:Autor	39
Figura 18. Curva de calibração do sensor de posição. Fonte:Autor	40
Figura 19. Curva de calibração célula de carga. Fonte:Autor	41
Figura 20. Diagrama de controle da bancada de amortecedor. Fonte : Autor	41
Figura 21.Curva de deslocamento. Fonte: Autor	42
Figura 22.Curva de velocidade (a) sem filtro (b) com filtro de Bessel aplicado sobre a curva média.Fonte: Autor.	43
Figura 23.Curva de Força do amortecedor. Fonte: Autor.....	44
Figura 24. Curva de amortecimento.....	44
Figura 25. Dados de entrada e resposta da análise MBS. Fonte: Autor	46
Figura 26. Distribuição de Hard Points em uma suspensão Duplo A. Fonte: Autor.....	47
Figura 27. Modelo MBS do sistema de suspensão. Fonte: Autor.	48
Figura 28. Pontos de medição na bandeja inferior. Fonte: Autor.	48
Figura 29. Perfil de pista e curva de interpolação Cubic Spline. Fonte: Autor.	50
Figura 30. Curva de amortecimento experimental e interpolação polinomial. Fonte: Autor.	51
Figura 31. Efeito da curva de amortecimento na força Fz da bandeja inferior no ponto L2. Fonte: Autor.....	52
Figura 32. Curva de rigidez. Fonte : Adaptada de MSC.Adams/car ©	54
Figura 33. (a) Componentes de força e seus (b) Histograma em L1. Fonte: Autor.....	55
Figura 34. (a) Torques e (b) Histograma dos torques em L1. Fonte: Autor.....	56
Figura 35. (a) Forças e (b) Histograma das forças em L2. Fonte: Autor.....	57
Figura 36. (a) Torques e (b) Histograma dos torques em L2. Fonte:Autor.....	58
Figura 37. (a) Forças e (b) Histograma das forças em L3. Fonte: Autor.....	59
Figura 38.(a) Torques e (b) Histograma dos torques em L3. Fonte:Autor.....	60
Figura 39.(a) Forças e (b) Histograma das forças em L4. Fonte:Autor.....	61

Figura 40.(a) Torques e (b) Histograma dos torques em L4. Fonte: Autor.....	62
Figura 41. Combinação entre análise MBS e MEF. Fonte: Autor.....	64
Figura 42. Etapas da análise MEF. Fonte : Adaptado de Moaveni (1999).....	66
Figura 43. Elemento tetraédrico de dez nós. Fonte: Autor.....	69
Figura 44. Curvas de Tensão de Von Mises e tempo computacional em função do tamanho do elemento da malha. Fonte: Autor.....	70
Figura 45. Análise de distorção dos elementos da malha. Fonte: Autor.....	71
Figura 46. Análise de qualidade da malha. Fonte : Autor.....	72
Figura 47. Representação das condições de contorno do componente. Fonte: Autor..	73
Figura 48. Representação de Fz utilizada para análise transiente no ponto L2. Fonte: Autor.....	75
Figura 50. Análise estática da bandeja inferior. Fonte: Autor.....	76
Figura 51. Resultado da análise transiente para um dos 20 valores que compõe o histórico de carregamentos dessa simulação. Fonte: Autor.....	78
Figura 52. Crescimento da fissura em função do número de ciclos. Fonte: Adaptação Dowling (2004).....	81
Figura 53. Exemplo de Diagrama S-N para o aço AISI 4130. Fonte : Adaptado de Norton et al, 2004.....	82
Figura 54. (a) e (b) Exemplos de histórico de carregamentos periódicos e (c) não periódicos. Fonte: Adaptado de Ansys (2011).	85
Figura 55. Exemplo de Carregamento proporcional sobre efeito de uma força F. Fonte : Adaptado de Takahashi (2014).....	86
Figura 56. Exemplo de carregamento não proporcional. Eixo sob ação de Força e Torque de fontes independentes. Fonte : Adaptado de Takahashi (2014).	87
Figura 57. Histórico de carregamento. Fonte: Autor.	88
Figura 58. Curvas para os métodos de correção da tensão média para Soderberg, Goodman e Gerber Fonte: Autor.....	89
Figura 59. Análise do efeito da teoria de (a) Gerber e (b) Goodman na vida em fadiga. Fonte: Rodrigues, Silva e Oliveira (2017)	91
Figura 60. Análise de dano. Fonte: Autor.....	93
Figura 61. Etapas para desenvolvimento da análise de fadiga. Fonte: Autor.....	93
Figura 62. Diagrama S-N de referência obtido com o uso do PPE. Fonte: Autor.	95
Figura 63. Exemplo de sistema. Fonte: Adaptado de Montgomery (2001).....	96
Figura 64. Fluxograma para aquisição do Diagrama S-N, com o PPT. Fonte: Autor...	100
Figura 65. Superfície de resposta do experimento. Fonte: Autor.	101
Figura 66. Gráfico de contorno do experimento. Fonte: Autor.	102
Figura 67. Diagrama S-N de referência (com uso do PPE). Seleção da faixa de valores de tensão para criação do PPT. Fonte: Autor.	103
Figura 68. Gráfico de contorno do experimento. Seleção do par ordenado. Fonte: Autor.	104
Figura 69. PPT. Fonte: Autor.	105
Figura 70. Diagrama S-N. Comparação com o uso do PPE e PPT. Fonte: Autor.....	105
Figura 71. Quadro de comparação entre resultados obtidos com uso do PPE e PPT. Fonte : Autor.....	109
Figura 72. Fluxograma das etapas desenvolvidas neste trabalho e futuras. Fonte: Autor.	111
Figura 73. Bancada de simulação de sistemas de suspensão. Fonte: Autor.....	111
Figura A1. Sensor de posição. Fonte : Adaptado de https://www.festo.com/cat/pt-br_br/products_WMS_MLO_LWG_1	116
Figura A2 Célula de carga. Fonte: Autor.	117
Figura A.3. Calibração da célula de carga.....	117
Figura B.1. Experimento 01	118
Figura B.2. Experimento 02	119
Figura B.3. Experimento 03	120
Figura B.4. Experimento 04	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Parâmetros do modelo MIRA. Fonte: Adaptado de Maia (2002)	14
Tabela 2. Definição do Coeficiente de Rugosidade para o Modelo de Sayers. Fonte: Dutra, 2003.....	15
Tabela 3. <i>Keypoints</i> da suspensão Duplo "A" em ambiente MBS.....	47
Tabela 4. Representação dos elementos de conexão e seus GL.....	49
Tabela 5. Adequação entre curva experimental de amortecimento e curvas de interpolação. Fonte: Autor.....	52
Tabela 6. Composição das forças na magnitude total para os pontos L1, L2, L3 e L4. Fonte : Rodrigues, Silva e Oliveira (2016)	63
Tabela 7. Forças e torques considerados nos pontos L1, L2, L3 e L4. Fonte : Autor ...	63
Tabela 8. Propriedades do Aço SAE 1020. Fonte: Shigley (2007).....	67
Tabela 09. Análise de convergência de malha	70
Tabela 10. Carregamentos para análise estática	74
Tabela 11. Resultados da análise transiente	79
Tabela 12. Definição dos fatores e níveis	98
Tabela 13. Configuração do planejamento de experimentos	99

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos

ν - Número de onda	[ciclo/m]
$G_z(\nu)$ - PSD do sinal de pista	[m ² /ciclo/m]
G_0 - Coeficiente de Rugosidade	[m ciclo]
w_1 - Parâmetro de controle 01	[adimensional]
w_2 - Parâmetro de controle 02	[adimensional]
ν_p - Constante do material do pavimento	[adimensional]
A_1 - Amplitude do PPT	[mm]
A_2 - Amplitude do PPT	[mm]
ω_1 - Frequência do PPT	[Hz]
ω_2 - Frequência do PPT	[Hz]
F_x - Força trativa	[N]
F_y - Força lateral	[N]
F_z - Força Normal	[N]
T_x - Torque longitudinal	[N.mm]
T_y - Torque lateral	[N.mm]
T_z - Torque Normal	[N.mm]
s_e - Resistência a fadiga	[MPa]
σ'_F - Resistência a fadiga verdadeiro	[MPa]
N - Número de ciclos	[--]
b - Constante do material	[adimensional]
S_{ut} - Tensão última do material	[MPa]
S_y - Tensão de escoamento do material	[MPa]
σ_{\max} - Nível de tensão máximo	[MPa]
σ_{\min} - Nível de tensão mínimo	[MPa]
σ_a - Tensão alternada	[MPa]
σ_m - Tensão média	[MPa]

LISTA DE SIGLAS

Siglas

ASTM – American Society for Testing and Materials
CAD – Computer Aided Design
CNT – Confederação Nacional de Transportes
DNIT – Departamento Nacional de Infraestrutura e Transportes
EUA – Estados Unidos da América
EF – Elementos Finitos
GL – Graus de Liberdade
IRI – International Roughness Index
L1 – Ponto 01 da bandeja de suspensão
L2 - Ponto 02 da bandeja de suspensão
L3 - Ponto 03 da bandeja de suspensão
L4 - Ponto 04 da bandeja de suspensão
MBS – Multibody System
MEF – Método dos Elementos Finitos
MIRA - Motor Industry Research Association
PPE – Perfil de Pista Experimental
PPT – Perfil de Pista Teórico
PSD – Power Spectral Density
SAE – Society of Automotive Engineers

1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentada a contextualização do estudo do perfil de pista na dinâmica veicular, os objetivos deste trabalho, sua justificativa, a metodologia empregada e, por fim, a organização do texto.

1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO DO ESTUDO DO PERFIL DE PISTA NA DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica vertical é a área do conhecimento da Engenharia Mecânica que estuda a resposta do veículo a uma excitação, que pode ser interna, como por exemplo as vibrações do motor, ou externas, como a irregularidade do pavimento na qual o automóvel trafega. (GILLESPIE,1992)

Neste contexto, as irregularidades do pavimento são definidas como a principal fonte de excitação externa do veículo (GILLESPIE,1992; REIMPELL,2001). Devido a isso, os estudos acerca deste tema acompanham a evolução das pesquisas na área da dinâmica veicular para conforto, segurança e durabilidade de seus componentes.

Sayers e Karamihas (1998) definem o perfil de pista como “...*uma parte de duas dimensões da superfície de uma estrada, medida a partir de uma linha imaginária*”. Esta definição corrobora com a ASTM- E867, que ainda relaciona o sinal da pista com a excitação veicular e seus efeitos. Este tópico é melhor discutido no Cap.2, onde uma definição mais apurada ao perfil de pista é desenvolvida.

As irregularidades do pavimento podem ser consideradas, ainda, como uma das principais fontes de excitação que provocam o fenômeno da fadiga nos componentes veiculares sobretudo para a suspensão, que é ocasionado devido a repetição das solicitações de maneira cíclica (DOWLING,2004). Sendo assim, como a suspensão veicular é o subsistema responsável por receber as excitações oriundas do pavimento e mitigá-las ao transferi-las para o habitáculo do veículo, este sistema está diretamente sujeito à falha por fadiga.

Além disso, a suspensão deve responder de maneira eficaz aos esforços longitudinais e laterais, que apesar de, em regra, não serem eventos capazes de

gerar fadiga, produzem outros tipos de falhas e, portanto, devem ser considerados no dimensionamento de cada componente do sistema com cautela (GILLESPIE,1992; REIMPELL ,2001).

Assim, compreende-se que para a representação adequada do sistema de suspensão veicular as irregularidades da pista devem ser consideradas. Sobretudo no que tange à fadiga, pois este fenômeno é crítico do ponto de vista da segurança veicular, e sua falha tem a característica de ocorrer de maneira súbita (NORTON et al, 2004; SHIGLEY et al, 2005).

Definem-se duas abordagens para consideração da irregularidade do pavimento em análises do sistema de suspensão. A primeira a partir da utilização um perfil de pista experimental onde se torna necessária a utilização de instrumentos, como o perfilômetro inercial que é acoplado a um veículo ou a um reboque para obtenção do sinal. Este tipo de equipamento exige um alto investimento financeiro e conhecimento técnico apurado para sua utilização. A segunda através de modelos analíticos, que serão apresentadas no Cap.3.

Além disso, foi observado em sinais de pista existentes que estão disponíveis na literatura e em bibliotecas de softwares (Belgian pave track, ISO 8016, etc) que, em geral, um sinal coletado de um pavimento apresenta comportamento randômico. Portanto, como o perfilometro é acoplado ao veículo, podem haver interferências no sinal coletado, o que exige uma investigação de transmissibilidade das vibrações entre o chassi do automóvel, o instrumento de medida e demais fontes de vibração, pois isso pode ocasionar ruídos no sistema. Sendo assim, a utilização de um Perfil de Pista Experimental (PPE) para simulações automotivas é viável, apesar de exigir maior empenho e investimento.

Cabe ressaltar que, embora, existam perfis de pista disponíveis na literatura, estes em regra, representam estradas e rodovias do exterior cuja qualidade é superior as rodovias brasileiras. O CNT (2017) diz que em 2015 o Brasil ocupava a 121^o posição no ranking de qualidade de suas estradas, o que demonstra a diferença entre a qualidade das pistas entre regiões. Então, um perfil de pista obtido na America do norte, Europa e até mesmo Chile (35^o posição no Ranking), dificilmente representa a realidade brasileira.

O CNT (2017) relata ainda que 50 % das rodovias pavimentadas são classificadas como regulares, ruim ou péssimas, e completa que este fato está

diretamente relacionado com a queda de investimentos em infraestrutura. Um fator agravante é que somente 12,9% das estradas brasileiras são pavimentadas.

Neste contexto, pode ser percebido que uma parcela pequena das estradas brasileiras são pavimentadas, e que destas, somente metade, é classificada como boa ou ótima. Diante disso, há a necessidade de mapeamento dos sinais das rodovias brasileiras, mas sobretudo existe a necessidade de se buscar meios que facilitem a reprodução desses sinais.

Tendo em vista a baixa disponibilidade na literatura de sinais que representam a realidade das rodovias brasileiras e a importância deste aspecto nas avaliações e estudos de segurança veicular e durabilidade em suspensões. O presente trabalho visa propor um método que simplifique a reprodução de um PPE através de um sinal composto por parcelas senoidais, que recebe o nome de Perfil de Pista Teórico (PPT), este tema é melhor apresentado no Cap.2.

Paratanto, o PPE é obtido a partir de um software comercial de simulação veicular para desenvolvimento do método, na qual usam-se simulações MBS (Apresentado no Cap.3) para representação do sistema de suspensão e aquisição de forças e torques a partir de uma análise dinâmica e cinemática. Em seguida, é desenvolvida uma avaliação para fadiga em EF, na qual é traçado o Diagrama S-N (que relaciona a resistência à fadiga com o número de ciclos até a falha) da bandeja inferior desta suspensão. O PPT é proposto a partir da aplicação de um planejamento de experimentos, apresentado no Cap.4.

Os resultados obtidos para as curvas S-N de referência (com uso do PPE) e o novo diagrama S-N (com uso do PPT) são comparados, então o PPT é definido quando as curvas SN tem uma adequação superior a 90%.

Pode ser citado como vantagem no uso do PPT em simulações veiculares o uso de equipamentos que exigem baixo investimento financeiro para sua reprodução, o uso de softwares mais básicos, a obtenção de um sinal periódico e com parâmetros conhecidos.

1.2. OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho consiste na aplicação de técnicas MBS para reprodução dinâmica e cinemática do sistema de suspensão e adquirir, através do MEF o Diagrama S-N da bandeja inferior da suspensão estudada, utilizando o PPE e o PPT.

Os objetivos específicos deste estudo são:

- Propor uma expressão analítica composta por parcelas senoidais de mais fácil reprodução laboratorial.
- Utilizar bancada experimental desenvolvida para aquisição de curva de amortecimento (Força x Velocidade) do componente adquirido comercialmente.
- Propor um método para representação de um PPE a partir de um PPT embasado na análise de vida a fadiga da bandeja inferior de uma suspensão veicular.

1.3. JUSTIFICATIVA

A complexidade do sinal do PPE deste trabalho é notória, como pode ser observado na Fig.(4). Este fato pode ser observado também no estudo de Freitas (2013) que utiliza como forma de representação da irregularidade da pista em sua avaliação do sistema de suspensão um perfil simplificado, que é proposto a partir da combinação entre um modelo teórico e um sinal de impulso para representar uma lombada.

A consideração do perfil de pista no estudo de fadiga é relevante, como mostra Dowling (2004) ao dizer que, no desenvolvimento de um veículo, o efeito da fadiga é

avaliado considerando “...um teste geral que inclui a rugosidade da pista, buracos, curvas rápidas, etc.”.

Estudos como Lanchester (1907), Rowell (1922), Cox (1955), Gillespie (1992) Sayers e Karamihas (1998), Maia (2002), Dutra (2003) e Freitas (2013) expressam a importância do uso do perfil de pista em seus trabalhos e demonstram o interesse da comunidade acadêmica neste assunto.

As grandes montadoras, fazem testes de suspensões utilizando banco de testes de alto custo financeiro capazes de reproduzir os sinais experimentais, exemplos dessas bancadas serão apresentadas adequadamente no Cap.2.

Cabe ressaltar que o objetivo final deste trabalho consiste na avaliação da vida em fadiga da bandeja inferior da suspensão estudada (apresentada no Cap.3) a partir da obtenção da curva S-N deste componente a partir da utilização do PPE.

Neste sentido, o presente trabalho justifica-se como um pequeno avanço na direção de simplificar esse sinal de pista experimental, de forma a se obter o chamado PPT e então traçar uma nova curva S-N com o perfil teórico, a fim de comparar com o resultado adquirido com o PPE e, assim, demonstrar a similaridade entre os sinais.

Com isso, o custo investido nos bancos de testes será inferior e permitirá uma inclusão do meio acadêmico em estudos mais eficazes voltados a avaliação de sistemas de suspensão.

1.4.METODOLOGIA

A seguir é apresentado na Fig.(01) o fluxograma que representa a metodologia geral utilizada neste estudo.

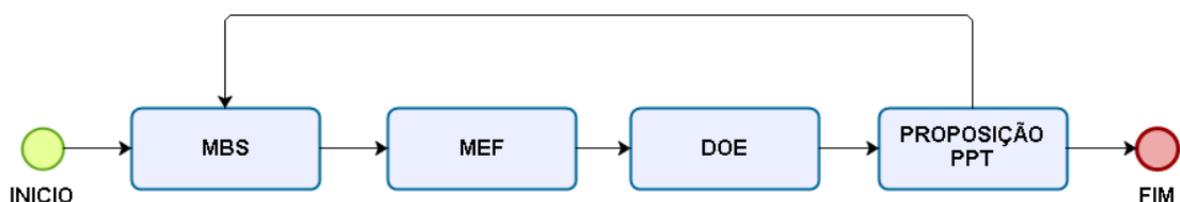


Figura 1. Metodologia Geral do trabalho. Fonte: Autor.

Como o foco deste estudo visa a proposição de um método de simplificação de reprodução de perfis de pista adquiridos experimentalmente, o PPE usado para desenvolvimento deste trabalho foi importado de um software comercial de simulações veiculares.

Sendo assim, a primeira etapa deste estudo consiste na inserção deste sinal no software de análise MBS, onde o subsistema da suspensão utilizada neste estudo é modelado.

Então é obtido como resposta as forças e torques atuantes na bandeja inferior da suspensão, por se tratar de um componente fundamental para o equilíbrio do sistema. É nela que o amortecedor é ancorado, e sua principal responsabilidade é balancear as solicitações oriundas da pista. Este sistema é melhor apresentado no Cap.3.

As solicitações medidas na bandeja inferior da suspensão são usadas como dados de entrada para análise de vida em fadiga, desenvolvida em EF. Então, é construído o Diagrama S-N do componente considerando o uso de um PPE.

Posteriormente, é feito o planejamento de experimentos, onde se usa a Eq.(10), composta por parcelas senoidais para representação das oscilações de uma pista, para a qual as amplitudes do sinal são usadas como variáveis a serem combinadas para proposição de um sinal senoidal capaz de reproduzir o PPE.

O sinal de pista proposto (PPT) é inserido então no software MBS, onde são medidas as forças e os torques atuantes na bandeja inferior da suspensão, agora com o uso do PPT. Inicia-se então um novo ciclo, onde a bandeja é analisada mais uma vez via EF para fadiga e é traçado um novo Diagrama SN..

Comparam-se então os resultados obtidos entre as curvas S-N do componente a partir da utilização do PPE e PPT, se houver similaridade entre os gráficos finaliza-se o processo metodológico e define-se o PPT. Caso contrário, o procedimento do planejamento de experimentos é repetido a fim de se gerar uma nova combinação de amplitudes que seja capaz de reproduzir o PPE. No Cap.4, este tópico é melhor explorado.

1.5. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No que tange a organização, este trabalho está dividido em capítulos, na qual a revisão bibliográfica não está condensada em uma única seção, ela é distribuída em cada um dos capítulos apresentados, visto a diversidade de assuntos necessários para desenvolvimento do trabalho para cumprimento dos objetivos estabelecidos.

O Cap.1 trata da introdução, onde há a contextualização do assunto estudado e as primeiras noções acerca do tema.

No Cap.2 é apresentado os principais conceitos referente à perfis de pista. É mostrado o PPE utilizado neste estudo e a expressão para proposição de um PPT.

O Cap. 3 consiste na modelagem MBS da suspensão usada neste trabalho, na qual é visado a aquisição das forças e torques atuantes na bandeja inferior deste subsistema.

No Cap. 4 é desenvolvido em MEF uma análise de fadiga para bandeja inferior da suspensão, na qual é traçado o Diagrama S-N do componente utilizando-se o PPE e o PPT. Para tanto, ainda neste capítulo, é apresentado o planejamento de experimentos desenvolvido para proposição do PPT.

O Cap.5 trata da apresentação da conclusão e trabalhos futuros. Em seguida, pode ser encontrado as referências bibliográficas e por fim os apêndices.

2. CONSIDERAÇÕES ACERCA DO PERFIL DE PISTA E SUA INFLUÊNCIA NAS SUSPENSÕES VEICULARES

Neste capítulo serão apresentados a definição formal e os modelos teóricos clássicos de reprodução de perfis de pista, baseado na bibliografia técnica consultada. Por fim, apresenta-se o PPE utilizado no estudo e o método de proposição do PPT, a partir de uma expressão senoidal.

2.1. ASPECTOS GERAIS SOBRE O PERFIL DE PISTA

Nessa seção é apresentado a definição de perfil de pista, onde é discutido sua importância para o estudo da dinâmica do veículo. Em seguida, é mostrado os principais modelos existentes de representação de perfis de pista.

2.1.1. Definição do Perfil de Pista

A ASTM E 867-82 define o perfil de pista como “ Os desvios da superfície de um pavimento com relação a uma superfície verdadeira, com características e dimensões que afetam a dinâmica do veículo, solicitações dinâmicas e conforto”. Nota-se, que a concepção do que é o perfil de pista está atrelada a considerações veiculares, tais como suas características dinâmicas e solicitações.

Sayers e Karamihas (1998), corroboram com a definição de perfil de pista da ASTM dizem que, a superfície de uma pista pode ser representada por duas parcelas, uma lateral e outra longitudinal, conforme é apresentado a seguir na

Fig.(02). Desta forma, o perfil de pista é determinado a partir da parcela longitudinal da superfície de uma pista.

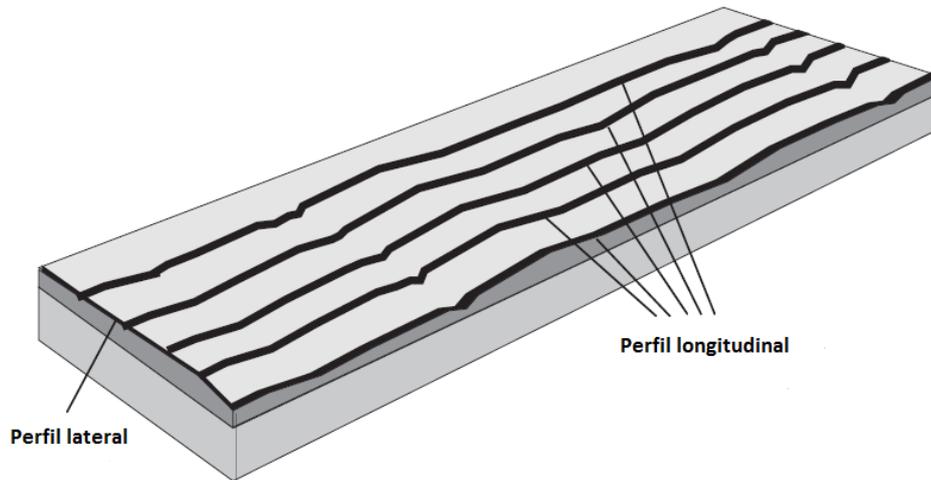


Figura 2. Representação do perfil de pista a partir de seu componente longitudinal e lateral.
Fonte : Sayers e Karamihas (1998).

O perfil de pista, por representar uma superfície, pode ser dividida em três parcelas com relação a sua textura, a de rugosidade (alta frequência e baixa amplitude), ondulação (frequência intermediária e amplitude intermediária) e o desvio de forma que representa o formato geral da superfície (frequência baixa, alta amplitude) (CORTES,2009). A seguir é apresentado na Fig.(03) um exemplo disso, na qual pode ser notado as parcelas correspondentes a uma superfície.

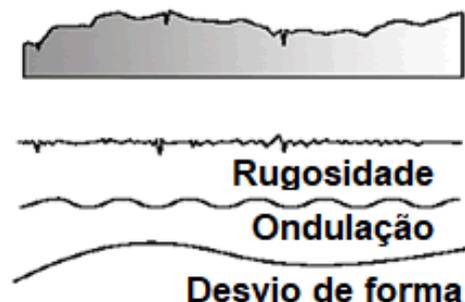


Figura 3. Representação das parcelas que constituem uma superfície. Fonte : <http://wafatech.blogspot.com.br/2009/10/rugosidade-das-superficies.html>

Entre as fontes de excitação externas do veículo, a irregularidade da pista é citada por Gillespie (1992) como uma das mais penalizantes para segurança, conforto e durabilidade dos componentes automotivos. É reafirmado por Lak, Degrande e Lombaert (2011) que realiza uma análise da influência dos impactos das irregularidades do pavimento nas características mencionadas por Gillespie (1992).

Neste contexto, é percebido que o estudo da dinâmica veicular pode ser vinculado aos avanços das pesquisas sobre as irregularidades da pista, conforme apresentado no Cap.3, onde é exposto que em 1922, Rowell já havia proposto um modelo matemático para representar a irregularidade da pista a partir de uma função senoidal baseada na velocidade do veículo e altura do obstáculo, o que já demonstrava a necessidade de se reproduzir o sinal de uma pista a partir de uma função analítica.

Cox (1955) relata em seu estudo que de fato entre 1920 e 1940 foi encomendado ao Departamento de Pesquisa Ciencia e Industria dos Estados Unidos uma avaliação do impacto nas rodovias pelos veículos. Ele relata que este estudo foi completamente experimental, e que para tanto selecionou-se uma série de veículos de diferentes categorias, instrumentaram os automóveis e os colocaram para trafegar em pistas boas, ruins e artificiais.

Neste contexto, foi obtido ampla base de dados acerca dos pavimentos americanos. No entanto Cox(1955) ressalta que havia uma dificuldade considerada insuperável na época, que era a reprodução exata das condições ensaiadas (mesmo trecho de pista, mesma velocidade) e que por isso surgiu a necessidade de se representar essas rodovias em um ambiente controlado, a partir de obstáculos artificiais.

Cox(1955) relaciona então o impacto desses obstáculos artificiais sobre cada eixo do veículo, a partir da construção de curvas que representam essas irregularidades. Nota-se que há aqui um princípio importante para este estudo, que é o fato de que em 1955 já havia a preocupação da comunidade acadêmica em se representar a superfície de uma pista em um ambiente controlado, por meio da construção de uma pista completamente artificial. Este pensamento, naturalmente evolui para a proposição de modelos analíticos que possam reproduzir um sinal de pista, como é o caso deste estudo.

Outro trabalho que considera o perfil de pista em seu estudo, e que portanto ressalta com a relevância deste tema no estudo da dinâmica veicular é o de Uys, Els e Therosson (2006) que investiga a configuração ótima dos parâmetros de mola e amortecedor da suspensão de um veículo comercial *off-road* a partir da modelagem MBS do sistema e variação do sinal de pista e velocidade do automóvel, para avaliar o conforto veicular.

Sayer e Karamihas (1998) comentam que em 1964 já estava em desenvolvimento pela *General Motors* o perfilômetro GMR (instrumento para medir as irregularidades da pista), que pode ser observado a seguir na Fig.(04), o que denota o interesse da comunidade na representação do pavimento em seus estudos, dado a importância deste tema nas análises de segurança veicular, conforto, durabilidade de componentes e projeto e desenvolvimento.

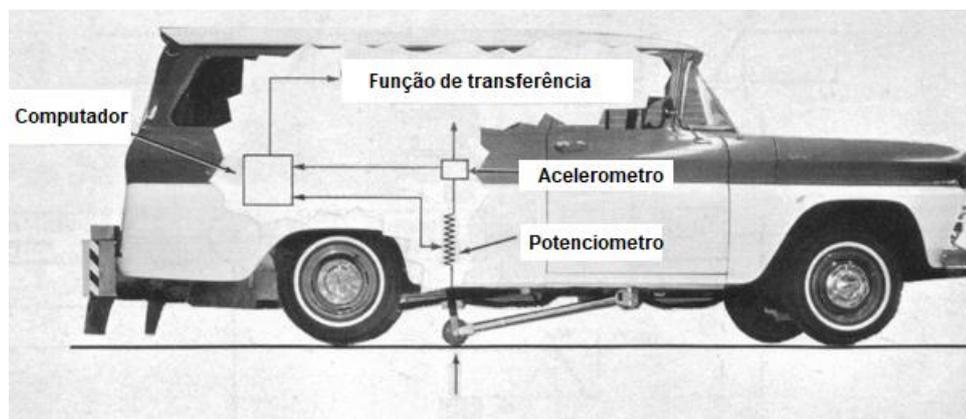


Figura 4. Modelo do perfilômetro GMR 1964. Fonte : Adaptado de <http://slideplayer.com/slide/9393559/>

Freitas (2013) ao discorrer sobre o efeito das pistas no projeto de suspensão diz que “Se os parâmetros de uma suspensão forem definidos para uma pista de boa qualidade, essa pode apresentar problemas de espaço de trabalho para pistas ruins”. Isto demonstra, que a aquisição de um perfil de pista para análise de suspensões veiculares é relevante, desde o projeto do veículo. E assim, para correta avaliação de componentes automotivos que estão sujeitos a essas irregularidades, o sinal da pista é indispensável.

Uma alternativa a utilização do Perfil de Pista Experimental (PPE) é a utilização de modelos teóricos para sua representação, conforme apresentado na seção seguinte.

2.1.2. Modelos de perfis de pista

A tentativa de reprodução de perfis de pista acarretou em uma série de trabalhos que tentam representar as irregularidades de uma pista através de um sinal analiticamente definido. Neste contexto, ao longo deste tópico serão apresentados os principais modelos desenvolvidos para este fim.

O sinal de pista experimental, conforme será melhor apresentado na seção 2.2 deste capítulo, apresenta comportamento aleatório, isto é, não pode ser definido uma faixa de operação de frequência fixa, como ocorre para carregamentos determinísticos, como, por exemplo, a vibração de um eixo rotativo, na qual é conhecido a frequência de rotação do componente.

Para o perfil de pista experimental para cada trecho da superfície do pavimento analisado serão encontradas as faixas de frequências características distintas. Neste sentido, é recomendado para visualização do sinal a utilização da densidade espectral do sinal, que corresponde à distribuição do nível de energia acumulada para cada faixa de frequência em função de sua variância.

Sayers e Karamihis (1998) dizem que “O PSD (Power Spectral Density) foi desenvolvido originalmente para caracterização de voltagens. O Mesmo modelo matemático pode ser aplicado para perfis de pista” e cita como diferença que a variância é dada em m^2 ao invés de V^2 e que sua distribuição é definida a partir do número de onda (ciclos/metro) ao invés de frequência (ciclos/s).

Neste contexto, a maior parte dos modelos que serão apresentados a seguir apresentam o perfil de pista a partir da densidade espectral do sinal do pavimento, para facilitar sua comparação com pistas experimentais.

2.1.2.1. Modelo de Houboult (1961)

O modelo de Houboult foi desenvolvido em 1961 para representar pistas de aeroportos, que são consideradas uma referência devido a sua boa qualidade. Este modelo foi aceito pela comunidade acadêmica e bastante explorado na década de 1960. No entanto, com o desenvolvimento do perfilômetro inercial, e aquisição de perfis de pista experimentais, foi percebido que sua expressão não simulava

adequadamente a superfície de uma pista experimental. (MAIA, 2002; DUTRA, 2003)

O modelo de Houboult é descrito a partir da Eq. (1).

$$G_z(\nu) = \frac{G_0}{\nu^2} \text{ (m}^2\text{/ciclo/m)} \quad (01)$$

Em que $G_z(\nu)$ é o sinal de pista apresentado a partir de sua densidade espectral, G_0 o parâmetro de nível da amplitude da rugosidade e ν o número de onda (ciclo/m).

2.1.2.1. Modelo de MIRA (1973)

O modelo da *Motor Industry Ressearch Association* (MIRA) é apresentado a seguir nas Eq. (2) e (3).

$$G_z(\nu) = G(\nu_0) \left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{-w_1} \text{ para } \nu \leq \nu_0 \quad (02)$$

$$G_z(\nu) = G(\nu_0) \left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{-w_2} \text{ para } \nu > \nu_0 \quad (03)$$

Em que $G(\nu_0)$ é o parâmetro de rugosidade do pavimento, dado em (m²/ciclo/m), ν é o número de onda (ciclos/m) , $\nu_0 = 1/2\pi$ é o ponto de inflexão do modelo, w_1 e w_2 são parâmetros de controle definidos na Tab.(01) que variam de acordo com a qualidade da pista para corrigir a inclinação da curva que representa a irregularidade do pavimento.

Tabela 1. Parâmetros do modelo MIRA. Fonte: Adaptado de Maia (2002)

Qualidade da pista	$G(v_0) \times 10^{-6}$ (m ² /ciclo/m)	w_1	w_2
Muito boa	2 - 8	1.95	1.36
Boa	8 - 32		
Regular	32 - 128	2.05	1.44
Ruim	128 - 512		
Muito ruim	512 - 2048	2.28	1.42

2.1.2.2. Modelo de Gillespie (1980)

Gillespie (1980) propõe um modelo para representação do perfil de pista para o estudo da dinâmica veicular conforme é apresentado na Eq. (04).

$$G_z(v) = \frac{G_0 [1 + (v_p / v)^2]}{(2\pi v)^2} \quad (04)$$

Em que $G_z(v)$ representa o perfil de pista, G_0 é a amplitude da rugosidade da pista, v_p constante que depende do tipo de pavimento (0.164 para asfalto e 0.066 para concreto) e v é o número de onda.

2.1.2.3. Modelo de Sayers (1985)

Sayers (1985) propõe um modelo para representação dos perfis de pista embasando-se no fato de que o pavimento é um processo estacionário aleatório de

Gauss. (MAIA, 2002; DUTRA,2003). A seguir na Eq.(05) é apresentado o modelo de Sayers.

$$G_z(v) = G_0 v^a \quad (05)$$

Onde G_0 é o coeficiente de rugosidade, apresentado anteriormente, v o número de onda e a um expoente adimensional equivalente a -2.

O valor de G_0 é calculado analiticamente através de uma expressão (que não será explorado neste estudo mas está disponível em Maia (2002) e Dutra (2003)) que relaciona o coeficiente de rugosidade a velocidade do veículo e a excitação imposta pela pista no pneu do automóvel.

Na Tab.(02) são apresentados* os valores do coeficiente de rugosidade a partir da classificação de pistas de acordo com sua qualidade, onde A representa uma pista muito boa e G uma pista extremamente ruim.

