

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**Escola de Engenharia**  
**Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica**

Alvaro Estanislau Dantas

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM CAMINHÃO FORA DE ESTRADA EM  
DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE SUSPENSÃO E PRESSÃO DE PNEUS**

Belo Horizonte  
2024

Alvaro Estanislau Dantas

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM CAMINHÃO FORA DE ESTRADA EM  
DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE SUSPENSÃO E PRESSÃO DE PNEUS**

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

Orientador: Prof. Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria

Belo Horizonte  
2024

D192a

Dantas, Alvaro Estanislau.

Análise do desempenho de um caminhão fora de estrada em diferentes configurações de suspensão e pressão de pneus [recurso eletrônico] / Alvaro Estanislau Dantas. – 2024.

1 recurso online (120 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Marco Túlio Corrêa de Faria.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f. 116-120.

Bibliografia: f. 111-115.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Molas e suspensão - Teses. 3. Caminhões - Teses. 4. Conforto humano - Teses. 5. Durabilidade (Engenharia) - Teses. I. Faria, Marco Túlio Corrêa de. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



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

## FOLHA DE APROVAÇÃO

# **“ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM CAMINHÃO FORA DE ESTRADA EM DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE SUSPENSÃO E PRESSÃO DE PNEUS”**

**ÁLVARO ESTANISLAU DANTAS**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Marco Túlio Correa de Faria (orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Ricardo Luiz Utsch de Freitas Pinto (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Juan Carlos Horta Gutierrez (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Fabricio Jose Pacheco Pujatti (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de " Projeto e Sistemas".

Dissertação aprovada no dia 11 de outubro de 2024.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Marco Tulio Correa de Faria, Professor do Magistério Superior**, em 12/11/2024, às 09:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabricio Jose Pacheco Pujatti, Professor do Magistério Superior**, em 12/11/2024, às 13:35, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Juan Carlos Horta Gutierrez, Professor do Magistério Superior**, em 12/11/2024, às 18:44, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Luiz Utsch de Freitas Pinto, Professor do Magistério Superior**, em 14/11/2024, às 12:24, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://sei.ufmg.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador 3632997 e o código CRC 244BB1E8.

## AGRADECIMENTOS

Meu sincero agradecimento aos meus pais, Roberto e Vanessa, por me proporcionarem as condições de vida e as oportunidades que me permitiram, e ainda permitem, sonhar alto e alcançar meus objetivos.

À Cecília, que com seu apoio incondicional esteve ao meu lado em cada passo desta jornada do mestrado.

Ao Prof. Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria, pela orientação valiosa e pelos muitos anos de convivência e aprendizado na UFMG.

Agradeço também a todo o grupo de alunos envolvidos no projeto de pesquisa e desenvolvimento, em especial aos colegas Caio de Assis Machovsky Mendes, Raul Victor Campos Luz e Rodrigo Pessoa Linhares Oliveira, que, de alguma forma, contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço à Vale SA, na pessoa do engenheiro Osmar Leal, cujo apoio financeiro, por meio do projeto P&D&I FCO-Vale-UFMG 2010, foi fundamental para a realização deste trabalho. Estendo minha gratidão à Sotreq, representada pelo engenheiro Maxuel Teixeira, pelo suporte técnico e disponibilidade ao longo deste percurso.

Aos professores da banca examinadora, Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti, Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez e Prof. Dr. Ricardo Luiz Utsch de Freitas Pinto, pelas valiosas contribuições.

Este trabalho foi desenvolvido com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo da influência do volume de gás nitrogênio da suspensão hidropneumática e da pressão de gás dos pneus no comportamento dinâmico de um caminhão fora de estrada de mineração. Ao contrário de outras modificações propostas na literatura, o ajuste desses parâmetros possui a vantagem de ser facilmente realizado em campo, o que permite ao proprietário alcançar diferentes características de desempenho em relação aos aspectos de dirigibilidade, conforto e durabilidade com pouco investimento e esforço. Diante disso, desenvolve-se um modelo multicorpos do caminhão fora de estrada CAT 775G, por meio do pacote comercial ADAMS Car® utilizando informações disponibilizadas em catálogos e referências da literatura. Com auxílio de um modelo de elementos finitos do chassi, a sua flexibilidade é incorporada no modelo multicorpos pela técnica de síntese de componentes modais. No ambiente do ADAMS Car®, são simuladas manobras de esterçamento quase permanente, de mudança dupla de faixa e de trajetória retilínea com velocidade quase constante em pavimento irregular para um caminhão com e sem carga. Para essas três manobras, utilizam-se sete diferentes configurações de volume inicial de gás e pressão do gás dos pneus, variando-os em relação aos valores de referência nominais. Os resultados obtidos indicam, por meio do gradiente de sub-esterçamento, que as configurações mais rígidas podem oferecer maior segurança à estabilidade lateral de condução com o veículo cheio e reduzir significativamente os ângulos de rolagem da carroceria nas condições de caçamba vazia e cheia. Em relação aos níveis de vibração transmitidos à posição do assento do motorista, verifica-se uma redução de até 10% dos níveis de aceleração vertical com a configuração menos rígida. Os esforços obtidos na manobra de trajetória retilínea em pavimento irregular são exportados a um modelo do chassi que contempla as interações do quadro estrutural com a caçamba. Com isso, realizam-se análises de fadiga para duas juntas soldadas da longarina principal com intuito de investigar a vida destes componentes quando empregadas cada uma das sete configurações de suspensão-pneus. Nesta análise, identifica-se uma sensibilidade muito expressiva da vida em fadiga com a rigidez da suspensão. A configuração mais rígida pode causar uma redução da vida estimada em cerca de 40% em relação à configuração nominal, ao passo que o ajuste menos rígido pode levar a um aumento da expectativa de vida em 26% aproximadamente.

**Palavras-chave:** Suspensão Hidropneumática; Dinâmica de Caminhões; Dirigibilidade; Conforto; Durabilidade.

## ABSTRACT

This study investigates the influence of hydropneumatic suspension nitrogen volume and tire gas pressure on the dynamic behavior of an off-highway mining haul truck. These parameters can be easily adjusted in the field with minimal downtime, allowing mining companies to optimize truck maneuverability, handling, ride comfort, and durability at a low cost. To conduct this investigation, a dynamic multibody model of a CAT 775G truck is developed using the commercial simulation software ADAMS Car®. The model parameters are derived from manufacturer catalogs, manuals, and technical literature. Additionally, a finite element model of the truck frame is implemented to incorporate structural flexibility into the multibody model using component mode synthesis. In ADAMS Car®, simulations are performed for key truck maneuvers, including quasi-static steering, double lane change, and a straight-path run at near-constant speed on rough pavement, considering both unloaded and fully loaded conditions. Seven suspension-tire configurations are analyzed by slightly adjusting the manufacturer's recommended values. The results indicate that stiffer suspension and tire settings enhance lateral stability when fully loaded and reduce roll angles in both loaded and unloaded conditions. Additionally, a softer configuration decreases vertical vibrations transmitted to the driver's seat by up to 10%. To evaluate structural durability, the forces from the rough-pavement maneuver are applied to the frame model, and a fatigue analysis is conducted on two critical welded joints to estimate their expected operational life under the seven suspension-tire configurations. The results demonstrate the significant influence of suspension and tire characteristics on frame fatigue life: a stiffer setup can reduce the frame's lifespan by up to 40% compared to nominal conditions, whereas a more flexible configuration may extend it by up to 26%.

**Keywords:** Hydropneumatic Suspension; Truck Dynamics; Handling; Comfort; Durability.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1: Função PSD de um pavimento de concreto do tipo “Pavimento Belga” classe D (Adaptado de ISO 8608:2016).....	24
Figura 2-2: Suspensões típicas de veículos fora de estrada: (a) Eixo dianteiro independente do tipo “pilar deslizante” comum em caminhões fora de estrada (Adaptado de Loo (2003)); (b) Eixo traseiro dependente rígido genérico (Adaptado de Reimpell <i>et al.</i> (2001)). .....	26
Figura 2-3: Ilustração esquemática de uma suspensão hidropneumática típica (Adaptado de Prem e Dickerson (1992)).....	27
Figura 2-4: Comparação das curvas de desempenho de suspensões hidropneumáticas e mecânicas lineares: (a) Força por deslocamento; (b) Rigidez por força. ....	28
Figura 2-5: Exemplo de medição do gradiente de sub-esterçamento ( $K$ ) pela manobra de velocidade constante (Adaptada de Gillespie (2021)). .....	33
Figura 2-6: Força lateral descrita por um modelo semi-empírico de um pneu 315/80 R22,5 de caminhão rodoviário (Adaptado de Pacejka (2006)). ....	34
Figura 2-7: Configuração típica de chassis de caminhões fora de estrada (Adaptada de Caterpillar, 2002).....	40
Figura 2-8: (a) Trincas identificadas em ensaio de líquidos penetrantes de chassi em fim de vida útil e (b) Tensões aferidas por meio de extensometria (Adaptada de Gandra, 2017)..	40
Figura 2-9: Danos causados ao chassi do caminhão durante a rota típica do abastecimento ao descarregamento (Adaptada de Gady e Craig (1989)).....	41
Figura 3-1: Fluxograma das análises desenvolvidas.....	43
Figura 3-2: Modelo multicorpos do caminhão CAT 775G desenvolvido no ambiente do ADAMS Car®.....	46
Figura 3-3: Modelo de elementos finitos do chassi utilizado para caracterização – Tamanho máximo de malha de 20 mm. ....	48
Figura 3-4: Modelo simplificado para estudo da influência das rigidezes dos eixos e do chassi na transferência lateral de carga (Adaptada de SAMPÒ, 2011). .....	51
Figura 3-5: Mapa de potência do sistema de propulsão empregado no modelo multicorpos. ....	53
Figura 3-6: Principais juntas das suspensões dianteira e traseira. ....	54

Figura 3-7: Curvas características de força em função do deslocamento da haste da suspensão: a) dianteira; b) traseira. Curvas características de força em função da velocidade da haste da suspensão: c) dianteira; d) traseira.....	57
Figura 3-8: Curva de desempenho em curva dos pneus baseada na fórmula mágica de Pacejka (2006). .....	58
Figura 3-9: Curva de força x deflexão dos pneus em função da pressão baseada na formulação de Prem (1992). .....	59
Figura 3-10: Recorte de 7 horas dos dados experimentais coletados no mês de Fevereiro. Eixo vertical da esquerda: (a) Velocidade de solo do caminhão; (b) Pressão de gás da suspensão dianteira esquerda; (c) Pressão de gás da suspensão dianteira direita; (d) Pressão de gás da suspensão traseira esquerda; (e) Pressão de gás da suspensão traseira direita. Eixo vertical da direita: (a)(b)(c)(d)(e) carga de material da caçamba. ....	62
Figura 3-11: Curva PSD do pavimento. ....	64
Figura 3-12: Curva de entrada do ângulo de esterçamento do volante.....	68
Figura 3-13: Histograma das distâncias percorridas por velocidade agrupada em faixas de 0,5 km/h: a) Veículo vazio; b) Veículo cheio. ....	70
Figura 3-14: Modelo em elementos finitos utilizado para estimar as tensões do chassi. ....	71
Figura 3-15: Curva S-N para diferentes classes de solda <i>FAT</i> – Adaptado de IIW (2016). ....	76
Figura 4-1: Condições de contorno da análise de rigidez torcional. (a) Análise de caracterização da rigidez torcional dianteira – $k_{cd}$ ; (b) Análise de caracterização da rigidez torcional traseira – $k_{ct}$ . ....	78
Figura 4-2: Comparação do desempenho da rigidez torcional do chassi do caminhão com uma estrutura infinitamente rígida. (a)(b) Parcela de transferência de carga lateral do eixo dianteiro ( $\chi$ ) em função da parcela de rigidez a rolagem do eixo dianteiro ( $\lambda$ ); (c)(d) Desvio de $\chi$ em relação a uma estrutura infinitamente rígida. ....	79
Figura 4-3: Frequência natural dos 200 primeiros modos de vibração não amortecidos do chassi calculados pelo MEF e pelo modelo reduzido exportado em formato MNF. ....	81
Figura 4-4: Representação gráfica dos 10 primeiros modos de vibração do chassi calculados pelo FEMAP/NASTRAN. ....	81
Figura 4-5: Perfil de pista em função da distância. ....	82
Figura 4-6: (a) Densidade espectral de potência da pista gerada e da pista teórica; (b) Coerência entre os perfis de pista do lado direito e esquerdo. ....	82

Figura 4-7: Comparação da pressão de gás obtida em manobra de velocidade de cruzeiro a 20 km/h com dados experimentais a velocidade de $20\pm 1$ km/h na condição de caçamba vazia. (a) Suspensão dianteira esquerda; (b) Suspensão dianteira direita; (c) Suspensão traseira esquerda; (d) Suspensão traseira direita. ....	83
Figura 4-8: Comparação da pressão de gás obtida em manobra de velocidade de cruzeiro a 20 km/h com dados experimentais a velocidade de $20\pm 1$ km/h na condição de caçamba cheia. (a) Suspensão dianteira esquerda; (b) Suspensão dianteira direita; (c) Suspensão traseira esquerda; (d) Suspensão traseira direita. ....	84
Figura 4-9: Posição Y em função da posição X do caminhão durante manobra de esterçamento crescente com velocidade constante. (a) Veículo vazio; (b) Veículo cheio. ....	85
Figura 4-10: Aceleração lateral ( $a_y$ ) calculada na manobra de esterçamento crescente. ....	85
Figura 4-11: Gradiente de esterçamento do volante ( $\delta_v$ ) calculado na manobra de esterçamento crescente. (a) Veículo vazio; (b) Veículo cheio. ....	86
Figura 4-12: Força calculada em cada suspensão durante manobra de esterçamento crescente – Veículo vazio. ....	86
Figura 4-13: Força calculada em cada suspensão durante manobra de esterçamento crescente – Veículo cheio. ....	87
Figura 4-14: (a) RTCL e (b) ângulo de rolagem $\phi$ calculados para a manobra de esterçamento crescente. ....	88
Figura 4-15: Gradiente de rolagem calculados na manobra de esterçamento crescente para as condições (a) vazio e (b) cheio. ....	88
Figura 4-16: Veículo vazio: Diferença de ângulo de escorregamento do eixo dianteiro em relação ao traseiro: (a) Veículo vazio; (b) Veículo cheio. ....	89
Figura 4-17: Gradiente de sub-esterçamento calculado em instantes discretos de aceleração lateral: (a) veículo vazio; (b) veículo cheio. ....	89
Figura 4-18: Trajetória do caminhão na manobra de mudança dupla de faixa para as condições (a) vazio e (b) cheio. ....	90
Figura 4-19: Resposta de aceleração lateral em manobra de mudança dupla de faixa com caminhão vazio para pista (a) lisa e (b) irregular. ....	91
Figura 4-20: Resposta de aceleração lateral em manobra de mudança dupla de faixa com caminhão cheio para pista (a) lisa e (b) irregular. ....	91
Figura 4-21: Ângulo de rolagem das massas suspensas $\phi$ calculado para o caminhão vazio em condições de pista (a) lisa e (b) irregular. ....	92

Figura 4-22: Ângulo de rolagem das massas suspensas $\varphi$ calculado para o caminhão cheio em condições de pista (a) lista e (b) irregular.....	93
Figura 4-23: Relação de Transferência de Carga Lateral (RTCL) calculada na manobra de mudança dupla de faixa para as condições (a) vazio e (b) cheio.....	93
Figura 4-24: Comparação dos principais parâmetros adotados para avaliar a dirigibilidade na manobra de mudança dupla de faixa nas condições (a)(c)(e)(g) vazio e (b)(d)(f)(h) cheio.....	94
Figura 4-25: Resposta da aceleração vertical do assento do motorista obtida na manobra de conforto para diferentes velocidades de cruzeiro: 1-(a) 10 km/h; 1-(b) 25 km/h; 1-(c) 38 km/h; 2-(a) 10 km/h; 2-(b) 20 km/h; 2-(c) 32 km/h. ....	96
Figura 4-26: Distribuição espectral da aceleração vertical do assento do motorista obtida na manobra de conforto para diferentes velocidades de cruzeiro: 1-(a) 10 km/h; 1-(b) 25 km/h; 1-(c) 38 km/h; 2-(a) 10 km/h; 2-(b) 20 km/h; 2-(c) 32 km/h.....	96
Figura 4-27: Comparação da aceleração vertical do assento do motorista na manobra de conforto em diferentes velocidades: 1-(a) 10 km/h; 1-(b) 25 km/h; 1-(c) 38 km/h; 2-(a) 10 km/h; 2-(b) 20 km/h; 2-(c) 32 km/h.....	97
Figura 4-28: Comparação do desvio padrão normalizado pela média (DN) obtido para os eixos dianteiro e traseiro na manobra de conforto para diferentes velocidades: 1-(a) 10 km/h; 1-(b) 25 km/h; 1-(c) 38 km/h; 2-(a) 10 km/h; 2-(b) 20 km/h; 2-(c) 32 km/h. ....	98
Figura 4-29: Exemplo do procedimento de seleção das forças máximas e mínimas a serem importadas para o modelo de elementos finitos. Dados referente à manobra de conforto com caçamba cheia a 32 km/h na configuração de suspensão $D_c$ . ....	99
Figura 4-30: Envelope das máximas variações da máxima tensão principal ( $\Delta\sigma_{mp}$ ) obtidas para o cálculo de elementos finitos referente ao transporte cheio a 32 km/h na configuração $D_c$ . ....	100
Figura 4-31: Juntas soldadas investigadas: (a) Modelo reduzido da junta localizada na face externa da longarina principal; (b) Modelo reduzido da junta localizada na face interna da longarina principal; (c) Fotografias da geometria dessa junta.....	101
Figura 4-32: Espectro de tensões estimado para as juntas soldadas em estudo.....	102
Figura 4-33: Histogramas das tensões máximas principais resultantes da contagem de ciclos pela rotina <i>rainflow</i> para (a) Junta soldada do lado externo – LE e (b) Junta soldada do lado interno – LI. ....	103
Figura 4-34: Detalhe de solda utilizado nas análises de fadiga (Adaptado de IIW, 2016). .....	103

Figura 4-35: Dano acumulado por evento em cada configuração: (a) Junta soldada do Lado Externo; (b) Junta soldada do Lado Interno. .... 104

Figura 4-36: Comparação da vida calculada para cada configuração de suspensão: (a) Junta soldada LE; (b) Junta soldada LI. .... 105

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1: Valores de <b><i>Gdv0</i></b> sugeridos para cada classe de estrada (ISO 8608:2016). .....	24
Tabela 3-1: Principais propriedades relacionadas às massas e suas posições. ....	47
Tabela 3-2: Tamanhos de elementos finitos considerados na análise de sensibilidade de malha. ....	49
Tabela 3-3: Parâmetros empregados no cálculo de desempenho da força de restauração do gás ( <b><i>Fg</i></b> ). ....	56
Tabela 3-4: Parâmetros empregados no cálculo de desempenho da força de dissipação ( <b><i>Fh</i></b> ). ....	56
Tabela 3-5: Principais parâmetros do pneu. ....	58
Tabela 3-6: Resumo de horas e distâncias percorridas por segmento de velocidade. ..	70
Tabela 3-7: Graus de liberdade restringidos durante a estimativa dos deslocamentos e tensões nas condições de abastecimento e descarga de material. ....	72
Tabela 3-8: Distribuição média de material por operação da escavadeira. ....	74
Tabela 3-9: Força atuante na caçamba estimada para cada operação da escavadeira. .	75
Tabela 4-1: Resultado do cálculo de rigidez torcional do chassi.....	78
Tabela 4-2: Frequências naturais calculadas para diferentes tamanhos máximos de elementos finitos.....	80
Tabela 4-3: Resumo dos danos calculados por evento na Junta Soldada LE. ....	104
Tabela 4-4: Resumo dos danos calculados por evento na Junta Soldada LI. ....	104
Tabela 4-5: Resumo da vida calculada por configuração de suspensão em cada junta soldada. ....	105
Tabela A-6-1: Relação de massas e inércias dos principais componentes do modelo multicorpos. ....	116
Tabela A-6-2: Posição estimada do centro de massa dos principais componentes do modelo multicorpos. ....	117
Tabela A-6-3: Resumo dos principais parâmetros de desempenho por configuração de suspensão – Caminhão vazio.....	118
Tabela A-6-4: Resumo dos principais parâmetros de desempenho por configuração de suspensão – Caminhão cheio.....	119

## LISTA DE SIMBOLOS

### Letras latinas

$a$	Graus de liberdade dos nós internos (síntese modal)
$a_y$	Aceleração lateral [g]
$a_z$	Aceleração vertical no assento do motorista [m/s <sup>2</sup> ]
$A_c$	Área da seção na câmara de óleo [m <sup>2</sup> ]
$A_h$	Área da seção transversal da haste da suspensão hidropneumática [m <sup>2</sup> ]
$b$	Graus de liberdade dos nós de ligação (síntese modal)
$C$	Matriz de amortecimento
$C_b$	Coefficiente de amortecimento do cilindro de basculamento [Ns/m]
$CG$	Centro de Gravidade
$C_k$	Rigidez de curva do pneu [N/°]
$d_d$	Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade [m]
$d_t$	Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade [m]
$D$	Dano total calculado
$D_{adm}$	Dano total admissível
$D_i$	Dano calculado para uma variação de tensão $i$
$F$	Vetor de forças externas e de reação [N]
$F_g$	Força de restauração do gás nitrogênio [N]
$F_h$	Força dissipativa devido ao escoamento do óleo pelas válvulas [N]
$F_i$	Força de impacto do material despejado pela pá escavadeira [N]
$F_z$	Força vertical atuante nas rodas [N]
$F_{zDD}$	Força vertical atuante na roda dianteira direita [N]
$F_{zDE}$	Força vertical atuante na roda dianteira esquerda [N]
$F_{zTDE}$	Força vertical atuante na roda traseira direita externa [N]
$F_{zTDI}$	Força vertical atuante na roda traseira direita interna [N]
$F_{zTEE}$	Força vertical atuante na roda traseira esquerda externa [N]
$F_{zTEI}$	Força vertical atuante na roda traseira esquerda interna [N]
$G_a$	Contribuição da aceleração no nível de irregularidade [m <sup>-1</sup> ciclo <sup>-1</sup> ]

$G_d$	Nível de irregularidade [m <sup>3</sup> ]
$GDLs$	Graus de liberdade
$G_e$	Contribuição da amplitude no nível de irregularidade [m <sup>3</sup> /ciclo]
$G_s$	Contribuição da velocidade no nível de irregularidade [m/ciclo]
$h_{cg}$	Altura do CG do veículo [m]
$h_d$	Altura do CG das massas não suspensas do eixo dianteiro [m]
$h_t$	Altura do CG das massas não suspensas do eixo traseiro [m]
$HPS$	Suspensão Hidropneumática
$I_\theta$	Inércia de arfagem do veículo [kg.m <sup>2</sup> ]
$I_{\theta s}$	Inércia de arfagem das massas suspensas [kg.m <sup>2</sup> ]
$I_\varphi$	Inércia de rolagem do veículo [kg.m <sup>2</sup> ]
$I_{\varphi s}$	Inércia de rolagem das massas suspensas [kg.m <sup>2</sup> ]
$I_\psi$	Inércia de guinada do veículo [kg.m <sup>2</sup> ]
$I_{\psi s}$	Inércia de guinada das massas suspensas [kg.m <sup>2</sup> ]
$k_b$	Coefficiente de rigidez do cilindro de basculamento [N/m]
$k_c$	Rigidez torcional do chassi [Nm/°]
$k_{cd}$	Rigidez torcional do chassi em relação ao eixo dianteiro [Nm/°]
$k_{ct}$	Rigidez torcional do chassi em relação ao eixo traseiro [Nm/°]
$k_{rld}$	Rigidez a rolagem do eixo dianteiro [Nm/°]
$k_{rtl}$	Rigidez a rolagem do eixo traseiro [Nm/°]
$K$	Matriz de rigidez
$j$	Graus de liberdade resultantes da síntese modal
$L$	Entre-eixos [m]
$m$	Quantidade de modos de vibração selecionados para participação na síntese modal
$m_d$	Massa não suspensa do eixo dianteiro [kg]
$m_i$	Massa de material carregada em uma operação da pá escavadeira
$m_s$	Massa suspensa [kg]
$m_t$	Massa não suspensa do eixo traseiro [kg]
$m_v$	Massa total do veículo [kg]
$M$	Matriz de massa

<i>MNF</i>	<i>Modal Neutral File</i>
$n_i$	Contagem de ciclos para uma variação de tensão $i$
$n_{De}$	Quantidade de válvulas de esfera
$n_{Do}$	Quantidade de válvulas de orifício
$N_i$	Número de ciclos resistente a fadiga para um uma variação de tensão $i$
$P_0$	Pressão inicial de gás nitrogênio na suspensão [Pa]
$P_1$	Pressão de gás nitrogênio na suspensão no instante 1 [Pa]
<i>PSD</i>	<i>Power Spectrum Density</i>
$q$	Deslocamento da coordenada generalizada de um sistema multicorpos
$r$	Coefficiente politrópico
<i>RMS</i>	<i>root mean square</i>
<i>RTCL</i>	Relação de Transferência de Carga Lateral
$t_d$	Bitola dianteira [m]
$t_t$	Bitola traseira [m]
$t_{te}$	Distância entre centros das rodas traseiras (externas e internas) [m]
$TP_N$	Pressão nominal dos pneus [Pa]
$u_a$	Deslocamentos dos graus de liberdade dos nós internos (síntese modal)
$u_b$	Deslocamentos dos graus de liberdade dos nós de ligação (síntese modal)
$\dot{V}$	Vazão volumétrica [m <sup>3</sup> /s]
$V_0$	Volume inicial de gás nitrogênio na suspensão [m <sup>3</sup> ]
$V_{0N}$	Volume inicial nominal de gás nitrogênio na suspensão [m <sup>3</sup> ]
$V_1$	Volume de gás nitrogênio na suspensão no instante 1 [m <sup>3</sup> ]
$x$	Posição em relação ao eixo longitudinal [m]
$\dot{x}$	Velocidade de deslocamento da haste da suspensão [m/s]
$y$	Posição em relação ao eixo lateral [m]
$z$	Posição em relação ao eixo vertical [m]
$z_0$	Posição da haste no instante de tempo 0 [m]
$z_1$	Posição da haste no instante de tempo 1 [m]
$Z$	Perfil de pista resultante
$Z_c$	Perfil de pista 3

$Z_{v1}$  Perfil de pista 1

$Z_{v2}$  Perfil de pista 2

### Letras gregas

$\alpha_{De}$  Coeficiente de descarga da válvula de esfera

$\alpha_{Do}$  Coeficiente de descarga das válvulas de orifício

$\alpha_d$  Ângulo de escorregamento do eixo dianteiro [°]

$\alpha_t$  Ângulo de escorregamento do eixo traseiro [°]

$\delta_v$  Gradientes de esterçamento do volante [°/g]

$\epsilon$  Duração da força de impacto de material na caçamba [s]

$\theta$  Ângulo de Euler referente à arfagem [°]

$K$  Coeficiente de sub-esterçamento [°/g]

$\lambda$  Razão entre a rigidez a rolagem da suspensão dianteira e a rigidez a rolagem total do veículo

$\lambda_{Lag.}$  Multiplicadores de Lagrange

$\nu$  Número de onda [ciclos/m]

$\nu_0$  Número de onda de referência [ciclos/m]

$\xi$  Deslocamento modal de um corpo flexível em relação ao modo de vibração  $i$

$\rho$  Densidade do óleo da suspensão [kg/m<sup>3</sup>]

$\sigma_{mp}$  Tensão principal máxima [Pa]

$\Delta p$  Diferença de pressão [Pa]

$\varphi$  Ângulo de Euler referente à rolagem [°]

$\Phi$  Autovetores obtidos pela solução do problema de autovalor

$\chi$  Parcela de transferência de carga do eixo dianteiro em relação à transferência de carga total

$\psi$  Ângulo de Euler referente à guinada [°]

$\omega$  Frequências naturais calculadas pela solução do problema de autovalor [Hz]

$\Omega$  Equações de restrição de um sistema multicorpos

## SUMÁRIO

<b>1.0</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>19</b>
1.1	Objetivos	21
<b>2.0</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>23</b>
2.1	Caminhões fora de estrada	23
2.1.1	Estradas de mineração	23
2.1.2	Suspensão	26
2.2	Dinâmica veicular	30
2.2.1	Dinâmica vertical e conforto em veículos fora de estrada	30
2.2.2	Dinâmica lateral e estabilidade de veículos fora de estrada	31
2.2.3	Influência do chassi na dinâmica veicular	38
<b>3.0</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>43</b>
3.1	Modelo de multicorpos	45
3.1.1	Características gerais	45
3.1.2	Configurações de suspensão-pneus	59
3.2	Dados Experimentais	61
3.3	Caracterização da pista	62
3.3.1	Modelagem da pista	62
3.3.2	Validação do modelo de pista	64
3.4	Análise dinâmica de multicorpos	65
3.4.1	Avaliação da Dirigibilidade	67
3.4.2	Avaliação do Conforto do motorista	69
3.5	Análise via elementos finitos – Durabilidade	70
3.5.1	Estimativa de forças atuantes no chassi	73
3.5.2	Estimativa da vida em fadiga por dano acumulado	75
<b>4.0</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>77</b>
4.1	Avaliação de rigidez do chassi	77
4.2	Solução do problema de autovalor e síntese modal	79
4.3	Validação do perfil de pista	82
4.4	Dirigibilidade	84

4.4.1	Esterçamento crescente com velocidade constante	84
4.4.2	Manobra de mudança dupla de faixa	90
<b>4.5</b>	<b>Conforto</b>	<b>95</b>
<b>4.6</b>	<b>Durabilidade</b>	<b>98</b>
4.6.1	Tensões principais nas juntas soldadas	101
4.6.2	Dano acumulado e estimativa de vida	103
<b>5.0</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>107</b>
<b>5.1</b>	<b>Sugestão para trabalhos futuros</b>	<b>109</b>
<b>6.0</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>111</b>
<b>ANEXO A</b>	<b>116</b>	
<b>A.1</b>	<b>Dados de entrada do modelo multicorpos</b>	<b>116</b>
<b>A.2</b>	<b>Parâmetros de desempenho do modelo multicorpos</b>	<b>118</b>
<b>A.3</b>	<b>Dados experimentais coletados via VIMS</b>	<b>120</b>

## 1.0 INTRODUÇÃO

Os caminhões fora de estrada exercem um papel fundamental no processo de mineração, sendo amplamente utilizados nas áreas de escavação devido ao baixo custo de investimento e, principalmente, à sua elevada flexibilidade em eventuais situações de alteração da frente de lavragem. É característico dessas áreas a presença de estradas não pavimentadas com irregularidades acentuadas, que podem ser atribuídas à manutenção inadequada, à constante necessidade de improvisação de rotas e ao tráfego intensivo de caminhões.

Essas irregularidades, somadas à grande capacidade de carga transportada pelos caminhões, resultam em condições severas de impacto e sobrecarga nos pneus e suspensões. Consequentemente, também estão associados a esse cenário falhas ou substituição precoce de componentes mecânicos (durabilidade), danos à saúde do motorista devido aos níveis de vibração transmitidos à cabine (conforto) e a redução de produtividade, uma vez que se torna necessária a redução da velocidade para realizar curvas e desvios de obstáculos (dirigibilidade).