Tabela 2. Definição do Coeficiente de Rugosidade para o Modelo de Sayers.
Fonte: Dutra, 2003

CLASSIFICAÇÃO DE PISTAS	COEFICIENTE DE RUGOSIDADE G_0 (m ² /ciclo/m)
A – Muito Bom	0.001×10^{-4}
B – Boa	0.004×10^{-4}
C – Média	0.016×10^{-4}
D- Ruim	0.064×10^{-4}
E – Muito Ruim	0.259×10^{-4}
F	1.037×10^{-4}
G	4.147×10^{-4}

A partir da Tab. (02) nota-se que o coeficiente de rugosidade é medido a partir de um parâmetro qualitativo da qualidade da pista, que é subjetivo, pois a percepção sobre uma superfície pode variar de acordo com a percepção do usuário, que é influenciada por fatores como, a velocidade do automóvel, seu tipo (que inclui o projeto de suspensão),etc.

De fato, a velocidade altera a sensação e a sensibilidade do sistema quanto à severidade das irregularidades da pista. É cabível afirmar também, que quanto mais rugoso é a superfície de uma pista, maior excitação o veículo irá sofrer. No entanto, a relação entre velocidade do veículo e a rugosidade da pista exige uma análise mais profunda por se tratar de duas grandezas que em princípio são independentes.

Neste contexto, o perfil e pista proposto por Sayers (1985) ao considerar o coeficiente de rugosidade em seu equacionamento, não representa de fato a superfície de uma pista, mas sim a percepção deste sinal sobre o ocupante do veículo, tendo em vista os aspectos subjetivos do mesmo.

Portanto, apesar de coerente do ponto de vista analítico, os modelos propostos por Sayers, Gillespie, Mira, Houlbout (e outros autores não apresentados neste estudo) são baseados na percepção do ocupante do veículo sobre a irregularidade do pavimento, o que os torna subjetivos. Portanto, há uma lacuna na concepção de métodos que permitem a proposição de perfis de pista baseados inteiramente na rugosidade da superfície em si, e não na percepção subjetiva dessa irregularidade.

2.1.2.4. USA Federal Highway Administration - IRI (1998)

Os modelos desenvolvidos até esse tópico para representação e qualificação da superfície de uma pista apresentam dois elementos que são comuns a todos, um parâmetro para o sinal da onda e um fator de rugosidade da pista.

Os fatores de rugosidade, são definidos a partir de uma análise qualitativa da superfície de uma pista. Entretanto, cada autor atribui valores distintos para seus coeficientes e há ainda um problema na identificação do fator qualitativo das pistas, pois fica sujeito à interpretação do engenheiro.

Neste sentido, essa linha de pensamento defendida entre os autores apresentados, culmina no trabalho apresentado por Sayers e Karamihas (1998) a

pedido do *USA Federal Highway Administration*, um índice internacional que possa representar a rugosidade ou qualidade de uma pista, denominado por International Roughness Index (IRI).

O IRI relaciona, assim como outros índices, um parâmetro qualitativo da pista, no qual se descreve como a superfície deve ser (quantos buracos, seus espaçamentos, etc.). Assim, para cada classificação de pista há um valor correspondente ao seu IRI.

Um exemplo dessa caracterização das pistas em função do IRI, é apresentado na Fig.(05) a seguir.

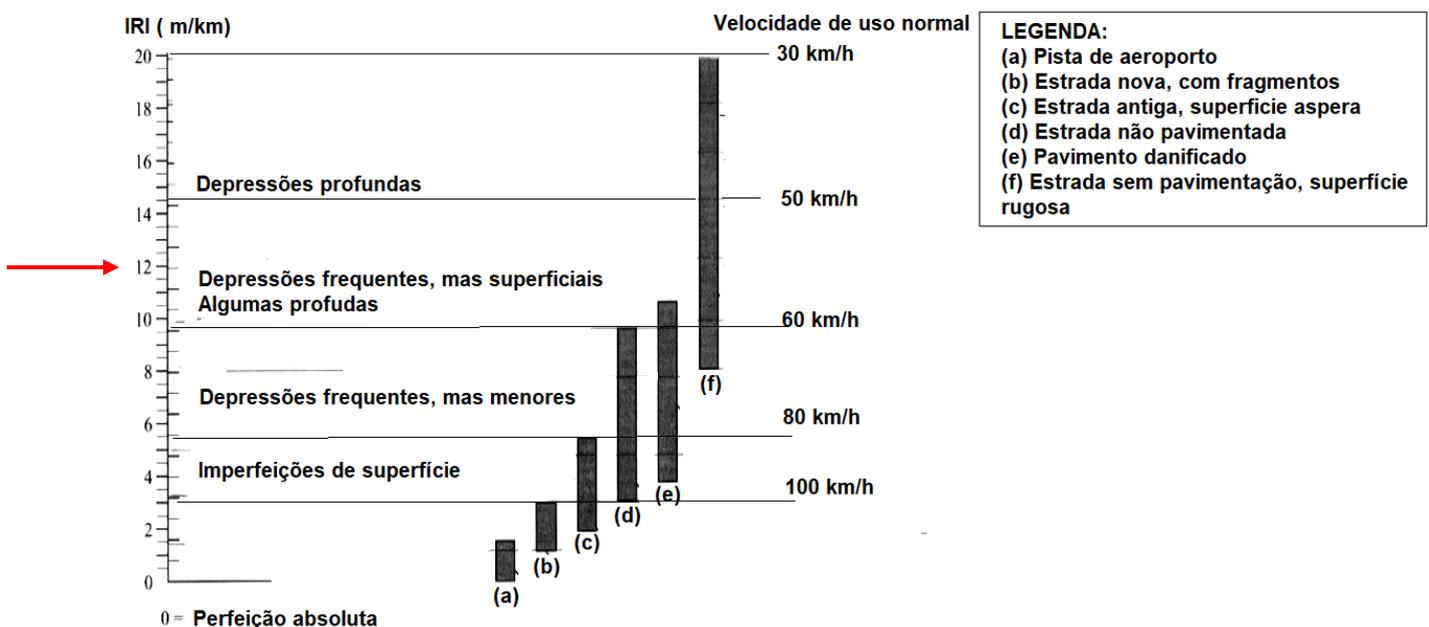


Figura 5. Quadro IRI. Fonte: adaptado de Dutra, 2003

O IRI, conforme apresentado na Fig.(05) determina uma relação entre a rugosidade da pista e a velocidade na qual se consegue trafegar neste terreno. Além disso, é definido uma série de características (como número de buracos e sua severidade, por exemplo) para as pistas de acordo com seu índice.

Para explorar melhor esta ideia, imagine uma pista classificada com IRI 12 (indicado na Fig. (05) pela seta em vermelho), isto significa que a superfície desta pista, de acordo com este método, apresenta depressões frequentes, mas superficiais, embora haja algumas profundas, e que a velocidade que o veículo

consegue dirigir neste terreno varia entre 50 a 60 km/h. Esta pista pode ser classificado como (f) – *estrada sem pavimentação de superfície rugosa*.

Este índice foi largamente utilizado e é até hoje, uma referência para caracterização da rugosidade de pavimentos. No entanto, começam a surgir questionamentos acerca do seu uso.

Kropac (2005) e Rodrigues (2015) defendem que apesar do reconhecimento do IRI na caracterização da rugosidade de perfis de pista sua utilização deve ser feita com cautela, pois ele qualifica e quantifica perfis de pista que são analiticamente, visualmente e essencialmente distintos em uma mesma categoria. Rodrigues (2015) ainda completa que para análises de fadiga em bandejas de suspensão, este índice não é adequado, pois sinais que de acordo com o IRI deveriam ser iguais, apresentam resultados distintos. Isto porque, na Fig. (05), nota-se ainda, um problema bastante comum que é o fato de uma mesma pista abranger diversos valores de IRI. Por exemplo, uma pista classificada como (f) (conforme o exemplo apresentado anteriormente), pode abranger valores de IRI que variam de 08 a 20, o que gera pistas completamente distintas

2.2. ANÁLISE DO PERFIL DE PISTA EXPERIMENTAL (PPE) APLICADO NO PRESENTE ESTUDO

Nesta seção será apresentado o PPE utilizado neste estudo, onde sua frequência e amplitude serão avaliados para melhor compreensão do sinal.

O PPE utilizado neste estudo foi exportado do *Carsim*®, uma plataforma virtual de análise dinâmica de veículos que contém em sua biblioteca alguns sinais de pista. Desta forma, o perfil que será apresentado a seguir é uma referência, que será usado para propor um sinal teórico (apresentado na seção 2.3) equivalente a ele, avaliado a partir da vida em fadiga da bandeja inferior da suspensão que será apresentada no Cap.3.

Conforme apresentado na seção 2.1.1 o perfil de pista por definição é representado por amplitudes de irregularidades (mm) em função de uma distância percorrida (m). No entanto, para algumas análises, em especial a análise MBS realizada no Cap.3 o sinal deve ser inserido em função do tempo. Diante disso, foi

necessário converter o eixo das abcissas do gráfico, que normalmente é dado em função da distância, para o tempo. Para tanto, considerou-se a velocidade média do veículo na ordem de 60 km/h.

A seguir, na Fig. (06) é mostrado o PPE usado neste estudo, na qual pode ser observado que seu sinal é contínuo e não periódico, isto é, aleatório, conforme discutido anteriormente.

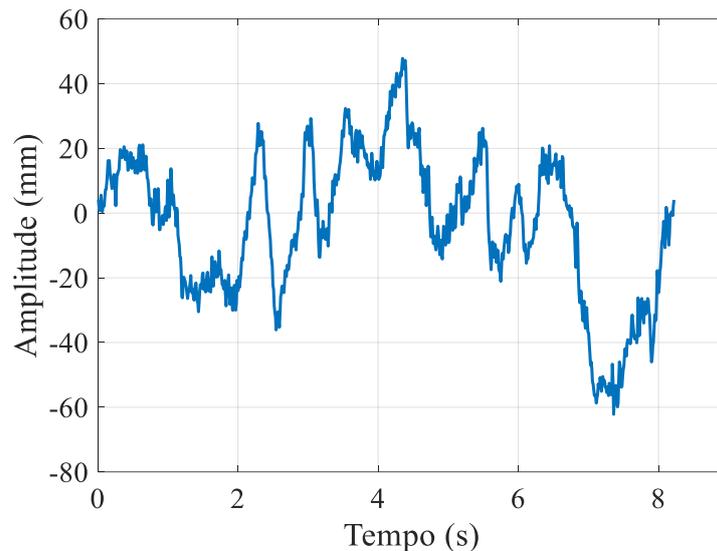


Figura 6. Perfil de Pista Experimental (PPE). Fonte: Autor

Para compreensão de como as amplitudes desse sinal estão distribuídas, foi traçado seu histograma, que consiste em um gráfico de barras, na qual é contabilizado para cada barra a contagem do número de ocorrências de um determinado evento (neste caso amplitude). Com isso é possível que se compreenda qual é a faixa de amplitude de maior frequência no PPE. A Fig.(07) consiste no histograma do PPE.

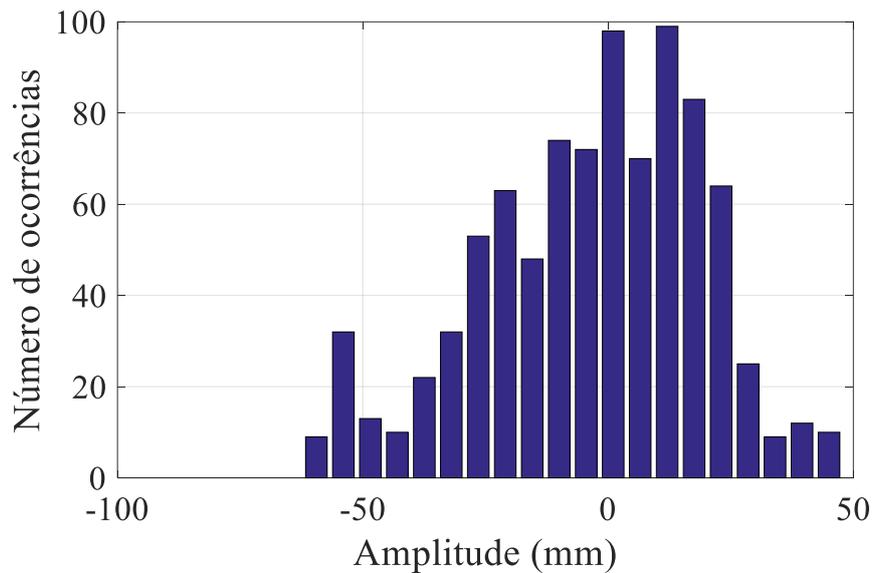


Figura 7. Histograma do PPE. Fonte : Autor

Pode ser percebido através da Fig.(07) que as maiores barras do histograma correspondem a baixos valores de amplitude com médias de 1 e 12 mm respectivamente.

O que indica que a maior parte do sinal apresentado na Fig. (06) é composto por irregularidades de até 12 mm de amplitude, mas que há presença de eventos, em menor ocorrência, que alcançam 60 mm.

Foi realizado, de maneira preliminar, uma análise sobre a frequência desse sinal, com o intuito de buscar o entendimento sobre a composição do PPE. Desta forma, foi desenvolvido em um primeiro momento um filtro FIR do tipo passa baixa, com janela de *Hanning*, a fim de melhorar a visualização da forma do sinal com a retirada do ruído, conforme é apresentado na Fig.(08).

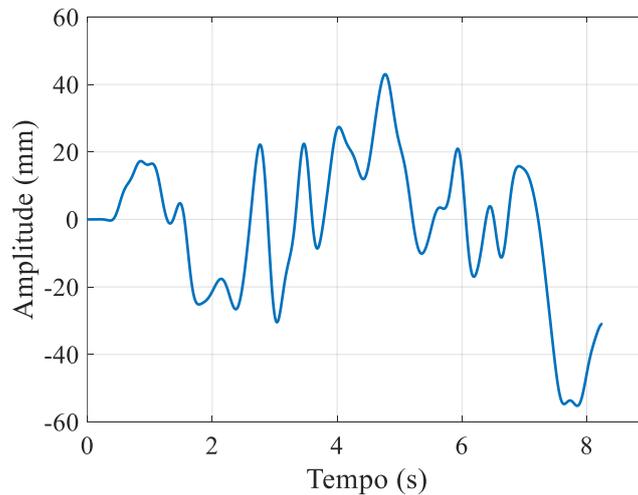


Figura 8. PPE com aplicação de filtro FIR passa baixa. Fonte : Autor

Com a aplicação do filtro, foi realizado então a transformada de Fourier sobre o sinal, para avaliação no domínio da frequência, conforme é apresentado na Fig. (09).

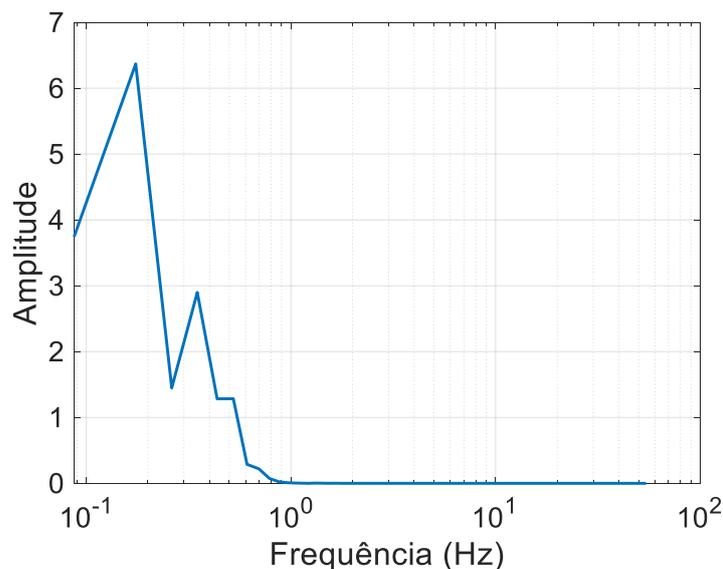


Figura 9. Espectro de frequências do PPE. Fonte: Autor

Optou-se por apresentar somente o resultado final da análise de frequência deste estudo, no entanto, foram realizadas verificações anteriores, nas quais constatou-se que o PPE apresentado da Fig.(06) apresenta ruído da ordem de 20 Hz, que foi filtrado, conforme mostrado na Fig.(08).

Além disso, é identificado que o intervalo entre 0 e 1 Hz identificado na Fig. (09), corresponde a frequência relativa a oscilação (conforme Fig.(03)) desse sinal. Essa

informação é importante para melhor compreensão das parcelas que compõe o PPE deste trabalho por se tratar de uma referência que será utilizada para comparação com o PPT que será proposto (apresentado na seção 2.3 e gerado de maneira definitiva no Cap.4).

2.3. Perfil de Pista Teórico (PPT)

O propósito deste tópico, consiste na determinação de uma expressão, que seja capaz de representar adequadamente o PPE a partir do efeito em fadiga da bandeja inferior de uma suspensão automotiva, tratado no Cap.4.

Na seção 2.2 foram apresentadas as características do PPE que o define como um sinal complexo. Além disso, no Cap.1 ressaltou-se, a motivação em se propor um PPT. Este sinal teórico, deve apresentar um equacionamento simples, baseado em uma expressão senoidal, periódica e de amplitude e frequência conhecidas pelo engenheiro para facilitar o processo de controle do atuador pneumático que o reproduzirá em uma etapa futura deste trabalho.

Sayers e Karamihas (1998) dizem que *“Um típico perfil de pista não possui semelhança direta com um sinal senoidal puro”*, mas completa que a superfície de um pavimento engloba diversos sinais senoidais com comprimento de onda e fase distintos.

De fato, conforme apresentado por Cortes (2009) e exposto na Fig.(03) uma superfície pode ser dividida em parcelas que representem sua rugosidade, sua ondulação e o desvio de forma. No entanto, Sayers e Karamihas (1998) afirmam que de fato, um perfil de pista (que representa uma superfície) pode ser dividido não em três, mas em n sinais senoidais, conforme apresentado no exemplo a seguir da Fig.(10).

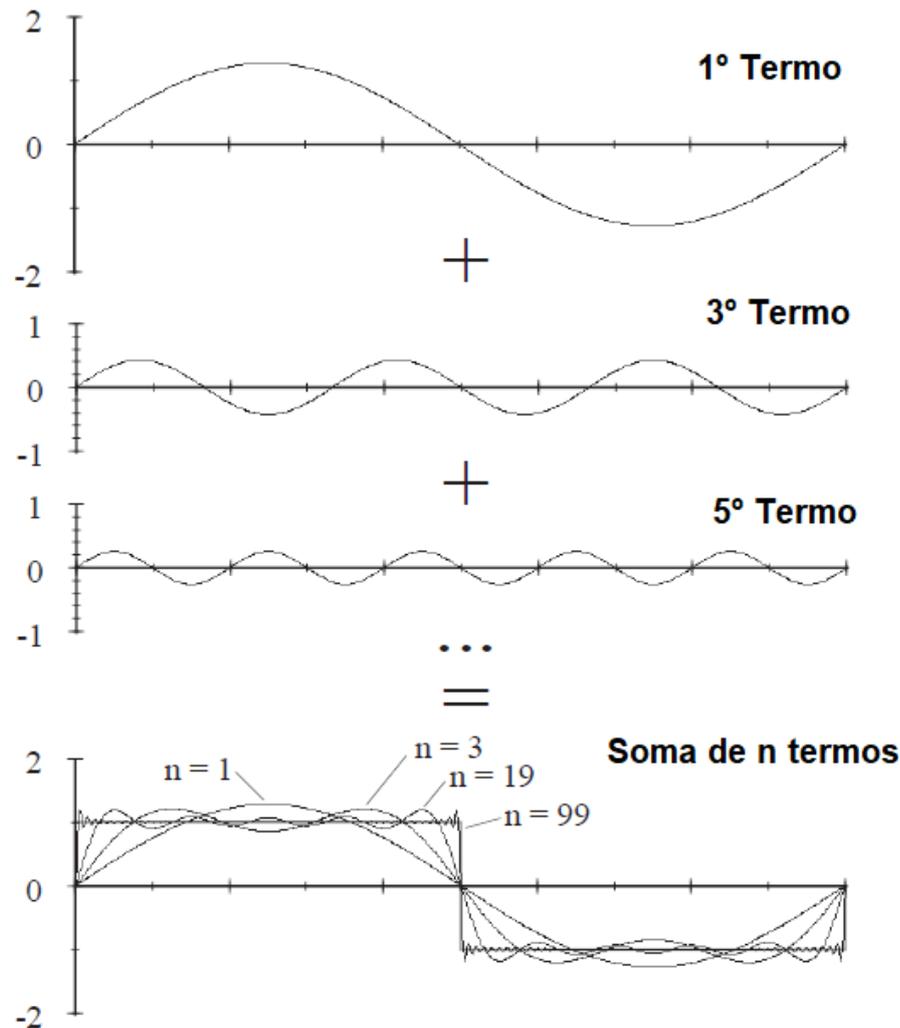


Figura 10. Composição de perfil de pista a partir de sinais senoidais. Fonte: Adaptado de Sayers e Karamihas (1998)

O princípio do que é dito por Sayers e Karamihas (1998) é baseado na série de Fourier, apresentada em 1807, na qual é defendido que um sinal periódico pode ser representado por somas de funções seno e cossenos.

Portanto, o presente trabalho visa propor um PPT composto por parcelas senoidais, que possam representar o PPE da Fig. (06). No entanto, a semelhança entre o sinal experimental e o teórico, é dada a partir da avaliação em fadiga desenvolvida no Cap.4. Desta forma, apesar de apresentarem natureza (aleatória/determinístico), periodicidade e demais características referentes a composição do sinal diferentes, para o componente da suspensão avaliado, seu efeito à fadiga é similar, e então, para essa avaliação o PPE pode ser substituído pelo PPT.

A primeira tentativa de se propor o PPT, foi explorada no trabalho de Rodrigues (2015), na qual utilizou-se somente uma parcela senoidal na composição da expressão do perfil de pista. No entanto, foi notado que a utilização do sinal desta forma, não é capaz de representar adequadamente a superfície de um pavimento.

Então, baseado no que foi apresentado até então sobre o estudo de Sayers e Karamihas (1998) e Cortes (2009) foi adicionado à expressão de Rodrigues (2015) um termo. Desta forma, o PPT agora possui uma parcela referente a sua ondulação e uma para sua rugosidade, gerando assim a Eq.(6) apresentada a seguir.

$$y(t) = A_1 \text{sen}(\omega_1 t) + A_2 \text{cos}(\omega_2 t) \quad (06)$$

Em que A_1 e A_2 são as amplitudes e ω_1 e ω_2 as frequências do sinal.

Foi elaborado um exemplo de uma possível configuração para as variáveis A_1 , A_2 , ω_1 e ω_2 da Eq.(06) na proposição de um sinal de pista. No entanto, cabe ressaltar que este procedimento é desenvolvido somente para ilustrar a composição do sinal, e não representa o PPT definitivo deste estudo (que só é apresentado no Cap.4). Então, a seguir é apresentado os valores determinados para o exemplo.

- $A_1 = 10mm$
- $A_2 = 5mm$
- $\omega_1 = 1Hz$
- $\omega_2 = 3Hz$

A seguir na Fig. (11) é apresentado o resultado gráfico dessa combinação, na qual pode ser observado três curvas, uma para representar a primeira parcela da Eq.(06), outra para segunda parcela e a curva completa.

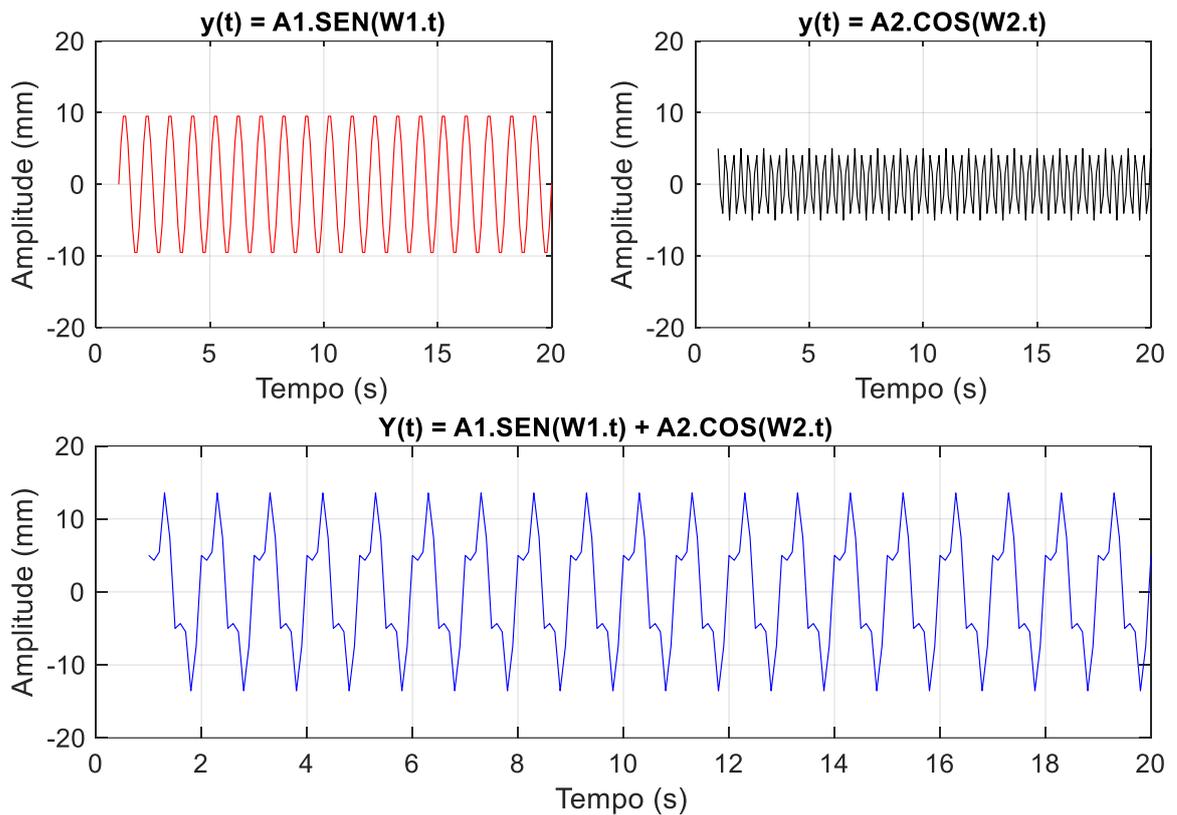


Figura 11. Exemplo de composição da Eq.(06). Fonte: Autor.

O sinal apresentado na Fig. (11), como dito anteriormente, é somente um exemplo. Para determinação do PPT definitivo, os valores de amplitude são definidos a partir da curva de contorno adquirida no planejamento de experimentos, desenvolvida no Cap.4.

Tendo em vista que as avaliações numéricas deste estudo serão validadas a partir de um trabalho futuro empírico os valores para as frequências foram determinados a partir de uma avaliação desenvolvida no atuador que compõe a bancada de ensaio de suspensões (apresentada no Cap. 5, como trabalhos futuros).

Nesta verificação, observou-se que este equipamento apresenta bons resultados, para seu controle, quando submetido a frequências entre 2 a 8 Hz. Então, optou-se por verificar valores de frequência, dentro deste intervalo, de acordo com o apresentado no Cap.4.

2.4. CONCLUSÃO DO CAPITULO

Neste capítulo foi apresentada a importância do perfil de pista para o estudo da dinâmica veicular. Além disso, mostrou-se que a representação do perfil de pista de maneira teórica é vantajosa pois facilita sua reprodução nas avaliações veiculares.

Então foram apontado os principais métodos desenvolvidos nas últimas décadas para a representação do perfil de pista e foi ressaltado o fato de que os modelos apresentados utilizam em seu equacionamento uma constante que representa a rugosidade do pavimento, o que tornam esses métodos subjetivos.

A evolução dessa linha de pensamento resulta na proposição de um índice internacional de rugosidade, o IRI, que é falho na representação de perfis de pista por se tratar de um método que mede a sensação ocasionada pela irregularidade do pavimento e não a irregularidade em si.

Assim, foi adquirido em um software comercial de análise dinâmica veicular um perfil de pista de referência, nomeado por PPE, o qual foi desenvolvida uma análise com relação a sua amplitude, frequência e forma, para melhor compreensão do mesmo.

Por fim, apresentou-se a Eq.(06), responsável por gerar o PPT deste trabalho. Sua proposição é baseada nos trabalhos de Sayers e Karamihas (1998) e nos modelos matemáticos para soma de parcelas senoidais.

Neste contexto, pretende-se a partir de uma função composta por parcelas senoidais, representar o PPE. Sayers e Karamihas (1998) afirmam que um perfil de pista, em regra, não é semelhante a uma função senoidal.

Desta forma, a similaridade entre os sinais é buscada neste trabalho não a partir das curvas do pavimento (PPT e PPE), mas a partir de uma análise de fadiga (apresentada no Cap.4). De modo, que apesar da diferença existente entre os sinais, seja possível, para vida em fadiga se utilizar um PPT que cause efeito semelhante ao PPE em um componente veicular.

3. SUSPENSÕES VEICULARES: APLICAÇÃO DA TÉCNICA MBS

Neste capítulo será apresentado as considerações gerais acerca do sistema de suspensão veicular, assim como o modelo de suspensão desenvolvido em ambiente multicorpos. Ressalta-se que a partir desse modelo serão determinadas as forças atuantes no componente da suspensão de interesse: braço de controle inferior, para que, posteriormente, utilizando-se do MEF efetue-se o estudo de vida em fadiga.

3.1. Evolução dos estudos acerca do subsistema de suspensão veicular

De acordo com o apresentado por Soares (2005), o sistema hoje conhecido como suspensão automotiva data do início do século XX, quando os veículos possuíam um feixe de molas, que conectava seu eixo à carroceria. O objetivo era aumentar o conforto dos ocupantes do veículo, evitando uma circulação desconfortável, reduzindo as vibrações causadas pela relação pneu-pista.

Gillespie (1992), Reimpell (2001), Els, Theron e Thoesson (2007) afirmam que, o subsistema suspensão veicular é responsável por reduzir os deslocamentos e vibrações provenientes da pista para o habitáculo, garantindo o conforto e a segurança dos passageiros, além de promover a estabilidade do veículo. Além disso, este subsistema deve balancear cargas oriundas da rolagem da carroceria, solicitações de frenagem e aceleração, por exemplo.

No início do séc. XX, os primeiros estudos acerca da dinâmica veicular foram publicados. Neles, destaca-se o trabalho de Lanchester (1907) que já se preocupava com a relação entre o veículo e as irregularidades da pista e seu efeito no conforto dos ocupantes do automóvel. Ele defendia a utilização do modelo de suspensão por feixe de molas, pois acreditava-se que esse sistema dissipava parte da energia através do atrito entre suas lâminas.

Rowell (1922) mostrou que o uso do feixe de molas acarreta em um aumento excessivo da rigidez do sistema, causado pelo atrito existente entre suas lâminas.

Portanto, sugeriu a utilização de amortecedores para dissipação da energia, para assim permitir o emprego de molas helicoidais, cujo atrito interno é baixo.

Desta forma, a partir da ideia defendida por Rowell (1922) houve uma mudança significativa na concepção do sistema de suspensão veicular, aproximando-a do sistema utilizado atualmente.

Soares (2005) e Freitas (2006) mostram que, a partir dos anos 50, o estudo da dinâmica veicular teve um avanço significativo e suas implicações podem ser percebidas no próprio desenvolvimento das suspensões, que estava passando por um momento de ruptura conceitual, na qual se discutia a substituição do feixe de molas por molas helicoidais com a inserção do amortecedor e também sobre as vantagens e desvantagens em se utilizar suspensões independentes no lugar das de eixo rígido.

Relativamente a esse conceito, a Fig. (12) a seguir ilustra o comportamento de suspensões de eixo rígido (Fig. 12 (a)) e independentes (Fig. 12 (b)). Observa-se que a principal diferença entre elas reside no fato de que as irregularidades ocorridas em um dos lados do eixo do veículo não se transmitem diretamente para o lado oposto. Repare que na Fig. (12(b)) desenvolve-se todo um sistema mais complexo de forças (F_y – Força lateral, F_z – Força vertical), de modo a atenuar os efeitos da rolagem no habitáculo do veículo e oscilações do pavimento.

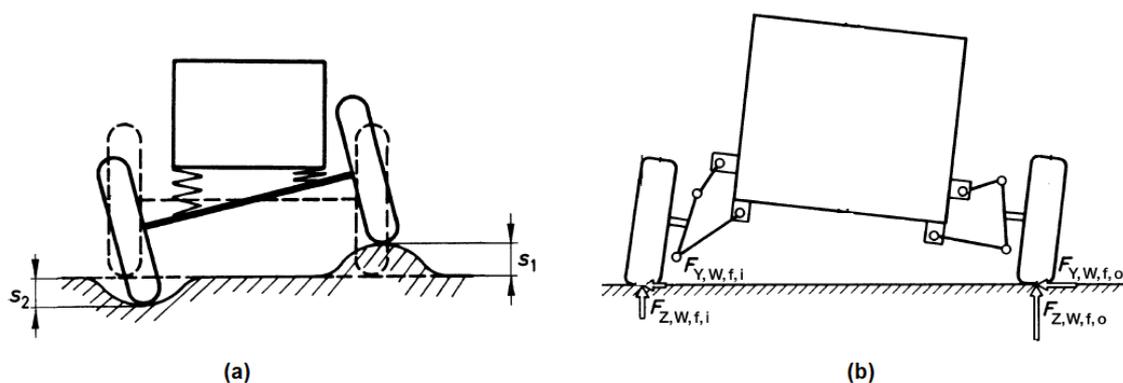


Figura 12. Exemplo de suspensão (a) eixo rígido (b) independente. Fonte : Adaptado de Reimpell (2001)

Rowell (1922) discute também o conceito de conforto e o associa à ausência ou à presença de sensações (percepção do ocupante do veículo aos estímulos do meio), que podem ser traduzidas como vibração. Isto é, quanto menos o usuário do

automóvel sentir as vibrações da pista ou dos mecanismos do veículo (motor, transmissão, etc), mais confortável aquele veículo será.

Diante disso, ele propõe modelos matemáticos que variam de maneira crescente em termos de complexidade, relativamente à representação do veículo. Seu estudo começa a partir de um modelo composto por uma massa concentrada e sem mola, a partir disso, são inseridos outras massas e molas. Na Fig.(13a) é apresentado um exemplo da evolução dos modelos de Rowell (1922).

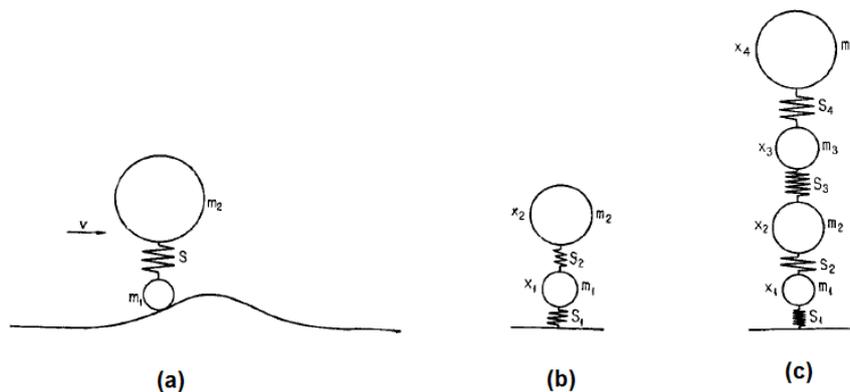


Figura 13. Exemplo de modelos propostos por Rowell (1922) para representação de um veículo. (a) composto por duas massas e uma mola, (b) duas massas e duas molas, (c) modelo final do autor. Fonte: Adaptado de Rowell (1922)

Pode ser observado na Fig. (13a) seu modelo composto por duas massas (m_1 e m_2), uma mola S , considerando a irregularidade de um pavimento e uma velocidade v . Na Fig.(13 b) é acrescentada uma mola e na Fig. (13c) há o modelo final apresentado pelo autor, composto por quatro graus de liberdade, quatro massas, quatro molas.