Do ponto de vista da mineradora, a durabilidade representa um aspecto de preocupação principalmente em relação aos pneus e ao quadro principal do chassi. Estudos recentes mostram que os pneus podem representar entre 10 e 30% dos custos de operação de caminhões fora de estrada, podendo atingir valores totais ao longo da vida do equipamento similares aos custos de aquisição do próprio caminhão (DHILLON, 2008; PASCUAL *et al.*, 2019). O chassi, apesar de apresentar uma vida útil mais extensa e não ser constantemente substituído, não possui a mesma disponibilidade de pronta-entrega, sendo necessário um tempo de espera maior para substituição. Esse tempo leva em conta também a logística de transporte do caminhão para a oficina suporte, a desmontagem e a montagem dos componentes na nova estrutura. Tudo isso implica em tempo improdutivo do equipamento e pode afetar a capacidade da mina.

O desconforto provocado por níveis de vibração excessivos é mais acentuado quando o caminhão se encontra vazio, descendo morros ou em pistas molhadas e escorregadias (MAYTON *et al.*, 2018). Essa adversidade é conhecida por resultar em altas taxas de absenteísmo do trabalho e em possíveis traumas permanentes na vida do motorista (BARRERO *et al.*, 2019). Gunaselvam e Niekerk (2005) reforçam isso destacando os potenciais danos de longo prazo ao músculo-esqueleto, à espinha dorsal e ao sistema gastro-intestinal do indivíduo.

Financeiramente, é de interesse da mineradora monitorar os indicadores de produtividade e de eficiência de transporte. O primeiro diz respeito ao produto entre a carga transportada e a velocidade média praticada entre o ponto de abastecimento e o ponto de

descarga. O segundo representa a razão entre a produtividade e a energia consumida (WONG, 2010). Nesse contexto, a dirigibilidade do caminhão se torna relevante, pois está relacionada à velocidade na qual o veículo é capaz de realizar as curvas do trajeto. Pequenos ganhos na velocidade de curvas podem reduzir o tempo de percurso, que é realizado diversas vezes ao longo de um dia. A projeção deste ganho em um período anual de referência pode implicar em reduções significativas dos custos operacionais.

Para contornar essas três adversidades associadas às condições precárias de pista existem algumas alternativas. A mais óbvia seria um maior investimento na rotina de manutenção da estrada. No entanto, esta solução pode ser custosa, especialmente em países tropicais, onde estão concentradas as principais minerações do mundo, em que as estações chuvosas são mais longas e exigem materiais de estrada de maior qualidade e sistemas de drenagem de alta tecnologia (TANNANT; REGENSBURG, 2001). Além disso, a manutenção frequente das vias pode exigir alterações logísticas que comprometeriam a capacidade de produção da mina.

Outra possibilidade consiste no uso de suspensões ativas ou semi-ativas em detrimento dos mecanismos passivos predominantes em modelos de caminhões fora de estrada. Apesar de efetivos em relação aos aspectos de durabilidade, conforto e de dirigibilidade, são sistemas complexos com maior susceptibilidade a falhas mecânicas ou eletrônicas, além dos altos custos associados à implantação e à manutenção em grandes frotas já existentes.

Este trabalho é focado em uma terceira alternativa, referente ao ajuste em campo dos parâmetros da suspensão hidropneumática passiva e da pressão dos pneus para obtenção de uma melhor resposta em relação a esses três aspectos. Não se vislumbram impactos financeiros significativos com essa solução, que pode ser facilmente executada com simples alterações nos procedimentos de manutenção do caminhão. Contudo, realizar ajustes em suspensões passivas implica uma relação de compromisso entre conforto/durabilidade e dirigibilidade, na qual é amplamente reconhecido que suspensões macias fornecem boas condições de conforto às custas do desempenho em curvas (ELS *et al.*, 2007).

Para conduzir o estudo, utiliza-se um caminhão fora de estrada, modelo CAT 775G, com massa de aproximadamente 48 t na condição vazia e capacidade nominal de transporte de 64 t. Diante disso, são utilizados dados de catálogo e referências literárias para construir um modelo dinâmico de multicorpos do veículo usando o pacote computacional ADAMS Car®. Define-se o volume inicial de gás nitrogênio da suspensão hidropneumática e a pressão dos pneus como parâmetros a serem ajustados e estabelecem-se seis configurações de ajustes desses

parâmetros, além do próprio ajuste nominal, criando-se interações mais rígidas e menos rígidas com a pista.

São simuladas duas manobras pré-definidas no pacote comercial ADAMS Car®, uma em regime permanente e outra em regime transiente, para avaliar o desempenho em curvas do caminhão para as sete configurações de parâmetros do conjunto pneu-suspensão. Uma modelagem de irregularidades de pista com base em Distribuições Espectrais de Potência (*Power Spectrum Density* – PSD), previamente validada com dados experimentais de pressão de gás nas suspensões, é imposta no ambiente do ADAMS Car® para avaliação do desempenho em curva no regime transiente e, também, para investigação dos níveis de vibração no assento do motorista. Com os esforços atuantes nas suspensões obtidos durante esta manobra, realiza-se a estimativa de vida de duas juntas soldadas do chassi com auxílio de um modelo de elementos finitos utilizado para estimativa das tensões atuantes.

Com a metodologia descrita, pretende-se investigar as sete configurações de suspensão-pneus em estudo para identificar os possíveis ganhos em cada aspecto de interesse. A partir disso, mineradoras proprietárias de caminhões semelhantes poderão ter conhecimento dos principais impactos desses dois parâmetros no desempenho do caminhão e, conseqüentemente, obter um direcionamento para implementação de ajustes em campo conforme as necessidades.

## 1.1 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho consiste em investigar a influência do volume inicial de gás nitrogênio da suspensão hidropneumática e da pressão de gás dos pneus no desempenho de um caminhão fora de estrada em relação aos aspectos de dirigibilidade, conforto e durabilidade do chassi. A metodologia empregada para esse fim possui abordagem quase integralmente computacional, envolvendo pacotes comerciais de dinâmica multicorpos e de elementos finitos.

Além disso, este trabalho possui os seguintes objetivos específicos:

- Avaliar a conformidade da rigidez do chassi com a rigidez das suspensões para que as configurações propostas produzam efetivamente respostas previsíveis em campo;
- Investigar os efeitos da flexibilidade do chassi na resposta do veículo;
- Desenvolver um modelo multicorpos capaz de representar com fidelidade as condições de pista impostas diariamente ao caminhão;

- Fornecer diretrizes aos proprietários de caminhões similares para ajuste em campo dos parâmetros de suspensão conforme a necessidade identificada;

## 2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

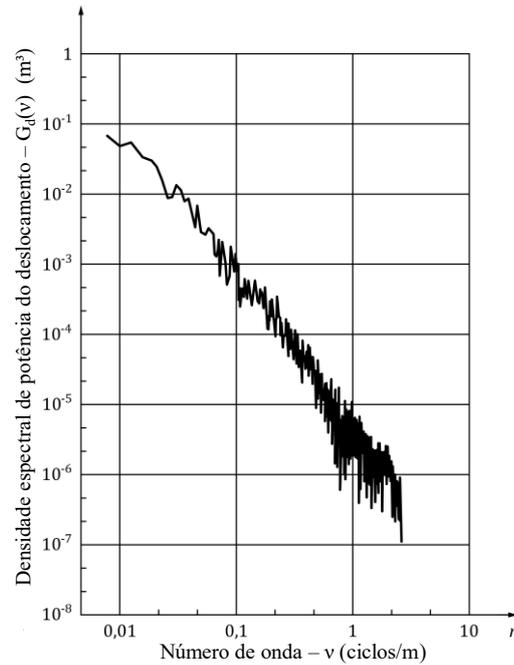
### 2.1 Caminhões fora de estrada

Os estudos de caminhões fora de estrada envolvem majoritariamente a modelagem das estradas de mineração e das curvas de desempenho das suspensões hidropneumáticas (HPS). São apresentados a seguir os principais conceitos e trabalhos encontrados na literatura que abordam esses assuntos.

#### 2.1.1 Estradas de mineração

Kaufman e Ault (1978) apontaram que as tecnologias utilizadas para concepção das vias de mineração não acompanharam a evolução da capacidade de carga dos caminhões fora-de-estrada, capazes de transportar até 400 toneladas de material atualmente. Por esse motivo, tem sido alvo de várias pesquisas o estudo da resposta do caminhão quando submetido às críticas condições de solicitação de pista.

Uma prática comum nestes estudos consiste na representação das irregularidades inerentes ao terreno por meio de perfis de pista indeformáveis equivalentes (LI *et al.*, 2013; PAZOOKI *et al.*, 2013; YIN; RAKHEJA; BOILEAU, 2016) baseados em funções PSD típicas, semelhantes ao exemplo da Figura 2-1. Basicamente, estas funções descrevem o comportamento da rugosidade da via em função do número de onda ( $v$ ), equivalente ao inverso do comprimento de onda do ruído. A conversão de  $v$  em frequência em Hz é obtida multiplicando  $v$  pela velocidade do veículo (GILLESPIE, 2021). Nesta figura, verifica-se um exemplo de função PSD de estrada, cuja magnitude dos deslocamentos reduz à medida que o número de onda aumenta.



**Figura 2-1: Função PSD de um pavimento de concreto do tipo “Pavimento Belga” classe D (Adaptado de ISO 8608:2016).**

Buscando a padronização e a classificação das vias quanto à qualidade, a norma internacional ISO 8608 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2016) define a Equação 2.1 para construção de funções PSD, escritas a partir do parâmetro  $G_d(v_0)$ , determinado pela Tabela 2-1. Com isso, torna-se possível representar as excitações provocadas pelas pistas em modelos computacionais baseando-se na sua classificação, sem necessariamente realizar ensaios com perfilômetros para caracterização de cada via específica de estudo.

$$G_d(v) = G_d(v_0) \left( \frac{v}{v_0} \right)^{-2} \quad (2.1)$$

**Tabela 2-1: Valores de  $G_d(v_0)$  sugeridos para cada classe de estrada (ISO 8608:2016).**

Classe de estrada	Nível de irregularidade $G_d(v_0)$ ( $10^{-6} \text{ m}^3/\text{ciclo}$ ) para $v_0 = 0,1 \text{ ciclo/m}$		
	Limite inferior	Média geométrica	Limite superior
A (Muito boa)	-	16	32
B (Boa)	32	64	128
C (Moderada)	128	256	512
D (Ruim)	512	1024	2048
E (Muito ruim)	2048	4096	8192
F (Péssima)	8192	16384	32768

A partir disso, a função PSD é convertida em um perfil de pista em função da distância percorrida. Sayers (1988) descreveu algumas técnicas para isso, dentre elas as mais empregadas na literatura correspondem na soma de sérias harmônicas com amplitudes e fases aleatórias e na combinação de sinais aleatórios com distribuição gaussiana.

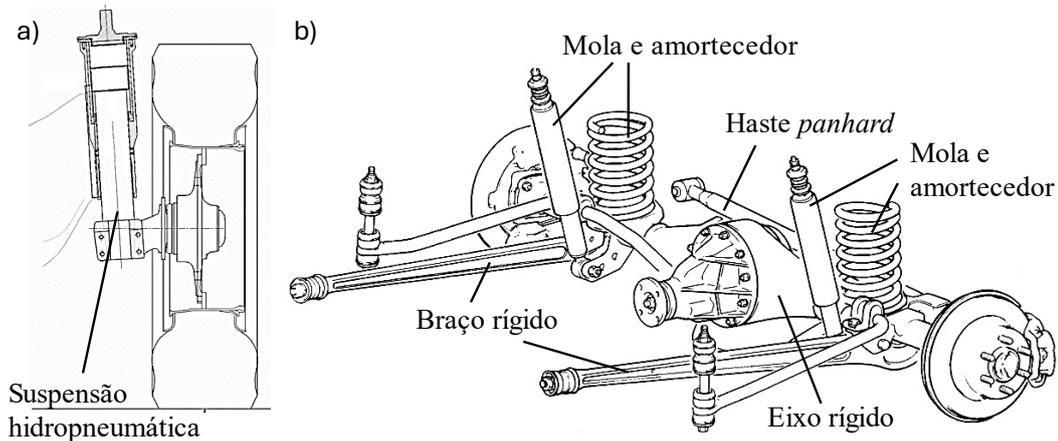
Ainda assim, considera-se que os estudos sobre a influência dos parâmetros geotécnicos dos solos das estradas de mineração no desempenho dos subsistemas dos veículos, como suspensão, transmissão, chassi, direção e motorização são, ainda, escassos (ANZABI *et al.*, 2012). Neste sentido, Kansake (2019) desenvolveu um extenso estudo sobre as tensões no solo resultantes da interação entre os pneus de caminhões de transporte de minério e a estrada. Para isso, foram utilizados modelos multicorpos do caminhão em SIMULINK/MATLAB® e ADAMS Car® e um modelo em elementos finitos da estrada para computar suas deformações e tensões. As pesquisas desenvolvidas por Kansake (2019) indicaram que, de modo geral, o projeto estrutural das estradas de mineração não contempla efeitos dinâmicos inerentes ao processo de transporte de material, sendo normalmente desenvolvido utilizando-se modelagem bidimensional (2D) da estrada. Contudo, verificou-se que as forças dinâmicas atuantes sobre as rodas de caminhões podem superar as forças estáticas em até três vezes e que a modelagem tridimensional (3D) da estrada é uma alternativa mais precisa para conhecimento das tensões e deformações envolvidas no processo de Carregamento da caçamba.

Também focado nos danos causados à estradas, Lu *et al.* (2010) utilizaram a ISO 8608:2016 para avaliar o desempenho de um caminhão rodoviário sob diferentes velocidades, carga de transporte, rugosidade de via e rigidez de pneus. Neste caso, o tema de estudo são os danos causados nas vias pela operação do caminhão, tendo-se como conclusão que o aumento da velocidade e da massa são desfavoráveis para condição da via, ao passo que pneus com menor pressão interna e vias menos rugosas favorecem a sua durabilidade.

Li e Frimpong (2008) também utilizaram a plataforma ADAMS Car® para avaliar a dinâmica entre estrada-pneu-caminhão. A metodologia utilizada contempla o veículo completo, incluindo os pneus como elementos deformáveis, e a estrada com suas propriedades de rigidez, amortecimento e rugosidade. O estudo conclui que o modelo desenvolvido é capaz de quantificar as tensões atuantes nos pneus satisfatoriamente e que o modelo de estrada implementado pode ser usado para estudos futuros relacionados à dinâmica dos pneus sob diferentes condições de solo.

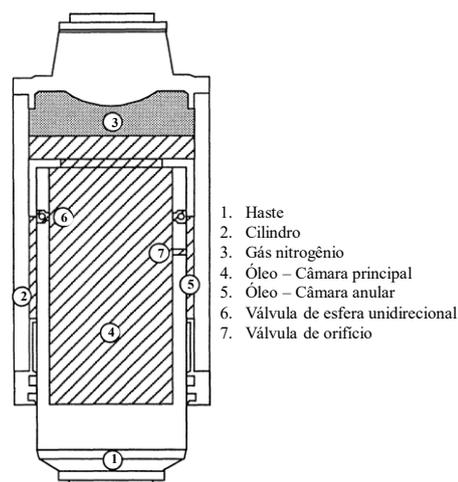
### 2.1.2 Suspensão

Tipicamente, caminhões fora de estrada são equipados com suspensões independentes no eixo dianteiro e dependentes rígidas no eixo traseiro, análogas às representações da Figura 2-2. Segundo Loo (2003), a preferência pela suspensão de pilar deslizante ilustrada nessa figura ocorre em função de vantagens custo e de durabilidade. No entanto, esses mecanismos têm se mostrado pouco efetivos em relação ao conforto e à transmissão de forças aos pneus e chassi, que levam à redução da vida útil destes componentes. Reimpell *et al.* (2001) citaram que o uso de suspensões dependentes de eixo rígido também fornece vantagens relacionadas ao custo e à robustez e, por isso, são comumente empregados em veículos fora de estrada com eixo traseiro motor.



**Figura 2-2: Suspensões típicas de veículos fora de estrada: (a) Eixo dianteiro independente do tipo “pilar deslizante” comum em caminhões fora de estrada (Adaptado de Loo (2003)); (b) Eixo traseiro dependente rígido genérico (Adaptado de Reimpell *et al.* (2001)).**

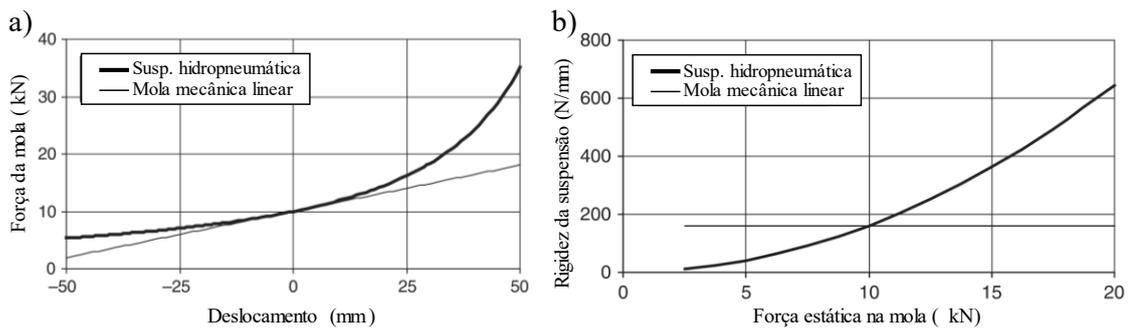
As funções de rigidez das molas e de dissipação de energia dos amortecedores nestes caminhões são desempenhadas pelo gás nitrogênio e pelo escoamento de óleo em componentes hidropneumáticos, respectivamente. A sua representação típica pode ser visualizada na Figura 2-3. Com o movimento da haste, conectada nas massas não suspensas por meio do eixo da roda, ocorre a compressão ou extensão do gás presente na câmara, que, por sua vez, reage com uma força restauradora ( $F_g$ ). Esta força é proporcional à lei do gás ideal  $P_0 V_0^r = P_1 V_1^r$  e, por isso, possui um comportamento não linear, diferentemente de suspensões de molas helicoidais convencionais. Ainda, durante esse movimento da haste ocorre o escoamento de óleo da câmara principal para a câmara anular por meio das válvulas de orifício e de esfera. A restrição causada pelo estrangulamento do fluxo cria uma perda de pressão que, por sua vez, resulta em uma força dissipativa ( $F_h$ ) que contrapõe o movimento da haste (BAUER, 2011).



**Figura 2-3: Ilustração esquemática de uma suspensão hidropneumática típica (Adaptado de Prem e Dickerson (1992)).**

Segundo Prem e Dickerson (1992), algumas particularidades tornam o projeto de suspensão de caminhões fora de estrada desafiador em relação ao isolamento das massas suspensas aos esforços impostos pela pista, à estabilidade à rolagem e à dirigibilidade. São elas: a altura elevada do centro de gravidade, as características não lineares da suspensão e o espaço relativamente pequeno entre as suspensões hidropneumáticas traseiras. Mesmo que as suspensões traseiras sejam normalmente mais rígidas que as dianteiras, a distância reduzida entre elas provoca uma rigidez a rolagem do eixo traseiro muito inferior à do eixo dianteiro. Essa diferença tende a causar um forte sub-esterçamento durante as curvas e pode também sobrecarregar as rodas externas dianteiras na condição cheio (LOO, 2003).

A não linearidade devido ao trabalho exercido pelo gás nitrogênio é necessária para permitir uma melhor distribuição de carga nas rodas e uma altura de rodagem constante quando o veículo se encontra nas condições vazio e cheio. Nestes casos, ocorrem variações significativas de massa suspensa e de posição do centro de massa, que eventuais suspensões lineares não seriam capazes de equilibrar as forças atuantes nas rodas dianteiras e traseiras. Neste sentido, Bauer (2011) apresentou, mediante os gráficos da Figura 2-4, as diferenças entre o comportamento de força e de rigidez em função do deslocamento de suspensões lineares e hidropneumáticas. Verifica-se que, após certo nível de deslocamento, cerca de 10 kN nesta figura, a rigidez tende a crescer quase linearmente, ao passo que a rigidez da mola mecânica linear é sempre constante.



**Figura 2-4: Comparação das curvas de desempenho de suspensões hidropneumáticas e mecânicas lineares: (a) Força por deslocamento; (b) Rigidez por força.**

Dentre as vantagens supracitadas, as suspensões hidropneumáticas (HPSs) permitem variar o comportamento da rigidez fazendo-se uma simples manipulação do volume e da pressão iniciais de gás dentro da câmara, o que seria uma tarefa onerosa em suspensões mecânicas, dada à necessidade de substituição do componente. Emami *et al.* (2011) acrescentaram que estes mecanismos viabilizam a implementação de sistemas de controle ativo pois a quantidade de óleo pode ser variada por meio de dutos, orifício e válvulas já existentes. Neste caso, a regulagem da quantidade de óleo na câmara principal induz em alterações na altura de rodagem do veículo.

Wu *et al.* (2020) desenvolveram e validaram um modelo fluidodinâmico computacional (CFD) de uma suspensão hidropneumática de caminhão fora de estrada com o intuito de fornecer uma formulação precisa para o comportamento dinâmico do componente. Avaliando-se a sensibilidade da temperatura, da viscosidade do óleo, da dissolubilidade do nitrogênio e da velocidade de vibração da suspensão no desempenho do modelo, constatou-se que a viscosidade e a temperatura possuem maior influência nas forças dissipativas, ao passo que as forças de rigidez são majoritariamente influenciadas pela velocidade de vibração seguida da viscosidade e da temperatura. Os resultados apresentados por Wu *et al.* (2020) indicaram que a metodologia adotada é capaz de representar as forças dissipativas e de rigidez com desvios máximos de 5% em relação aos dados experimentais.

Abordagem similar foi apresentada por Yin *et al.* (2020) para avaliar analiticamente a influência da temperatura e da frequência de excitação da suspensão no comportamento das suspensões hidropneumáticas. Observa-se que a temperatura possui uma grande influência no coeficiente de descarga da válvula de esfera ( $\alpha_{De}$ ), mas não representa um parâmetro significativo em relação ao coeficiente de descarga das válvulas de orifício ( $\alpha_{Do}$ ).

Suo *et al.* (2021) propuseram o uso de HPS com dois cilindros acoplados em detrimento de suspensões com cilindros independentes para reduzir os efeitos de vibração transmitidos pela

rugosidade da via. O trabalho é conduzido experimentalmente, concluindo-se que a configuração proposta é capaz de reduzir o tempo de oscilação da suspensão durante o carregamento de minério e de distribuir as cargas nas rodas de forma mais homogênea, diminuindo a probabilidade de levantamento de uma das rodas durante o transporte. Zhang *et al.* (2019) também se propuseram a estudar HPS com esse tipo de configuração. Neste caso, são obtidas conclusões favoráveis aos cilindros interconectados, como a redução dos movimentos verticais e de arfagem da massa suspensa, mas também são expostas limitações, como a incapacidade de reduzir a rolagem da carroceria.

Além destes, existe na literatura uma grande quantidade de estudos sobre suspensões hidropneumáticas envolvendo o projeto de sistemas ativos ou semi-ativos por meio do controle do volume de óleo dentro da câmara principal do componente (BADWAY *et al.*, 2017; EMAMI *et al.*, 2011; FENG *et al.*, 2015; LOO, 2003). Poucos trabalhos investigam os efeitos de ajustes de suspensões hidropneumáticas passivas, o que pode ser altamente aplicável em áreas de mineração sem onerosidades significativas.

Durante o levantamento de referências para o desenvolvimento deste trabalho, Hien *et al.* (2021) apresentaram a melhor afinidade com essa temática. Em seu trabalho, é realizada uma análise paramétrica sobre a influência do volume e da pressão iniciais de gás nitrogênio e do diâmetro da válvula de orifício em relação à resposta de aceleração vertical da carroceria submetida a excitação de uma pista com irregularidades. A modelagem utilizada compreende 2 graus de liberdade e, portanto, não contempla os movimentos de arfagem e rolagem da carroceria. Conclui-se que esses três parâmetros possuem influência significativa no conforto do veículo e que, dentre as possíveis permutações, a combinação de ajuste do volume inicial com o diâmetro da válvula apresentou o maior ganho no aspecto avaliado.

Zhao *et al.* (2018) também trabalharam com os mesmos três parâmetros de uma suspensão hidropneumática de uma pá carregadeira com o objetivo de otimizar o desempenho do veículo em relação aos níveis de vibração na posição do assento do motorista. Para isso, foi desenvolvido um modelo multicorpos do veículo, e a otimização dos parâmetros—pressão e volume iniciais de gás, além do diâmetro da válvula de orifício—foi realizada por meio de um algoritmo de particle swarm implementado no MATLAB/SIMULINK®. Os resultados para velocidades superiores a 25 km/h em pista de classe D indicaram que os valores otimizados de pressão inicial apresentaram pequenas variações em relação ao valor nominal, enquanto os volumes iniciais de gás foram aproximadamente duas vezes superiores aos valores de fábrica.

## 2.2 Dinâmica veicular

A dinâmica veicular vertical, lateral e a resistência de componentes automotivos são assuntos amplamente estudados na literatura por trabalhos que utilizam modelos de parâmetros concentrados em MATLAB/SIMULINK® ou em pacotes comerciais próprios de dinâmica veicular para estimar as forças devido às interações com a pista. A seguir serão apresentados os principais conceitos e trabalhos relacionados ao conforto (dinâmica vertical), à dirigibilidade (dinâmica lateral e de pneus) e à durabilidade que auxiliaram a construção da metodologia deste trabalho. São raros os estudos que abordam esses três aspectos simultaneamente, sendo mais comum o foco em apenas um ou até dois no máximo. Por isso, a seção será dividida em subseções intituladas com o nome das análises de maior foco de cada trabalho. As referências empregadas não se limitam a estudos de caminhões fora de estrada. Para um maior alcance desta pesquisa buscaram-se também estudos relacionados a veículos comerciais de passageiros e veículos de transporte de cargas rodoviários.

### 2.2.1 Dinâmica vertical e conforto em veículos fora de estrada

A dinâmica vertical, *ride* em inglês, avalia a resposta do veículo dadas às excitações provocadas pela irregularidade da pista e fontes embarcadas, como o motor, a transmissão e o conjunto roda-pneu (GILLESPIE, 2021). No contexto de veículos fora de estrada, vibrações devido às excitações da pista são predominantes em relação às demais fontes, sendo o conforto dos motoristas e passageiros os principais alvos de estudo encontrados na literatura. Muitos autores desenvolvem modelos massa-mola-amortecedor de vibração para investigar os efeitos do fluxo de energia ao longo dos subsistemas, desde o contato dos pneus com o solo até as cabines de operação ou assento do motorista. Diversos estudos apresentam modelos de diferentes níveis de complexidade, desde representações simplificadas, como o modelo de um quarto de carro (*quarter-car* model), que pode considerar um ou dois graus de liberdade dependendo da distinção entre as massas suspensas e não suspensas, até configurações mais abrangentes, como modelos de veículo semi-completo ou completo.

As equações de movimento desses sistemas são em grande parte desenvolvidas a partir da mecânica Lagrangiana, cujas equações de movimento resultantes são resolvidas computacionalmente por métodos numéricos para encontrar a resposta de cada grau de

liberdade em cada instante de tempo. Normalmente, as excitações impostas no contato solo-pneu são obtidas por meio da metodologia estocástica descrita pela ISO 8608:2016 e na Seção 2.1.1.

Long *et al.* (2021) desenvolveram um modelo completo de caminhão fora de estrada contemplando 10 graus de liberdade e as curvas de desempenho da suspensão hidropneumática em MATLAB/SIMULINK® para avaliar os níveis de vibração da cabine do motorista. A metodologia do trabalho explora a avaliação de parâmetros de operação, como a qualidade da via, a velocidade de transporte e a carga de material transportada, na resposta de aceleração vertical, arfagem e rolagem da cabine. Observa-se uma redução de até 60% nos níveis de aceleração para a operação em uma via classe D em relação à classe E da ISO 8608:2016. Além disso, o estudo confirma a hipótese de que a operação com maior carga de material na caçamba implica em uma redução nos níveis de vibração da cabine.

Uys *et al.* (2007) realizaram a otimização de parâmetros de suspensão hidropneumática focando no conforto do motorista de um veículo fora de estrada em diferentes pistas e velocidades de transporte. Um modelo completo do veículo em ADAMS Car® é desenvolvido para este estudo. Identificou-se que, para melhorar a dinâmica vertical, o amortecimento deve ser reduzido em relação ao valor nominal, a suspensão traseira deve ser ajustada da maneira mais macia possível e a suspensão dianteira pode variar em relação a rigidez, a depender das condições de pista e velocidade. Adicionalmente, os autores afirmam que o conforto de condução é mais suscetível a alterações na rigidez da suspensão traseira.

O impacto do material despejado pela escavadeira na caçamba do caminhão durante o seu abastecimento também representa uma fonte relevante de vibração e desconforto na cabine do motorista. Diante disso, Ali e Frimpong (2018) desenvolveram um modelo matemático para descrever as forças de impacto associadas a essa condição. Observou-se uma redução de até 18% na magnitude desta força com a redução da altura de descarregamento de 7,33 m para 4,9 m. Também foram notadas reduções significativas quando a operação da escavadeira é dividida em mais do que duas operações.

## 2.2.2 Dinâmica lateral e estabilidade de veículos fora de estrada

O desempenho do veículo em curvas, *handling* em inglês ou dirigibilidade em português, é definido de maneira generalizada como a porcentagem de aderência dos pneus ou como o aproveitamento do máximo valor de aceleração que o veículo é capaz de descrever.

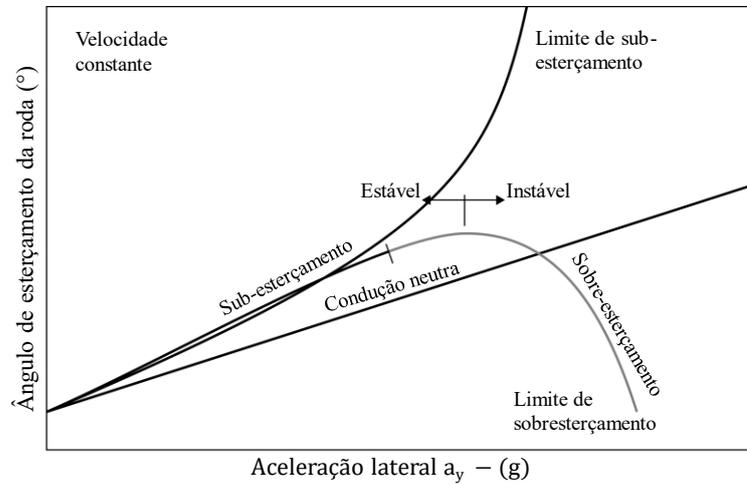
Desta forma, quanto maior a aderência/aceleração disponíveis, melhor a dirigibilidade do veículo.

Quando a força lateral inercial produzida no CG do veículo aumenta os ângulos de escorregamento dos eixos dianteiro e traseiro em parcelas iguais, diz-se que a resposta do veículo apresenta um comportamento neutro. Quando a parcela de ângulo de escorregamento produzida no eixo traseiro é superior e o motorista tende a esterçar no sentido contrário da curva para estabilizar o movimento, o veículo possui um comportamento sobre-esterçante. O cenário oposto, em que o eixo dianteiro apresenta maior escorregamento e o motorista intuitivamente esterça o volante em um maior ângulo, é denominado sub-esterçante (GILLESPIE, 2021).