Além disso, ele desenvolve uma expressão matemática para representação das irregularidades da pista (conforme discutido no Cap.2) para avaliar seu efeito no conforto dos ocupantes do veículo.

Até então, a discussão sobre a evolução histórica da suspensão se restringiu ao conforto dos ocupantes dos veículos, mas existe um outro aspecto fundamental no projeto deste sistema: a estabilidade. Olley (1946), discute em seu trabalho como algumas características do veículo são influenciadas pela suspensão, entre elas aspectos relativos à dinâmica vertical e escolhas de projeto (entre eixos do

automóvel, distribuição de carga) . Ele afirma que em 1934 já havia suspensões independentes sendo usadas nos EUA.

Ainda em 1946, *Earle Steele McPherson* patenteia seu modelo de suspensão independente que carrega seu nome e é largamente utilizada até hoje. Seu sistema é composto por uma mola helicoidal, amortecedor, braço transversal e barra estabilizadora.

Conforme apresentado no Cap.2, Cox (1955) investigava a relação existente entre veículo – pista. Além disso, ele também avaliou a transmissibilidade das solicitações oriundas do pavimento para o chassi do veículo, em uma tentativa de quantificar o conforto no interior do veículo, a partir de irregularidades na pista. Para tanto, utilizou-se um modelo de 2 graus de liberdade, que avalia a rigidez/amortecimento do sistema de suspensão e destaca a dificuldade de se modelar características não lineares da mola, pneu e amortecedor.

Sharp e Crolla (1987) apresentam um estudo de revisão bibliográfica, no qual defendem o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo para suspensões independentes para reprodução do veículo e estudo da dinâmica vertical. Além disso, eles abordam assuntos como a relação pneu-pista, a curva de amortecimento e até controle de sistema ativo em suspensões automotivas.

Naturalmente, com o surgimento e popularização dos computadores, os métodos numéricos passaram a ser utilizados para avaliações de suspensões veiculares e se mostraram como ferramentas valiosas para evolução das pesquisas relacionadas a este tema, pois permitem a simulações de eventos de modo controlado, com maior rapidez e com menor investimento financeiro, se comparado a métodos empíricos. No entanto, os ensaios virtuais não substituem os experimentos, na realidade, os completa.

Neste estudo são utilizadas duas ferramentas numéricas para avaliação do subsistema de suspensão. O método dos Elementos Finitos (MEF), que será utilizado para modelagem da bandeja inferior da suspensão (apresentada na seção 3.2.1) para análise de fadiga (Cap.4). E a avaliação *Multibody System* (MBS), apresentada a partir da seção 3.2.

Um bom exemplo da aplicação de métodos numéricos para avaliação de uma suspensão é o estudo de Uys, Els e Therosson (2006), que expressa a importância

do perfil de pista para o desempenho do veículo através da investigação da configuração ótima dos parâmetros da mola e amortecedor de um automóvel comercial *off road*, modelado em ambiente MBS, para o qual foi variado o perfil de pista utilizado e a velocidade do automóvel nas simulações com intuito de avaliar o conforto dos ocupantes do veículo.

Outro estudo relevante desenvolvido com MBS é o de Vrána, Bradác e Kovanda (2016) que desenvolve uma avaliação cinemática dos parâmetros geométricos da suspensão (camber, caster e ângulo do pino mestre), de acordo com a variação das cargas normais, longitudinais e laterais atuantes na roda.

Kahmal, Rahman e Rahman (2012) e Konieczny, Burdzik e Lazarz (2012), apontam que a combinação entre técnicas MBS e MEF apresentam bons resultados para avaliações de suspensões automotivas. Desta forma, Swidergal et al (2015) afirma que o MEF é ideal para análises de um único componente e se apresenta como uma ferramenta menos eficaz para análises de sistemas mecânicos e componentes que experimentam grandes movimentos, como é o caso da suspensão automotiva.

Esta metodologia, na qual utiliza-se de um modelo MBS para avaliação do subsistema da suspensão, para aquisição de dados de entrada para análise MEF, é empregada neste estudo e pode ser observada também nos trabalhos de Busch e Schweizer (2010), Rodrigues, Silva e Oliveira (2016) e Rodrigues, Silva e Oliveira (2017).

Observa-se então que o estudo acerca das suspensões veiculares está relacionado, desde a década de 50, com o uso do perfil de pista, seja ele experimental ou teórico e que mesmo, diante das evoluções das pesquisas neste tema, esta ainda é uma necessidade vigente para verificações numéricas e empíricas.

3.2. Suspensão Duplo “A”: discussão acerca de seus principais componentes e modelagem MBS

Neste tópico, será discutido o subsistema de suspensão objeto do presente estudo, bem como as principais considerações acerca de seus componentes (bandeja inferior, bandeja superior, manga do eixo, mola - amortecedor). Além disso, serão apresentados os principais requisitos de modelagem MBS e apresentação do sistema de referência adotado, assim como sua nomenclatura.

A suspensão veicular, conforme apresentado por Gillespie (1992) tem como função resistir às forças e aos torques de aceleração e frenagem, balancear o rolamento do veículo e atenuar as oscilações da pista para o habitáculo do automóvel.

Assim, Gillespie (1992) define que são geradas sobre a roda, a partir da relação pneu-pista forças longitudinais (F_x), forças laterais (F_y) e forças normais (F_z), conforme mostrado na Fig.(14).

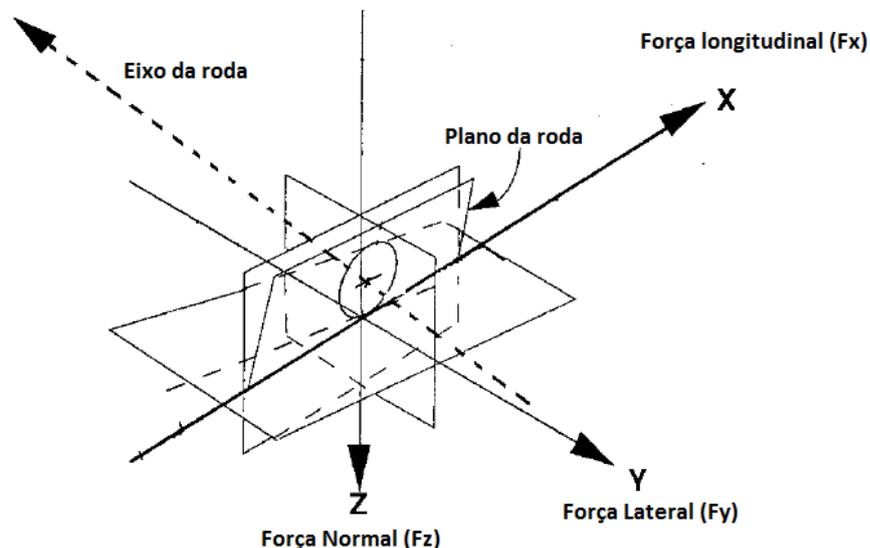


Figura 14. Representação das forças que agem na roda. Fonte : Adaptado de Gillespie (1992)

Gillespie (1992) define que a força longitudinal ou trativa (F_x) é aquela necessária para que o veículo ultrapasse obstáculos, ela está alinhada com a direção do movimento do automóvel. Além disso, ela é constituída, principalmente por esforços relativos à aceleração e frenagem

Gillespie (1992) e Vrána et al (2016) ressaltam que a força lateral (F_y) deve-se principalmente às relações balanço do automóvel em curvas, mas ela apresenta também uma parcela devido aos movimentos verticais e longitudinais. A força normal (F_z) resulta das irregularidades da pista, na qual o veículo trafega.

Além das forças, os torques também apresentam suas componentes em cada uma das direções, de modo que ainda se tem sob a roda o efeito de T_x , T_y e T_z de acordo com o mesmo referencial estabelecido para as forças (Fig. (14)).

No presente trabalho, as fontes de excitação internas do veículo não serão consideradas nas análises subsequentes (MBS – Cap.3 e MEF – Cap.4), assim como carregamentos derivados da aceleração, frenagem, rolamento, etc. Assim, resume-se que será estudado o comportamento do subsistema de suspensão, a partir da relação pneu - pista.

A nomenclatura estabelecida nesta seção será utilizada nas análises subsequentes (Cap.3 e 4), na qual serão determinadas as parcelas correspondentes a F_x , F_y , F_z , T_x , T_y e T_z atuantes no sistema de suspensão em estudo.

3.2.1. Apresentação da suspensão independente Duplo “A”

Gillespie (1992) e Reimpell (2001) dizem que a suspensão Duplo “A” recebe este nome devido à forma de suas bandejas que lembram a letra “A”, é do tipo independente, composta por uma bandeja inferior e superior que ao receberem a excitação da pista rotacionam em relação ao chassi do veículo, para promover o isolamento da cabine.

Possui um conjunto mola/amortecedor cujo objetivo é de absorver a energia ocasionada devido ao deslocamento oriundos do tráfego na bandeja inferior, através da mola e dissipá-la com o amortecedor. Reimpell (2001) apresenta que a distância entre as bandejas inferior e superior está diretamente ligada as forças existentes nas bandejas e a precisão do controle da roda. De fato, esta distância influencia diretamente no centro de rolagem do sistema.

A manga do eixo faz a conexão e transmissão de forças da roda com as bandejas inferior, superior e sistema de direção. Desta forma, é responsável por garantir o curso da roda.

A Fig. (15) apresenta o modelo CAD da suspensão utilizada no estudo, na qual pode ser observado seus principais componentes, que são o conjunto Mola-Amortecedor, a bandeja superior, a bandeja inferior e a manga do eixo.

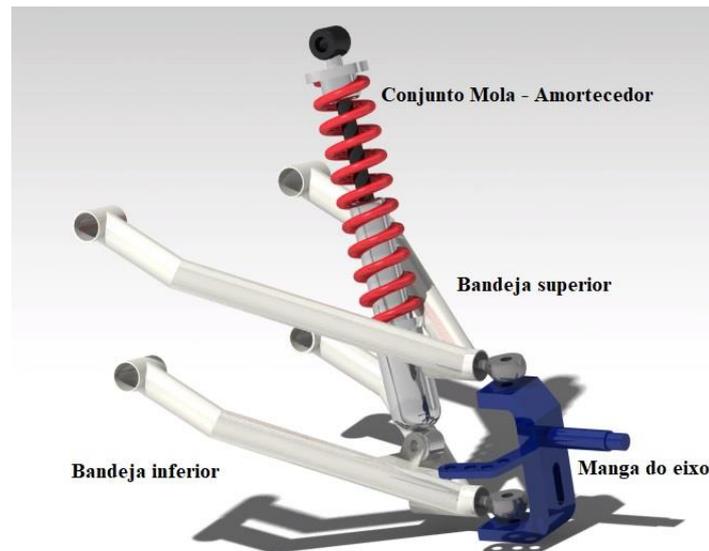


Figura 15. Suspensão dianteira do tipo Duplo A. Fonte : Autor

Este trabalho, estuda o efeito da pista (PPE – Seção 2.2 e PPT – Seção 2.3) sobre a vida em fadiga (desenvolvida no Cap.4) da bandeja inferior de uma suspensão independente do tipo Duplo “A” dianteira apresentada na Fig.(15).

Reimpell (2001) afirma que as principais vantagens das suspensões independentes (Fig. (12) b) em relação àquelas de eixo rígido são: a facilidade e a exigência de pouco espaço para sua instalação; fácil manutenção do ângulo de camber, baixo peso e pouca transmissibilidade de deslocamento entre rodas do mesmo eixo. Entre suas características, destaca-se sua capacidade de promover a estabilidade do veículo em terrenos irregulares e a possibilidade de ajuste do seu comportamento cinemático como suas principais vantagens.

Em termos de aplicação, a suspensão Duplo “A” está presente em veículos esportivos (por exemplo: Ferrari), assim como nos de competição o que abrange desde um Fórmula 1 a veículos de competição universitária, como SAEBaja e

Fórmula SAE. A Universidade de Brasília possui Equipes de Estudantes em ambas e, por tradição esse tipo de suspensão é aplicado na construção dos protótipos na maioria das vezes.

Além disso, para o desenvolvimento do presente trabalho, é necessário o conhecimento de uma série de informações técnicas referentes aos componentes de suspensão, conforme será visto nos itens subsequentes, que em se considerando uma suspensão Duplo "A" comercial, não seria possível obter e, certamente, haveria um custo na aquisição.

O cerne do trabalho, conforme apresentado no Cap.1 e Cap. 2, está na apresentação de curvas S-N equivalentes expondo a suspensão a: um perfil de pista aleatório (PPE) e um perfil de pista harmônico (PPT). Assim, aproveitando-se da experiência em se trabalhar com esse tipo de suspensão, tanto numericamente quanto na construção, definiu-se o tipo de suspensão.

Mais adiante (Cap.4), será discutida a questão da necessidade de dimensionamento da bandeja inferior da suspensão apresentada na Fig.(15), com intuito de garantir a falha por fadiga de baixo ciclo (10^3 ciclos), tendo em vista que como trabalho futuro, este componente será testado empiricamente. O que representa mais uma justificativa para a escolha do modelo.

O material selecionado para modelagem das bandejas e manga do eixo é o aço SAE 1020, devido à facilidade de aquisição e de acesso às suas propriedades na literatura e biblioteca de softwares comerciais de simulação.

As bandejas superior e inferior foram dimensionadas com tubos de diâmetro externo de 25,4 mm e espessura de parede de 2 mm e 1,2 mm, respectivamente. O processo de fabricação da manga do eixo é por corte à água.

3.2.2. Elementos elastoméricos e conjunto mola-amortecedor

Além do conjunto mola/amortecedor apresentado na Fig. (15), existem componentes na suspensão com propriedade predominante de recuperação elástica após solicitação em compressão ou tração. Elastômeros possuem propriedades viscoelásticas, definida como o fenômeno pelo qual o polímero apresenta

características de um fluido e um sólido elástico ao mesmo tempo. De fato, os elastômeros podem ser adaptados a aplicações especiais como as do pneu e as de absorvedores de choque como as buchas.

As buchas são responsáveis por conectar (sem restringir graus de liberdade) e transmitir forças entre as bandejas da suspensão e o chassi do veículo. Sua principal função é reduzir vibrações na carroceria, ocasionadas pelo sistema de direção ou pela própria suspensão (desbalanceamento de rodas, pneus, p. ex.) absorvendo-as.

Karlsson e Persson (2003) definem que “As características dinâmicas de uma bucha são muito complexas por natureza, devido ao fato que sua resposta depende de muitas variáveis tais como, frequência, amplitude, pré-carga e temperatura”.

Assim, caracterizar a bucha é um processo complexo devido ao grande número de variáveis que a influencia e adquirir informações com fornecedores é igualmente complicado. Assim, são utilizadas neste estudo as curvas fornecidas pelo software de simulação, mas sugere-se no Cap.5, como trabalho futuro o desenvolvimento de um estudo específico para sua caracterização.

Desta forma, as buchas utilizadas pelas equipes de competição citadas na seção 3.1, como típicos veículos que utilizam o modelo de suspensão apresentado neste trabalho, geralmente, são de fabricação própria onde é utilizado como matéria prima o poliuretano e seu processo de fabricação é realizado através da usinagem no torno mecânico.

Diante disso, selecionou-se um modelo de bucha disponível na biblioteca do software MBS com constantes de características de amortecimento, equivalentes a 0,5 N.s/mm.

A Figura (16) apresenta a curva de rigidez translacional da bucha utilizada neste trabalho.

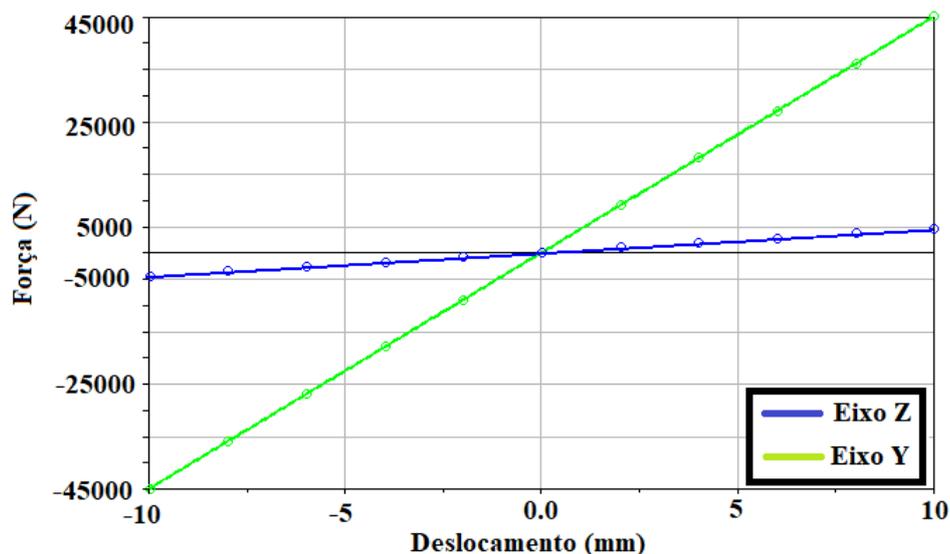


Figura 16. Curva de rigidez translacional bucha. Fonte : Adaptado de ADAMS CAR ®,2014

A partir da Fig. (16) pode ser notado que a rigidez da bucha para o eixo “z” gira em torno de 500 N/mm e para o eixo “y” é de 4500 N/mm. No entanto, para ambos os casos seu comportamento é igual para tração e compressão.

Como a constante de amortecimento é constante para todos os eixos, o fator de relevância na bucha é sua rigidez, que exprime a resistência do material de se deformar em determinada direção.

Desta forma, pode ser observado que é permitido à bucha maior deformação na direção “z”, que é também, o eixo com maior amplitude de deslocamento (relativo ao perfil de pista).

O pneu é o elemento de contato entre o veículo e a pista e ele deve ser capaz de suportar as forças oriundas dessa relação, assegurar a estabilidade do veículo e direcionar seu movimento. Pacejka (2002) relaciona a performance de um pneu a partir de aspectos como o peso do veículo, resistência as forças e torques de frenagem e rolamento, curvas e etc. Assim, para cada categoria de automóvel, terreno e até condições climáticas, existe um tipo específico de pneu que se adequa melhor.

Maia (2002) define o pneu como um “toroide visco-elástico, com modernos refinamentos e otimização em suas propriedades, isto é, um complexo sistema não linear cujo comportamento é difícil de quantificar”. Então, tendo em vista a complexidade de se representar as propriedades de um pneu, neste trabalho, optou-

se por considerar na modelagem do subsistema de suspensão um modelo disponível na biblioteca do software MBS para veículos off road.

As principais características acerca do modelo do pneu consistem em suas propriedades geométricas, que são definidas a partir da *tire unloaded ratio*, que segundo Adams (2014) define a proporção entre o raio do pneu e sua distância com a pista. Além disso, outro dado de entrada para o componente é a rigidez, que no caso é de 200 N/mm.

Conforme, dito anteriormente, a escolha do pneu está relacionada com as propriedades do automóvel a qual ele pertence. Neste caso, usou-se como referência um protótipo MiniBaja. Neste sentido, são inseridas ainda, informações relativas à altura do CG, distância entre eixos, massa suspensa, taxa de transmissão e taxa de frenagem.

Na Fig. (15) são apresentados o sistema de suspensão e o amortecedor deste estudo, que pertence ao veículo Honda Sportrax de 400cc, um quadriciclo. No entanto, a curva de amortecimento desse componente não é passada pelo fornecedor no ato da compra, somente o valor de rigidez da mola. Para certificar que o amortecedor é compatível com o projeto foi necessário construir uma bancada de ensaio que permite a caracterização adequada do conjunto.

Para construção da bancada de testes de amortecedores, primeiro foi realizado uma busca pelas opções disponíveis no mercado, a fim de averiguar seu princípio de funcionamento.

Nesse contexto constatou-se que a maior parte das bancadas comerciais funcionam com um mecanismo composto por um motor, que gera um movimento de rotação, que é transformado em um deslocamento linear sobre o amortecedor. A velocidade de rotação desse motor é medida, e com uma célula de carga adquire-se a variação de massa do amortecedor e assim, é traçado a curva de amortecimento que é representada por Força (N) em função da Velocidade (mm/s) (Vandressen, Almeida e Sbardelotto, 2013).

Foi projetada e desenvolvida uma bancada cujo movimento aplicado sobre o amortecedor é realizado a partir de um atuador pneumático (diferente das bancadas comerciais que utilizam um motor), que realiza a compressão do conjunto mola – amortecedor até o final do seu curso. A massa (com uma célula de carga) e a

posição (com um sensor de deslocamento) são medidas durante todo o processo. Então, o atuador é descomprimido e é avaliada a resposta do amortecedor.

A Figura (17) apresenta a bancada construída, onde pode ser notado os principais componentes indicados na imagem, como o sensor de posição, amortecedor, atuador e massa suspensa.

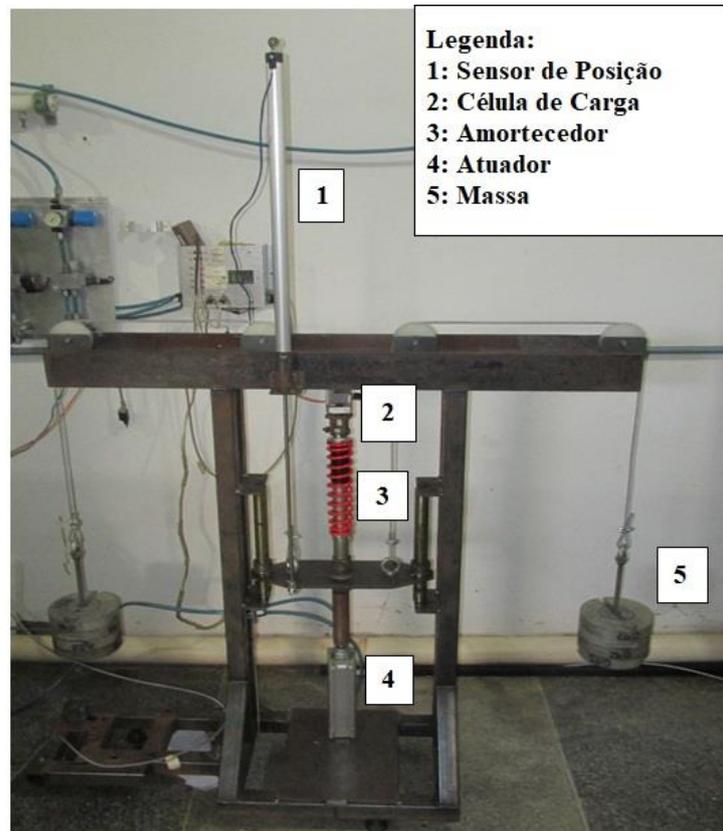


Figura 17. Bancada de amortecimento. Fonte:Autor

O sensor de posição apresentado na Fig. (17), indicado pelo número “1” é da marca festo, modelo MLO-POT 600 – LWG com 600 mm de curso, sinal de medição e saída é analógico e sua resolução é de 0,01mm.

Para adquirir adequadamente os valores da posição (em mm) do amortecedor, foi necessário realizar a calibração do sensor, com intuito de se descobrir a equação que relaciona a tensão obtida, com a medida equivalente da distância em mm, na Eq.(07) apresentada a seguir “ $y(x)$ ” representa a posição do amortecedor e “ x ” a tensão obtida.

$$y(x) = -42.79x \quad (07)$$

A curva de calibração que origina a Eq.(07) é exposta na Fig.(18), na qual se tem o modulo do deslocamento ($y(x)$ em mm) apresentado em função do valor da tensão (V).

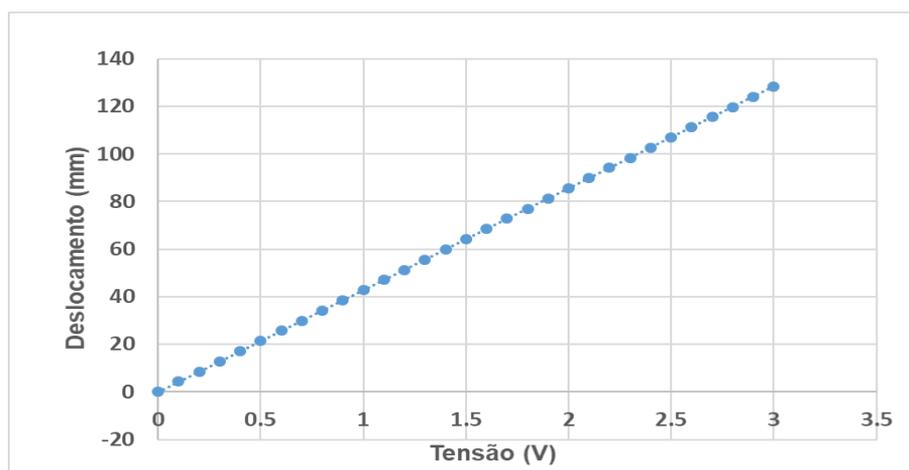


Figura 18. Módulo da Curva de calibração do sensor de posição. Fonte: Autor

A célula de carga apresentada na Fig. (17) possui capacidade de medir até 500 kg, com sensibilidade de 2 mV/ V+/- 10%, temperatura de funcionamento de até 60°C, alimentação de 10 V. Sua resposta é dada em tensão, e deve ser transformada para força a partir da sua curva de calibração. A Eq.(08) mostra a expressão que representa a referida curva de calibração, onde $y(x)$ é a força(n) e x a tensão (V).

$$y(x) = 52.37x + 0.017 \quad (08)$$

A curva referente à Eq.(08) é apresentada na Fig. (19). Além disso, no Apêndice A pode ser observado uma figura referente ao procedimento de calibração para a célula de carga.

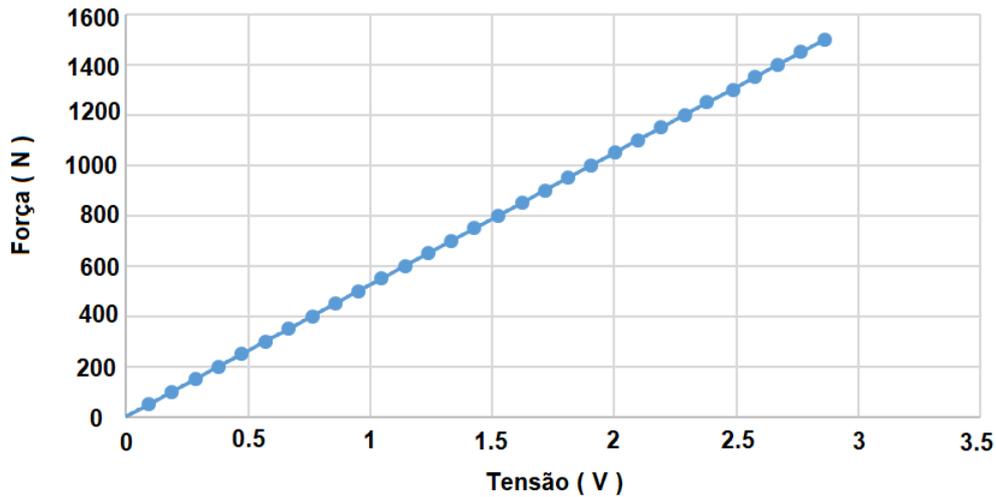


Figura 19. Curva de calibração célula de carga. Fonte: Autor

O modelo do atuador é o DNC-63-160-PPV da marca Festo, com 63 mm de diâmetro, 160 mm de curso, cujo amortecimento é pneumático e ajustável (neste caso, foi colocado no mínimo, pois foi necessário uma rápida resposta do atuador).

Para ensaiar o amortecedor foram utilizados 8 bars de pressão e uma válvula do modelo MFH -5 – ¼ para realizar a dupla atuação (compressão e descompressão). Para a massa suspensa foi colocado 35 kg de cada lado da bancada, totalizando 70 kg (utilizou-se este valor para representar ¼ de veículo).

O sistema de aquisição de dados foi desenvolvido em colaboração com a Bolsista de intercâmbio *Benedict Adon* utilizando-se do LabView®. O fluxograma da Fig.(20) resume o funcionamento do sistema.

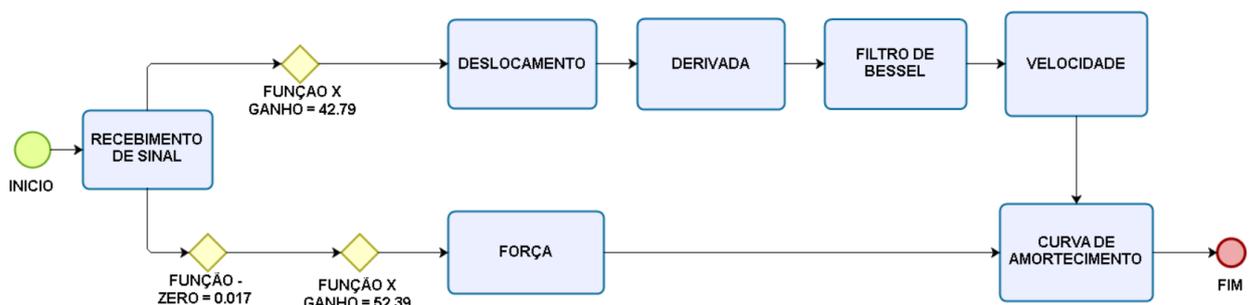


Figura 20. Diagrama de controle da bancada de amortecedor. Fonte : Autor

Para aquisição da curva de amortecimento, foram realizados quatro ensaios para garantir a aleatoriedade do experimento. Posteriormente, calculou-se média dessas curvas, conforme poderá ser observado nos resultados apresentados a seguir.

A partir da Fig. (20), pode ser notado que o sistema de medição recebe dois sinais. Um enviado pelo sensor de posição, referente ao deslocamento (mm). Outro referente a massa obtida pela célula de carga, que é transformada em força (N).

O sinal referente ao deslocamento, é direcionado para parte superior do fluxograma da Fig. (20), na qual, o primeiro processo consiste na transformação da informação recebida de Tensão (V), para, deslocamento (mm) através da aplicação da Eq. (07). A seguir na Fig. (21) é apresentado a curva de deslocamento do amortecedor referente a resposta deste procedimento.

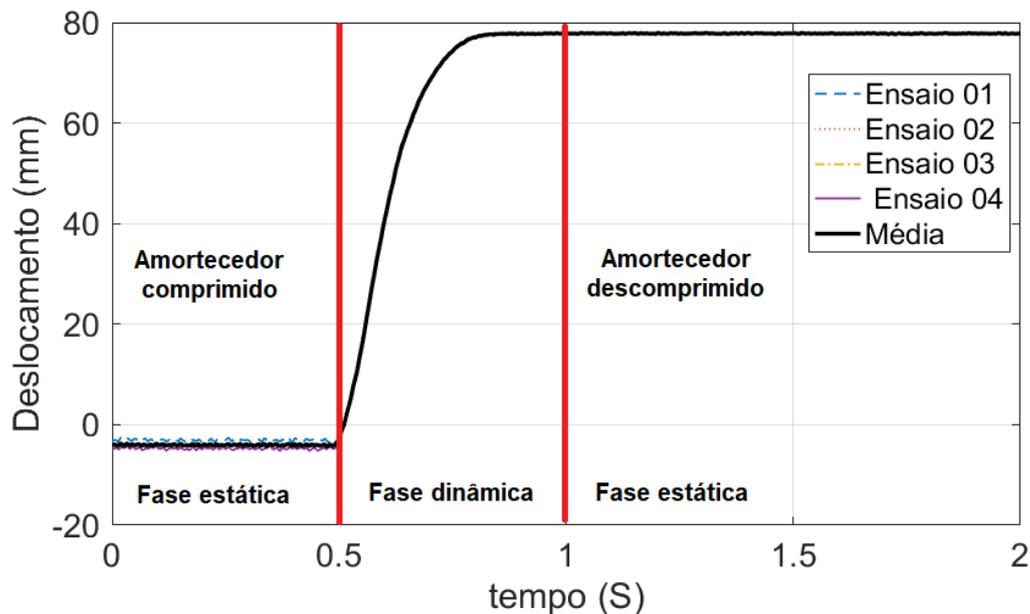


Figura 21. Curva de deslocamento. Fonte: Autor

A partir da Fig. (21) pode ser notado as três etapas do processo empírico desenvolvido no amortecedor. Primeiro, ele é completamente comprimido (fase estática), entre 0 e 0,5 segundos. O Ensaio é iniciado com a descompressão do conjunto (entre 0,5 e 1 segundos), referente a etapa dinâmica. Por fim, o amortecedor, se estabiliza, completamente descomprimido. Este comportamento

bem definido das etapas do ensaio, poderá ser observado também nas curvas de velocidade (Fig.22) e força (Fig.23).

Esta curva de deslocamento é então derivada. Este processo, acumula ruídos no sinal, e, portanto, é aplicado um filtro de Bessel, por se tratar de um sinal temporal, para atenuar o sinal da velocidade obtido. A seguir, são apresentadas na Fig. (22a) as curvas antes da aplicação do filtro e em Fig. (22b) a média da velocidade filtrada.

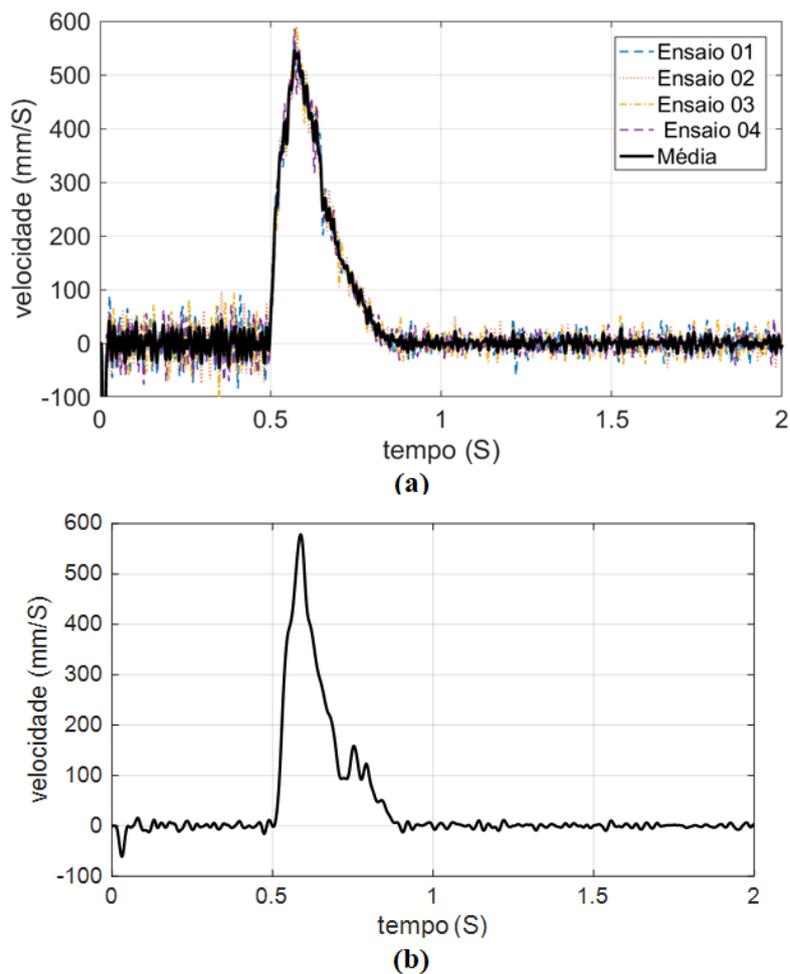


Figura 22.Curva de velocidade (a) sem filtro (b) com filtro de Bessel aplicado sobre a curva média.Fonte: Autor.

A resposta obtida na Fig. (22b) é então reservada, para, ser combinada com a força, que será obtida nos processos apresentados a seguir.