O sub-esterçamento é considerado uma opção mais segura para os motoristas em comparação ao sobre-esterçamento devido à sua previsibilidade e facilidade de controle. No sub-esterçamento, o veículo tende a seguir uma trajetória mais reta ao fazer curvas, resultando em uma resposta mais lenta e controlável. Isso permite que o motorista corrija a direção com maior facilidade e evite saídas bruscas da pista. Por outro lado, o sobre-esterçamento faz com que a traseira do veículo derrape, provocando uma quantidade de movimento angular excessiva que pode levar à perda de controle, especialmente em situações de alta velocidade ou em condições adversas. Assim, o comportamento previsível do sub-esterçamento oferece uma margem maior de segurança e tempo de reação, contribuindo para a estabilidade do veículo e a proteção dos ocupantes.

A caracterização da dirigibilidade é normalmente realizada submetendo-se o veículo a manobras de esterçamento em regime quase-permanente, descritas por referências normativas. A ISO 4138 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2021) recomenda que essa condição seja representada por uma das três opções: raio de curva constante, ângulo de esterçamento constante com velocidade crescente ou ângulo de esterçamento crescente com velocidade constante. Em todos estes casos, a sensibilidade do motorista à direção é dada pelo coeficiente de sub-esterçamento  $K$ , descrito pela Equação 2.2, referente à variação da diferença entre o ângulo de escorregamento dos eixos dianteiro e traseiro ( $\alpha_d - \alpha_t$ ) em relação à aceleração lateral ( $a_y$ ). Segundo Gillespie (2021), esse parâmetro também pode ser obtido pela inclinação das curvas de sub e sobre esterçamento da Figura 2-5, onde inclinações maiores que a da condução neutra indicam sub-esterçamento e inclinações menores apontam para um sobre-esterçamento. Esta figura é uma representação da medição deste gradiente na condição de velocidade constante com esterçamento crescente mencionada acima.

$$K = \frac{\partial(\alpha_d - \alpha_t)}{\partial a_y} \quad (2.2)$$

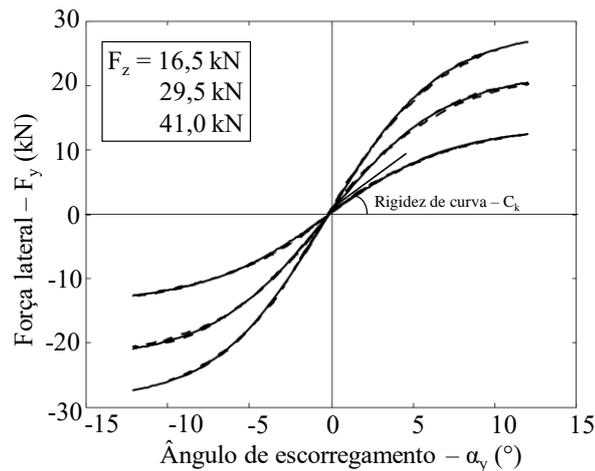


**Figura 2-5: Exemplo de medição do gradiente de sub-esterçamento ( $K$ ) pela manobra de velocidade constante (Adaptada de Gillespie (2021)).**

Propriedades gerais do veículo, como a distribuição da massa, a bitola e a distância entre-eixos desempenham papel fundamental na resposta em curva. Além dessas características, diversos parâmetros de projeto de direção e suspensão estão associados à dirigibilidade.

Parâmetros geométricos, como o ângulo de Ackermann, o ângulo de alinhamento das rodas (*toe angle*), a cambagem e o ângulo de *caster*, podem aprimorar a superfície de contato dos pneus com o solo e gerar maiores forças laterais. A rigidez da suspensão, por sua vez, está associada à distribuição de carga vertical sobre as rodas internas e externas.

Na Figura 2-6 é apresentada uma curva de desempenho obtida para um pneu de caminhão rodoviário pela modelagem semi-empírica de Pacejka (2006), denominada Fórmula Mágica. Nela, observa-se que a capacidade do pneu em produzir força lateral para um mesmo ângulo de escorregamento aumenta com a força vertical ( $F_z$ ) atuante na roda. Em suspensões mais rígidas, a transferência de carga lateral se torna mais pronunciada, solicitando as rodas externas com forças maiores. Com isso, uma maior força lateral é produzida por eles e, conseqüentemente, maior é a aceleração lateral que o veículo é capaz de desenvolver em curvas. Ou seja, na teoria, isolando todos os outros aspectos de influência, o aumento da rigidez da suspensão tende a melhorar a dirigibilidade do veículo.



**Figura 2-6: Força lateral descrita por um modelo semi-empírico de um pneu 315/80 R22,5 de caminhão rodoviário (Adaptado de Pacejka (2006)).**

A rigidez da suspensão também está associada à rolagem das massas suspensas do veículo. O limite ao tombamento causado pela rolagem de caminhões é um aspecto crucial para a segurança em ambientes de mineração. Um estudo de Drury *et al.* (2012) identificou uma frequência relativamente alta de acidentes de mineração de caminhões fora de estrada atribuídos ao tombamento por rolagem, sendo ainda maior que acidentes ocasionados por falhas no chassi e por colisão. Além da segurança, esse parâmetro também possui relevância para o desempenho operacional do veículo. A rolagem acentuada, mesmo quando ainda não atinge o ponto crítico de tombamento, pode induzir os motoristas a reduzirem a velocidade de forma preventiva, afetando negativamente a eficiência e a velocidade em curvas. Essa tendência ocorre porque a sensação de instabilidade gerada pela rolagem excessiva reduz a confiança do motorista, levando-o a adotar uma condução mais cautelosa para evitar acidentes.

Com o objetivo de avaliar a rolagem de caminhões pesados, El-gindy e El-sayegh (2023) recomendaram que seja calculada a Relação de Transferência de Carga Lateral (RTCL), descrita pela Equação 2.3, em ensaios e testes empíricos. Conceitualmente, esse parâmetro é definido como a razão entre a diferença da soma das forças verticais nas rodas esquerdas ( $F_{zDE}$ ,  $F_{zTEE}$  e  $F_{zTEI}$ ) e a soma das rodas direitas ( $F_{zDD}$ ,  $F_{zTDE}$  e  $F_{zTDI}$ ) pela soma de força vertical em todas as rodas. Considera-se que  $RTCL = \pm 1,0$  reflete um veículo na iminência da instabilidade, pois sinaliza que as rodas dianteiras e traseiras do lado interno da manobra perderam o contato com o solo.

$$RTCL = \frac{(F_{zDE} + F_{zTEE} + F_{zTEI}) - (F_{zDD} + F_{zTDE} + F_{zTDI})}{F_{zDE} + F_{zDD} + F_{zTEE} + F_{zTEI} + F_{zTDE} + F_{zTDI}} \quad (2.3)$$

Observa-se na literatura que estudos relacionados à dirigibilidade de veículos fora de estrada são colocados em segundo plano, possivelmente devido à relativa baixa velocidade de transporte (KANG *et al.*, 2015; YIN *et al.*, 2016). Todavia, os custos relacionados ao transporte de minério são substanciais, sendo, portanto, essencial a garantia de bons desempenhos em curva para sua realização de forma rápida e eficiente.

Prem e Dickerson (1992) incorporaram curvas de rigidez da suspensão hidropneumática e dos pneus em um modelo analítico não linear de um caminhão fora de estrada, mas, por simplificação desconsideraram as forças dissipativas de amortecimento, limitando o estudo ao desempenho lateral do caminhão em regime permanente. Alguns pontos são destacados pelos autores neste trabalho, dentre eles a pequena-média variação lateral da posição do centro de rolagem do veículo quando ocorre variações nas cargas das suspensões e a necessidade de projetos de pistas de mineração minimizarem curvas com níveis de aceleração lateral superior a 0,3 g a fim de evitar cargas elevadas nos pneus, bem como altas cargas de torção no chassi. Além disso, os autores reforçam que modificações em parâmetros de suspensão e pneus devem ser realizados cuidadosamente e que é desejável realizar medições de aceleração lateral, assim como de outros parâmetros, durante a operação do caminhão para predição do seu comportamento a rolagem.

Hegazy *et al.* (1999) utilizaram o pacote ADAMS® para desenvolver um modelo multicorpos veicular a fim de analisar a dirigibilidade de um automóvel. O modelo é submetido a uma manobra de esterçamento em que a velocidade longitudinal é mantida constante e o ângulo de esterçamento do volante varia de 0 a 40°. As forças nas rodas internas e externas são plotadas em função do tempo e, em seguida, a resposta do veículo é analisada pelas taxas de aceleração lateral e de ângulo de rolagem. Constata-se que o tempo de resposta (período levado para o veículo atingir 90% do valor de máxima resposta) da aceleração lateral é de 0,39 s e do ângulo de rolagem é de 0,84 s. Conclui-se que o tempo de resposta da aceleração lateral é suficientemente pequeno e que o procedimento apresentado é válido para analisar o desempenho lateral e a resposta de veículos sob condições transientes.

Kang *et al.* (2015) investigaram o desempenho de caminhões fora de estrada em curvas com quatro diferentes tipos de suspensão: ligação composta (*composite linkage* – CL), pilar deslizante (*candle* – CA), suspensão de braço rebocado (*trailing arm* – TA) e duplo A (*double wishbone* – DW). Para isso, elaborou-se um modelo multicorpos completo do caminhão para cada tipo, considerando curvas de desempenho de rigidez e amortecimento calculadas. Estes modelos foram submetidos a uma manobra de esterçamento em regime permanente para avaliação dos gradientes de sub-esterçamento e do ângulo de rolagem da massa suspensa. Uma

manobra de mudança de faixa a 45 km/h também foi empregada com o intuito de avaliar os efeitos transientes de dirigibilidade em função do pico de aceleração lateral, da taxa de guinada e do ângulo de rolagem da massa suspensa. Os resultados obtidos indicam que o tipo de suspensão CL apresenta o melhor comportamento em relação aos parâmetros avaliados em regime permanente e transiente, sendo, portanto, o tipo de suspensão mais recomendável para caminhões de mineração com características similares.

Com o objetivo de propor uma solução que aprimorasse a dirigibilidade de um veículo fora de estrada sem comprometer o seu conforto, Cronjé e Els (2010) desenvolveram, fabricaram, implementaram e testaram uma barra anti-rolagem ativa. Como validação do modelo, os autores comparam os deslocamentos da suspensão, a aceleração lateral e o ângulo de rolagem em uma manobra de ultrapassagem para as configurações macia (favorável ao conforto) e rígida (favorável à dirigibilidade) com os mesmos parâmetros mensurados via instrumentação. Em seguida, a anti-rolagem ativa é implementada no modelo e os níveis de rolagem da carroceria reduzem significativamente, cerca de 40% a 74% menores. Ainda, observa-se que o dispositivo não interfere na resposta vertical quando o veículo é submetido a pavimentos irregulares, concluindo, assim, a sua efetividade.

Uys *et al.* (2006) realizaram um levantamento bibliográfico para identificar os possíveis parâmetros utilizados como critério de dirigibilidade na literatura (aceleração lateral, ângulo de rolagem, taxa de guinada, carga dinâmica das rodas, etc.). Em seguida, os autores realizam testes em diferentes veículos com motoristas distintos utilizando equipamentos de medição de aceleração e de ângulos de Euler com o intuito de obter a melhor métrica para a leitura da suspensão hidropneumática semi-ativa em estudo. Constata-se pela revisão bibliográfica que a aceleração lateral máxima ( $a_y$ ) é o principal parâmetro apontado pelos analistas e que os testes realizados indicam uma relação direta entre  $a_y$  e o ângulo de rolagem. Ou seja, esses testes apontam fortemente para a hipótese de que o ângulo de rolagem também pode ser considerado como satisfatório para avaliar a dirigibilidade. Ressaltou-se, no entanto, que essa conclusão é válida apenas para veículos de vias suaves e que o estudo da rolagem como critério de desempenho em curvas para veículos que transitam em vias com obstáculos e rugosidades ainda deve ser investigado com mais aprofundamento.

Segundo Yin *et al.* (2016), poucos estudos têm abordado a análise de estabilidade ao tombamento em estradas irregulares. Grande parte dos trabalhos da literatura focam nesse tema aplicado a veículos rodoviários e desprezam as contribuições decorrente das irregularidades da pista. Nesse sentido, os autores desenvolveram um modelo de um caminhão fora de estrada em

plataforma multicorpos e submeteram ele a uma manobra de esterçamento crescente com velocidade constante a 40 km/h. Foram testadas as condições de pista perfeitamente lisa e em terreno irregular aleatório de classe E. A manobra foi desempenhada com diferentes alturas de centro de massa e com diferentes valores de coerência entre os lados direito e esquerdo da via. Como resultado, foi observado que o RMS da aceleração lateral, correspondente ao período que o caminhão sustenta o valor de  $RTCL=1,0$ , pode ser considerado como confiável para avaliar o veículo em terrenos irregulares. Além disso, verificou-se uma significativa influência do terreno irregular na resposta a rolagem do veículo e, também, uma menor excitação da rolagem em altos valores de coerência. Os resultados sugerem que o limiar de estabilidade ao tombamento é altamente influenciado pelos baixos números de onda da estrada, ao contrário dos altos valores de  $v$ .

Por meio da manobra de mudança dupla de faixa descrita pela ISO 3888-1 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2018), Yin *et al.* (2013) estudaram o comportamento da rolagem e da dirigibilidade de um caminhão fora de estrada elétrico a partir de modelagem multicorpos. Identificaram-se nos resultados que os valores de ângulo de rolagem e de gradiente sub-esterçamento do veículo estão dentro dos limites de segurança.

Els *et al.* (2007) desenvolveram um modelo multicorpos de veículo militar fora de estrada para testá-lo em uma manobra de mudança dupla de faixa (*double lane change*) sobre pavimento rugoso a 60km/h com diferentes configurações de rigidez e amortecimento em suspensões lineares e não lineares. Para avaliar o conforto, utilizou-se o RMS da aceleração vertical, ao passo que a estabilidade e a dirigibilidade foram avaliadas em função do RMS do ângulo e da velocidade de rolagem, além do RMS da velocidade de arfagem. Os resultados indicam uma redução de até 77% do ângulo de rolagem com a configuração mais rígida de suspensão, que, por outro lado, pode reduzir o conforto em 200% a 600% dependendo do amortecimento utilizado. Similarmente, um modelo multicorpos de um veículo utilitário foi testado a 65 km/h em condições análogas. Neste caso, os autores apresentam resultados de ângulo e velocidade de rolagem em função do amortecimento e do volume de gás em uma suspensão hidropneumática. Observa-se que o amortecimento deve ser o menor possível para melhor conforto e que o volume de gás possui influência pouco significativa em relação à aceleração vertical, mas pode contribuir consideravelmente para a dirigibilidade.

### 2.2.3 Influência do chassi na dinâmica veicular

Tanto a dirigibilidade quanto o comportamento vibracional de um veículo são sensivelmente afetados pela rigidez de seu chassi. Encontram-se diversos trabalhos na literatura que investigam essa influência usando veículos de alto desempenho como ferramenta de estudo. Os poucos trabalhos que utilizam caminhões de serviço em suas metodologias analisam os efeitos da flexibilidade de chassi na amplificação da rolagem do veículo ou na resposta de aceleração vertical da cabine.