O sinal referente a massa, medida pela célula de carga, percorre o caminho inferior do fluxograma da Fig. (20). Os primeiros processos, se referem a aplicação

da Eq. (08), que transforma a resposta do sistema de tensão (V) para massa (Kg). Em seguida, se adquire a força (N), conforme apresentado na Fig. (23).

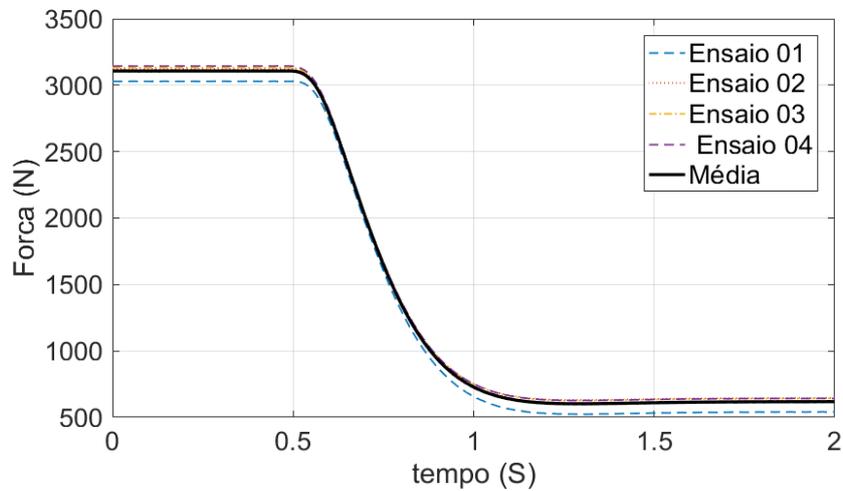


Figura 23. Curva de Força do amortecedor. Fonte: Autor.

A curva de amortecimento é traçada considerando somente a parte dinâmica dos gráficos da força (N) (Fig.(23)), com a velocidade (mm/s) (Fig.(22b)). Assim, obtêm-se a curva de amortecimento do componente, mostrada na Fig.(24). No entanto, esse resultado ainda deve ser tratado, pois ele é um dos dados de entrada para simulação multicorpos (seção 3.3).

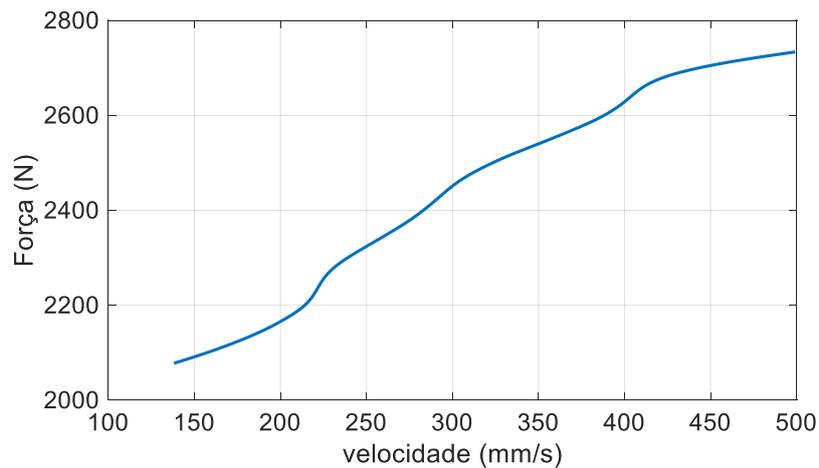


Figura 24. Curva de amortecimento. Fonte: Autor.

A fim de validar os resultados obtidos pela bancada desenvolvida na UnB, foi realizado o contato com o fabricante deste amortecedor, que forneceu ao laboratório as curvas de amortecimento e valores de rigidez do componente.

Assim, as curvas foram comparadas e foi verificado uma aproximação de 95% para curva de amortecimento e 90% para os valores de rigidez. Entretanto, o fabricante solicitou confidencialidade sobre seus dados e, por isso, esse estudo e seus respectivos valores não serão apresentados neste trabalho.

3.3. Modelagem do sistema de suspensão do tipo Duplo 'A' em software MBS

Nesta seção será apresentada a metodologia adotada para construção do sistema de suspensão apresentado na Fig. (15) em ambiente MBS, o procedimento para inserção do perfil de pista e curva de amortecimento, constante de rigidez da mola no software e, então, a aquisição das forças atuantes na bandeja inferior.

O software utilizado para modelagem e desenvolvimento de simulações dinâmicas na suspensão é o *MSC.Adams/car*®), na qual utilizou-se a ferramenta *Dynamics*.

A seguir na Fig. (25) são mostrados os principais dados de entrada para análise MBS, que consiste dos *keypoints* (pontos para montagem da suspensão), perfil de pista (Cap.2), a curva *Força x Velocidade* do amortecedor e a constante de rigidez da mola. A resposta dessa análise é a avaliação dinâmica da suspensão expressa a partir da aquisição das forças e torques na bandeja inferior.

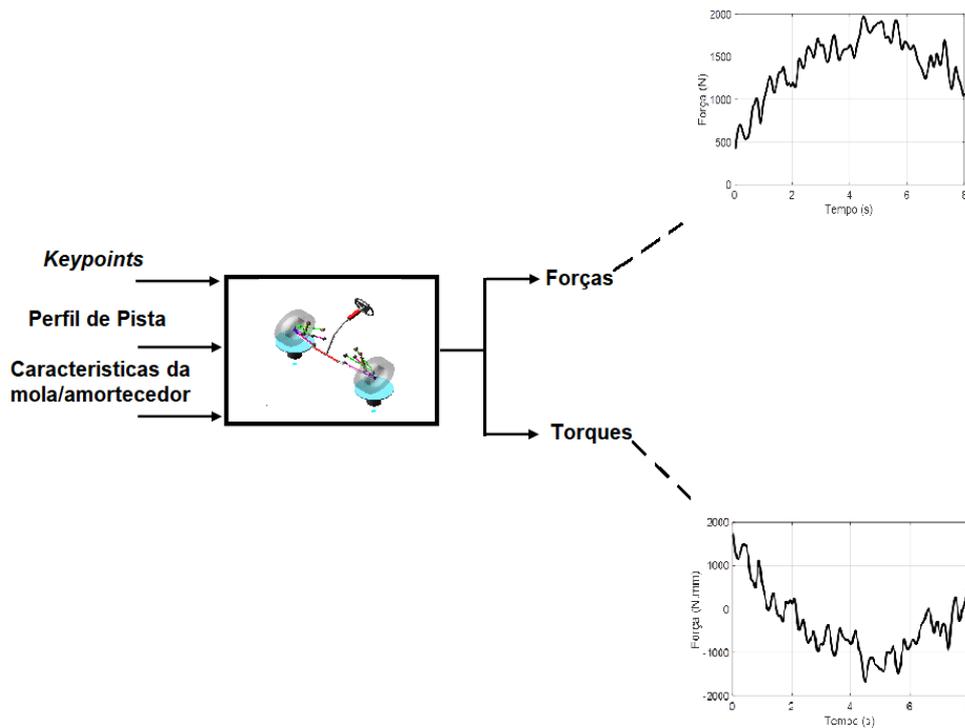


Figura 25. Dados de entrada e resposta da análise MBS. Fonte: Autor

3.3.1. Apresentação da Geometria do sistema de suspensão

O modelo utilizado para construção da suspensão apresentada na Fig.(15) consiste na importação da geometria (em coordenadas) do modelo CAD para ambiente MBS, através da determinação de *keypoints* de cada componente. Além disso, cada elemento do sistema tem seu momento de inércia (nos três eixos cartesianos) e seu centro de massa calculados e exportados (NUNES E SILVA,2014).

A seguir na Fig. (26), são apresentados os *keypoints* para suspensão apresentada na Fig. (15), enumerados de 1 a 11.

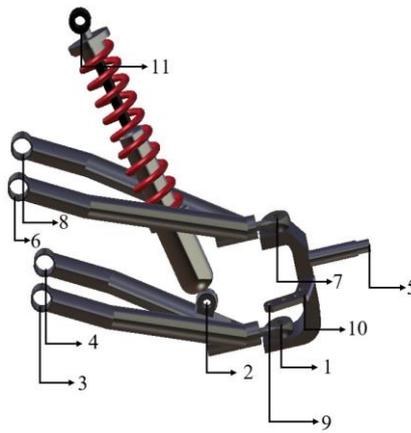


Figura 26. Distribuição de Hard Points em uma suspensão Duplo A. Fonte: Autor

A seguir são apresentados na Tab. (03) as coordenadas referentes a cada ponto da Fig. (26), nos eixos “x”, “y” e “z”.

Tabela 3. Keypoints da suspensão Duplo "A" em ambiente MBS

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	7.1	580.6	-116.3
2	7.1	526.8	-71.4
3	-119.9	344.7	-12.8
4	126.8	344.7	-12.8
5	7.1	628.0	-32.1
6	-155.0	342.7	130.4
7	7.1	594.1	11.4
8	169.3	419.3	95.9
9	-61.1	618.9	-47.4
10	-200.0	240.0	30.0
11	0.0	498.7	287.0

A suspensão é montada sobre o sistema chamado de *Test Rig*, que é padrão do *MSC.Adams/car*®, que de acordo com o manual do software permite a reprodução vertical dos deslocamentos e forças originários da pista. A Fig. (27) ilustra o resultado final do sistema de suspensão e direção construídos em MBS.

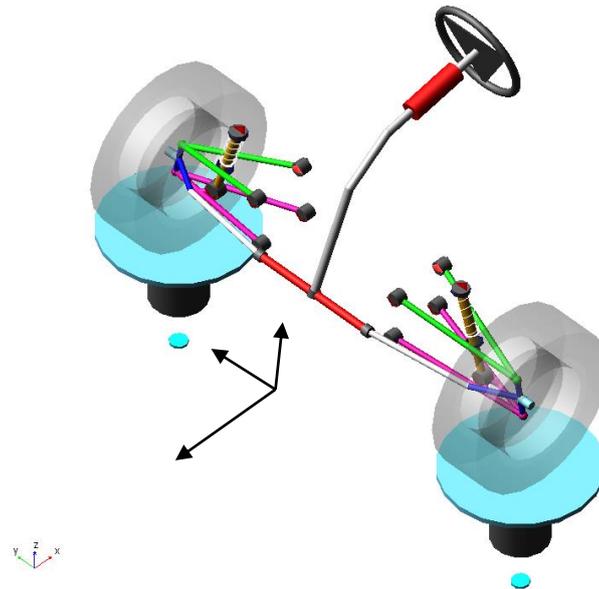


Figura 27. Modelo MBS do sistema de suspensão. Fonte: Autor.

Conforme já citado, o objeto de estudo deste trabalho é a bandeja inferior esquerda mostrada na Fig. (28), na qual a letra “L” refere-se ao lado esquerdo (left) da suspensão, nos pontos denominados 1,2,3 e 4.

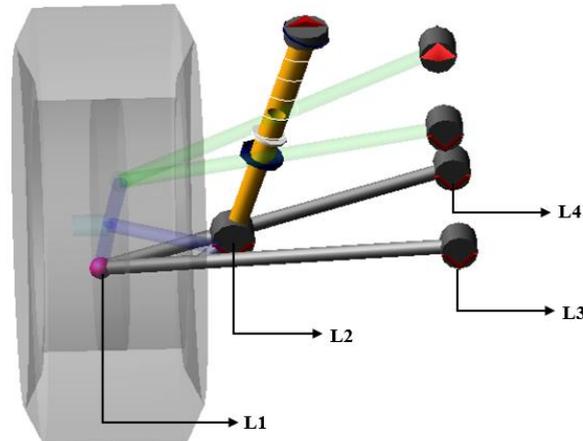


Figura 28. Pontos de medição na bandeja inferior. Fonte: Autor.

O ponto **L1** corresponde à conexão entre a bandeja inferior e a manga do eixo, em termos de modelagem no ambiente MBS será adotada uma junta esférica com 3 GL correspondente às direções x,y e z. O ponto **L2** representa a ligação entre o amortecedor e a bandeja inferior, enquanto os pontos **L3** e **L4** fazem a ancoragem ao chassi do veículo.

Em **L2, L3, L4** são utilizadas buchas (conforme apresentado na seção 3.2.2) que possuem 6 graus de liberdade, 3 para rotação, 3 para translação. A seguir na Tab. (04) estão relacionados os pontos da bandeja inferior apresentados na Fig. (28), seu tipo de elemento de conexão (junta esférica ou bucha) e os graus de liberdade correspondente.

Tabela 4. Representação dos elementos de conexão e seus GL

	Pontos	Tipo de elemento	Graus de liberdade
Bandeja inferior esquerda	L1	Junta esférica	3 de rotação
	L2	Bucha	6
	L3	Bucha	6
	L4	Bucha	6

3.3.2. Inserção do perfil de pista no software de MBS

Para inserção do perfil de pista no software MBS é solicitado que seja feito uma interpolação dos dados. Para tanto são fornecidas duas opções, o método de *Akima spline* e a *Cubic spline*.

Rodrigues, Silva e Oliveira (2016) explicam que a representação do perfil de pista por um método de interpolação no software MBS não acarreta em perdas significativas de amplitude e que para os dois métodos (*Akima spline* e *Cubic spline*), a aproximação entre as curvas do sinal da pista (PPE, apresentado na Fig.(06), Cap.2) e a curva de interpolação é de 99%. Neste contexto, como a diferença entre os métodos é pequena o Manual do Adams (2010) e Manual do Adams (2014) sugerem a *Cubic spline* para interpolação de deslocamentos e, portanto, esse foi o método escolhido pelo autor.

Na Fig. (29) é mostrado o PPE em vermelho (também apresentado na Fig.(06)), tracejado, e a curva de interpolação selecionada, a *Cubic Spline*, azul, cheia. Pode ser visto, que de fato as curvas se sobrepõem, o que é um bom indicativo com relação a adequação da curva interpolada e a original.

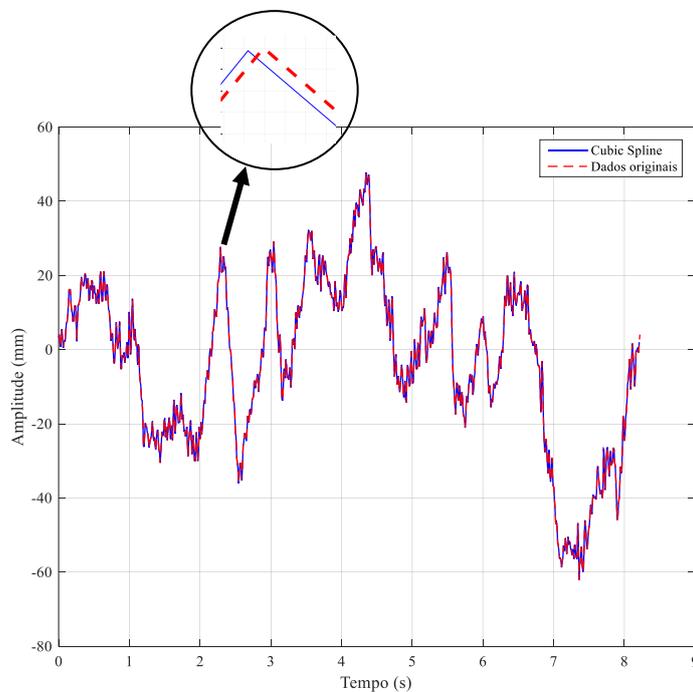


Figura 29. Perfil de pista e curva de interpolação Cubic Spline. Fonte: Autor.

Conforme apresentado na Fig. (25) são necessários três dados de entrada para modelagem da suspensão em ambiente MBS. Os *keypoints*, apresentados na seção 3.3.1, a indicação do método de interpolação referente ao perfil de pista, apresentado nesta seção e as características da mola-amortecedor, que serão apresentadas a seguir na seção 3.3.3.

3.3.3. Inserção da curva de amortecimento e constante de rigidez do conjunto mola - amortecedor no software MBS

A curva de amortecimento adquirida experimentalmente apresentada na Fig. (24) considera somente a resposta do amortecedor à tração. Portanto, foi necessário fazer a extrapolação da curva, para assim, prever seu comportamento na compressão.

Para tanto, foram selecionados três métodos para interpolação do sinal de amortecimento. A partir de um polinômio linear, quadrático e cúbico. Então o resultado, é comparado, com intuito de se definir uma das curvas.

A seguir, na Fig. (30), é apresentada a curva de amortecimento experimental, e também as curvas de interpolação polinomial linear, quadrática e cúbica.

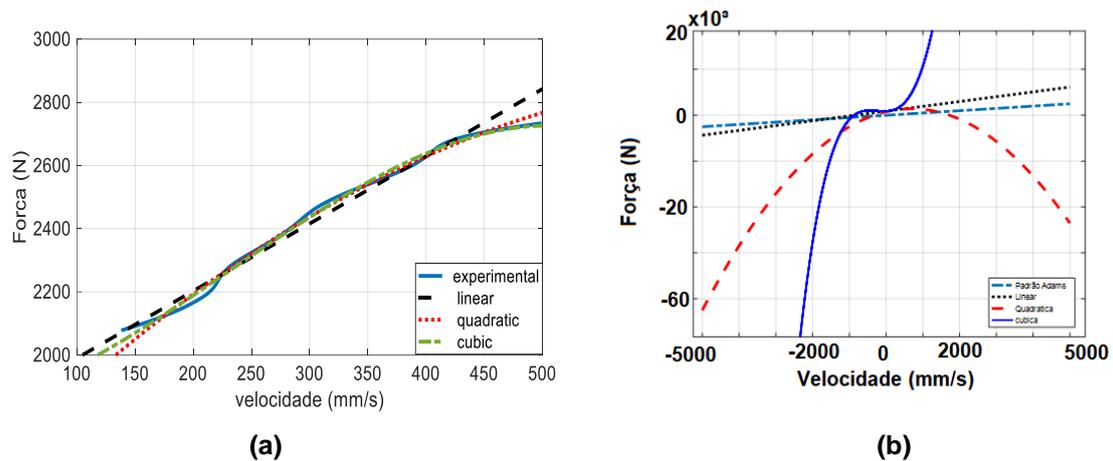


Figura 30. Curva de amortecimento experimental e interpolação polinomial.(a) intervalo de 0 a 500 mm/s (b) extrapolação do software MBS para o intervalo de [-5000 5000]. Fonte: Autor.

É apresentado nas Eq. (09) a Eq. (11) as expressões que representam respectivamente as curvas de interpolação linear, quadrática e cúbica para o sinal do amortecedor.

$$y(x) = 2.1x + 1800 \quad (09)$$

$$y(x) = -0.0027x^2 + 3.8x + 1500 \quad (10)$$

$$y(x) = -0.00011x^3 + 0.008x^2 + 0.65x + 1800 \quad (11)$$

Ainda de acordo com a Fig. (30) nota-se que o limite de velocidade atingido pelo sistema é da ordem de 500 mm/s, que representa assim o curso máximo desse componente com relação à velocidade para tração.

Para determinar, a adequabilidade entre as curvas no intervalo de 0 a 500 mm/s, foi desenvolvido uma análise onde calculou-se os resíduos entre cada método de interpolação e a curva experimental, então os valores obtidos para cada ponto foram somados em modulo. A Tab. (05) relaciona o método de interpolação com a porcentagem de adequação entre as curvas.

Tabela 5. Adequação entre curva experimental de amortecimento e curvas de interpolação. Fonte: Autor.

	Adequação (%)
Linear	90,56
Quadrático	90,58
Cúbico	93,13

A partir da Tab. (05) é notado que os três métodos de interpolação são capazes de representar a curva de amortecimento de maneira razoável. Desta forma, para avaliar o efeito de cada método de interpolação sobre o modelo MBS, foi elaborado um estudo comparativo na qual se utilizou a curva de amortecimento *default do Adams*, curva padrão disponível na biblioteca do software Adams[®], a linear, quadrática e cúbica. E, então, verificaram-se as forças e torques em cada um dos pontos L1, L2, L3 e L4 da Fig. (28) e compararam-se os resultados.

Na Fig. (31) é apresentado o resultado, somente, para F_z , que apresenta maior magnitude, no ponto L2, pois foi identificado que esta área é crítica para o componente (Cap.4). As medidas realizadas, para os pontos L1, L3 e L4 com relação as demais componentes de carga, exibiram comportamento semelhante ao apresentado a seguir e, portanto, não serão mostrados.

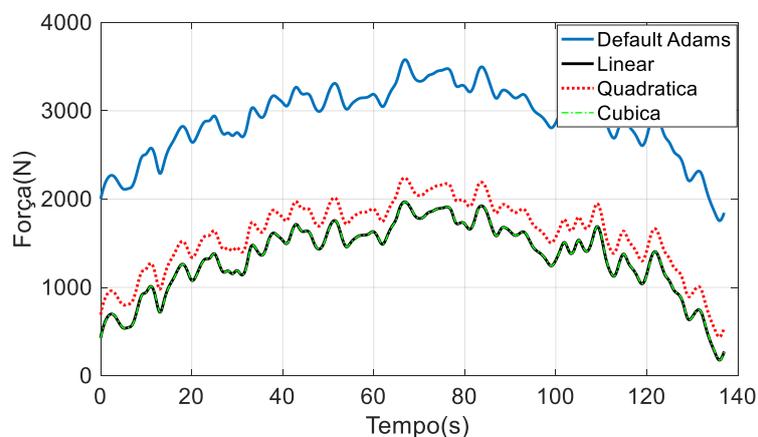


Figura 31. Efeito da curva de amortecimento na força F_z da bandeja inferior no ponto L2. Fonte: Autor

A partir da Fig. (31), pode ser notado que a curva em azul, cheia, representa a curva *default do Adams* para um amortecedor desconhecido. A partir de sua utilização, constatou-se que no ponto L2 a força normal atinge níveis de carregamento da ordem de até 3500 N. Sendo assim, a curva que gera as respostas mais penalizantes no modelo MBS. Entretanto, ela não é utilizada por não representar o amortecedor adquirido para desenvolvimento deste estudo, de modo que ela é usada somente como uma referência para demonstrar a importância da correta caracterização desse componente para o presente trabalho.

Observa-se na Fig.(31), que a partir do uso das curvas de interpolação linear e cúbica para o representação da curva amortecimento na análise MBS, foram gerados resultados equivalentes. Para a curva quadrática nota-se um resultado mais penalizante, do que os obtidos com a utilização dos outros métodos de interpolação.

Cabe ressaltar, que a curva padrão do *MSC.Adams/car*® é traçada tendo como base um intervalo de -5000 a 5000 mm/s. Desta forma, conforme o valor da velocidade aumenta, em magnitude, observa-se nos métodos de interpolação quadrático e cúbico um crescimento muito rápido da força, fazendo com que nas extremidades essas curvas se afastem da linha de tendência do resultado experimental, o que não ocorre com a interpolação linear.

Portanto, entende-se, que o efeito da curva de interpolação linear é razoável tanto no limite do curso do amortecedor (-500 a 500 mm/s), como no imposto pelo software (-5000 a 5000 mm/s) e, portanto, este método foi escolhido pelo autor. Desta forma, as análises subsequentes em MBS, são desenvolvidas considerando para o amortecimento, uma curva linear, obtida através da Eq. (09) e apresentada na Fig.(30) em preto tracejado.

A constante de rigidez da mola foi obtida com o uso da bancada de ensaio de amortecedores, apresentada na Fig.(17), na qual foi obtido 27 N/mm . O resultado entre o resultado obtido em laboratório e o valor fornecido pelo fabricante do componente são 90% equivalentes. Assim o valor adquirido empiricamente foi adotado e aplicado no software, conforme apresentado a seguir na Fig. (32).

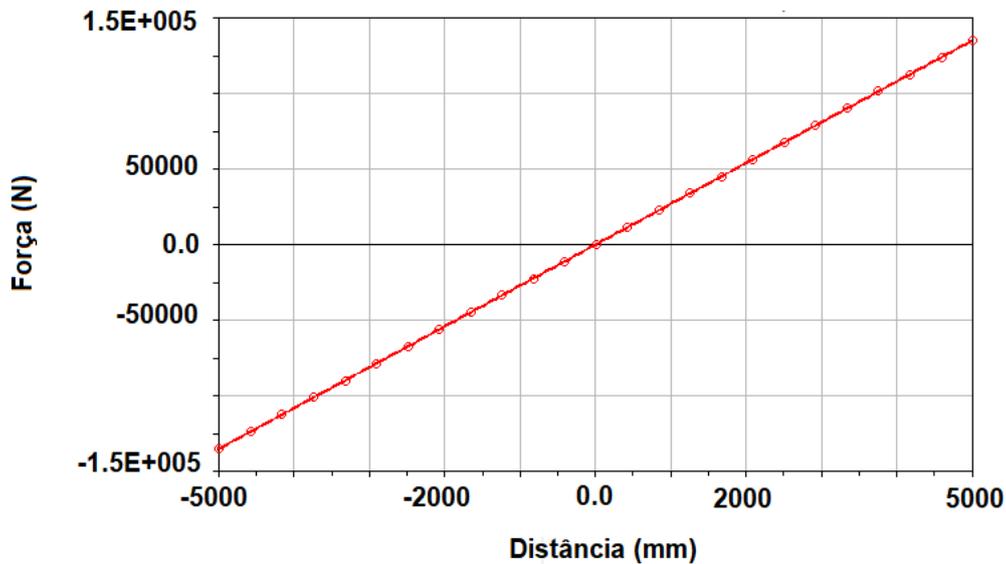


Figura 32. Curva de rigidez. Fonte : Adaptada de MSC.Adams/car®

3.4. Obtenção e análise dos resultados MBS

Esta seção se refere a apresentação e análise dos resultados obtidos a partir da análise do modelo MBS desenvolvido nas seções anteriores deste capítulo.

Nos resultados apresentados a seguir, será observado, que para cada ponto da bandeja inferior, da Fig. (28), foram medidos as forças (F_x , F_y e F_z) e torques (T_x , T_y , T_z) em função do tempo. Além disso, foram traçados os respectivos histogramas para cada componente de força e torque, para que se tenha o entendimento dos valores de maior frequência para cada componente de carregamento, pois como neste estudo será realizado uma avaliação de fadiga (Cap.4), busca-se as solicitações que mais se repetem para determinação do histórico de carregamento.

A seguir, na Fig. (33a) são apresentadas a força longitudinal F_x (em preto pontilhado), a força lateral F_y (em vermelho tracejado) e a força normal F_z (em azul cheio) em função do tempo. Na Fig. (33b) é mostrado os histogramas para cada componente. Nota-se ainda que F_x se distribui em torno zero, sendo assim, praticamente irrelevante neste ponto (L1). A força F_y , apesar de discreta, possui alguma relevância e a força F_z é predominante na composição da magnitude total.

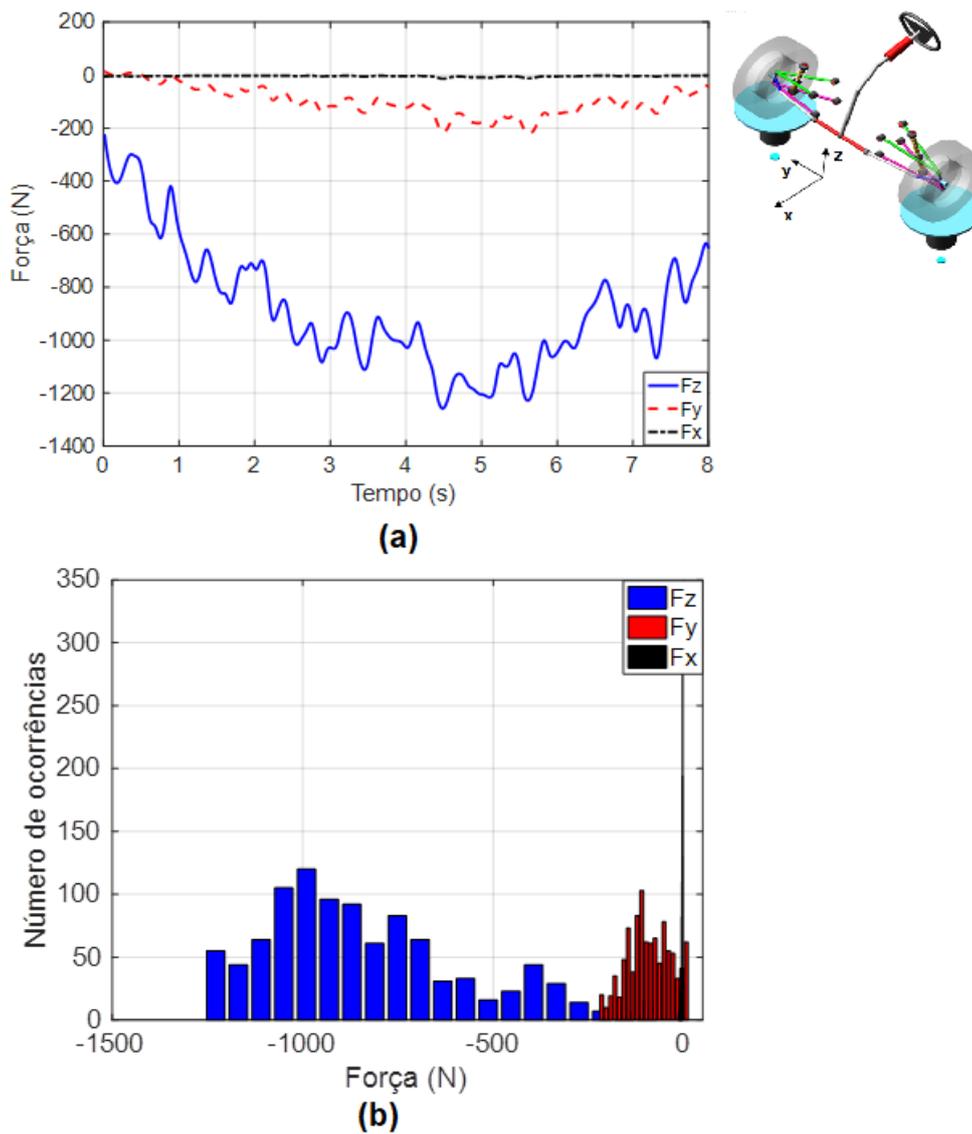


Figura 33. (a) Componentes de força (b) Histograma em L1. Fonte: Autor

Na Figura (34) são mostrados os torques (T_x , T_y e T_z) em função do tempo e seus respectivos histogramas para o ponto L1, no entanto, fica evidente que nesta zona da bandeja, não há torque.

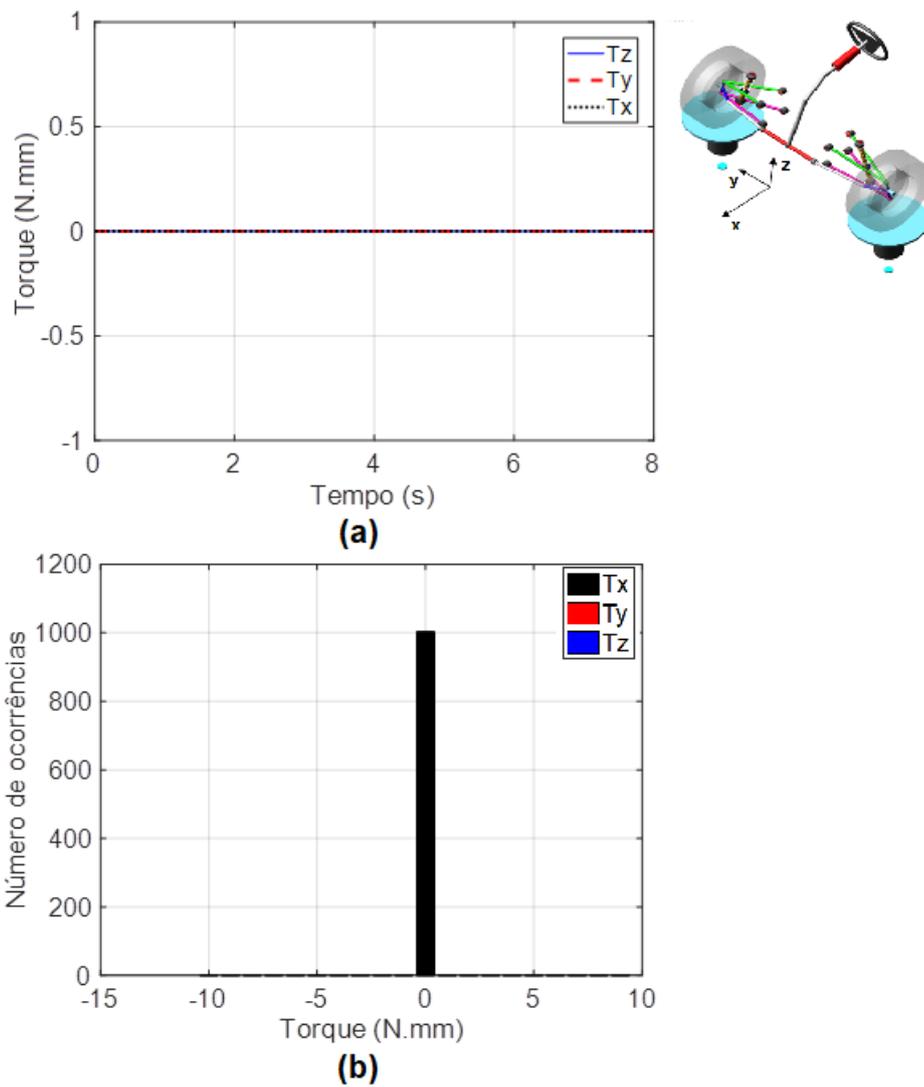


Figura 34. (a) Torques e (b) Histograma dos torques em L1. Fonte: Autor

O mesmo procedimento adotado para o ponto L1, foi realizado para o ponto L2, que conecta a bandeja inferior ao conjunto mola-amortecedor. A Fig (35a) consiste na representação das forças (F_x, F_y e F_z) no tempo e Fig. (35b) seus histogramas.

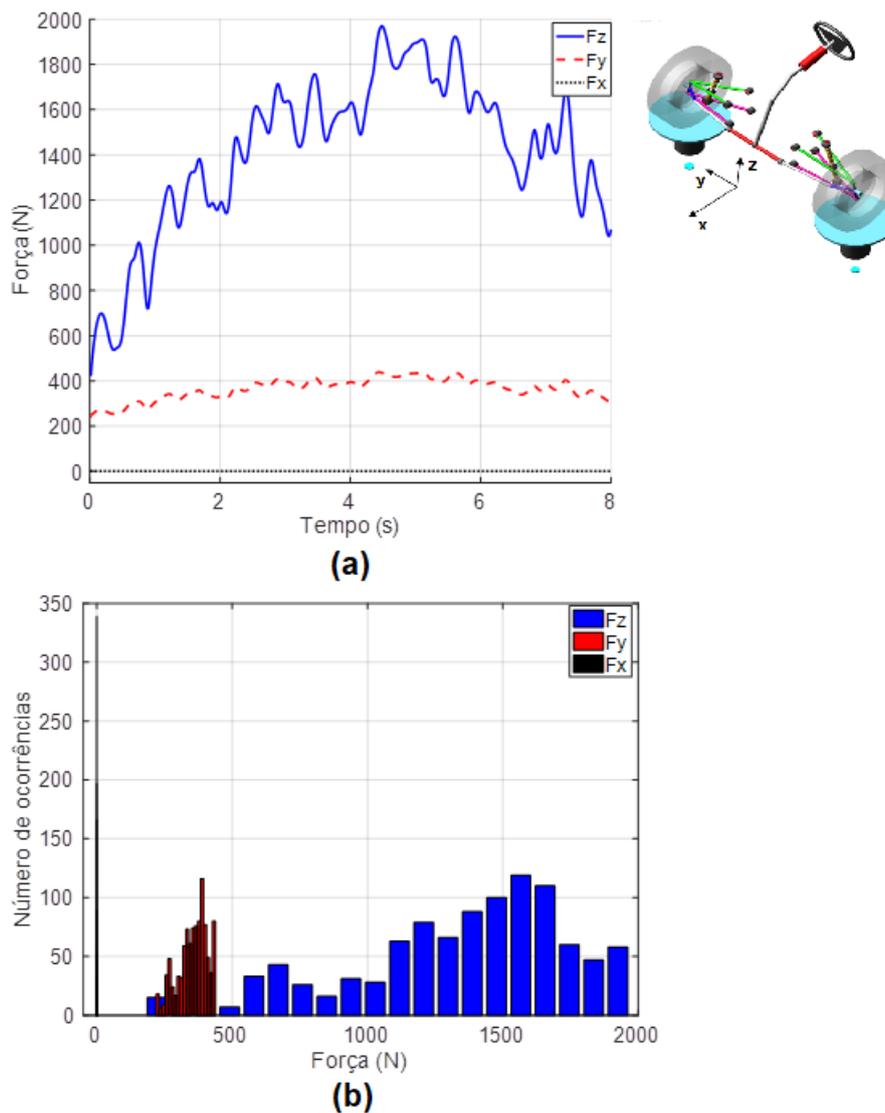


Figura 35. (a) Forças e (b) Histograma das forças em L2. Fonte: Autor

Na Figura (35a) pode ser observado que as componentes da força neste ponto se distribuem de maneira semelhante ao ponto anterior, isto é, F_z é predominante, F_y é relevante, apesar de em menor escala e F_x é nula. De fato, isso pode ser observado em todos os pontos de análise, pois conforme apresentado no Cap.2, Gillespie (1992) ressalta a força trativa (F_x) é oriunda, principalmente, do movimento longitudinal do veículo, que não é considerado neste estudo.

Observa-se ainda que a magnitude de F_z e F_y apresentadas na Fig.(35) alcançam os maiores níveis de força em todo o componente. Portanto este ponto é considerado crítico para bandeja inferior por se tratar da zona com maiores carregamentos.

A Fig. (36a) consiste nos torques obtidos ao longo do tempo no ponto L2 e em Fig. (36b) seus histogramas. Pode ser observado que T_x é a componente predominante. As componentes T_y e T_z estão distribuídas em torno de zero.

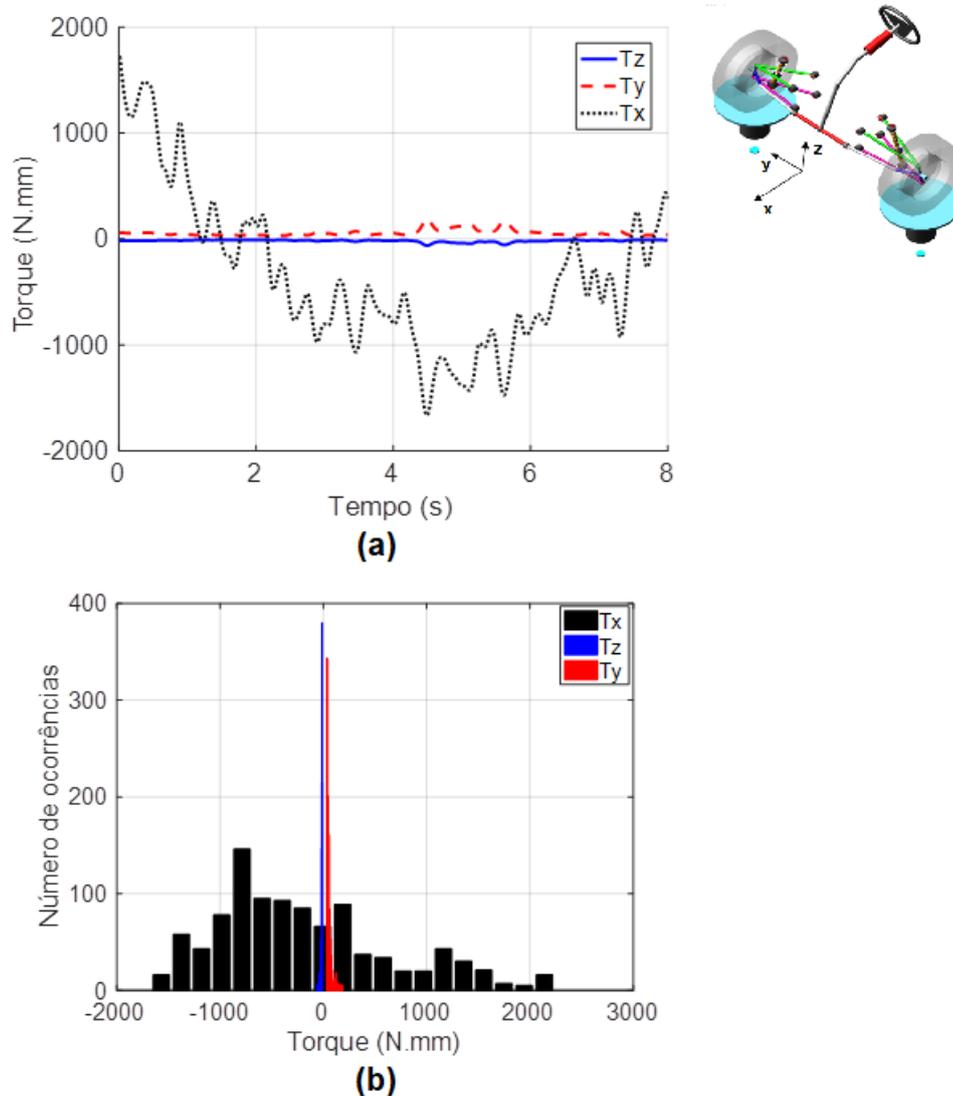


Figura 36. (a) Torques e (b) Histograma dos torques em L2. Fonte:Autor.

A seguir, é apresentado na Fig. (37a) as forças e em Fig.(37b) seus histogramas para o ponto L3, que é uma das conexões entre a bandeja inferior e o chassi do veículo. Nota-se que o comportamento observado nos pontos L1 e L2 se repete, onde F_x é praticamente nulo, F_z é a componente predominante e F_y é relevante para simulação.

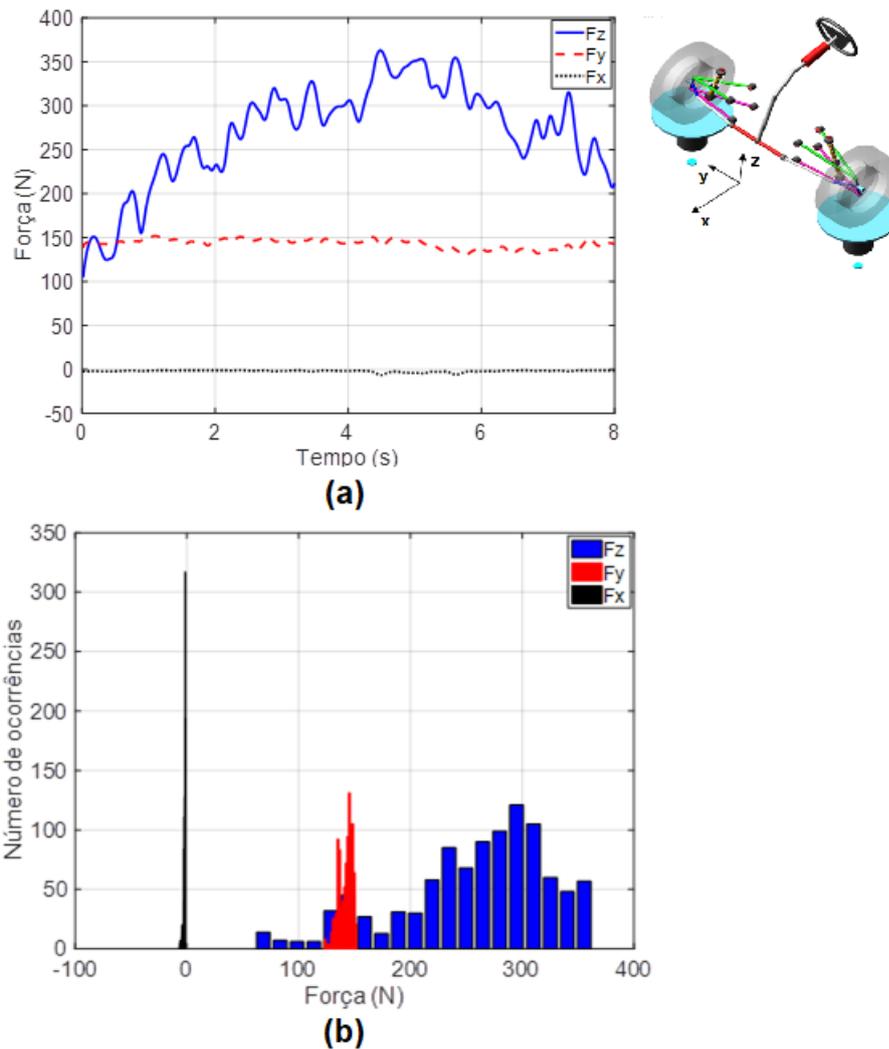


Figura 37. (a) Forças e (b) Histograma das forças em L3. Fonte: Autor

De acordo com a Fig. (37), pode ser observado que as amplitudes das forças são baixas se comparadas com os pontos L1 e L2.

Os torques medidos no ponto L3 são apresentados na Fig. (38a) e seus histogramas em Fig.(38b). Percebe-se que T_x é predominante, pois sua origem é dada a partir do plano “yz”, que contém F_z e F_y , compondo assim a parcela de torque mais relevante. É notado que assim como para a medição de torques apresentada no ponto L2, para L3, somente a componente T_x é significativa.

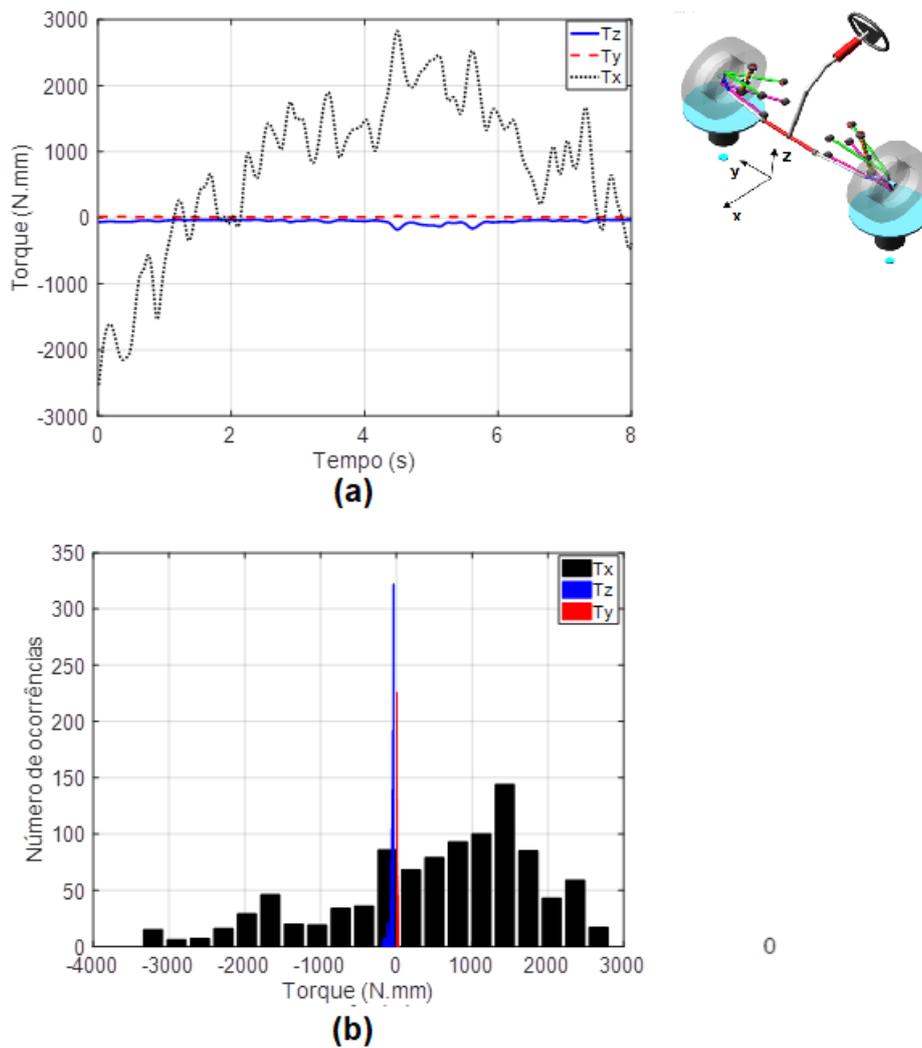


Figura 38.(a) Torques e (b) Histograma dos torques em L3. Fonte:Autor.

Na Fig. (38a) é apresentado o resultado medido no ponto L4 para força, e em Fig. (38b) seu histograma. É percebido que os resultados de L4 são parecidos com L3, isto porque ambos são pontos de ancoragem da bandeja com o chassi. Além disso, o padrão estabelecido até aqui se confirma, onde F_x pode ser considerada nula, por se distribuir em torno de zero.

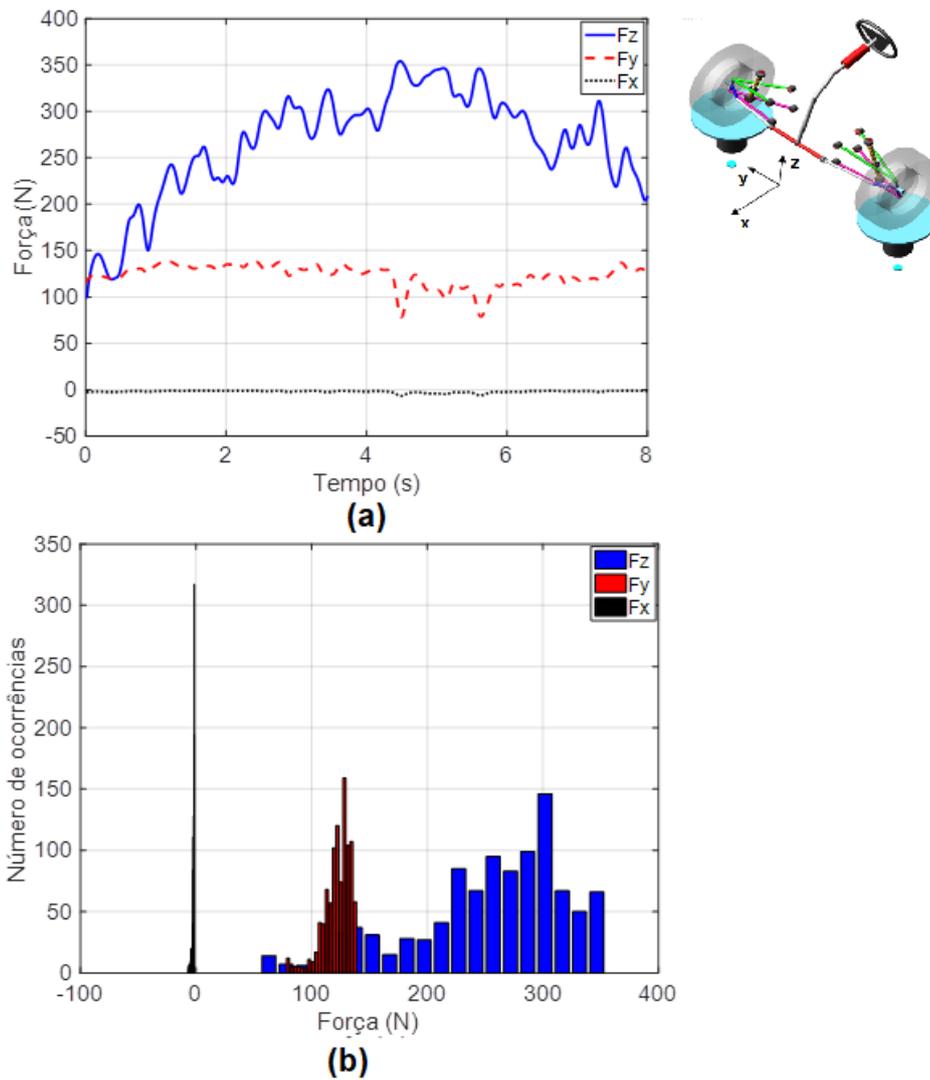


Figura 39.(a) Forças e (b) Histograma das forças em L4. Fonte:Autor.

A seguir é apresentado na Fig.(39a) as componentes do torque obtidos em L4 e em Fig.(39b) seus histogramas. T_x é predominante, alcançando níveis de amplitude de quase 3000 N.mm, no entanto, T_y e T_z são muito pequenas, se distribuindo em torno de uma média zero.

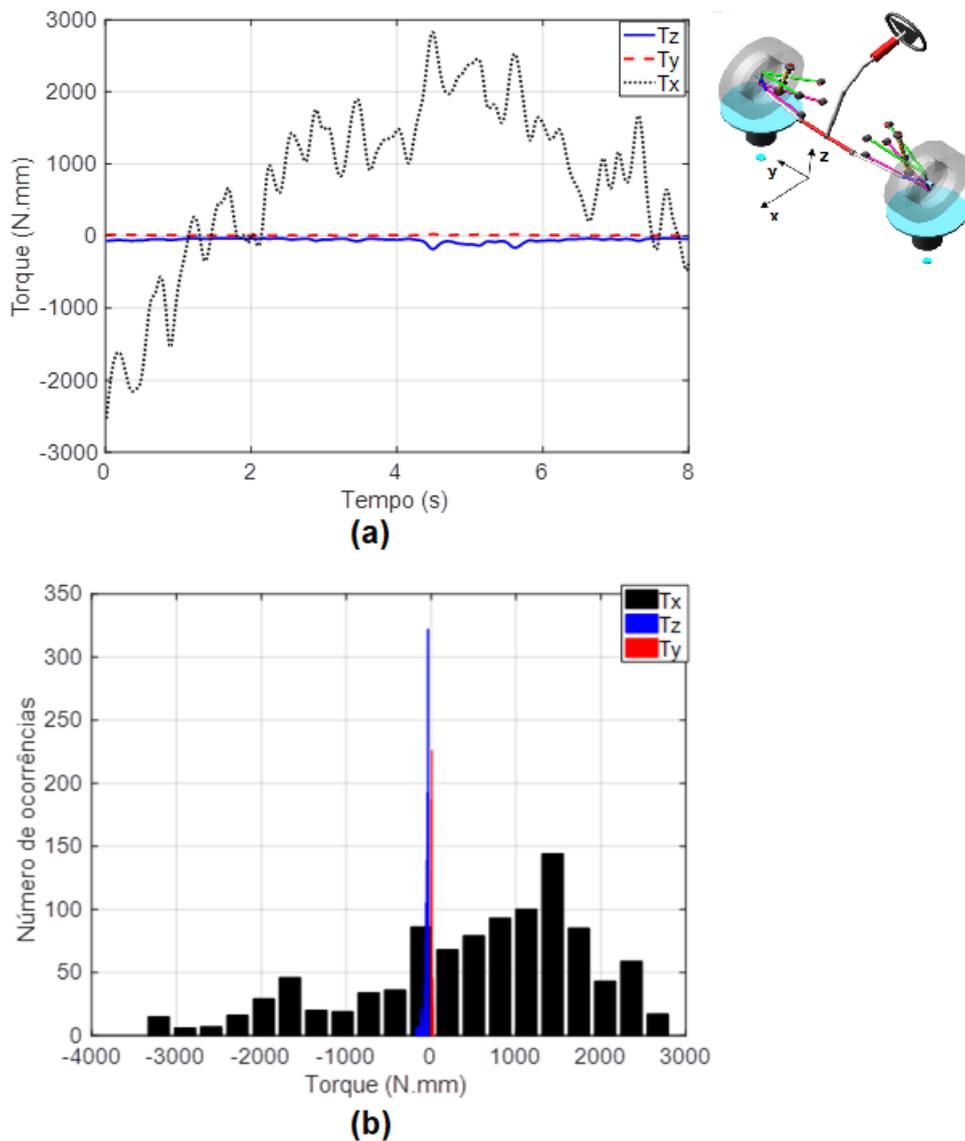


Figura 40.(a) Torques e (b) Histograma dos torques em L4. Fonte: Autor

É notado que existe um padrão para composição das forças nos pontos analisados, em que a componente F_x pode ser considerada nula, F_z é sempre predominante e F_y é relevante e deve ser considerada.

A seguir na Tab. (05) é apresentado a composição de F_x , F_y e F_z na força resultante em cada um dos pontos da bandeja inferior da suspensão. Diante disso, pode ser percebido, que F_x representa somente 1% do carregamento em cada área, e portanto, pode ser desconsiderado do histórico de carregamentos para análise de EF desenvolvida no Cap.4.

Tabela 6. Composição das forças na magnitude total para os pontos L1, L2, L3 e L4. Fonte : Rodrigues, Silva e Oliveira (2016)

Pontos	Composição da força resultante		
	Fz (%)	Fy (%)	Fx (%)
L1	92	7	1
L2	75	24	1
L3	57	42	1
L4	59	40	1

O mesmo raciocínio empregado para força, pode ser extrapolado para o torque, de modo que as componentes T_y e T_z são próximas de zero em todos os pontos. Neste sentido, só se tem o T_x em L2, L3 e L4.

É proposto então uma simplificação, cuja componentes de forças e torques consideradas em cada ponto são listadas no Tab.(07) a seguir.

Tabela 7. Forças e torques considerados nos pontos L1, L2, L3 e L4. Fonte : Autor

	Forças	Torques
L1	Fz, Fy	--
L2	Fz, Fy	T_x
L3	Fz, Fy	T_x
L4	Fz, Fy	T_x

Entre as principais características causadoras do fenômeno da fadiga em uma estrutura, ressalta-se o fato de que os carregamentos que causam a falha são, em geral, inferiores a tensão de escoamento do material. Neste contexto, apesar de apresentar baixa magnitude, as componentes F_x , T_y e T_z podem ser significantes para avaliação de vida em fadiga.

Neste contexto, foi desenvolvido uma verificação preliminar em elementos finitos, na qual comparou-se dois casos. O primeiro consiste em um modelo, na qual os 24 sinais de carregamento (todas as componentes de força e torque) são considerados em uma análise transiente (os parâmetros da análise de EF, são definidos no Cap.4)

para avaliação da vida em fadiga. O segundo caso, considera somente 11 sinais de solicitação na bandeja, isto é, somente as componentes apresentadas na Tab. (07). Constatou-se então uma diferença de 2 ciclos entre as análises. Dessa forma, conclui-se que, de fato, a simplificação na consideração dos carregamentos apresentados nesta seção é coerente e não acarreta em perdas significativas para as análises que serão realizadas no Cap.4.

3.5. CONCLUSÃO DO CAPITULO

A seguir na Fig.(41) é apresentado um fluxograma que relaciona o uso do MBS (desenvolvido neste capítulo) com o MEF (que será apresentado no Cap.4).

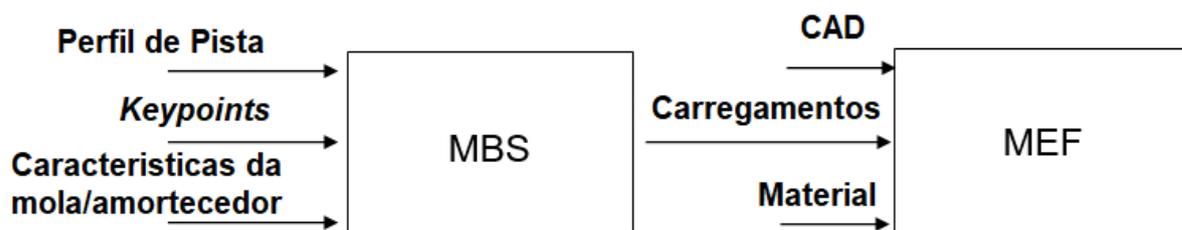


Figura 41. Combinação entre análise MBS e MEF. Fonte: Autor.

Neste capítulo, foi apresentado o tipo de suspensão utilizada, seus *keypoints* e principais componentes. A partir disso, de acordo com a Fig.(41) o sinal referente ao PPE foi inserido no software MBS, onde a suspensão foi modelada. Então, utilizou-se uma curva de interpolação linear para representação da curva de amortecimento obtida experimentalmente (Seção 3.2.2). Além disso, a constante de rigidez da mola também foi adquirida e inserida no *MSC.Adams/car*®.

O resultado final deste capítulo consiste na resposta da bandeja inferior da suspensão à excitação do perfil de pista. Esta etapa é representada na Fig.(41) através da seta indicada por “carregamentos”, que consiste em 11 componentes de força e torque, distribuídas nos pontos L1,L2,L3 e L4 da bandeja. Este resultado será avaliado e utilizado na análise MEF, do Cap.4.

4. ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA DA SUSPENSÃO UTILIZANDO MEF

Este capítulo apresenta considerações gerais sobre a modelagem MEF, principais aspectos da modelagem da bandeja inferior, no que tange a criação da malha, condições de contorno, definição de carregamentos (obtidos no Cap.3) e as simulações de fadiga. Além disso, é mostrado o planejamento de experimentos desenvolvido para proposição do PPT, e as conclusões do capítulo.

4.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE A MODELAGEM EM ELEMENTOS FINITOS

Alguns problemas de Engenharia podem ser calculados de maneira analítica, aproximando-se da solução exata, no entanto conforme a complexidade do problema tratado aumenta é necessário o emprego de métodos cuja resposta é obtida a partir de aproximações sucessivas, como é o caso do Método dos Elementos Finitos (MEF).

Neste contexto, Avelino (2002) define que o MEF consiste na discretização de um corpo contínuo em partes finitas, isto é, em elementos conectados entre si através de nós, que são pontos discretos na estrutura.

Essa subdivisão de um corpo contínuo em elementos, forma o que é chamado de malha. E por se tratar de um método de aproximação, a definição dos parâmetros (tipo, tamanho, número de elementos, etc) são fundamentais para avaliação adequada do problema estudado.

O desenvolvimento matemático das matrizes que compõe a formulação básica do MEF, não serão tratadas neste trabalho, no entanto elas podem ser consultadas em Avelino (2002), que apresenta de maneira bastante didática essa questão.

A modelagem via MEF pode ser dividida de acordo com Moaveni (1999) em três etapas, o pré-processamento, solução e o pós-processamento, conforme é apresentado a seguir na Fig.(42).

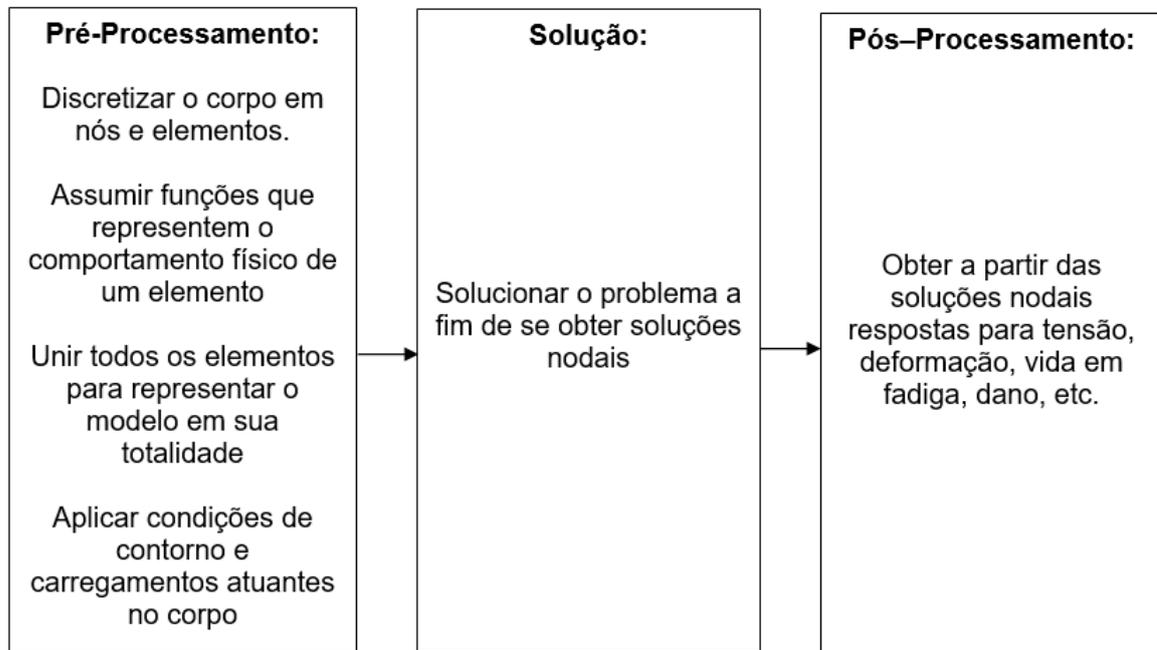


Figura 42. Etapas da análise MEF. Fonte : Adaptado de Moaveni (1999)

De acordo com a Fig. (42), a etapa de pré-processamento compreende a fase de preparo do componente para solução do problema. Diante disso, é nesse estágio que são inseridos no software: as propriedades do material, o tipo de elemento e seu tamanho, o tipo de análise, as condições de contorno e carregamentos. Cada um desses aspectos será tratado individualmente na seção 4.2.

O problema é solucionado e, então, inicia-se na etapa de pós-processamento, onde é escolhido o tipo de resposta que se deseja obter com aquela análise, possibilitando assim que os resultados sejam interpretados pelo engenheiro. Nesta fase, as respostas são fornecidas de acordo com a necessidade do usuário, pode ser gerado, por exemplo, uma verificação de variação de tensão, deformação, vida em fadiga, etc. Dependendo do que se soluciona como *output*.

4.2. MODELAGEM DA BANDEJA INFERIOR UTILIZANDO O MEF

Nessa seção será apresentado as etapas referente a etapa de pré-processamento da análise de EF, de acordo com a Fig.(42). Deste modo, será desenvolvido a malha do componente, para a qual é desenvolvida uma verificação de convergência, que compreende a escolha do tipo de elemento, seu tamanho, número de nós, etc. Além disso, será feito a escolha do material e será aplicado as condições de contorno e carregamentos na bandeja da suspensão.

Para desenvolvimento do modelo de elementos finitos selecionou-se o software *Ansys*®. Neste ambiente virtual, foi realizado todo o processo estabelecido na Fig.(42).

4.2.1. Seleção do material a partir da biblioteca do *Ansys*®

A seleção do material para modelagem da bandeja inferior da suspensão foi admitida tendo em vista a etapa futura deste estudo, na qual a suspensão será construída e testada experimentalmente. Portanto, ao selecionar o material para análise de EF, considerou-se a disponibilidade do mesmo na região centro – oeste do Brasil, assim como, suas propriedades, que devem estar disponíveis tanto na literatura quanto na biblioteca do *Ansys*®.

Assim, selecionou-se o aço carbono SAE 1020 laminado a quente, cujas propriedades são apresentadas a seguir na Tab.(08), de acordo com os dados fornecidos por Shigley et al (2007).

Tabela 8. Propriedades do Aço SAE 1020. Fonte: Shigley (2007)

	Módulo de Elasticidade (GPa)	Constante de Poisson	Resistência ao escoamento (MPa)	Resistência a tração (MPa)	Dureza Brinell	Modulo de Rigidez (GPa)
SAE 1020	207	0.292	210	380	111	79.3

4.2.2. Determinação do tipo de elemento

As análises que serão apresentadas nas seções seguintes para bandeja inferior da suspensão foram desenvolvidas na mesma plataforma onde a malha foi criada, isto é, o *Ansys*®.

Kahmal, Rahmah e Rahmah (2012) desenvolvem um trabalho sobre a manga do eixo de uma suspensão independente do tipo duplo, e aplicam uma metodologia similar a apresentada neste estudo, onde o carregamento é obtido a partir de uma análise MBS e então é utilizado como dado de entrada em uma verificação de elementos finitos. Eles usam, para modelagem do componente em questão, o elemento tetraédrico de 10 nós e a justifica da seguinte forma: *“eles podem capturar com precisão a topologia de geometria típica do modelo de elementos finitos”*.

Como o estudo de Kahmal, Rahmah e Rahmah (2012) é similar ao desenvolvido neste trabalho em diversos aspectos, o tipo de elemento selecionado para este estudo é o tetraédrico de dez nós, que é sólido e tridimensional. Além disso, sua escolha foi baseada, ainda, em sua disponibilidade na maioria dos softwares de EF e em simulações prévias apresentadas em Rodrigues, Silva e Oliveira (2016) e (2017), onde se obteve bons resultados com a aplicação deste elemento.

O elemento tetraédrico de 10 nós, também conhecido como *tet10* nos softwares de EF, possui geometria tetraédrica, ou seja, é sólido e possui quatro faces. Ele possui quatro nós distribuídos em seus vértices (1 a 4) e seis nós em suas arestas (5,6,7,8,9 e 10), conforme Fig. (43), totalizando assim 10 nós.

Este elemento, segundo Avelino (2002) possui deformação e tensão constantes por todo seu corpo. Ele é adequado para geometrias que não são extremamente complexas. Além disso, para sua utilização, é recomendado uma quantidade razoável de elementos para obtenção de uma resposta precisa, o que eleva o tempo de solução. Como, a bandeja da suspensão não é um componente complexo, consegue-se empregar este tipo de elemento, com uma malha refinada e um tempo de processamento razoável.

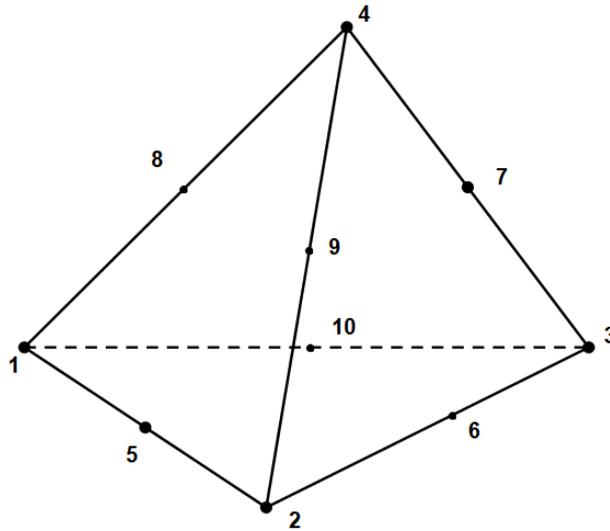


Figura 43. Elemento tetraédrico de dez nós. Fonte: Autor.

4.2.3. Determinação do tamanho dos elementos

Conforme foi discutido na seção 4.1 deste capítulo, o MEF é baseado na aproximação de respostas. Assim, a definição dos parâmetros que compõe a malha é fundamental para aquisição de resultados precisos para o problema apresentado.

A partir da escolha do elemento (realizado na seção 4.2.2), é preciso determinar seu tamanho, para tanto, foi desenvolvido uma análise de sensibilidade para avaliar a convergência de resultados para Tensão de Von Mises.

O único parâmetro variado na análise de sensibilidade foi o tamanho do elemento. Assim, foram realizadas cinco simulações, cujos tamanhos variam em 1,2 mm, 1,1 mm, 1 mm, 0,9 mm e 0,8 mm. Para cada verificação, o resultado para análise estática de Von Mises foi computado, assim como o tempo de processamento

Na Tab. (09) é mostrado, a relação entre o tamanho do elemento, a Tensão de Von Mises e o tempo de processamento.

Tabela 09. Análise de convergência de malha

	Tensão de Von Mises – Máximo (Mpa)	Tempo de processamento (s)
1.2 mm	161.93	93
1.1 mm	167,65	127
1 mm	166.55	193
0.9 mm	198.26	251
0.8 mm	205.31	329

A partir da Tab. (09), pode ser observado que as respostas para tensão de Von Mises, não sofrem muita variação entre os tamanhos selecionados, de fato, entre o intervalo definido (1,2 mm a 0,8 mm), varia-se 43,38 MPa. Em contrapartida, o tempo de processamento aumenta em mais de três vezes entre 1,2 mm e 0,8 mm.

Foi gerado um gráfico para auxiliar na visualização dos dados da Tab. (09), apresentado na Fig. (44). Nele é mostrado a curva referente ao tempo de processamento (em azul, cheia) e a resposta para tensão de Von Mises (vermelho, tracejado), ambos em função do tamanho do elemento.