Ibrahim *et al.* (1996) compararam a resposta da aceleração vertical da cabine de um caminhão usando um modelo bidimensional com seis graus de liberdade com massas concentradas e rígidas e um modelo análogo cujos três primeiros modos naturais de vibração do chassi são levados em consideração. Como resultado, nota-se que, quando considerada a flexibilidade do chassi por meio da superposição modal, os níveis de vibração das massas suspensas baseados no RMS (*root mean square*) são significativamente superiores, devido, principalmente, à presença de picos acentuados na resposta de aceleração obtida. Por sua vez, Hasegawa *et al.* (1990) desenvolveram um modelo de caminhão com cinco graus de liberdade para testar diferentes rigidezes torcionais do chassi, visando avaliar o desempenho do veículo em relação à rolagem, à guinada e ao movimento lateral. Uma redução dessa rigidez aumenta o ganho em regime permanente do ângulo de rolagem sem afetar significativamente as características laterais e de guinada.

O desempenho em curva de um caminhão de 17 toneladas foi avaliado por Crivellaro e Reyna (2012). Foram utilizados modelos de chassi rígido e flexível para comparar a estabilidade e a velocidade crítica do veículo para cada caso. Como resultado, observou-se que o chassi flexível com o caminhão em condição vazio pode se tornar instável em curvas ao contrário do que o modelo rígido indicava.

Na dinâmica de multicorpos, é muito comum a representação da flexibilidade do chassi por meio de coordenadas modais implementadas como graus de liberdade nas equações de movimento. Em plataformas comerciais, como o ADAMS/FLEX®, isso é atingido por meio da técnica computacional de Síntese de Componentes Modais (*Component Mode Synthesis* em inglês) aplicada a um modelo de elementos finitos, que escreve os resultados em uma extensão de arquivo denominada *Modal Neutral File* (MNF). Cosme *et al.* (1999) utilizaram deste recurso, empregando apenas os 10 principais modos de vibração calculados via elementos finitos no arquivo MNF. Os autores investigaram a influência da rigidez do chassi de um

caminhão articulado em três manobras: esterçamento em regime quase permanente (com esterçamento constante e velocidade crescente), mudança de faixa em alta velocidade e passagem sobre irregularidades na pista. No primeiro caso, verificou-se que o chassi flexível resultou em um gradiente de rolagem ( $\delta_\varphi$ ) 27% maior que a sua versão rígida. Na manobra de mudança de faixa, a configuração flexível apresentou um aumento de aproximadamente 60% em comparação à rígida. Além disso, a aceleração vertical da cabine, quando excitada pelas irregularidades da pista, exibiu um comportamento similar de amplificação na condição flexível.

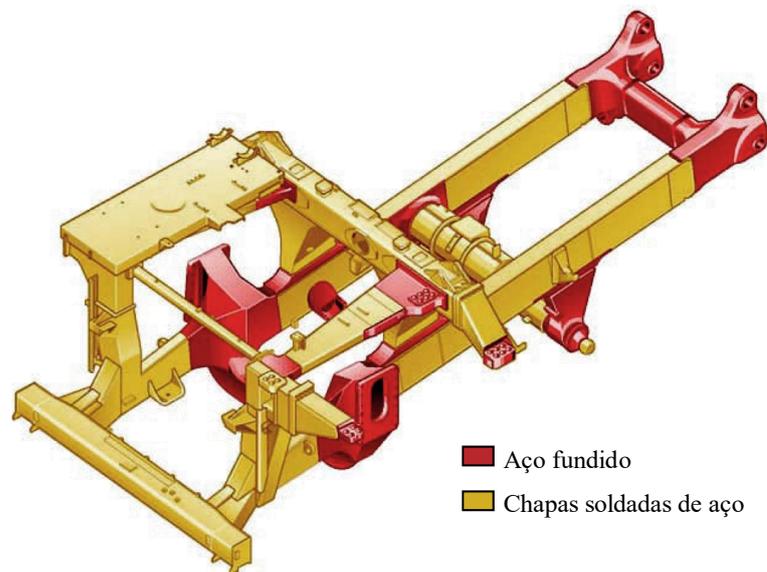
Além desses aspectos, a rigidez torcional do chassi, também chamada de quinta mola, deve apresentar um valor mínimo para evitar que os ajustes da suspensão para diferentes condições de operação sejam ineficazes. Se o chassi possui uma rigidez torcional igual ou superior a esse valor mínimo, é esperado que o seu comportamento seja próximo de uma estrutura infinitamente rígida em relação à transferência de carga lateral e que a sua flexibilidade não comprometa as rigidezes a rolagem dos eixos dianteiro e traseiro. Caso contrário, independente do ajuste de rigidez da suspensão, o comportamento do veículo pode não corresponder com a expectativa e os ajustes podem produzir resultados imprevisíveis (SAMPÒ, 2011).

#### 2.2.3.1 Durabilidade de chassis

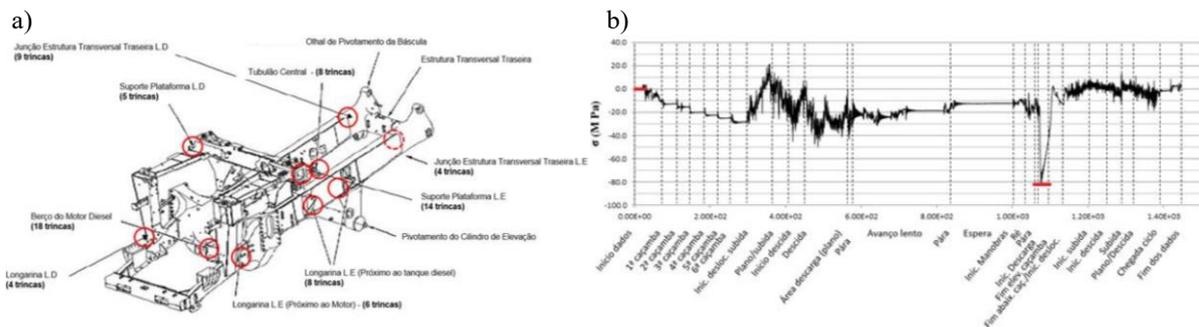
A estrutura principal de um veículo está submetida a carregamentos cíclicos provenientes da suspensão e de outros subsistemas. Sua confiabilidade influencia diretamente na disponibilidade do caminhão e, conseqüentemente, na sua produtividade, o que torna a fadiga em chassis um dos principais assuntos abordados em trabalhos sobre durabilidade de componentes automotivos. Na literatura de caminhões fora de estrada, Prem (1998) afirma que a irregularidade da pista é um fator determinante na vida em fadiga do chassi. Além disso, Kondo (1984) apontou uma relação exponencial entre os danos causados em componentes e a condição da estrada.

Os chassis de caminhões fora de estrada são tipicamente fabricados em partes de aço fundido e de chapas soldadas, como mostrado na Figura 2-7. Do ponto de vista de fadiga, as soldas representam o ponto mais crítico da estrutura, pelas alterações causadas à microestrutura do material, introdução de tensões residuais e pela intensificação das tensões por concentradores geométricos inerentes ao processo de soldagem. Gandra (2017) realizou um

estudo experimental usando o chassi de um caminhão fora de estrada de mineração e, com o objetivo de investigar os pontos de maior interesse para instalação de sensores de deformação (extensômetros), foi realizado um ensaio de líquidos penetrantes nas soldas de maior relevância de um chassi próximo do fim de vida útil. O autor identificou diversas trincas (Figura 2-8a) próximas às regiões de instalação das suspensões dianteira e traseira e próximo ao centro da longarina principal. Neste mesmo trabalho, a coleta de extensometria indicou o ciclo de tensões atuantes em um dos sensores conforme indicado na Figura 2-8b.

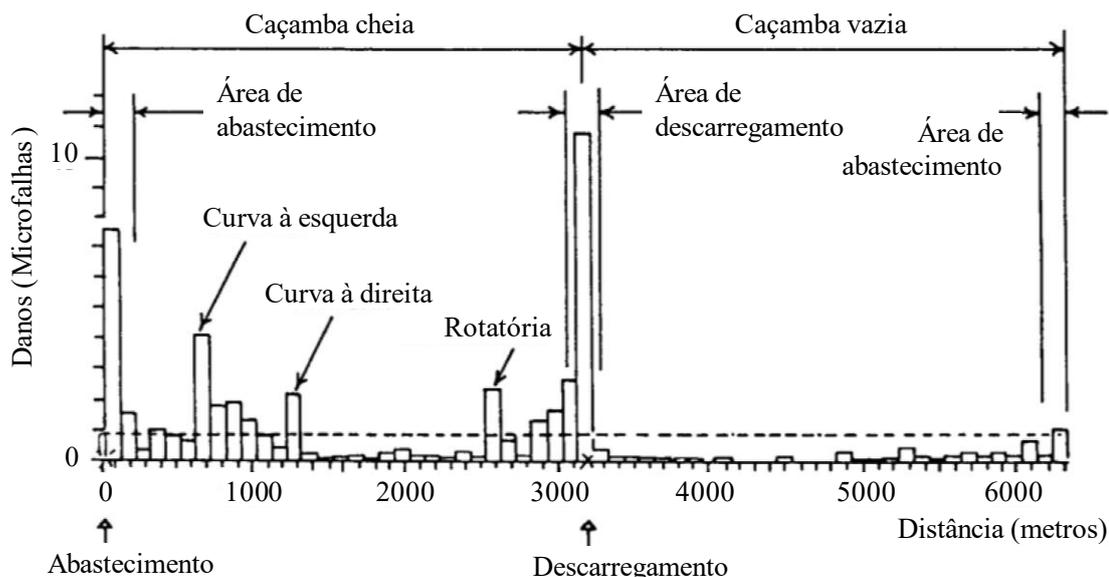


**Figura 2-7: Configuração típica de chassi de caminhões fora de estrada (Adaptada de Caterpillar, 2002).**



**Figura 2-8: (a) Trincas identificadas em ensaio de líquidos penetrantes de chassi em fim de vida útil e (b) Tensões aferidas por meio de extensometria (Adaptada de Gandra, 2017).**

Ainda neste contexto, Gady e Craig (1989) ressaltaram que, além da condição da pista, estão associados aos danos por fadiga a capacidade de material transportado, as manobras de esterçamento do trajeto e a operação da suspensão hidropneumática. A Figura 2-9 extraída deste estudo descreve os danos causados ao chassi durante a rota típica de um caminhão fora de estrada de mineração. Os autores destacam que grande parte dos danos se concentram nos instantes de caçamba cheia. Também é notável que os maiores danos ocorrem em operações de abastecimento e descarregamento e durante curvas.



**Figura 2-9: Danos causados ao chassi do caminhão durante a rota típica do abastecimento ao descarregamento (Adaptada de Gady e Craig (1989)).**

Para avaliar as juntas soldadas quanto a vida em fadiga, diversas normas de engenharia fornecem curvas S-N baseadas em ensaios de componentes soldados para serem empregadas no cálculo de fadiga por tensões nominais, que contempla efeitos macrogeométricos da região da junta soldada, mas despreza concentradores locais de tensão. Dentre essas referências normativas, o IIW (HOBACHER, 2016) fornece maior alcance de número de ciclos, já que as curvas S-N apresentadas se estendem até  $10^9$  ciclos. Além disso, a norma apresenta orientações para modificação da resistência de cada classe de junta soldada (*FATs*) conforme a espessura dos componentes envolvidos, a temperatura de trabalho, desalinhamento ou melhorias de acabamento e tratamentos térmicos da solda.

São dadas duas opções de curvas S-N pela norma, uma com patamar horizontal definido a partir de  $10^7$  ciclos, para avaliação da solda pela abordagem de vida infinita e outra com inclinação menos acentuada a partir de  $10^7$  ciclos para avaliação conforme a metodologia de acúmulo de danos de Palmgren-Miner. Neste caso, deve-se considerar o expoente  $m = 5$ , em detrimento de  $m = 3$  dado para números de ciclos inferiores a  $10^7$ , na relação empregada para construção das curva S-N com base nos detalhes de solda ( $C = N_i \Delta \sigma^m$ , onde  $C$  é uma constante fornecida pela própria norma,  $N_i$  é o número de ciclos resistente e  $\Delta \sigma$  a amplitude de tensões).

Uma das possíveis abordagens para avaliar a vida de um chassi em relação à fadiga consiste na combinação dos conceitos de dinâmica multicorpos com o método dos elementos finitos (MEF). O primeiro é frequentemente utilizado para estimativa dos carregamentos atuantes nos principais subsistemas do veículo e o segundo para cálculo das tensões e deformações resultantes. Neste contexto, Savkin *et al.* (2016) calcularam a vida de um chassi

de caminhão rodoviário para diferentes condições de pista impostas na modelagem multicorpos. As tensões atuantes são validadas por dados experimentais. Para uma via de má qualidade, foi estimada uma vida mínima de 7,41 anos.

Além de investigar a influência da flexibilidade do chassi no desempenho do veículo, Cosme *et al.* (1999) também avaliaram a contribuição de reforços na vida do chassi do caminhão rodoviário estudado. Neste caso, os esforços obtidos via dinâmica multicorpos são empregados em modelos de elementos finitos para comparação dos níveis de tensão atuantes. Constatou-se que o reforço apresentado pode reduzir 25% as tensões, indicando uma significativa melhoria na durabilidade do chassi.

Mi *et al.* (2012) fizeram uso dessas ferramentas computacionais para realizar estimativas da vida de chassis de caminhões fora de estrada pela teoria de Palmgren-Miner de acúmulo de danos. Seguindo os procedimentos normativos, foi elaborada uma curva 2-D para representar a rugosidade da via, a qual é utilizada como entrada no modelo de dinâmica multicorpos. Nesse estudo, as tensões obtidas experimentalmente no chassi são comparadas com os resultados obtidos computacionalmente, de forma que se obtém diferenças inferiores a 10% entre elas. Por fim, as saídas de forças obtidas pelo modelo em multicorpos são utilizadas como entrada no modelo de elementos finitos para que a vida do chassi à fadiga seja estimada.

### 3.0 METODOLOGIA

Esta seção descreve a metodologia empregada, bem como todas as considerações e limitações associadas ao estudo de influência do volume inicial de gás nitrogênio da suspensão e da pressão de gás dos pneus no desempenho do caminhão fora de estrada. A Figura 3-1 descreve o fluxograma resumido das análises desenvolvidas destacando as principais referências da literatura.

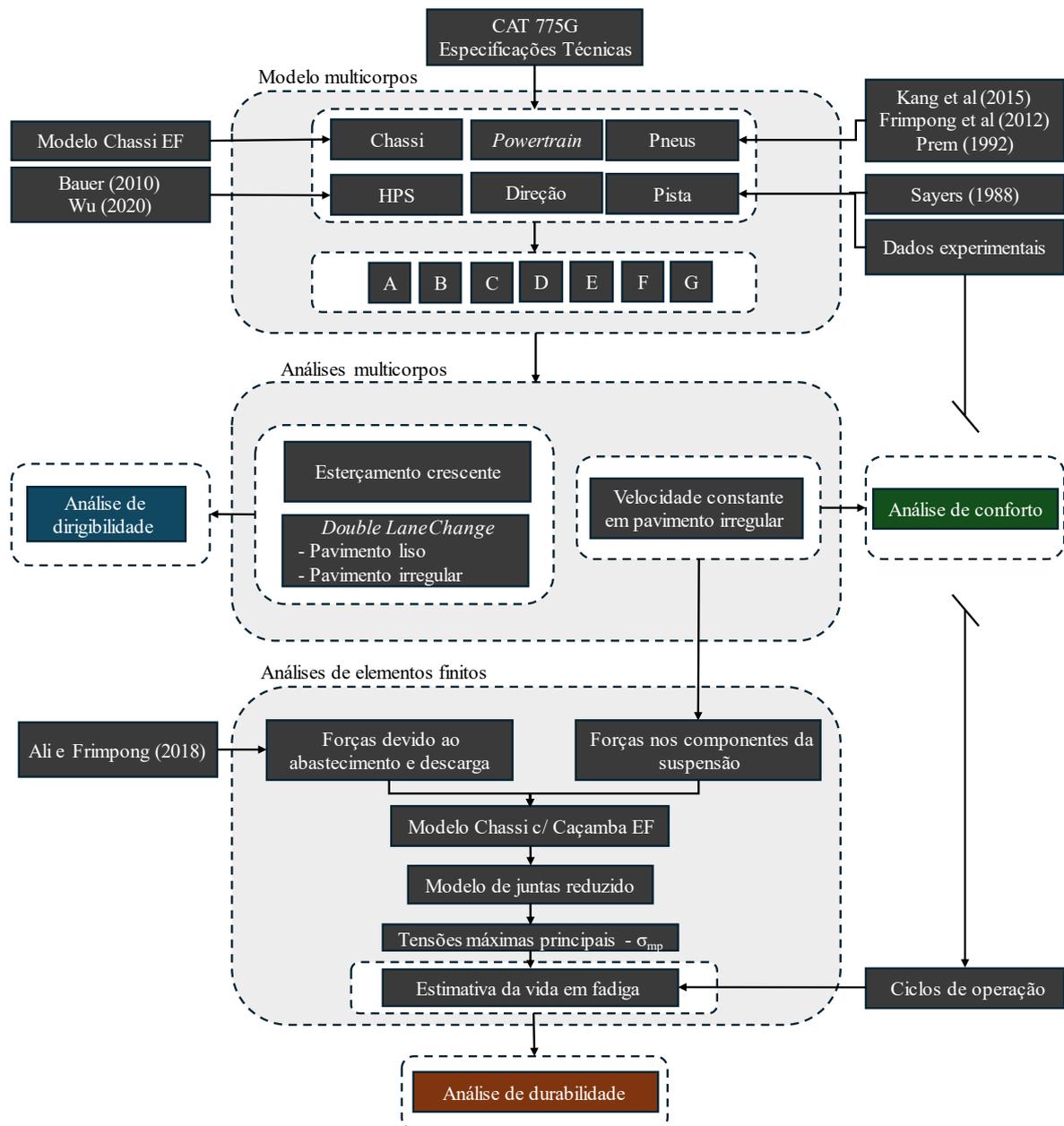


Figura 3-1: Fluxograma das análises desenvolvidas.

Basicamente, a pesquisa se resume em avaliar as configurações de A a G de parâmetros de suspensão-pneus, diferenciadas com os subscritos “v” e “c” para descrever as condições de

caçamba vazia e cheia, em diferentes condições operacionais, com o intuito de investigar seus impactos sobre os parâmetros de dirigibilidade, conforto e durabilidade. O primeiro passo, referente à modelagem do veículo em plataforma comercial multicorpos, é descrito na seção 3.1, onde as características gerais do modelo e os principais parâmetros de desempenho são apresentados. As referências de literatura desempenham papel essencial nessa etapa. A modelagem dos parâmetros de suspensão, direção, propulsão e pneus é definida com base nas especificações técnicas do caminhão e em trabalhos acadêmicos similares. Por sua vez, a rigidez do chassi é representada no modelo por coordenadas modais calculadas com auxílio de um modelo de elementos finitos desenvolvido no pacote comercial FEMAP/NASTRAN®. Considera-se que os ajustes de suspensão sugeridos neste trabalho seriam ineficazes se constatado que o chassi possui rigidez torcional insuficiente. Por isso, conduz-se de antemão uma análise baseada na metodologia de Sampò (2011) para melhor compreensão da condição de rigidez do quadro estrutural.

Para determinar a distribuição espectral da rugosidade a ser implementada no modelo, utilizam-se dados experimentais de pressão nas suspensões descritos na seção 3.2. A seção 3.3 mostra como as irregularidades da pista são definidas.

Na sequência, a seção 3.4 discute as análises dinâmicas multicorpos realizadas. O modelo é submetido a manobras de esterçamento em regime permanente e transiente para investigar o comportamento das configurações A a G em relação à rolagem, ao limiar de tombamento e ao gradiente de subesterçamento. Em regime transiente, a trajetória é percorrida com pavimento liso e irregular, de maneira que a influência da condição da pista na resposta do caminhão também seja avaliada. Investiga-se a influência da suspensão em relação ao conforto do motorista por meio de manobras em trajetória retilínea com pavimento irregular, cuja velocidade do caminhão é mantida quase constante. Ao todo, são avaliadas 6 diferentes velocidades (3 por condição de carga na caçamba).

A seção 3.5 trata a respeito da investigação dos ajustes A a G na durabilidade do chassi. Inicialmente, a interação da caçamba com as longarinas principais do chassi é incorporada no modelo de elementos finitos previamente desenvolvido por meio de contato entre superfícies. Com isso, espera-se uma melhor representação da distribuição de esforços solicitantes no chassi e, conseqüentemente, maior precisão na estimativa de vida em fadiga. Neste novo modelo, importam-se as forças de suspensão obtidas na análise de conforto e as forças calculadas durante o abastecimento e a descarga de material. Para cada conjunto de força importado, uma análise estática-linear é calculada pelo método dos elementos finito (MEF) para definição dos deslocamentos globais do chassi. Na sequência, regiões identificadas como críticas são

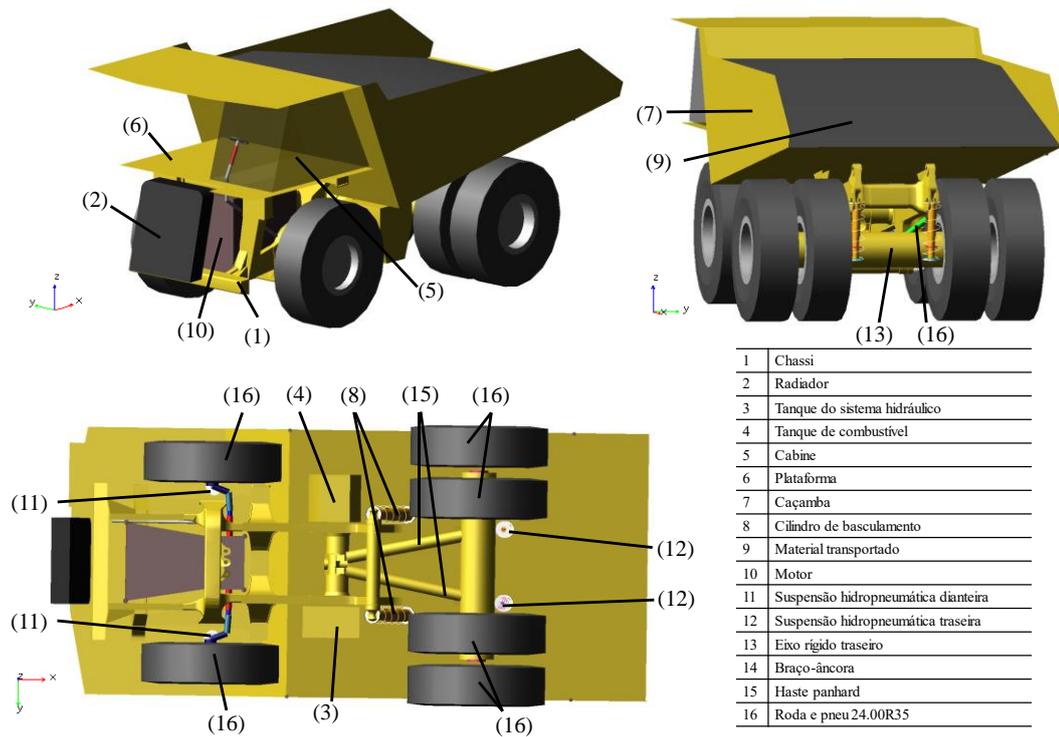
modeladas com maior detalhamento usando tamanho de malha reduzido para obtenção das tensões máximas principais ( $\sigma_{mp}$ ) na proximidade das juntas soldadas. Diante disso, é feita uma contagem de ciclos de tensões atuantes para estimativa de vida das juntas conforme as curvas S-N do IIW (2016) e a teoria de dano acumulativo de Palmgren-Miner.

### 3.1 Modelo de multicorpos

Esta seção se empenha em apresentar as principais características do modelo computacional multicorpos desenvolvido neste trabalho. São descritas as principais propriedades atribuídas a cada um dos subsistemas, bem como as referências literárias utilizadas para tal. Detalha-se a modelagem do chassi utilizando pacote comercial de elementos finitos e a aplicação da técnica de síntese modal de Craig-Bampton para implementação da sua flexibilidade na análise multicorpos. Também são demonstrados os parâmetros de propulsão e transmissão, os equacionamentos para modelagem da suspensão hidropneumática e o modelo semi-empírico de pneu empregado. Na sequência, a seção detalha as propriedades principais das configurações de suspensão-pneus utilizadas na elaboração do trabalho.

#### 3.1.1 Características gerais

O estudo dinâmico de multicorpos desenvolvido é baseado no caminhão fora de estrada CAT 775G que possui capacidade nominal de transporte de 64 toneladas. Para isso, utiliza-se o pacote comercial ADAMS Car®, que possui ambiente próprio para representar a interação entre os subsistemas de suspensão, chassi, direção, propulsão, transmissão, freios e pneus. A Figura 3-2 apresenta uma vista geral do modelo cujas massas e inércias estimadas em relação aos centros de massa individuais estão apresentadas na Tabela A-6-1. Tais estimativas são realizadas a partir de informações da especificação técnica do veículo (CATERPILLAR, 2012) e de modelagens simplificadas em sólidos geométricos.



**Figura 3-2: Modelo multicorpos do caminhão CAT 775G desenvolvido no ambiente do ADAMS Car®.**

No total, a massa resultante do modelo é de aproximadamente 48200 kg na condição vazio e 112200 kg na condição cheio. Da mesma forma que as estimativas de massas e inércias, as posições dos componentes, apresentadas na Tabela A-6-2, também são estimadas de forma que a distribuição longitudinal e as características geométricas gerais convergissem para as informações disponíveis em catálogo. Com isso, tem-se na Tabela 3-1 as propriedades de posição e massa de maior relevância do modelo

O modelo conta com 56 corpos móveis ao todo, incluindo componentes rígidos, flexíveis (chassi), buchas, molas e amortecedores. Os 352 graus de liberdade (GDLs) totais são reduzidos para 94 devido à presença de diferentes tipos de juntas que removem 258 graus de liberdade da equação de movimento. Destes 94 GDLs, 10 correspondem a modos naturais de vibração do chassi flexível.

As submontagens do modelo são apresentadas nas seções a seguir, destacando-se as vinculações entre os componentes e os parâmetros de desempenho empregados.

**Tabela 3-1: Principais propriedades relacionadas às massas e suas posições.**

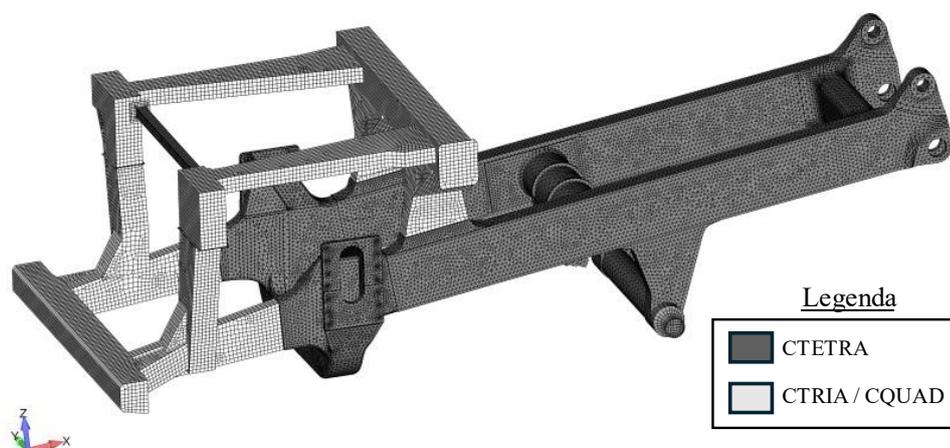
Propriedade	Vazio	Cheio
Entre eixos – $L$ (m)	4,2	
Bitola dianteira – $t_d$ (m)	3,2	
Bitola traseira – $t_t$ (m)	2,15	
Distância entre centros das rodas traseiras (externas e internas) – $t_{te}$ (m)	0,83	
Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade – $d_d$ (m)	2,1	2,78
Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade – $d_t$ (m)	2,1	1,42
Distribuição longitudinal de massa	50:50	34:66
Massa total do veículo – $m_v$ (t)	48,2	112,2
Altura do CG do veículo – $h_{cg}$ (m)	1,72	2,35
Inércia de rolagem do veículo – $I_\phi$ (t.m <sup>2</sup> )	106,6	251,7
Inércia de arfagem do veículo – $I_\theta$ (t.m <sup>2</sup> )	264,0	498,2
Inércia de guinada do veículo – $I_\psi$ (t.m <sup>2</sup> )	328,0	608,3
Distribuição longitudinal das massas suspensas	66:34	40:60
Massa suspensa – $m_s$ (t)	32,0	96,0
Altura do CG das massas suspensas – $h_s$ (m)	2,05	2,57
Inércia de rolagem das massas suspensas – $I_{\phi s}$ (t.m <sup>2</sup> )	69,4	192,1
Inércia de arfagem das massas suspensas – $I_{\theta s}$ (t.m <sup>2</sup> )	180,1	407,5
Inércia de guinada das massas suspensas – $I_{\psi s}$ (t.m <sup>2</sup> )	229,4	525,0
Massa não suspensa do eixo dianteiro – $m_d$ (t)	4,6	
Altura do CG das massas não suspensas do eixo dianteiro – $h_d$ (m)	1,04	
Massa não suspensa do eixo traseiro – $m_t$ (t)	11,6	
Altura do CG das massas não suspensas do eixo traseiro – $h_t$ (m)	1,06	

### 3.1.1.1 Chassi

O subsistema de chassi contempla o quadro estrutural em si, modelado como um componente deformável (detalhado na subseção 3.1.1.1.1), e outras massas relevantes acopladas, como o radiador, tanques de combustível e do sistema hidráulico, cabine e assento do motorista, plataforma de acesso e carroceria basculante, representados como massas concentradas com propriedades inerciais. A caçamba basculante é conectada ao chassi através de uma conexão traseira rotulada e um cilindro hidráulico de elevação, que é representado por

elementos discretos de mola e amortecedor. Estimam-se para estes elementos valores de rigidez e coeficiente de amortecimento de  $k_b = 1,93E7$  N/m e  $C_b = 1,57E6$  Ns/m, respectivamente, com base em Kansake (2019). O material de transporte, por sua vez, é considerado um componente separado rigidamente acoplado à carroceria basculante.

Encontram-se na literatura diversos autores destacando a necessidade de se construir um chassi suficientemente rígido em relação à torção para que os ajustes de parâmetros da suspensão produzam resultados previsíveis. Além disso, diversos trabalhos destacam a relevância da flexibilidade do chassi no desempenho vertical e lateral do veículo (CRIVELLARO; REYNA, 2012; HASEGAWA *et al.*, 1990; IBRAHIM *et al.*, 1996) principalmente devido à sua significativa influência nas frequências naturais de *bounce*, *pitch* e *roll*. Neste contexto, um modelo de elementos finitos, construído com elementos sólidos tetraédricos CTETRA e de casca triangulares e quadrangulares CTRIA/CQUAD (Figura 3-3) na plataforma comercial FEMAP/NASTRAN®, é utilizado para exportação dos parâmetros de massa e rigidez para o ambiente da modelagem de multicorpos e, também, para estudo da sua rigidez torcional. Estas etapas são descritas a seguir.