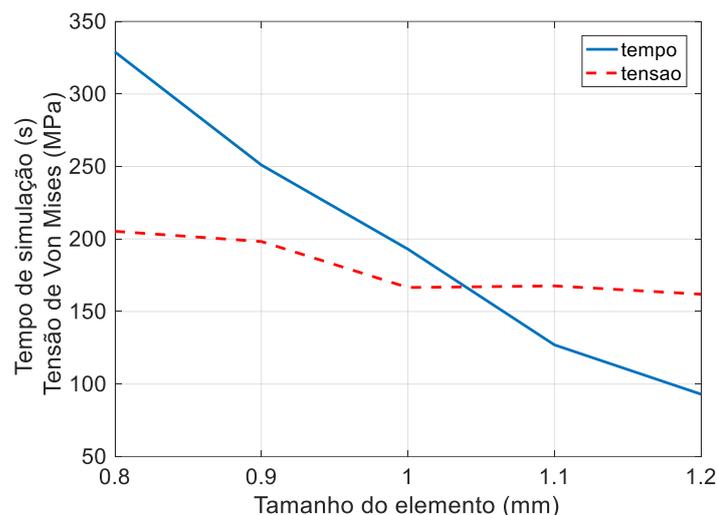


Figura 44. Curvas de Tensão de Von Mises e tempo computacional em função do tamanho do elemento da malha. Fonte: Autor

Nota-se a partir da Tab. (09) e Fig. (44) que o elemento de 1 mm , representa um ponto intermediário das curvas. Desta forma, tanto o tempo computacional é razoável, como a resposta para tensão. Além disso, a diferença entre os resultados para Von Mises é baixa, quando comparado as outras configurações (0,9 mm e 1,1 mm).

Nesse sentido, foi escolhido 1 mm para o tamanho do elemento, por estar disposto em um ponto intermediário das curvas de tempo e tensão. Para reforçar essa escolha foi elaborado um estudo que contempla a qualidade da malha para configuração de tamanho do elemento adotado.

A seguir na Fig. (45) é apresentado um gráfico de barras, na qual pode ser avaliado a distribuição dos elementos de acordo com a sua distorção. Entende-se que uma boa malha é composta majoritariamente por elementos com níveis de distorção entre 0.75 e 1, conforme apresentado no manual do *Ansys*® 2011.

A distorção dos elementos é definida através de um índice que varia de 0 a 1, na qual 1 representa um elemento sem distorção geométrica e 0 um elemento completamente distorcido.

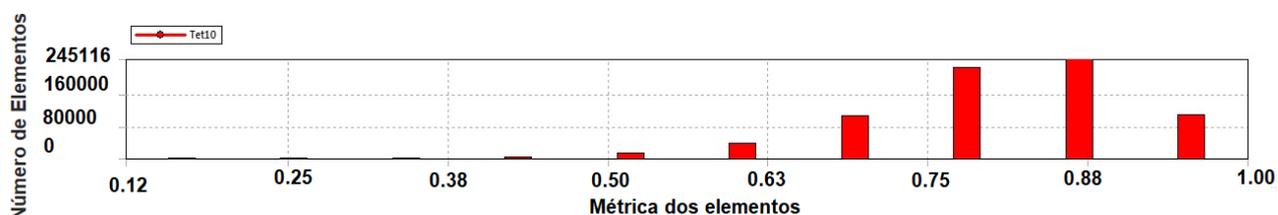


Figura 45. Análise de distorção dos elementos da malha. Fonte: Autor

Pode ser percebido através da Fig. (45) que a maior parte dos elementos está distribuída a partir do índice 0.75, o que indica uma malha composta por elementos com baixos índices de distorção em sua geometria. Sendo assim, um bom indicador de que a malha tem boa qualidade.

Na Fig. (46) é apresentado a distribuição dos elementos no componente, em função de sua distorção. Assim, é percebido que a maior parte da estrutura apresenta coloração azulada, o que representa, de acordo com a escala de cores a esquerda da imagem que os elementos dessa malha possuem uma métrica em sua

maioria entre 0.8 e 0.99. O que reforça o resultado obtido na Fig. (45) e a escolha de 1 mm para tamanho do elemento.

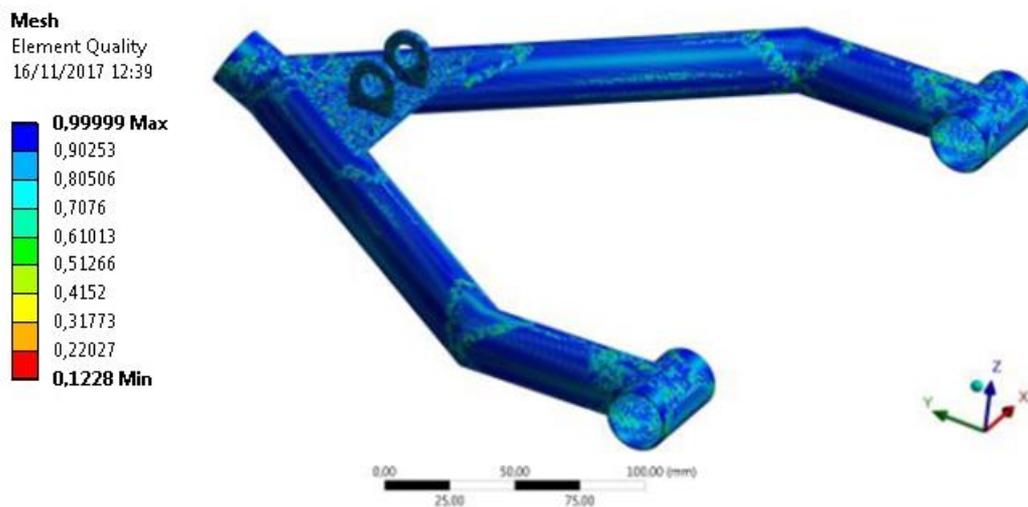


Figura 46. Análise de qualidade da malha. Fonte : Autor.

4.2.4. Determinação das condições de contorno

Para determinar as condições de contorno do componente, buscou-se no modelo MBS (Cap.3) as restrições do componente. Assim, constatou-se que a aplicação da junta cilíndrica é ideal pois permite combinar a fixação das translações e rotações em cada eixo.

Neste sentido, buscando a correlação entre o modelo MBS e MEF. As condições de contorno impostas para a bandeja inferior devem ser tal que o ponto L1 da Fig. (47) fique livre, desde que, nos pontos L2, L3 e L4 apresentem restrições de translação nos eixos "X" e "Y" e de rotação em "Y" e "Z". Assim, no ponto L2 é permitido a rotação em torno de "X" e a translação em "Z". Em L3 e L4 somente a rotação em torno do eixo "X" é permitida.

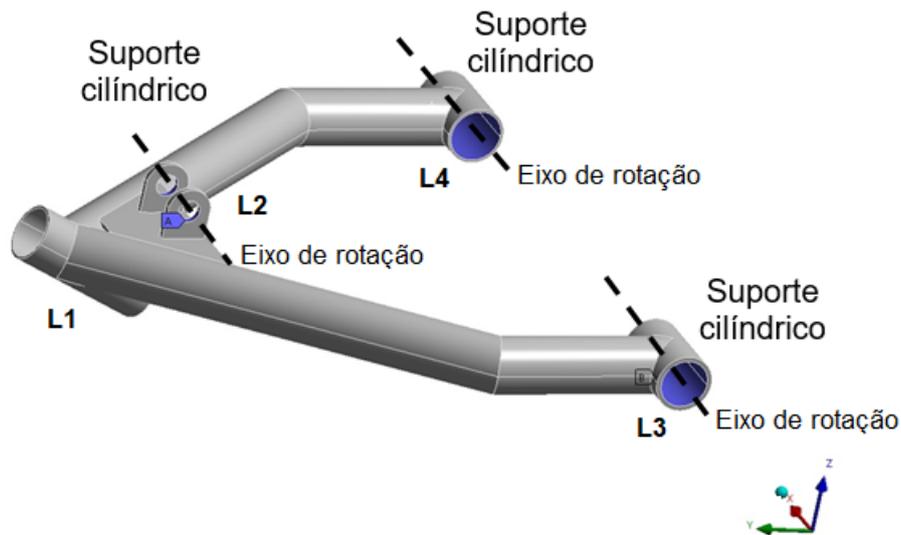


Figura 47. Representação das condições de contorno do componente. Fonte: Autor.

4.2.5. Aplicação dos carregamentos em EF

Nesta seção será apresentado a metodologia adotada para aplicação dos carregamentos obtidos nas simulações MBS, apresentadas no Cap.3. Neste sentido, as solicitações serão usadas para as avaliações da seção 4.3 (análise estática e transiente) e para verificação de vida em fadiga, da seção 4.4.

Conforme apresentado no Cap.3, a resposta da análise MBS, isto é, as componentes de força e torque adquiridos nos pontos L1,L2,L3 e L4 da bandeja, serão utilizados, como dado de entrada para análise de EF. Entretanto, se essas solicitações forem inseridas no *Ansys*[®] em seu estado original, isto é, a curva completa de carga, o tempo de processamento para avaliação de fadiga fica muito elevado (cerca de 08 horas). Diante disso, será realizado sobre cada parcela de carga simplificações, que irão proporcionar a redução no custo computacional, sem que haja perda significativa na resposta do modelo de EF.

No *Ansys*[®] a análise de fadiga é realizada através do *fatigue tool*. Esta ferramenta está disponível a partir de uma avaliação estática e transiente. Por isso, devem ser definidas duas metodologias para simplificação das solicitações adquiridas no Cap.3, uma para tipo de análise. Na seção 4.3 é desenvolvido uma

verificação para tomada de decisão sobre o tipo de análise, para a qual será realizado as avaliações de fadiga.

Para análise estática, buscou-se nos histogramas de cada componente de solicitação, apresentado na seção 3.4, o valor médio da barra de maior frequência para representação do carregamento. Foi utilizado como parâmetro a barra de maior frequência em detrimento da de maior magnitude pois o fenômeno da fadiga ocorre mediante a repetição de cargas. Assim, para fadiga a solicitação que mais se repete é mais penalizante para estrutura do que a de maior magnitude, cuja ocorrência é eventual.

A seguir na Tab. (10) é apresentado para cada ponto, os carregamentos para análise estática, tendo em vista, a metodologia discutida nessa seção.

Tabela 10. Carregamentos para análise estática

	Fy (N)	Fz (N)	Tx (N.mm)
L1	-110.17	-989.90	--
L2	389.14	1566.50	-788.72
L3	145.33	295.02	1431.30
L4	128.49	301.94	1431.30

Para a análise transiente foram adotados os 20 valores centrais da barra de maior frequência do histograma para cada carregamento, ao invés do valor médio (usado para análise estática). Para tanto, identificou-se o valor médio da barra, e contabilizou-se, os 10 valores dispostos a sua esquerda e os 10 a direita.

A seguir é apresentado na Fig. (47) uma representação, ilustrativa, do procedimento apresentado nesta seção para Fz em L2, onde em vermelho tracejado é apontado o intervalo para o qual será buscado os 20 valores de solicitação no histograma e sua faixa correspondente na curva de solicitação.

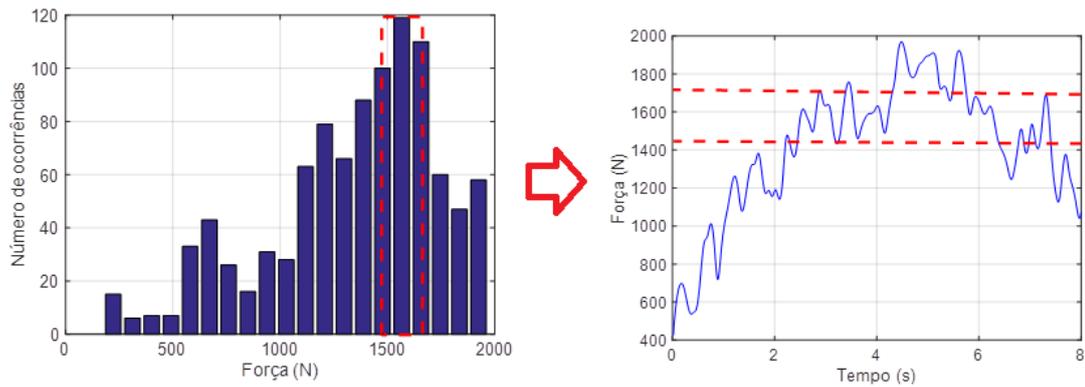


Figura 48. Representação de F_z utilizada para análise transiente no ponto L2. Fonte: Autor

Conforme comentado na seção 3.4, ao realizar uma análise de fadiga, mesmo os carregamentos menos penalizantes podem ser impactantes no resultado final. Desta forma, foi desenvolvido uma verificação, cujo resultado é apresentado a seguir na Fig. (49), na qual são apresentadas duas verificações, a partir da análise transiente. A primeira consiste em uma avaliação simplificada, para a qual, são considerados 11 sinais de carga (conforme Tab. (07), seção 3.4) considerando a metodologia discutida nessa seção. A segunda investigação utiliza os 24 sinais coletados na simulação MBS, completos, isto é, toda a curva de carregamento para cada ponto.

Pode-se notar a partir da comparação entre a Fig. (49a) e (49b) que de fato, as simplificações implementadas não acarretaram em perdas significativas para fadiga. No entanto, percebeu-se um ganho de processamento da ordem de 05 horas.

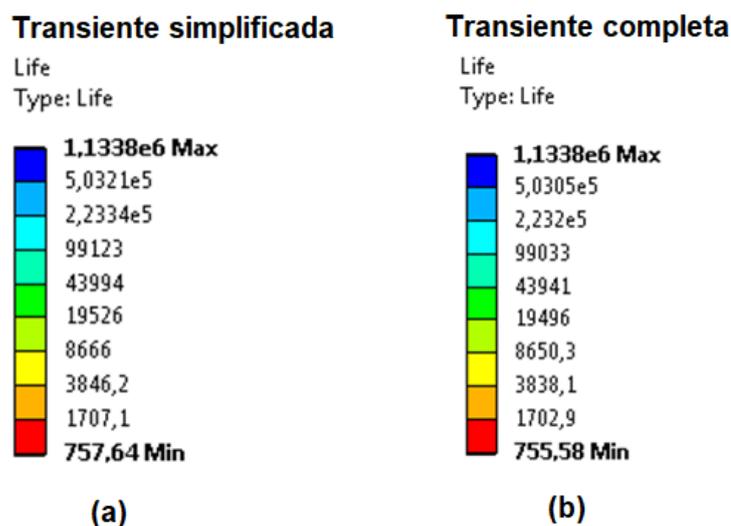


Figura 49. Avaliação acerca da implementação da simplificação do carregamento para análise transiente. (a) resultado com simplificação (b) resultado completo. Fonte : Autor.

4.3. SIMULAÇÕES PRELIMINARES VIA MEF : ANÁLISE ESTÁTICA E TRANSIENTE

Nesta seção serão apresentadas as simulações preliminares executadas na bandeja inferior da suspensão, isto é, as análises que permitirão a compreensão do comportamento da estrutura quando submetida a carregamentos estáticos e transientes para fadiga, o que auxiliará na escolha do tipo de análise para a qual serão gerados os resultados finais deste estudo.

4.3.1. Análise estática

Foi desenvolvida uma análise estática linear, que de acordo com o manual do *Ansys*® (2014) permite avaliações de deslocamentos, tensões, deformações, etc. A avaliação de fadiga é desenvolvida a partir do *fatigue tool*, aplicado a partir da análise estática ou transiente.

Os parâmetros relacionados a malha, material, condições de contorno e solicitações (Tab. (10)) foram definidos na seção 4.2.

Na Fig.(50) é apresentado o resultado da análise estática desenvolvida em EF para a bandeja, na qual a esquerda da figura é mostrado o nível da Tensão de Von Mises que tem valor mínimo de 0,0049 MPa na maior parte da estrutura e 166,55 MPa no ponto L2.

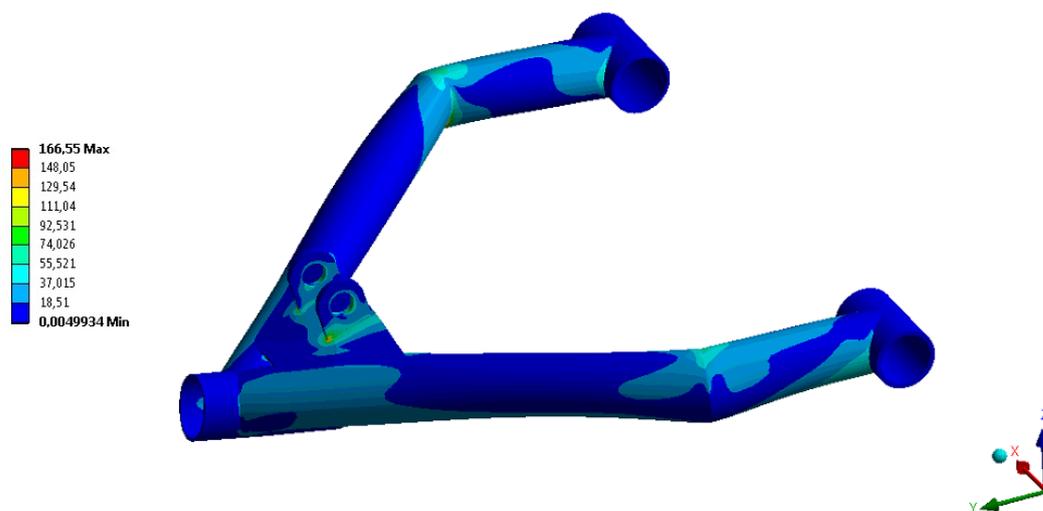


Figura 50. Análise estática da bandeja inferior. Fonte: Autor.

Pode ser observado a partir da Fig. (50) que o nível máximo de tensão (165.55 MPa) é menor que a tensão de escoamento do material, apresentado na Tab. (08), que é de 210 MPa. Isto significa que o componente, não falha em uma única aplicação do histórico de cargas, de modo que ele ainda está na zona elástica do material. No entanto, essa estrutura ainda pode falhar por fadiga.

Esta análise foi utilizada também para verificação do dimensionamento do componente, conforme foi descrito anteriormente no Cap.3, é esperado que essa bandeja falhe sob fadiga de baixo ciclo, isto é até 10^3 ciclos. Porém, ela não poderia falhar estaticamente.

4.3.2. Análise transiente

A análise transiente consiste, de acordo com o manual do *Ansys*® (2014), em uma avaliação dinâmica que permite a obtenção de respostas de deslocamento, tensão, deformação e etc, em função do tempo. O *fatigue tool*, também está disponível para utilização a partir desta análise.

Na análise transiente, que será apresentada a seguir, os parâmetros da malha (tipo e tamanho de elemento) estabelecidos para o componente, são os mesmos da análise estática e estão descritos na seção 4.2. O carregamento utilizado no componente para análise transiente segue a metodologia, apresentada na seção 4.2.5, onde são definidos os 20 valores centrais, a partir da barra de maior frequência do histograma para cada componente de carga.

O resultado da análise transiente para tensão é apresentado na Fig. (51), na qual pode ser visto o comportamento do componente estudado para um dos 20 valores que compõe o histórico de carregamentos, em função do tempo.

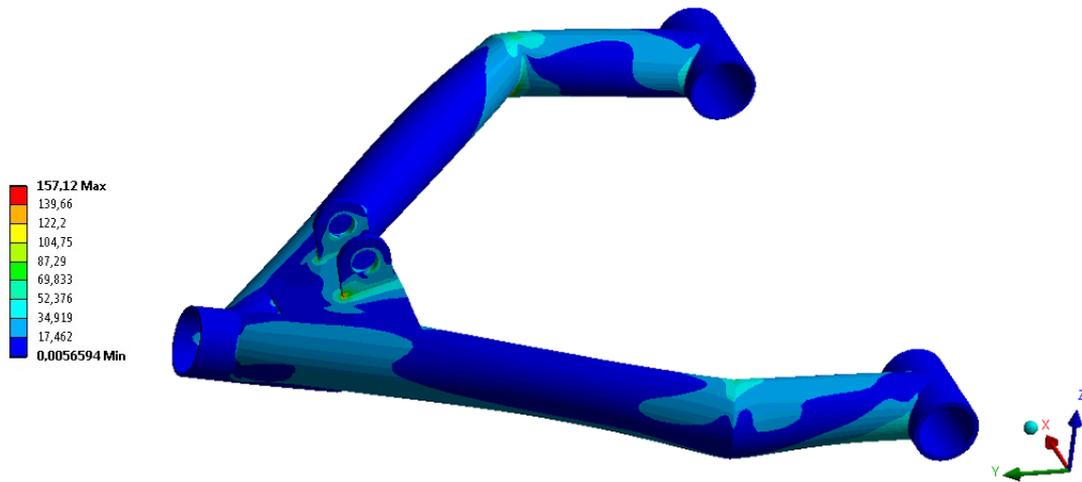


Figura 51.Resultado da análise transiente para um dos 20 valores que compõe o histórico de carregamentos dessa simulação. Fonte: Autor

Os demais resultados dessa análise, referente aos outros valores do histórico de carregamento será apresentado a seguir na Tab. (11) onde para cada valor de carregamento, há um nível de tensão de Von Mises máximo e mínimo correspondente.

Nota-se que o valor máximo, a partir dessa análise é de 175,79 MPa, o que constitui um nível de tensão inferior à resistência ao escoamento do material, o que reforça as afirmações feitas na análise estática.

Tabela 11. Resultados da análise transiente

Número de simulação	Tensão mínima (MPa)	Tensão máxima (MPa)
0	0.0057	175.79
1	0.0066	174.95
2	0.0075	174.01
3	0.0068	173.07
4	0.0067	172.13
5	0.0073	171.26
6	0.0068	170.32
7	0.0095	169.38
8	0.0087	168.44
9	0.0076	166.57
10	0.0063	165.55
11	0.0051	164.65
12	0.0038	163.73
13	0.0027	162.81
14	0.0020	161.89
15	0.0019	160.97
16	0.00489	160.06
17	0.0030	157.13
18	0.0041	158.19
19	0.0049	157.3
20	0.0056	157.12

Foi desenvolvido uma avaliação para vida em fadiga onde comparou-se os resultados obtidos a partir de uma análise estática e transiente. Verificou-se que a

análise transiente é mais penalizante em 93 ciclos e, portanto, nas investigações apresentadas na seção 4.4 e 4.5, a análise transiente é utilizada.

4.4. ANÁLISE DE FADIGA

Nessa seção serão apresentados os principais conceitos relacionados à fadiga, em seguida, uma breve consideração sobre a teoria da tensão média, análise de dano, e de vida em fadiga, na qual é apresentado o diagrama S-N do componente, adquirido a partir do uso do PPE.

4.4.1. Principais aspectos da fadiga

Shigley et al (2005) define como falha o comportamento indesejado de um componente, que segundo Dowling (2004) está associado à deformação excessiva, à ruptura, à corrosão ou à erosão de uma estrutura.

Norton et al (2004) e Shigley et al (2005) concordam que a falha estática de um componente de material dúctil apresenta fases bem definidas, que permitem prever seu comportamento e assim planejar a manutenção daquele elemento. Isto é, antes da ruptura há uma grande deformação, o que indica que o nível de tensão ultrapassou a tensão de escoamento do material.

Quando o material falha por fadiga seu comportamento é diferente. Shigley et al (2005) descrevem que é comum em componentes mecânicos que estão submetidos a tensões repetidas falharem com tensões máximas menores que a tensão última e, muito frequentemente, menores que a tensão de escoamento de um material. O que torna este fenômeno perigoso, pois a falha ocorre de maneira súbita.

Norton et al (2004) define que a falha por fadiga ocorre, quando o nível de tensão real máxima no componente estudado ultrapassa o valor de resistência a fadiga da estrutura. Apesar de simples, essa premissa é fundamental para o entendimento das discussões das seções seguintes.

Neste contexto, os componentes automotivos estão constantemente submetidos a carregamentos cíclicos, em especial o sistema da suspensão que resiste aos esforços da pista, que de maneira geral, não são suficientes para em uma única aplicação causar a falha de seus componentes, embora possam levar à fadiga.

A falha por fadiga se inicia com uma microfissura que aumenta e se propaga, conforme o carregamento é repetido, formando o que é chamado de marca de praia no componente. Um exemplo desse comportamento em um eixo de rotação de alumínio pode ser observado na Fig. (52), na qual o número de ciclos é contabilizado em função do crescimento da fissura.

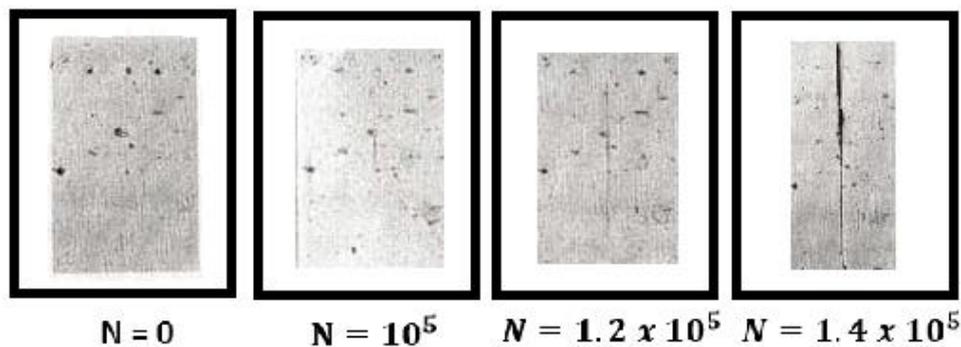


Figura 52. Crescimento da fissura em função do número de ciclos. Fonte: Adaptação Dowling (2004)

Tendo em vista a importância de se considerar a fadiga no projeto de componentes mecânicos, existem técnicas que permitem prever a falha por fadiga de uma estrutura em função do número de ciclos. Para isso cita-se como exemplo o método da vida sob tensão, deformação e mecânica de fratura linear elástica.

Norton et al (2004), Dowling (2004) e Shigley et al (2005) citam que o método da vida sob deformação tem como principal vantagem sobre o da tensão, o fato de conseguir representar melhor o comportamento do material para fadiga de baixo ciclo.

O método da mecânica de fratura linear elástica considera três estágios para fadiga, o primeiro relativo aos deslizamentos do grão, o segundo a propagação da trinca em nível macroscópico e o terceiro é a ramificação e ruptura do material.

Neste trabalho é utilizado o método da vida sob tensão, pois o software utilizado para análise não permite a utilização do método da vida sob deformação para o

histórico de carregamentos usado, o que exigiria o uso de outro pacote comercial de elementos finitos.

4.4.2. O método da vida sob tensão

O método da vida sob tensão, consiste na definição da relação existente entre a resistência à fadiga e o número de ciclos que um corpo suporta até sua falha. Neste sentido, emprega-se o Diagrama S-N para representação dos resultados deste tipo de análise.

O Diagrama S-N relaciona a resistência a fadiga, S_e , de um corpo com o respectivo número de ciclos, N , que um componente suporta até sua falha. Um exemplo deste gráfico é apresentado a seguir na Fig. (53).

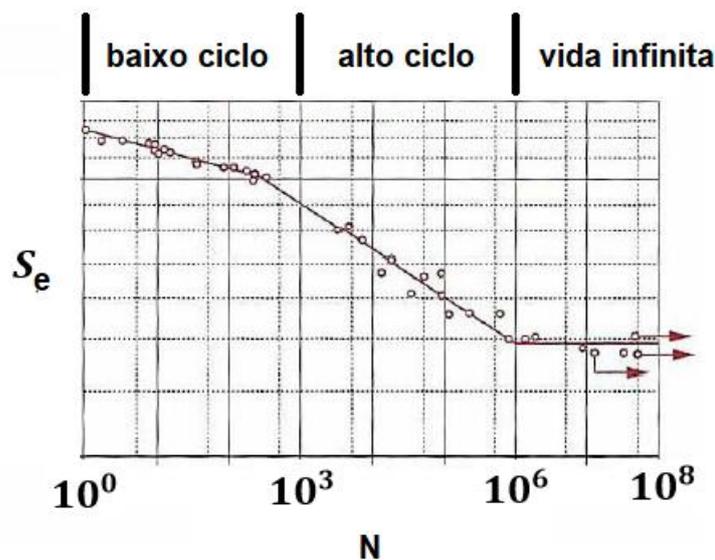


Figura 53.Exemplo de Diagrama S-N para o aço AISI 4130. Fonte : Adaptado de Norton et al, 2004

Para se traçar este gráfico, Norton et al (2004) e Shigley et al (2005) definem que são realizados experimentos sucessivos sobre um corpo de prova, para o qual se conhece o nível de tensão e mede-se o número de ciclos.

Então, no primeiro ensaio, é inserido carregamento suficiente para gerar um nível de tensão muito próximo da tensão última do material e se obtém o valor de N . Este

procedimento é repetido com um nível de tensão inferior a cada ensaio, e conforme se diminui o valor da sollicitação o número de ciclos aumenta.

De acordo com a Fig. (53) pode ser visto que a fadiga é categorizada de acordo com o número de ciclos. Desta forma a primeira categoria diz respeito a vida finita. Nesta etapa há ainda a divisão entre fadiga de baixo ciclo (em geral para aços carbono é de até mil ciclos) e de alto ciclo (entre 10^3 e 10^6 ciclos).

A fase de vida infinita em um componente ou material é observada, geralmente a partir de 10^6 ciclos, para materiais dúcteis. Em regra, busca-se no projeto de uma estrutura a vida infinita, por se entender que assim o componente está seguro com relação a falha por fadiga.

Dowling (2004) determina que o cálculo da resistência a fadiga de um componente pode ser realizado a partir da Eq. (12), apresentada a seguir.

$$s_e = \sigma'_F (2N)^b \quad (12)$$

Onde s_e é a resistência a fadiga, σ'_F é o fator de resistência à fadiga verdadeiro, que segundo Dowling (2004) é bastante similar (mas sempre maior) à tensão última do material. O valor de b é empiricamente determinado e depende das propriedades do material.

Tanto σ'_F quanto b são adquiridos a partir de ensaios empíricos cujas cargas são axiais e completamente reversíveis. Assim, ao se utilizar nas simulações de EF, carregamentos não periódicos, deve ser realizada uma correção a partir da teoria das tensões médias (Seção 4.4.4).

Shigley (2005) descreve que muito raramente o projetista tem acesso imediato à resistência à fadiga verdadeira do material e, portanto, precisa de uma formulação que considere a tensão última em sua análise. Assim, se os dois lados da Eq.(12) forem divididos pela tensão última do material, se tem a Eq.(13).

$$\frac{s_e}{S_{ut}} = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2N)^b \quad (13)$$

Renomeando parte da Eq. (13) se tem a Eq. (14):

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2N)^b \quad (14)$$

O fator de resistência à fadiga verdadeiro (σ'_F) e a tensão última (S_{ut}) são propriedades do material. O valor de b é sempre negativo e pequeno (para o Aço SAE 1015, por exemplo, é de -0,138). Desta forma conforme, o número de ciclos aumenta o valor de f diminui. Esta relação é extremamente relevante para o entendimento do Diagrama S-N, pois reescrevendo Eq.(13) em função de f , nota-se que a resistência a fadiga (s_e), depende exclusivamente de f e da tensão última do material, como é apresentado na Eq. (15).

$$S_e = fS_{ut} \quad (15)$$

Assim, f é adotado como um fator multiplicativo da tensão última do material. Neste sentido, conforme o valor de f diminui, o nível de tensão aplicado no componente também diminui, assim como a resistência à fadiga, o que causa o aumento no número de ciclos até a falha. Este é o princípio, utilizado para se traçar o Diagrama S-N.

4.4.3. Tipos de históricos de carregamentos

Os históricos de carregamentos são as curvas responsáveis pela repetição das cargas atuantes no corpo. Elas são divididas com relação a sua periodicidade e proporcionalidade, que será definida ainda nessa seção.

Um carregamento é dito periódico quando sua amplitude se repete de acordo com a frequência do sinal, como é apresentado em Fig. (54a) e (54b). Diante disso, quando a amplitude da tensão não pode ser prevista, ele é classificado como não

periódico, como na Fig. (54c). A tensão máxima e mínima são representados respectivamente por σ_{max} e σ_{min} . A tensão média é σ_m e a tensão alternada é σ_a .

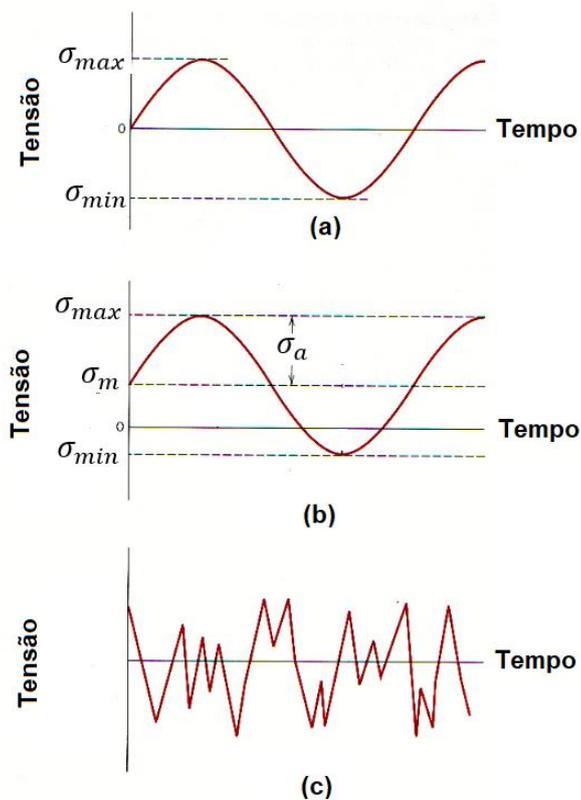


Figura 54. (a) e (b) Exemplos de histórico de carregamentos periódicos e (c) não periódicos. Fonte: Adaptado de Ansys® (2011).

A tensão alternada e máxima podem ser calculadas respectivamente através da Eq. (16) e (17)

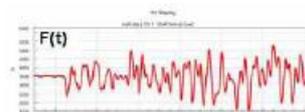
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (16)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (17)$$

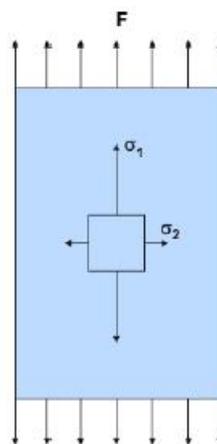
A proporcionalidade de um carregamento, segundo o manual do *Ansys*® (2011) e Takahashi (2014), está relacionada geralmente a aspectos como a utilização de mais de um histórico de carregamento para aplicação das solicitações, ou para casos onde o modelo de EF possui contatos não lineares (que não é o caso deste estudo, pois só se tem um componente).

A seguir são apresentados dois exemplos de históricos de carregamentos proporcionais e não proporcionais.

Na Fig. (55) pode ser observado uma chapa fina, na qual a força “F”, é aplicada no tempo de acordo com um único histórico de carregamento (apresentado na parte superior da imagem), o que gera um estado uniaxial de tensão, sendo assim, proporcional (TAKAHASHI,2014).



Força F variável

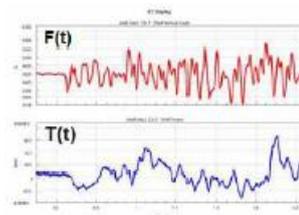


Carregamento proporcional

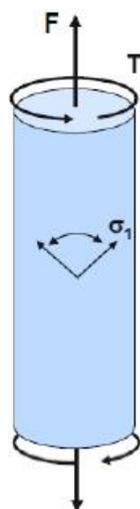
Figura 55. Exemplo de Carregamento proporcional sobre efeito de uma força F. Fonte : Adaptado de Takahashi (2014).

Na Fig. (56) é apresentado um eixo sob tração e torção, na qual para cada solicitação usa-se um histórico de carregamento diferente (Vermelho para força e

azul para o torque), o que indica que não há relação entre as cargas, isto é, elas são geradas a partir de efeitos independentes. A combinação dos dois históricos de carregamentos (definidos pelas curvas na parte superior da figura), geram sobre o corpo um estado multiaxial de tensão variável em magnitude e/ou direção, o que define a não proporcionalidade do carregamento (TAKAHASHI,2014).



Força F e Torção T variáveis



Carregamento não proporcional

Figura 56. Exemplo de carregamento não proporcional. Eixo sob ação de Força e Torque de fontes independentes. Fonte : Adaptado de Takahashi (2014).

De fato, o *fatigue tool* (pacote utilizado neste trabalho para simulações de fadiga com o *Ansys*®) não permite a aplicação de carregamentos não proporcionais, para tanto é necessário a utilização de outras ferramentas numéricas, portanto o histórico de cargas deste trabalho é proporcional, afinal as cargas aplicadas na bandeja inferior da suspensão são todas derivadas de um único histórico de carregamento,

definido pela irregularidade da pista. Além disso, o modelo de EF é composto por um único componente, de modo que não há a aplicação de contatos.

Neste trabalho, a única fonte de excitação para suspensão consiste na irregularidade do pavimento, conforme discutido no Cap.2 e Cap.3. Assim, o histórico de carregamento utilizado para repetição das solicitações em EF é o próprio sinal de pista. Entretanto, o efeito da amplitude deste sinal já foi considerado na avaliação MBS (Cap.3) e não pode ser considerado novamente, de modo que na análise de EF o perfil de pista é inserido em função do parâmetro multiplicador f , da Eq. (15) e não de sua amplitude, o que permite a aplicação de diferentes níveis de tensão na estrutura e a geração do Diagrama S-N.

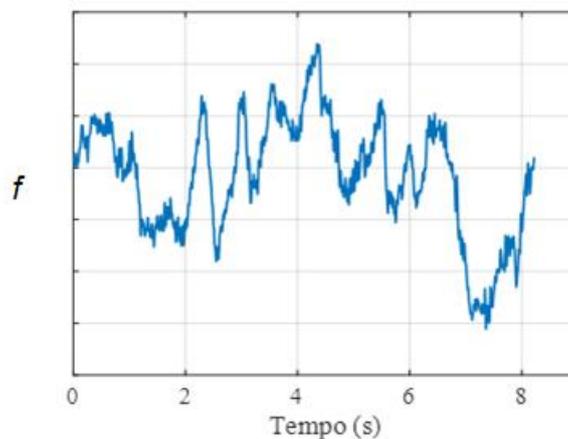


Figura 57. Histórico de carregamento. Fonte: Autor.

4.4.4. Teoria das tensões médias

Existem diversos critérios disponíveis para avaliação da falha de uma peça por fadiga, como a teoria de Sodeberg, Goodman ou Gerber. Esses métodos estão disponíveis no pacote computacional utilizado neste trabalho para análise de fadiga através do método da vida sob tensão.

Ansys (2006) afirma que as propriedades do material que geralmente estão disponíveis em bibliografias são adquiridas a partir da consideração de um histórico de carregamento periódico, proporcional, completamente reversível e com tensão média igual a zero.

Neste contexto, o que esses métodos fazem é a correção do Diagrama S-N do material a partir da consideração da variação de tensão média do histórico de carregamento usado em detrimento do padrão (periódico, proporcional, completamente reversível com média igual a zero).

A seguir na Fig. (58) é apresentado as curvas referentes aos métodos de Soderberg, Goodman e Gerber. Pode ser observado, que este gráfico relaciona a tensão alternada do carregamento com a tensão média. Além disso, é apresentado os pontos equivalentes a resistência a fadiga (S_e), tensão de escoamento (S_y) e tensão última (S_{ut}) do material.

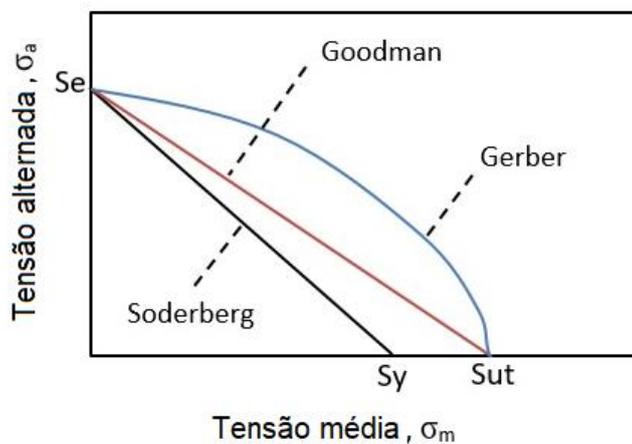


Figura 58. Curvas para os métodos de correção da tensão média para Soderberg, Goodman e Gerber Fonte: Autor

Nas Eq. (18) a (20) é apresentado as expressões que representam a teoria de Soderberg, Goodman e Gerber respectivamente.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (18)$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (19)$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (20)$$

Para cada teoria, representadas pelas Eq. (18) a (20) são geradas as curvas, apresentadas na Fig.(58) que definem o limite da zona para a qual a falha não ocorre. De fato, se o par ordenado de tensão média e alternada representar um ponto que está abaixo de uma determinada curva, a falha não ocorrerá, pois a tensão alternada é inferior à resistência a fadiga.

Um exemplo, pode ser observado a partir do método de Soderberg, em que quando a tensão média apresentar valor superior à tensão de escoamento do material, a tensão alternada ultrapassa a resistência à fadiga, gerando um ponto que está acima da curva e caracterizando a falha.

Assim, a partir da Fig. (58) e Eq. (18) pode ser notado que o método de Soderberg é o mais conservador, pois utiliza em seu equacionamento a tensão de escoamento do material (que é o limite entre a zona elástica e plástica do material), portanto este método será desconsiderado deste estudo por ser extremamente conservador.

O método de Goodman, é considerado por Dowling (2004) bastante impreciso devido a sua severidade exagerada, apesar de ser uma teoria largamente utilizada. Seu uso é recomendado por Ansys (2011) para materiais frágeis.

O método de Gerber por sua vez é menos conservador que o de Goodman e recomendado para materiais dúcteis por Ansys (2011). A fim de verificar a influência da escolha entre a teoria de Goodman ou Gerber, foi desenvolvido um estudo por Rodrigues, Silva e Oliveira (2017), para o qual a bandeja da suspensão foi avaliada para vida em fadiga por ambos os métodos e então seus resultados foram comparados, como pode ser observado a seguir na Fig. (59).

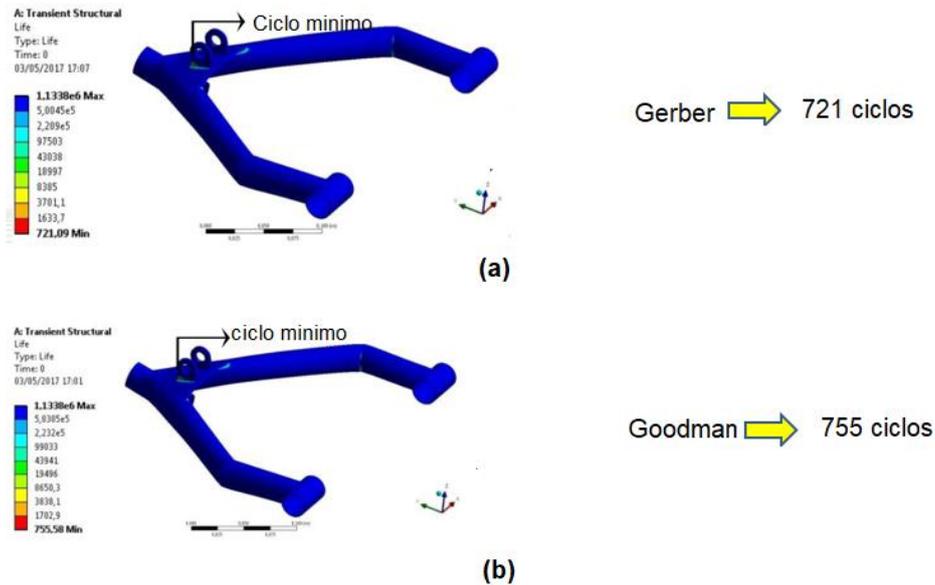


Figura 59. Análise do efeito da teoria de (a) Gerber e (b) Goodman na vida em fadiga. Fonte: Rodrigues, Silva e Oliveira (2017)

A partir da Fig. (59) pode ser observado que a diferença entre os métodos é irrelevante, pois para ambos os casos o material irá falhar na zona de vida finita de baixo ciclo, com uma diferença de ciclos muito pequena. Portanto, optou-se em aplicar o método de Gerber, e assim atender as recomendações de Dowling (2004) e Ansys (2011), visto que se está considerando o aço SAE 1020, que pelo diagrama *tensão x deformação* (SHIGLEY et al, 2005) é um material dúctil.

4.4.5. Resultados da análise de fadiga utilizando o perfil de pista experimental

Nessa seção serão apresentados os resultados das análises de dano e vida em fadiga realizados na bandeja inferior da suspensão.

Shigley et al (2005) defende que a resistência à fadiga de um componente deve ser corrigida pelos fatores de Marin, que consideram aspectos relativos ao corpo de prova, tais como, imperfeições de superfície, temperatura, corrosão, etc. Entretanto, dificilmente o engenheiro tem acesso a todas as informações necessárias para determinação de cada um desses fatores, assim é proposto um único parâmetro que

pode substituir todos os outros, o K_f , que para este estudo é equivalente a 1, pois se considera uma situação ideal.

4.4.5.1. Análise de Dano

A análise de dano é fundamental para este trabalho, pois permite avaliar o dano acumulado por fadiga no componente e assim prever o local onde ocorrerá a falha para determinado número de ciclos. Tendo em vista que, será realizado a validação experimental da metodologia tratada aqui. Esta predição do local de onde ocorrerá a falha se torna essencial para o monitoramento do programa experimental.

Neste sentido, foi determinado que a vida da bandeja inferior da suspensão dianteira, deve ser de mil ciclos, conforme comentado no Cap.3. Então foi desenvolvido a análise de dano, a partir de uma simulação transiente com condições de contorno e carregamentos definidos nas seções anteriores deste capítulo.

A análise de dano é fornecida a partir de um nível, para o qual valores entre 0 e 1 indicam que não há falha. Níveis, maiores que 1 representam que naquele ponto ocorre a falha antes da vida designada, neste caso 1000 ciclos.

Sendo assim, a seguir na Fig. (60) é apresentado o resultado da análise de dano do componente estudado neste trabalho. Pode ser percebido que a falha ocorre no ponto L2 da bandeja, o que corrobora com resultados anteriores, que mostraram que nesta área há as maiores magnitudes de carga, por ser o ponto de ancoragem do amortecedor a bandeja inferior da suspensão.

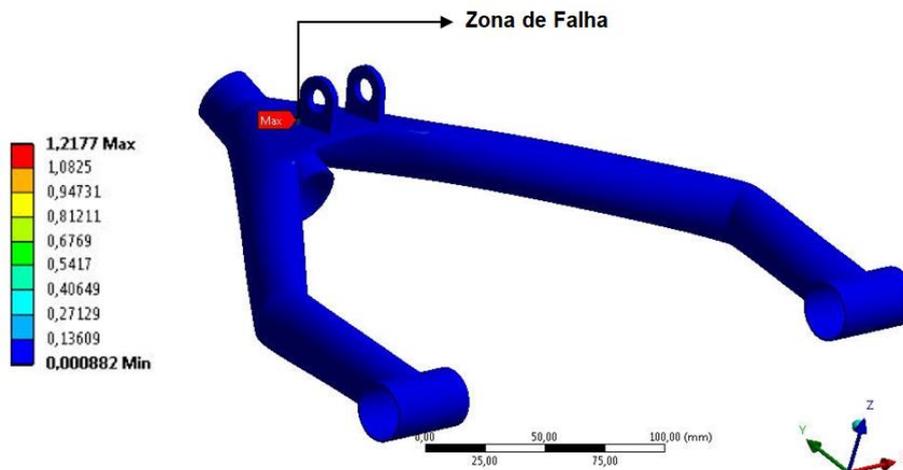


Figura 60. Análise de dano. Fonte: Autor

4.4.5.2. Análise de vida

A análise de vida de um componente, consiste na verificação do número de ciclos que a estrutura suporta até que a falha ocorra. Diante disso, neste estudo essa verificação é fundamental, pois é a partir dela que será traçado o Diagrama S-N da bandeja inferior.

Para tanto, no fluxograma da Fig. (61) é apresentado as etapas desenvolvidas neste estudo para aquisição do resultado de vida em fadiga, que é o Diagrama S-N de referência (pois é obtido a partir do uso do PPE).

Os *inputs* da análise de fadiga são: o CAD da suspensão (definido na seção 3.3.1), a implementação dos carregamentos (obtidos no Cap. 3 na análise MBS e simplificados na seção 4.2.5), as propriedades do aço SAE 1020 (Seção 4.2.1) e o histórico de carregamento, originado do PPE (Fig. (57) deste capítulo).

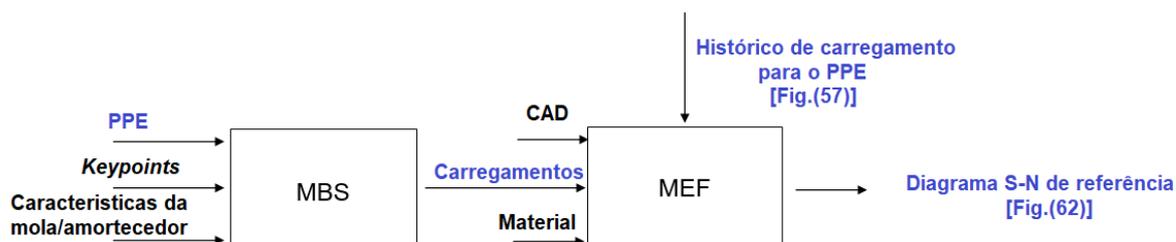


Figura 61. Etapas para desenvolvimento da análise de fadiga. Fonte: Autor.

Para traçar o Diagrama S-N do componente, primeiro deve ser localizado o ponto crítico da estrutura, pois a vida nesse ponto representa a durabilidade da estrutura como um todo. Sendo assim, conforme foi apresentado na seção 4.4.5.1, através da verificação do dano, a zona crítica da bandeja é representada pelo ponto L2.

O Diagrama S-N do componente é um dos principais resultados deste trabalho pois é a partir dele que será verificado a aderência do PPT ao PPE. Isto é, primeiro será traçado a curva S-N de referência para bandeja, utilizando-se o PPE, e então, posteriormente na seção 4.5, utiliza-se o PPT e um novo Diagrama S-N será desenvolvido.

Conforme apresentado na Seção 4.4.2 o Diagrama S-N é adquirido a partir do método da vida sob tensão, em que a resistência à fadiga é calculada com a Eq. (15) a partir da relação entre um parâmetro multiplicador (f) e a tensão última do aço SAE 1020 (S_{ut}), que é conhecida. O valor de f é definido a partir do Histórico de carregamento. Sendo assim, para traçar o Diagrama S-N o valor de f é variado de maneira decrescente, partido de 1, em uma bateria de experimentos.

A primeira simulação é realizada com $f = 1$, ou seja, a amplitude do histórico de carregamento da Fig.(57) varia entre -1 e 1. Desta forma, é aplicado sobre o corpo uma tensão equivalente à sua resistência à fadiga, nos pontos de magnitude máxima do histórico de cargas. Assim, de acordo com o método de Gerber (seção 4.4.4) ocorre a falha. Conta-se o número de ciclos para falha (neste caso, zero, pois a falha ocorre de maneira estática).

Uma segunda simulação é desenvolvida, agora com $f = 0,9$. As amplitudes do histórico de carregamento são corrigidas para o intervalo de -0,9 a 0,9. Com isso, a tensão aplicada sobre o corpo é equivalente a 90% da tensão última do material e de acordo com o método de Gerber, a falha não ocorrerá de maneira estática, assim é necessário no mínimo um ciclo de carregamento (tração e compressão) para configuração da falha. Conta-se o número de ciclos.

Este procedimento é repetido, sempre com o decréscimo do valor de f , a o nível de tensão é calculado e comparado com a resistência à fadiga para caracterização da falha e o número de ciclos contado. Assim, conforme se diminui o valor de f , se diminui efetivamente o valor de tensão que é aplicado sobre o corpo e se aumenta o

número de ciclos necessários para ocorrência da falha. Ao se relacionar o número de ciclos com a tensão é formado o Diagrama S-N da estrutura.

Neste contexto, o resultado apresentado a seguir na Fig. (62) representa o Diagrama S-N da bandeja inferior a partir da utilização do PPE.

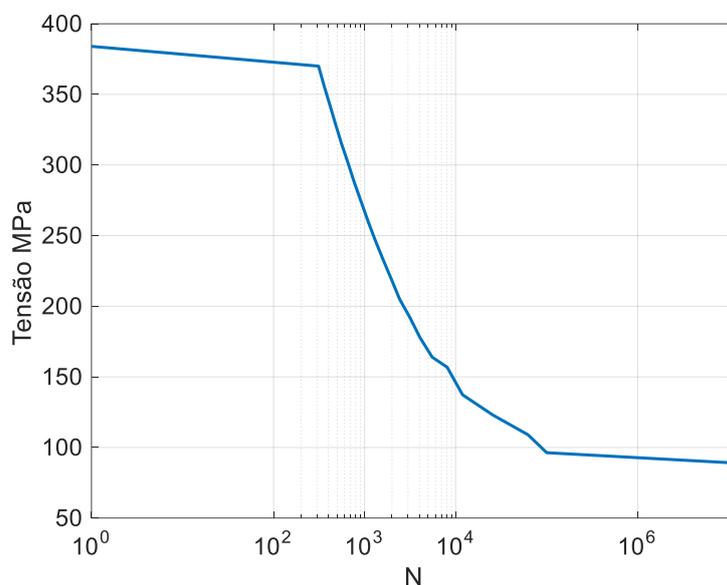


Figura 62. Diagrama S-N de referência obtido com o uso do PPE. Fonte: Autor.

A metodologia aplicada neste capítulo será repetida com o uso do PPT ao invés do PPE. E então, será traçado uma novo Diagrama S-N, o resultado será comparado com o obtido na Fig. (62) para se avaliar a aderência do PPT ao PPE de acordo com a vida em fadiga do componente. Para tanto, na seção 4.5 será empregado o uso do planejamento de experimentos para determinação dos parâmetros de amplitude que irão gerar o PPT.

4.5. PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS

Nessa seção, serão apresentados os principais conceitos referentes ao planejamento de experimentos que será aplicado no contexto desse trabalho para determinação dos parâmetros de amplitude, que definem a equação base de definição do perfil de pista teórico (PPT), apresentado na Seção 2.3.

O planejamento de experimentos desenvolvido neste trabalho é realizado com a utilização do *Minitab*®.

4.5.1. Conceitos básicos sobre o planejamento de experimentos

Um experimento pode ser definido de acordo com Montgomery (2001) como “...série de testes, em que mudanças propositais são realizadas nos dados de entrada de um processo ou sistema, de modo que pode ser observado e identificado as mudanças causadas nas respostas do sistema”.

Em um processo ou sistema há dados de entrada, fatores controláveis, fatores não controláveis e dados de saída (resposta), como pode ser visualizado a seguir na Fig. (63).

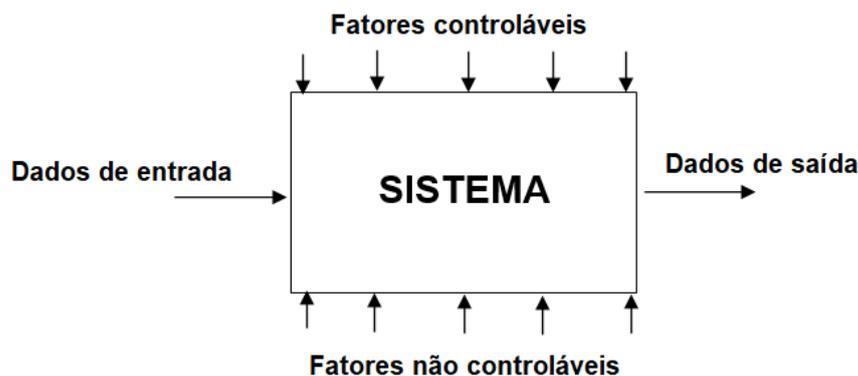


Figura 63.Exemplo de sistema. Fonte: Adaptado de Montgomery (2001).

Montgomery (2001) sugere que, para aplicação de um planejamento de experimentos bem-sucedido, deve ser seguido o procedimento apresentado a seguir, que servirá como roteiro neste trabalho e apresentado nas seções seguintes.

1. Reconhecimento do problema;
2. Seleção dos fatores, níveis e intervalos;
3. Seleção das variáveis de resposta;

4. Escolha do método de análise;
5. Realização do experimento;
6. Análise estatística dos dados;
7. Conclusão.

Nas seções seguintes deste capítulo, é aplicado as etapas correspondentes ao roteiro estabelecido acima no planejamento de experimentos desenvolvido neste trabalho.

4.5.2. Descrição do problema

Esta fase do planejamento de experimentos compreende, de acordo com o roteiro apresentado na seção anterior, a etapa número “1 – *Reconhecimento do problema*”.

Conforme comentado no Cap.2, este trabalho visa em uma etapa futura o desenvolvimento de uma bancada experimental para estudo de um sistema de suspensão real, que é composto por um atuador pneumático para reprodução dos deslocamentos da pista, de modo que as frequências utilizadas neste trabalho estão vinculadas a uma fase futura deste estudo.

Foram desenvolvidos alguns testes onde se avaliou a resposta da válvula e do atuador pneumático para diversas frequências, na qual se constatou que o sistema é capaz de reproduzir com precisão a Eq.(06), com frequências estabelecidas como $\omega_1 = 2$ Hz e $\omega_2 = 8$ Hz. Outros experimentos com diferentes valores para frequência foram testadas e estão disponíveis para visualização no Apêndice B.

Neste trabalho, os fatores ambientais (Ex.: temperatura, clima, etc.), são todos controláveis pois o experimento ocorre em um ambiente virtual, onde esses parâmetros são ideais. Portanto, todas as condições estabelecidas no modelo podem ser repetidas novamente. Deste modo, é garantido que o resultado do experimento é legítimo do ponto de vista estatístico.

4.5.3. Seleção dos fatores, níveis e intervalos

De acordo com o roteiro estabelecido na Seção 4.5 esta etapa corresponde a fase “2 – Seleção dos fatores, níveis e intervalos” do experimento.

Montgomery (2001) define os fatores de um experimento como as variáveis que serão avaliadas, a partir da mudança de seu nível. Desta forma, a significância de um fator é verificada a partir da alteração causada na resposta do experimento. Ou seja, o fator mais significativo para o experimento é aquele capaz de provocar uma maior variação no sistema.

As amplitudes (A_1 e A_2), serão avaliadas a partir de níveis inferiores (1), centrais (2) e superiores (3), definidos a seguir, na Tab. (12).

Tabela 12. Definição dos fatores e níveis

	1	2	3
A_1	-60 mm	0 mm	60 mm
A_2	-60 mm	0 mm	60 mm

De fato, para se alcançar os níveis estabelecidos na Tab. (12), foram desenvolvidos experimentos anteriores (Apêndice B), para os quais constatou-se que os intervalos definidos não eram adequados para gerar um perfil de pista com a severidade desejada. Assim, foram testados níveis de [-10 mm, 0 mm, 10 mm], [-30 mm, 0 mm, 30 mm] e por fim os limites utilizados neste estudo que são de [-60 mm, 0 mm, 60 mm], que corresponde a amplitude máxima visualizada no PPE.

4.5.4. Escolha do método de análise

Nesta etapa, segundo o roteiro apresentado na Seção 4.5, será apresentado a etapa “3 - Determinação do Método de Análise” do planejamento de experimento.

Neste estudo será elaborado um planejamento de experimento do tipo fatorial 3^2 , isto é, são dois fatores e três níveis, conforme foi apresentado na seção anterior. Sendo assim, na Tab. (13) é mostrado os fatores e seu respectivo nível.

Tabela 13. Configuração do planejamento de experimentos

Identificação do Ensaio	A ₁	A ₂	Equação do PPT
1	1	1	$y(t) = -60 \text{ sen}(2t) - 60 \cos(8t)$
2	2	3	$y(t) = 60 \cos(8t)$
3	3	2	$y(t) = 60 \text{ sen}(2t)$
4	3	3	$y(t) = 60 \text{ sen}(2t) + 60 \cos(8t)$
5	2	1	$y(t) = -60 \cos(8t)$
6	3	1	$y(t) = 60 \text{ sen}(2t) - 60 \cos(8t)$
7	2	2	$y(t) = 0$
8	1	3	$y(t) = -60 \text{ sen}(2t) + 60 \cos(8t)$
9	1	2	$y(t) = -60 \text{ sen}(2t)$

A Tab. (13) define combinações de amplitudes que formam diferentes PPT's. Neste sentido, para cada um desses sinais, será aplicado a metodologia estabelecida na Fig. (61), entretanto, ao invés do PPE é usado cada um dos PPT's estabelecidos na Tab. (13), conforme é apresentado na Fig. (64), para a qual é obtido como resposta o nível de tensão à 10^3 ciclos.

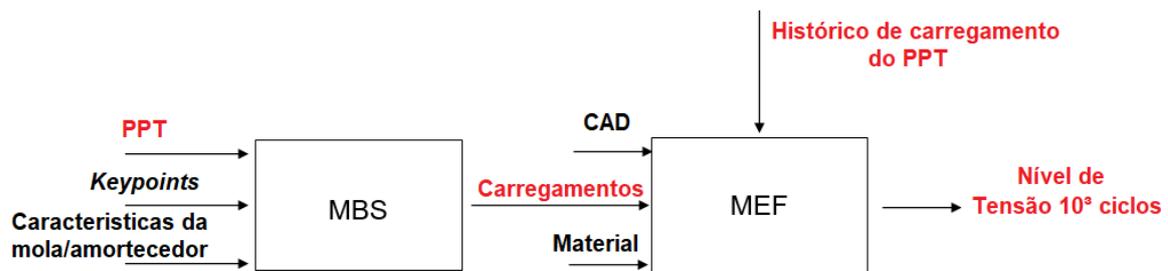


Figura 64. Fluxograma para aquisição do Diagrama S-N, com o PPT. Fonte: Autor.

Este resultado (Nível de Tensão à 10^3 ciclos) será utilizado para criação da superfície de resposta e curva de contorno (Seção 4.5.5 e 4.5.6), que serão fundamentais, para determinação de um PPT equivalente ao PPE.

4.5.5. Resultados do experimento

Esta etapa corresponde de acordo com o roteiro mostrado na Seção 4.5 a “4-Realização do experimento”. Diante disso, serão apresentadas a superfície de resposta do modelo e seu gráfico de contorno.

A metodologia apresentada na Fig. (64) é repetida 09 vezes, uma para cada linha da Tab. (11). O nível de Tensão à 10^3 ciclos é obtido para cada repetição, e então é criado a superfície de resposta do experimento e suas curvas de contorno.

A superfície de resposta do experimento é desenvolvida, pois busca-se um meio de combinar um par ordenado de amplitude para Eq. (06) que seja capaz de gerar um PPT, cuja resposta para Tensão à 10^3 ciclos, seja equivalente ao visualizado no Diagrama S-N de referência (Fig. (62)), adquirido com o uso do PPE.

Na Fig. (65) é apresentado a superfície de resposta do experimento elaborado neste estudo (Tab. (11)).

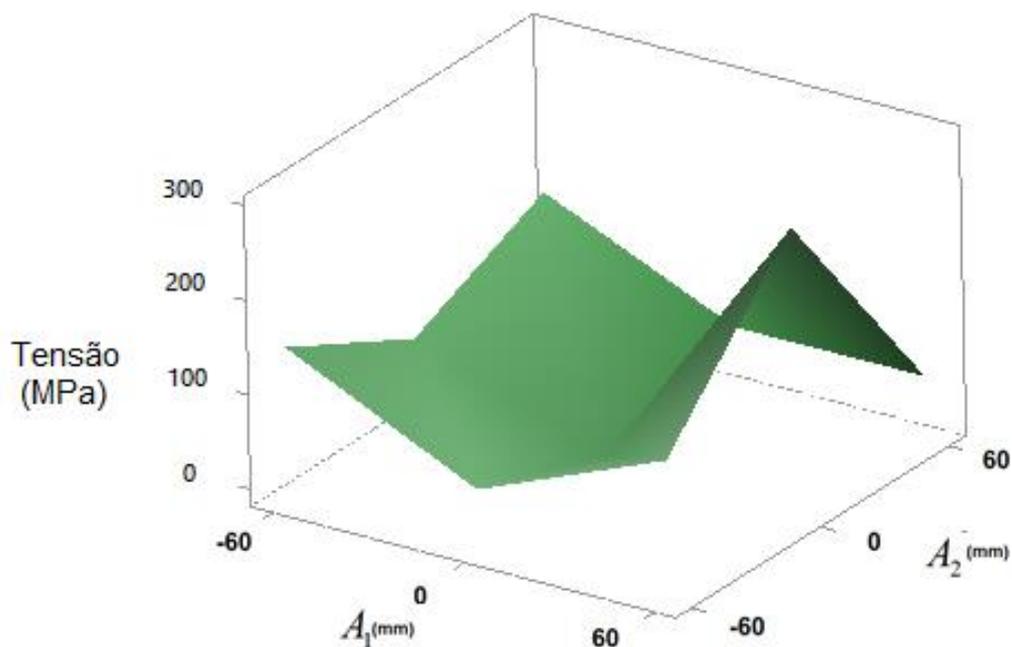


Figura 65. Superfície de resposta do experimento. Fonte: Autor.

A superfície de resposta apresentada na Fig.(65) é um gráfico de três dimensões, na qual pode ser relacionado valores para os fatores do experimento (A_1 e A_2), dispostos em um intervalo de $[-60, 0, 60]$ mm, em função do nível de tensão à 10^3 ciclos da bandeja da suspensão apresentada no Cap.3. Assim, é possível estabelecer valores para A_1 e A_2 da Eq.(06) que gerarão um PPT capaz de causar um nível de Tensão estabelecido no gráfico sobre a estrutura. Entretanto,

O formato da superfície de resposta apresentado na Fig. (65) pode causar dificuldades para visualização da resposta do experimento (Tensão à 10^3 ciclos) em função das amplitudes. Neste sentido, outra forma de se apresentar este resultado é através das curvas de contorno do experimento, que representam a visão no plano da superfície de resposta do experimento.

No gráfico de contorno da Fig. (66), é apresentado no eixo das ordenadas o valor para A_1 em mm, no eixo das abscissas se tem A_2 em mm. E através de escala de cores, é mostrado a resposta do experimento.

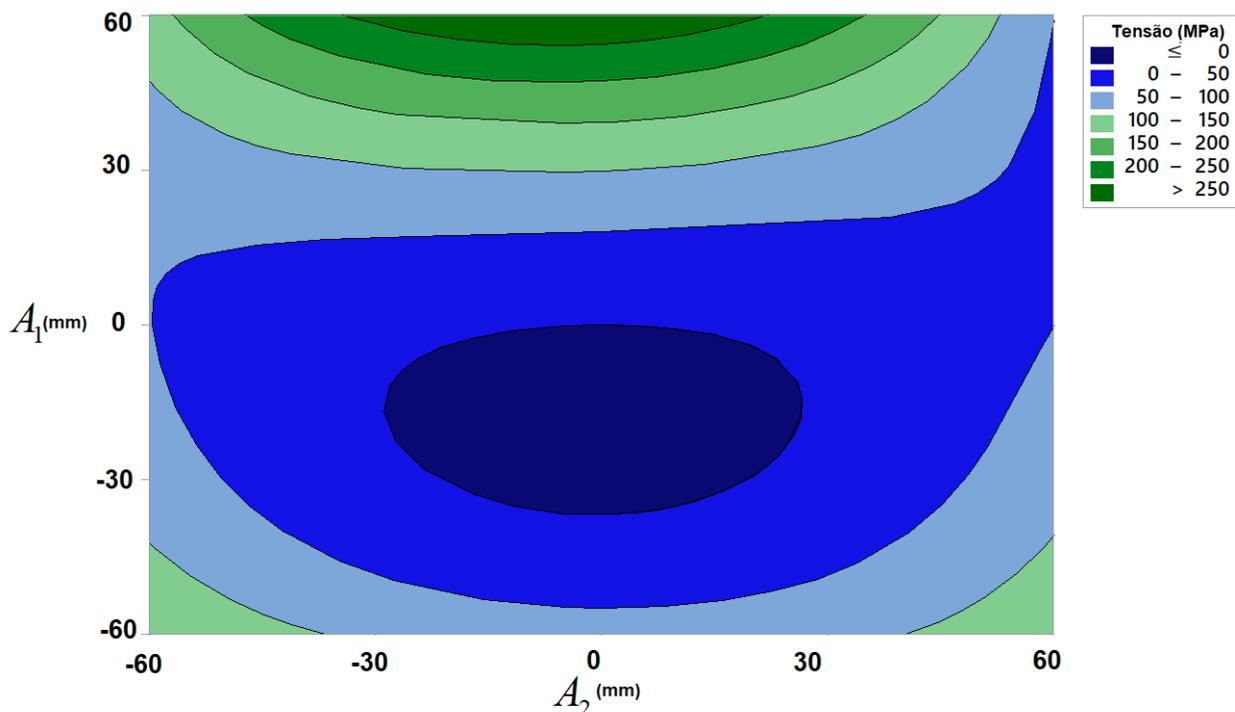


Figura 66. Gráfico de contorno do experimento. Fonte: Autor.

A partir do gráfico apresentado na Fig. (66) se consegue visualizar melhor a relação existente entre a resposta do experimento e as amplitudes. Neste contexto, na Seção 4.5.6 será apresentado um estudo de caso, onde serão estabelecidos pares ordenados para as amplitudes A_1 e A_2 , de modo a gerar assim um PPT que será submetido a metodologia apresentada na Fig.(64).

4.5.6. Estudo de caso e apresentação da metodologia adotada para criação do PPT

Nessa seção, será apresentado através de um estudo de caso a metodologia adotada para proposição de um PPT. Que pode ser resumida nas etapas apresentadas a seguir:

1. Obter no Diagrama S-N de referência da Fig. (62) (traçado com uso do PPE) a faixa de valores para tensão que representam 10^3 ciclos.

2. Buscar um par ordenado no gráfico de contorno apresentado na Fig.(66), uma combinação que gere uma resposta à tensão equivalente à obtida no passo anterior.
3. Criar um PPT com a combinação escolhida para A_1 e A_2 , e aplicar a metodologia apresentada na Fig. (64) para adquirir os carregamentos no software MBS.
4. Inserir no software de EF, o histórico de carregamentos obtido na etapa anterior e desenvolver uma análise de vida em fadiga, que visa traçar um novo Diagrama S-N para o componente.
5. Comparar a curva S-N de referência (Fig. (62)) com a nova, obtida a partir das etapas 1 a 4 deste roteiro. Se os resultados forem similares (pelo menos 90 % de adequação), o perfil de pista criado representa o PPE e é denominado por PPT. Caso, haja baixa aderência entre as curvas S-N, o procedimento estabelecido nesta seção deve ser repetido, com uso de novos pares ordenados.

Neste contexto, a *Etapa 01* do roteiro estabelecido acima, consiste na obtenção da faixa de tensão do Diagrama S-N de referência para 10^3 ciclos, conforme é apresentado na Fig. (67), as linhas tracejadas em preto correspondem aos limites do número de ciclos desejados e seu valor correspondente para tensão em vermelho tracejado.

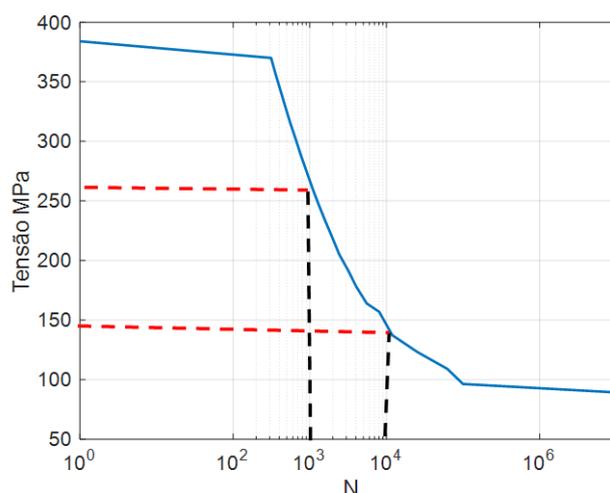


Figura 67. Diagrama S-N de referência (com uso do PPE). Seleção da faixa de valores de tensão para criação do PPT. Fonte: Autor.

Baseado na Fig. (67) é observado que a faixa de valores para tensão é de 140 MPa – 260 MPa, conforme é destacado na Fig. (68), a partir do uso de um retângulo inserido no canto superior direito. Um par ordenado para A_1 e A_2 é escolhido de modo que a tensão almejada esteja localizada dentro da área destacada pelo retângulo.

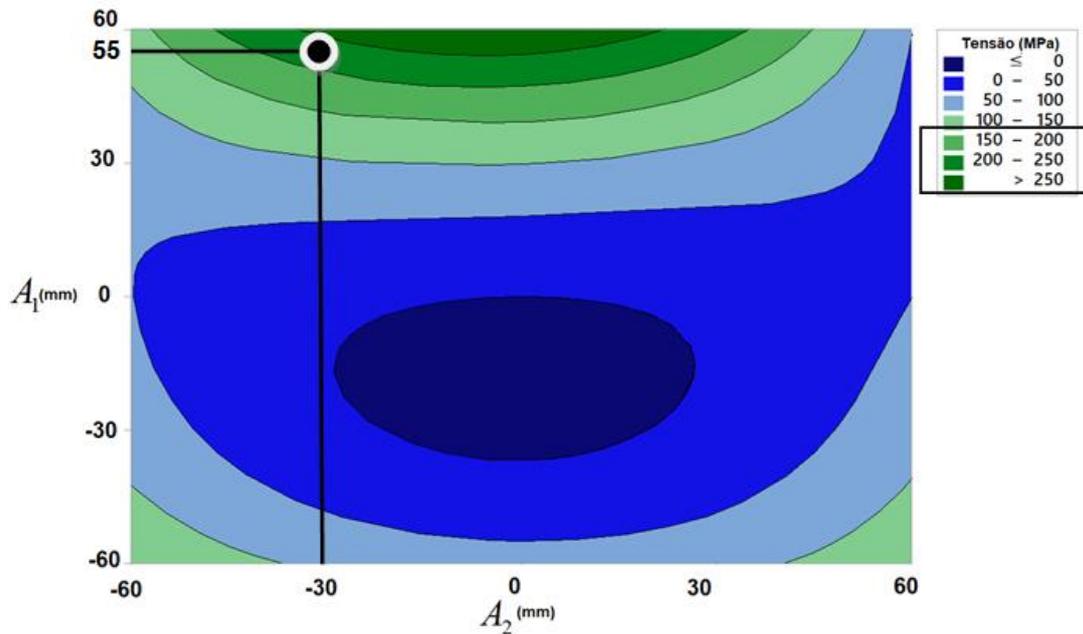


Figura 68. Gráfico de contorno do experimento. Seleção do par ordenado. Fonte: Autor.

Assim, selecionou-se para A_1 , 55 mm, e para A_2 , -30 mm. Desta forma a Eq.(06) é rerepresentada da seguinte forma:

$$y(t) = 55 \operatorname{sen}(2t) - 30 \operatorname{cos}(8t) \quad (06)$$

A curva que representa este perfil de pista é mostrado na Fig.(69). Nesta nova etapa, este sinal é inserido no software MBS, na qual serão adquiridos o histórico de carga da bandeja inferior.

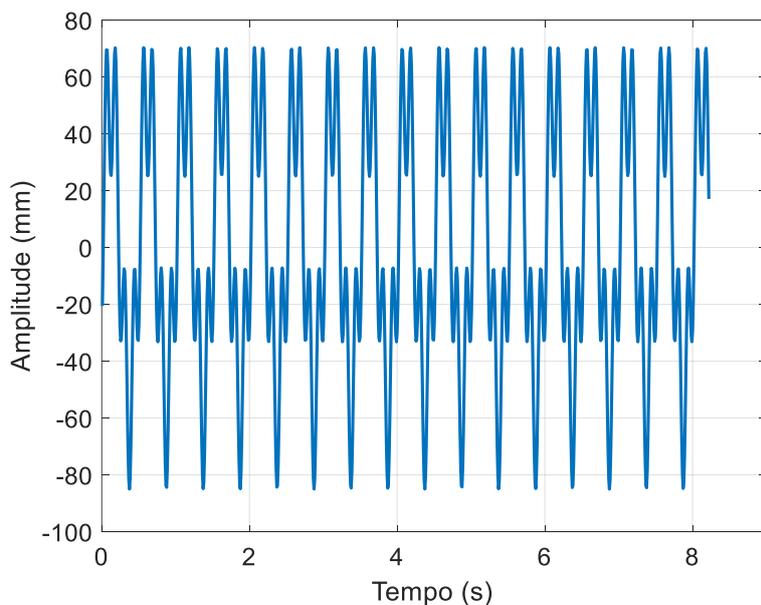


Figura 69.PPT. Fonte: Autor.

Após a realização da análise MBS, é desenvolvida uma análise via EF, para a qual é traçado o Diagrama S-N utilizando-se o perfil de pista apresentado na Fig. (62). Então os resultados entre a curva S-N desenvolvida com o PPE e a nova curva, na qual é utilizado o PPT são comparados, conforme apresentado a seguir, na Fig. (63).

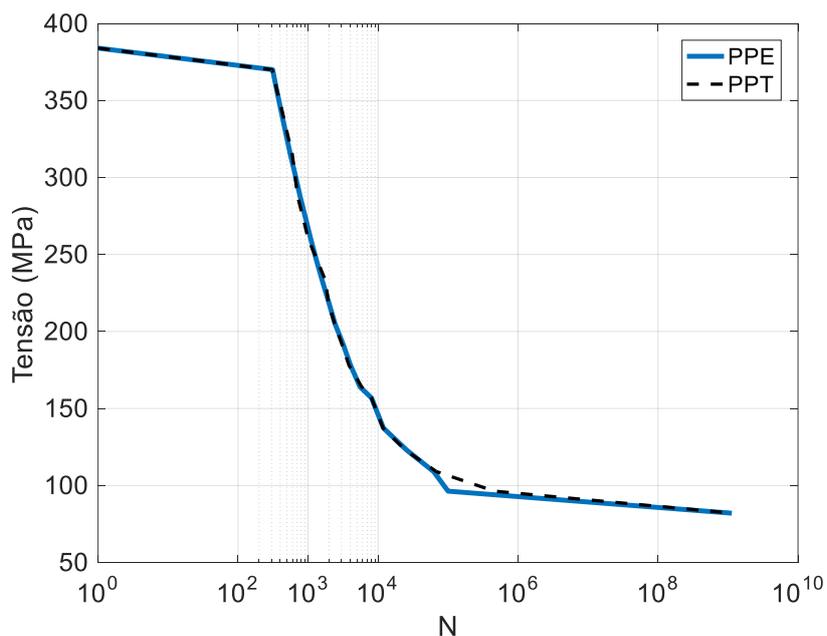


Figura 70.Diagrama S-N. Comparação com o uso do PPE e PPT. Fonte: Autor.

Percebe-se através da Fig. (70) que o Diagrama S-N de referência, em azul (para a qual se usa o PPE) e o novo Diagrama S-N, em preto tracejado (traçado com uso do PPT) são bastante similares. De fato, a adequação entre as curvas é de 97,39 %. Sendo que a maior diferença entre as curvas se dá em um ponto de inflexão, próximo a vida infinita (10^6 ciclos).

De maneira geral, pode ser afirmado que o PPT gerado, representa adequadamente o PPE, para fadiga de baixo e alto ciclo. Além disso, demonstra-se que a partir de um sinal periódico, baseado em uma função senoidal, se consegue, para vida em fadiga, reproduzir o PPE com sucesso.

4.6. CONCLUSÃO DO CAPITULO

Nesse capítulo, foram apresentadas as etapas necessárias para o desenvolvimento da modelagem da bandeja inferior da suspensão dianteira apresentada no Cap.3 em elementos finitos. Se determinou que a avaliação de fadiga seria desenvolvida a partir de uma análise transiente, por ser mais penalizante.

Em seguida, foi definido na Seção 4.4, os parâmetros necessários para realização da análise de vida em fadiga a partir da modelagem em elementos finitos do componente.

Para obtenção do Diagrama S-N de referência deste estudo, apresentado na Fig. (62), aplicou-se a metodologia apresentada na Fig. (61), que considera como dado de entrada para análise MBS do Cap.3 o PPE apresentado na Fig. (06).

Foi desenvolvido um planejamento de experimento que permitiu relacionar valores de amplitude (A_1 e A_2) da Eq.(06) e gerar o PPT deste trabalho. Aplicou-se a metodologia da Fig. (61) novamente, mas agora, com uso do PPT, e assim foi obtido o novo Diagrama S-N.

Constatou-se que a diferença entre as curvas S-N, Fig. (70), é de 2,61%, o que segundo o autor está dentro do limite estabelecido (10 %) para defini-las como curvas semelhantes. E assim, finaliza-se a proposição do PPT.

5. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo será apresentado as principais conclusões do estudo e os trabalhos futuros.

5.1. Conclusão

O presente estudo baseou-se na suspensão de um veículo BAJA, visto que, conforme explicado no Cap. 3 havia a necessidade da mesma ter vida finita, para os fins do levantamento da curva S-N em âmbito experimental. Tal estratégia permitiu mostrar equivalência relativamente à curva S-N entre a excitação do subsistema suspensão por um perfil dito PPE (Fig. (06)) e o PPT (Fig. (69)).

A bancada de ensaio de amortecedores desenvolvida neste trabalho e apresentada no Cap.3, proporciona ao grupo de pesquisa a caracterização dos próprios amortecedores e seu uso em análises numéricas e experimentais, que até então estavam restritas as curvas disponibilizadas nos softwares de MBS, cujo componente é desconhecido.

Um perfil de pista experimental típico de uma pista brasileira exige para sua aquisição a utilização de equipamentos sofisticados, como por exemplo o perfilômetro inercial. No Cap. 2, foi apresentado que este tipo de sinal, de maneira geral é aleatório, de modo que para sua reprodução são necessários instrumentos de custo elevado e disponíveis apenas para as indústrias.

Com base nos resultados obtidos no trabalho, a proposição de uma metodologia que permita a representação de um PPE, a partir de um PPT, para análises de vida em fadiga, representa um pequeno avanço no sentido de permitir o desenvolvimento de estudos em suspensões automotivas mediante o emprego de equipamentos de menor custo. Isto porque o sinal dito PPT é periódico, de amplitude e frequências

conhecidas. Por isso, o custo computacional exigido para desenvolvimento de simulações numéricas é menor.

O planejamento de experimentos é uma ferramenta muito utilizada em ambientes laboratoriais, mas que foi de grande valia para o estudo numérico aqui apresentado. Isto porque a proposição do perfil de pista teórico baseou-se em combinações de parâmetros variáveis em um intervalo pré-determinado pelo autor.

O resultado final do presente trabalho pode ser resumido na obtenção da Fig. (70). De fato, esse resultado cumpre com o objetivo geral do trabalho destacado no Cap. 1. Os recursos computacionais aplicados para o desenvolvimento deste estudo se mostraram adequadas. Isto porque, o uso de técnicas MBS para avaliação dinâmica do sistema da suspensão para aquisição das solicitações na bandeja inferior é considerado uma ferramenta eficiente.

Na Fig. (71) é apresentado o quadro de comparação entre os resultados obtidos neste trabalho com o uso do PPE e o PPT.

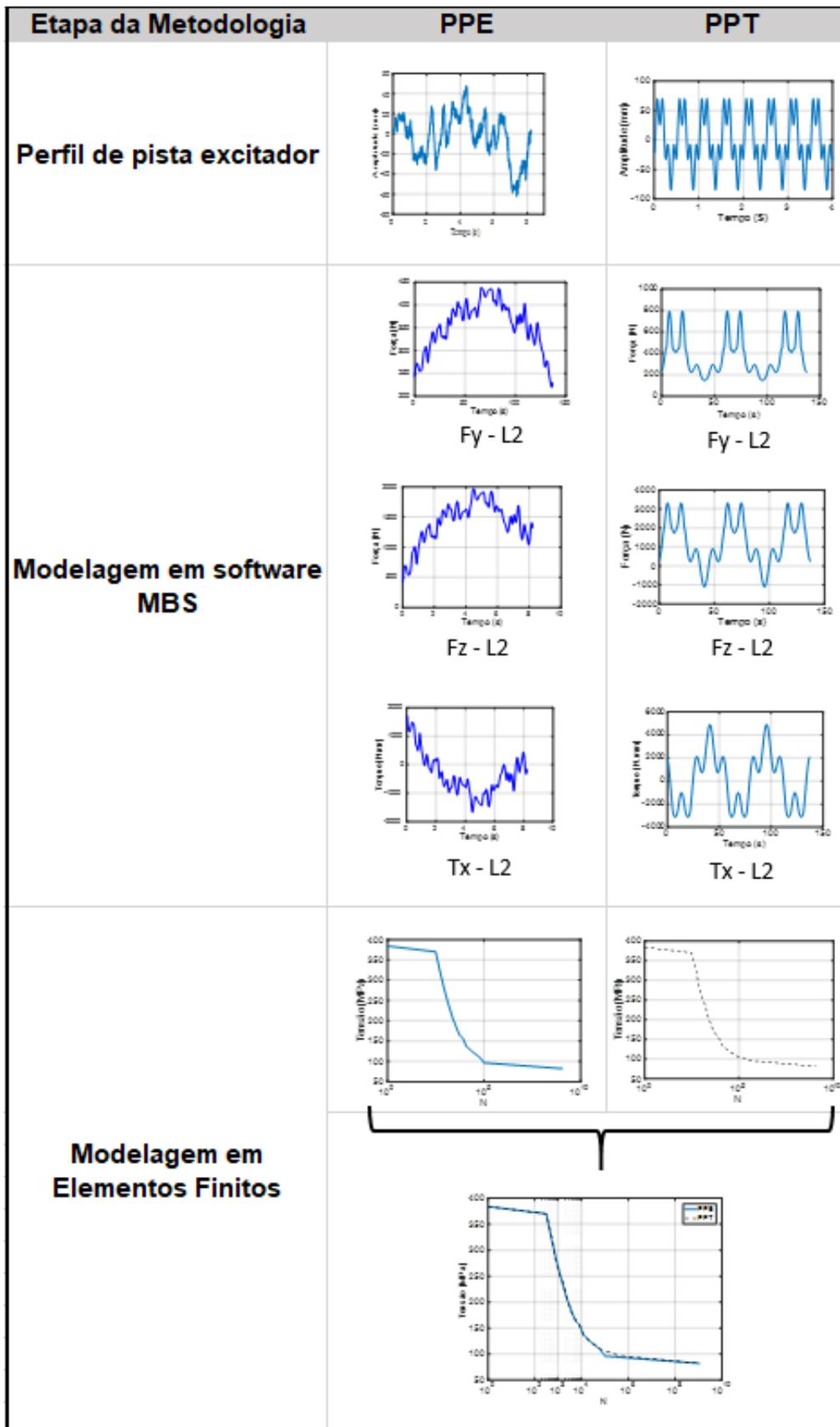


Figura 71. Quadro de comparação entre resultados obtidos com uso do PPE e PPT. Fonte : Autor.

São apresentadas na Fig. (71) três etapas metodológicas, referente ao *Perfil de Pista Excitador*, *Modelagem em software MBS*, *Modelagem em Elementos Finitos*. São expostos os respectivos resultados para cada uma dessas fases com aplicação do PPE e PPT.

Ainda de acordo com a Fig. (71), nota-se que na etapa referente ao *Perfil de pista excitador* são apresentados o PPE (Fig. (06)) e o PPT (Fig. (69)). Percebe-se que o PPE é um sinal não periódico e o PPT um sinal periódico, definido a partir de uma função composta por um seno duplo (Eq. (06)).

Na etapa de *Modelagem em software MBS* da Fig. (71) foi apresentado o resultado para o carregamento no ponto L2 da bandeja (Cap.3) a partir do uso do PPE e PPT. Nota-se que por ser periódico, o PPT, gera uma resposta periódica no modelo MBS, e apresenta magnitudes de força e torque maiores, que as solicitações obtidas com o PPE.

Apesar das diferenças visualizadas na aplicação do PPE e PPT na Fig. (71), percebe-se que a partir da *Modelagem em Ambiente de Elementos Finitos* o resultado para vida em fadiga são equivalentes, e que o PPT da Fig. (69) é capaz de representar adequadamente, neste caso, o PPE da Fig. (06).

5.2. Trabalhos futuros

Como sugestão de trabalhos futuros se propõe o desenvolvimento de um estudo específico para a caracterização das buchas da suspensão, a partir da variação dos materiais empregados em sua confecção.

Existe outro trabalho, que foi desenvolvido em paralelo com este que contou com a colaboração dos bolsistas do grupo de pesquisa GMSSA, que consiste na construção da bancada de ensaio experimental do sistema de suspensão. Esta bancada, será utilizada para validação dos resultados obtidos numericamente neste estudo, conforme é apresentado no fluxograma da Fig. (72), desse estudo.



Figura 72. Fluxograma das etapas desenvolvidas neste trabalho e futuras. Fonte: Autor.

Nota-se na Fig. (72) que este trabalho contempla a *Etapa numérica* do fluxograma. No entanto, durante o desenvolvimento deste estudo já foi iniciado a etapa experimental com a construção da bancada de suspensão, apresentada a seguir na Fig. (73).



Figura 73. Bancada de simulação de sistemas de suspensão. Fonte: Autor

Para continuidade deste estudo, a suspensão apresentada no Cap.3, deverá ser construída, conforme apresentado na Fig. (72), para tanto será necessário se desenvolver a caracterização dos materiais utilizados para os tubos das bandejas, as chapas da manga de eixo e buchas, conforme discutido nesta seção. Em seguida, esta suspensão deverá ser ensaiada para vida em fadiga, para validação do resultado obtido na Fig. (70) e da metodologia empregada neste estudo.

A bancada de simulação de sistemas de suspensão apresentada na Fig. (73) é composta por um atuador pneumático (no qual foram realizados testes para determinar as frequências da Eq. (06)), suporte estrutural para roda com grau de liberdade de translação no eixo “y” do sistema de referência estabelecido na Fig.(14) e célula de carga.

São previstas implementação de melhoras no desenvolvimento dos programas experimentais, com a medição e controle da temperatura do laboratório.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Akima H. **A NEW METHOD OF INTERPOLATION AND SMOOTH CURVE FITTING BASED ON LOCAL PROCEDURES.** *October.* 1970.

Ansys, **ANSYS HELP VIEWER,**2011.

Beer, F. P.; Johnston,E. R. **RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS.** 3. Ed. São Paulo: Pearson,1982.

Busch, M., Schweizer, B., **COUPLED SIMULATION OF MULTIBODY AND FINITE ELEMENT SYSTEMS: NA EFFICIENT AND ROBUST SEMI-IMPLICIT COUPLING APPROACH.** *Acrch Appl Mech,*2011.

CNT, **PESQUISA CNT DE RODOVIAS 2017: RELATÓRIO GERENCIAL.**2017

Côrtes, P.E.F., **DESENVOLVIMENTO DE ACABAMENTO ROLLED – ON EM AÇO INOXIDÁVEL.** 126 f.. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte.2009.

Cox, H.L. **THE RIDING QUALITIES OF WHEELED VEHICLES.** University of Virginia. 1955

Dowling, N.E.,**MECHANICAL BEHAVIOR OF MATERIALS. ENGINEERING METHODS FOR DEFORMATION,FRACTURE AND FATIGUE.**3Ed.Pearson.New Jersey.2007.

Dutra, L.S.,**ESTUDO DO CONFORTO VIBRACIONAL DE BANCOS AUTOMOTIVOS RELACIONADOS A MANEQUINS ANTROPOMÉTRICOS DE 1 E 2 GRAUS DE LIBERDADE.** Dissertação de Mestrado.UFSC.Santa Catarina.2003.

Freitas Junior, L.M.P., **ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL DE UMA SUSPENSÃO VEICULAR DO TIPO MACPHERSON.** Dissertação de mestrado. Universidade de São Paulo. São Carlos. 2006.

Gillespie, TD. **FUNDAMENTALS OF VEHICLE DYNAMICS.** Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.

Hasagasioglu, S., Kilicaslan, K., Atabay, O. & Güney, A. **VEHICLE DYNAMICS ANALYSIS OF A HEAVY-DUTY COMMERCIAL VEHICLE BY USING MULTIBODY SIMULATION METHODS.** *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 60, 825–839 2012.

Kamal M, Rahman MM, Rahman AGA. **FATIGUE LIFE EVALUATION OF SUSPENSION LIFE OF KNUCKLE USING MULTIBODY SIMULATION TECHNIQUE.**2012.

Karlsson, F., Persson, A.. **MODELING NON-LINEAR DYNAMICS OF RUBBER BUSHINGS- PARAMETER IDENTIFICATION AND VALIDATION.** 144 f. Master's Dissertation - Division of Structural Mechanics, LTH, Lund University, Lund, Sweden. 2003.

Konieczny Ł., Burdzik R., Łazarz B. **ANALYSIS OF PROPERTIES OF AUTOMOTIVE VEHICLE SUSPENSION ARM DEPENDING ON DIFFERENT MATERIALS USED IN THE MSC.ADAMS ENVIRONMENT.**2012

Lak, M. A., Degrande, G. & Lombaert, G. **THE EFFECT OF ROAD UNEVENNESS ON THE DYNAMIC VEHICLE RESPONSE AND GROUND-BORNE VIBRATIONS DUE TO ROAD TRAFFIC.** Soil Dyn. Earthq. Eng. 31, 1357–1377 .2011.

Lanchester, F. W., **SOME PROBLEMS PECULIAR TO THE DESIGN OF THE AUTOMOBILE.**The Incorporated Institution of Automobile Engineers.1907.

Maia, R. H., **ANÁLISE DE SENSIBILIDADE APLICADA A ESTUDOS DE CONFORTO VIBRACIONAL EM AUTOMÓVEIS.** Dissertação de Mestrado. PUC Minas. Belo Horizonte.2002.

Montgomery, D.C., **DESIGN AND ANALYSIS OF EXPERIMENTS.**5º Edição. Arizona State University. 2001.

MSC Adams. **ABOUT ADAMS/SOLVER,** 2010.

MSC.Adams. **ABOUT ADAMS/HELP,** 2014.

Norton, R.L: **PROJETOS DE MÁQUINAS: UMA ABORDAGEM INTEGRADA.,** 2º Edição, Ed. Bookman.2004.

Nunes, M.A., Silva ,R.C., **MSC ADAMS: GUIA PRÁTICO DE UTILIZAÇÃO.** São Paulo: Editora Edgard Blucher.2014.

Olley, M., **ROAD MANNERS OF THE MODERN CAR, THE DISCUSSION.** LONDON .1946.

Pacjeka, H., **TYRE AND VEHICLE DYNAMICS.** Elsevier.2002.

Rao, S. **VIBRAÇÕES MECÂNICAS.** Pearson. 2009.

Reimpell J, Stoll H, Beltzler JW. **THE AUTOMOTIVE CHASSIS.**Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd.2001.

Rodrigues, L.P., **PROPOSIÇÃO DE PERFIS DE PISTA BASEADO NO EFEITO EM FADIGA DE SUSPENSÕES.** Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade de Brasília. Brasília. 2015.

Rodrigues, L.P, Silva, R.C., Oliveira, A.B.S.,. **DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS ATUANTES EM UMA SUSPENSÃO DUPLO “A” EM AMBIENTE MULTICORPOS.** Cilamce 2016. Brasília. 2016.

Rodrigues, L.P., Silva, R.C., Oliveira, A.B.S., **MULTIBODY DYNAMIC SIMULATION OF A DOUBLE “A” SUSPENSION FOCUSING ON THE LOWER CONTROL ARM FATIGUE LIFE ANALYSIS.** IMECE2017. TAMPA, FL, USA. 2017.

Rowell, H.S., **PRINCIPLES OF VEHICLE SUSPENSION.** The Incorporated Institution of Automobile Engineers. 1922.

Sayers, M.W.; Karamihas, S.M., **THE LITTLE BOOK OF ROAD PROFILING: BASIC INFORMATION ABOUT MEASURING AND INTERPRETING ROAD PROFILES** University of Michigan. 1998.

Sharp, R. S., Crolla D. A. **ROAD VEHICLE SUSPENSION SYSTEM DESIGN-A REVIEW.**, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 16:3, 167-192. 1987.

Shigley, J.E., Mischke, C.R. e Budynas, R.G., **PROJETO DE ENGENHARIA MECÂNICA**, 7ª Edição, Porto Alegre: Bookman. 2005.

Soares, A.L.V., **ANÁLISE DE CONFORTO E ELASTOCINEMÁTICA DAS SUSPENSÕES DE DUPLO ESTÁGIO DE UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO OFF-ROAD EM AMBIENTE MULTICORPOS.** Universidade de São Paulo. São Carlos. 2005.

Swidergal, K. et al. **EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF BLACKHOLDER’S VIBRATION IN A FORMING TOOL: A COUPLED MBS-FEM APPROACH.** Prod. Eng. 9, 623–634, 2015.

Takahashi, B. X., **METODOLOGIA MODERNA PARA ANÁLISE DE FADIGA BASEADA EM ELEMENTOS FINITOS DE COMPONENTES SUJEITOS A FADIGA UNI E MULTIAXIAL.** .Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica de São Paulo. São Paulo. 2014.

Uys, P. E., Els, P. S. & Thoresson, M., **SUSPENSION SETTINGS FOR OPTIMAL RIDE COMFORT OF OFF-ROAD VEHICLES TRAVELLING ON ROADS WITH DIFFERENT ROUGHNESS AND SPEEDS.**, J. Terramechanics 44, 163–175, 2007.

Vandresen, M., Almeida, M.F., Sbardelotto, V.G., **DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE TESTE PARA AMORTECEDORES AUTOMOTIVOS.** SEPEI2014. Santa Catarina, 2014.

Vrána T, Bradáč J, Kovanda J. **ELASTO-KINEMATIC COMPUTATIONAL MODEL OF SUSPENSION WITH FLEXIBLE SUPPORTING ELEMENTS.** Acta Polytech.;56(2):147. 2016.

APENDICES

Apêndice A: Procedimento de calibração e apresentação dos sensores da bancada de caracterização de amortecedores

Essa seção é destinada a apresentação dos sensores da bancada e sua calibração. Assim, na Fig. (A.1) é apresentado o sensor de posição, representado pelo número 1 da Fig. (12).



Figura A1. Sensor de posição. Fonte : Adaptado de https://www.festo.com/cat/pt-br_br/products_WMS_MLO_LWG_1

As características do sensor apresentado na Fig. (A.1) estão descritas no Cap.3 deste estudo, assim como as referentes a célula de carga, que é apresentada a seguir na Fig.(A.2).



Figura A2 Célula de carga. Fonte: Autor.

A Fig. (A.3) é referente a calibração da célula de carga da bancada de caracterização de amortecedores. Esta imagem, ilustra o procedimento adotado para calibração dos sensores.



Figura A.3. Calibração da célula de carga

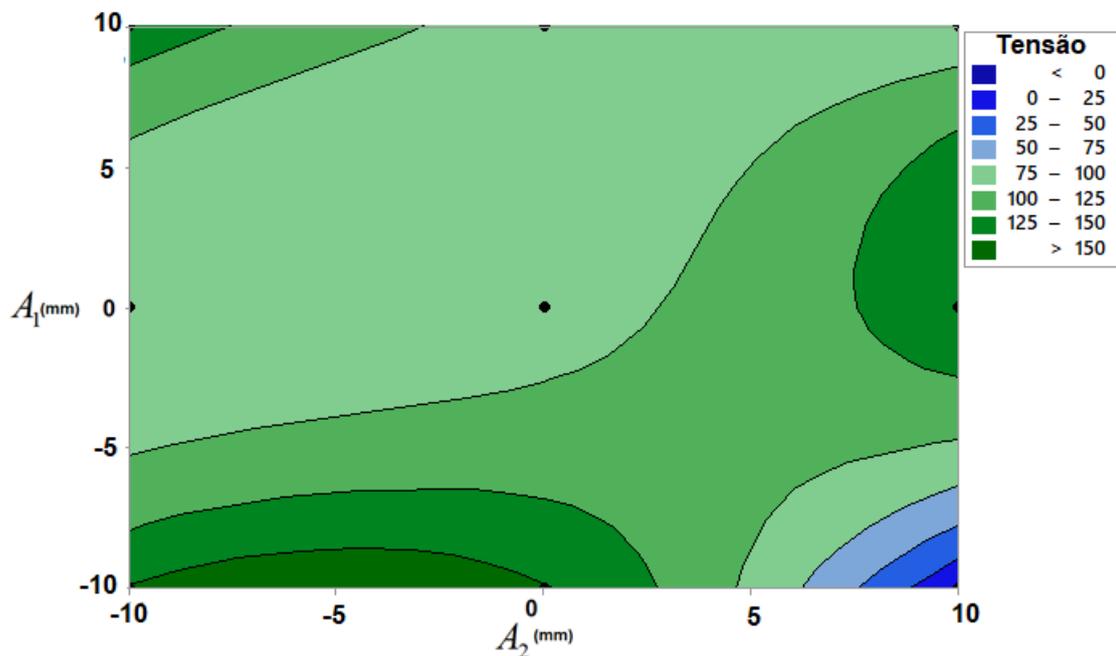
Apêndice B: Resultados sobressalentes Planejamento de Experimento

Nessa seção serão apresentados os experimentos desenvolvidos para análise o desenvolvimento da metodologia aplicada a criação do perfil de pista no Cap. 4, mas que devido ao intervalo de amplitude selecionado o nível de tensão não foi o desejado.

Assim, o primeiro experimento apresenta a seguinte configuração:

- $\omega_1 = 2Hz$
- $\omega_2 = 2Hz$
- $A_1 = -10,0,10$
- $A_2 = -10,0,10$

A seguir na Fig.(B.1) é apresentado o gráfico de contorno para este experimento.



FiguraB.1. Experimento 01

O segundo experimento apresenta a seguinte configuração:

- $\omega_1 = 2Hz$
- $\omega_2 = 4Hz$
- $A_1 = -10,0,10$
- $A_2 = -10,0,10$

A Fig. (B.2) é o gráfico de contorno referente ao segundo experimento.



Figura B.2. Experimento 02

O terceiro experimento apresenta a seguinte configuração:

- $\omega_1 = 2Hz$
- $\omega_2 = 8Hz$
- $A_1 = -10,0,10$
- $A_2 = -10,0,10$

A Fig. (B.3) é o gráfico de contorno referente ao segundo experimento.

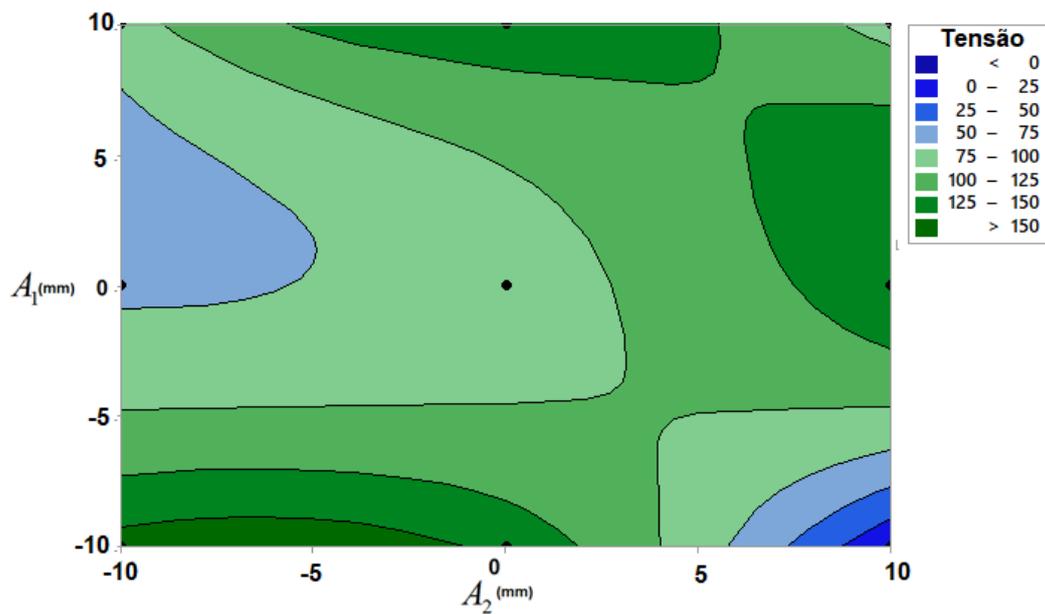


Figura B.3. Experimento 03

O quarto experimento apresenta a seguinte configuração:

- $\omega_1 = 2Hz$
- $\omega_2 = 8Hz$
- $A_1 = -30,0,30$
- $A_2 = -30,0,30$

A Fig. (B.4) é o gráfico de contorno referente ao segundo experimento.

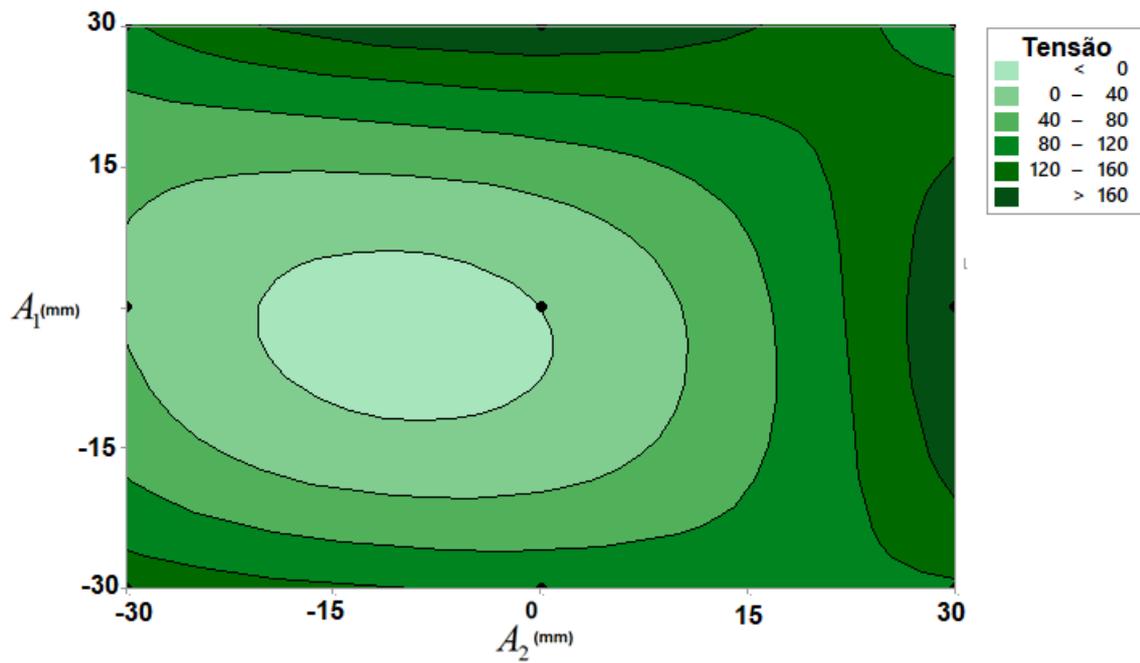


Figura B.4. Experimento 04