**Figura 3-3: Modelo de elementos finitos do chassi utilizado para caracterização – Tamanho máximo de malha de 20 mm.**

#### 3.1.1.1.1 Problema de autovalor e síntese modal

Utiliza-se o pacote comercial de elementos finitos FEMAP/NASTRAN®, especificamente o modelo da Figura 3-3, para a solução do clássico problema de autovalor aplicado em vibração livre-livre não amortecida:

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\} = 0 \quad (3.1)$$

onde  $[K]$  e  $[M]$  são as matrizes de rigidez e massa,  $\omega$  as frequências naturais,  $\omega^2$  os autovalores e  $\{\Phi\}$  os autovetores. Este procedimento é realizado para diferentes tamanhos de malha de elementos finitos com o objetivo de encontrar o melhor equilíbrio entre a precisão do modelo na descrição do comportamento dinâmico do chassi e o custo computacional associado. A Tabela 3-2 apresenta a quantidade de nós e de elementos finitos para cada tamanho de elemento testado. Os seis primeiros tamanhos de malha considerados utilizam elementos de casca e sólidos de primeira ordem, que possuem nós localizados apenas nos vértices dos elementos. Nas duas últimas malhas, utilizam-se elementos de segunda ordem, que incluem nós intermediários ao longo das arestas dos elementos.

**Tabela 3-2: Tamanhos de elementos finitos considerados na análise de sensibilidade de malha.**

Malha	N° de nós	N° de elementos de casca	N° de elementos sólidos
40 mm <sup>(1)</sup>	52502	11530	136452
35 mm <sup>(1)</sup>	67131	15404	172735
30 mm <sup>(1)</sup>	87475	19750	221790
25 mm <sup>(1)</sup>	123909	27686	333260
20 mm <sup>(1)</sup>	196999	42841	559199
15 mm <sup>(1)</sup>	364139	74441	1105401
40 mm <sup>(2)</sup>	289335	11530	136452
30 mm <sup>(2)</sup>	472756	19750	221790

NOTAS: (1): Elementos de casca e sólidos de primeira ordem – CTRIA3/CQUAD4 e CTETRA4.

(2): Elementos de casca e sólidos de segunda ordem – CTRIA6/CQUAD8 e CTETRA10.

Em problemas dinâmicos de parâmetros concentrados, as soluções empregadas possuem grau de complexidade superiores aos problemas estáticos, o que leva a custos computacionais significativos. Por esse motivo, a consideração de corpos flexíveis nesse tipo de análise tem como boa prática a redução do problema por meio de técnicas de síntese de componentes modais. Particularmente, o FEMAP/NASTRAN® trabalha com a técnica de redução de Craig-Bampton, a qual é amplamente empregada para realizar a interface entre modelos de elementos finitos e de multicorpos pela capacidade em calcular tanto a flexibilidade local quanto a global. Em relação à síntese modal direta, esse recurso possui como vantagem a possibilidade de preservar os GDLs dos nós que fazem interface com os componentes multicorpos ( $u_b$ ), denominados GDLs de ligação neste trabalho. Além disso, a redução de Craig-Bampton

também contempla GDLs internos ( $u_a$ ), correspondentes aos demais nós do modelo de elementos finitos (SIEMENS, 2020a).

A equação de movimento do sistema é reescrita pelo programa de forma que as parcelas de massa e rigidez dos nós de ligação ocupem as últimas linhas das matrizes:

$$\begin{bmatrix} M_{a \times a} & M_{b \times a} \\ M_{a \times b} & M_{b \times b} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_a \\ \ddot{u}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{a \times a} & k_{b \times a} \\ k_{a \times b} & k_{b \times b} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \\ u_b \end{Bmatrix} = P_f \quad (3.2)$$

Restringindo-se os nós de ligação ( $u_b = 0$ ), o problema de autovalor resultante é resolvido para a quantidade de modos de vibração  $m$  especificada pelo usuário:

$$(K_{a \times a} - \omega_{m \times m}^2 M_{a \times a}) \Phi_{a \times m} = 0 \quad (3.3)$$

Em seguida, calcula-se a matriz de influência  $G$  dos GDLs internos em relação aos GDLs de ligação aplicando-se deslocamentos unitários individualmente em cada grau de liberdade dos nós de ligação. Matematicamente,  $G$  pode ser escrito da seguinte forma:

$$G_{a \times b} = -K_{a \times a}^{-1} K_{a \times b} \quad (3.4)$$

A matriz de transformação de Craig-Bampton ( $T_{fz}$ ) é formada pela combinação das matrizes  $\Phi_{a \times m}$  e  $G_{a \times b}$ , conforme a Equação 3.5. Essencialmente, essa formulação permite que a resposta dos GDLs de um sistema seja sintetizada por meio da combinação da contribuição modal dos GDLs internos ( $\Phi$ ) com os deslocamentos estáticos associados aos GDLs de ligação ( $G$ ). A contribuição modal é descrita pelas coordenadas generalizadas  $\eta_m$ , enquanto os deslocamentos estáticos são mantidos em coordenadas físicas  $u_b$ .

$$u_f = T_{fj} u_j \rightarrow \begin{Bmatrix} u_a \\ u_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{a \times m} & G_{a \times b} \\ 0_{a \times m} & I_{a \times a} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \eta_m \\ u_b \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

Fazendo-se a normalização das matrizes de massa e rigidez pela matriz de transformação  $T_{fz}$ , a equação de movimento do problema é reescrita em sua forma reduzida:

$$M_{j \times j} \ddot{u}_j + K_{j \times j} u_j = T_{fj}^T P_f \quad (3.6)$$

Diante disso, tem-se a solução de um novo problema de autovalor, agora com número de graus de liberdade significativamente reduzidos. O programa realiza, em seguida, a conversão das coordenadas físicas remanescentes em coordenadas modais e uma nova normalização das matrizes de massa e rigidez, obtendo assim, as matrizes  $M$  e  $K$  generalizadas.

Desta forma, as identificações dos nós de ligação, os autovetores e autovalores e as matrizes em coordenadas generalizadas são compiladas em uma extensão compatível com o ADAMS Car®, denominada MNF (*Modal Neutral File*). Ao associar este arquivo ao componente Chassi (parte da submontagem homônima) do modelo multicorpos, são criadas variáveis de estado para cada coordenada modal e suas amplitudes relativas são calculadas em cada passo temporal das análises. Estas amplitudes são combinadas por meio da superposição linear para determinar o deslocamento total do chassi flexível (MSC SOFTWARE, 2021). Em outras palavras, cada modo de vibração incorporado no arquivo MNF é interpretado pelas equações de movimento do problema como um novo grau de liberdade.

### 3.1.1.1.2 Caracterização da rigidez torcional do chassi

Com o modelo massa-mola simplificado da Figura 3-4, Sampò (2011) estuda o comportamento da transferência de carga lateral em função das rigidezes a rolagem dos eixos ( $k_{rld}$  e  $k_{rlt}$ ) e da rigidez torcional do chassi ( $k_c$ ). Fazendo-se a discriminação da rigidez torcional em relação aos eixos dianteiro ( $k_{cd}$ ) e traseiro ( $k_{ct}$ ), é possível reescrever a equação descrita por ele conforme apresentado na Equação 3.7 e na Equação 3.8. Isto é atingido considerando que a mola  $k_{rlt}$  trabalha em série com  $k_{cd}$  quando a massa suspensa dianteira é submetida a rolagem e que  $k_{rld}$  atua em série com  $k_{ct}$  durante a rolagem da massa suspensa traseira.

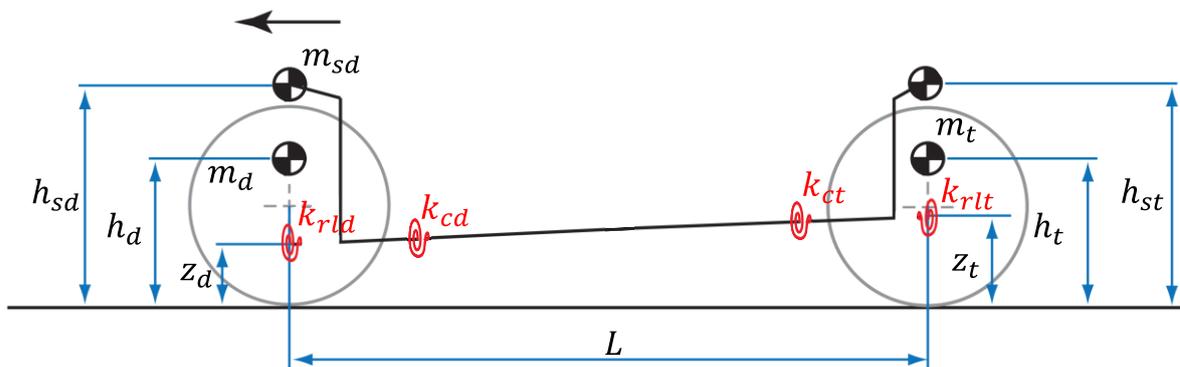


Figura 3-4: Modelo simplificado para estudo da influência das rigidezes dos eixos e do chassi na transferência lateral de carga (Adaptada de SAMPÒ, 2011).

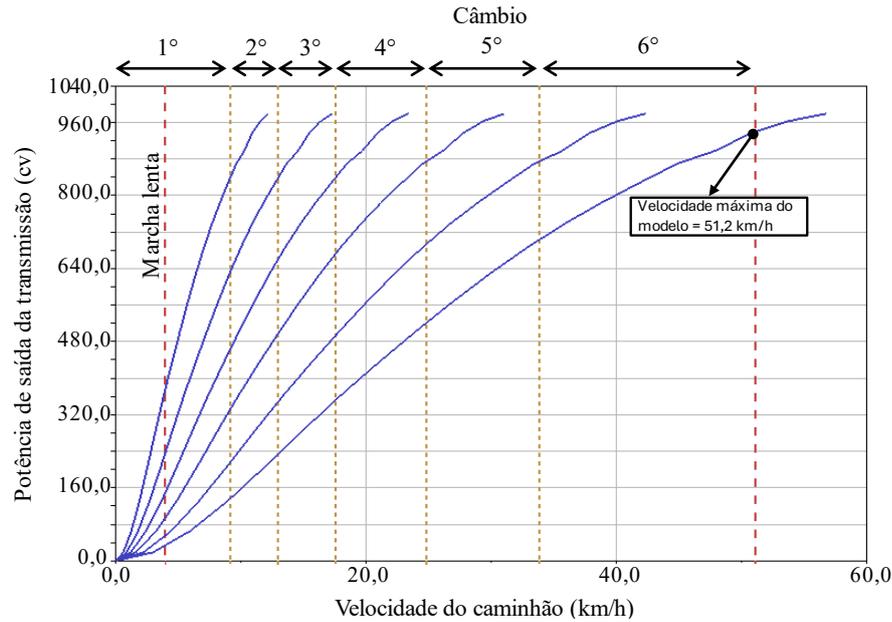
$$\Delta W_d = \left( \frac{k_{rld}}{k_{rld} + \frac{k_{rlt}k_{cd}}{k_{rlt}+k_{cd}}} d_{sd}m_{sd} + \frac{\frac{k_{rld}k_{ct}}{k_{rld}+k_{ct}}}{\frac{k_{rld}k_{ct}}{k_{rld}+k_{ct}} + k_{rlt}} d_{st}m_{st} + z_d m_{sd} + h_d m_d \right) \frac{a_y}{t_d} \quad (3.7)$$

$$\Delta W_t = \left( \frac{\frac{k_{rlt}k_{cd}}{k_{rlt}+k_{cd}}}{k_{rld} + \frac{k_{rlt}k_{cd}}{k_{rlt}+k_{cd}}} d_{sd}m_{sd} + \frac{k_{rlt}}{\frac{k_{rld}k_{ct}}{k_{rld}+k_{ct}} + k_{rlt}} d_{st}m_{st} + z_t m_{st} + h_t m_t \right) \frac{a_y}{t_t} \quad (3.8)$$

Com base nas equações 3.7 e 3.8, pretende-se neste estudo avaliar se o chassi do caminhão em análise possui rigidez torcional suficiente para permitir que as diferentes configurações de suspensão (A a G) produzam ajustes previsíveis de desempenho. Neste caso,  $k_{cd}$  e  $k_{ct}$  são considerados suficientes se a resposta encontrada apresentar diferença menor que 5% da resposta obtida para uma estrutura infinitamente rígida.

### 3.1.1.2 Propulsão e transmissão

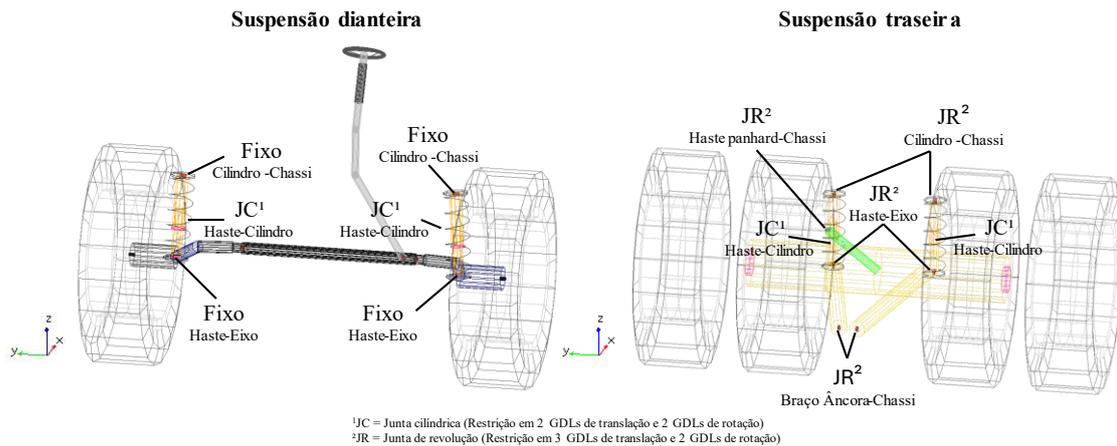
O caminhão CAT 775G é um veículo de tração traseira movido por um motor a diesel cuja potência em função da velocidade de solo do caminhão é estimada neste estudo da forma apresentada na Figura 3-5. Para isso, utilizam-se como entrada curvas características de desempenho do motor e dados adicionais, como a velocidade máxima em cada câmbio, as relações de redução do diferencial e do sistema de planetárias e o raio estático dos pneus. Todas estas informações se encontram disponíveis nos documentos de especificação técnica do fabricante (CATERPILLAR, 2012). Embora o caminhão 775G seja equipado com um 7º câmbio e seja capaz de atingir uma velocidade máxima nominal de 67,6 km/h, o modelo aqui descrito se limita ao 6º câmbio e à velocidade máxima de 51,2 km/h já que raramente o veículo supera essas condições de desempenho.



**Figura 3-5: Mapa de potência do sistema de propulsão empregado no modelo multicorpos.**

### 3.1.1.3 Suspensão e direção

A suspensão dianteira apresenta uma geometria de pilar deslizante com eixos independentes, onde a haste (parte móvel) é montada rigidamente no conjunto roda-eixo e tem liberdade para transladar e girar ao longo do eixo longitudinal do cilindro, que, por sua vez, é conectado rigidamente ao chassi. Em relação à suspensão traseira, as rodas do lado direito e esquerdo estão interconectadas por meio de um eixo rígido que se conecta ao chassi mediante o braço-âncora com junta rotulada na extremidade. As hastes e cilindros da suspensão são conectadas ao eixo rígido e ao chassi, respectivamente, por meio de olhais e pinos que configuram ligações rotuladas. Para o equilíbrio de forças laterais, barras *Panhard* são instaladas entre o eixo rígido e o chassi de forma que as forças nesta direção sejam resistidas pela estrutura. As principais vinculações entre os componentes da suspensão estão indicadas na Figura 3-6.



**Figura 3-6: Principais juntas das suspensões dianteira e traseira.**

Bauer (2011) descreve as forças de suspensões hidropneumáticas como a combinação de forças elásticas exercidas pelo gás ( $F_g$ ) e forças dissipativas resultante do fluxo de óleo através das válvulas ( $F_h$ ).  $F_g$  é calculada a partir da lei do gás ideal, expressa na forma:

$$F_g = P_0 \left( \frac{V_0}{V} \right)^r A_h = P_0 \left[ \left( \frac{V_0}{V_0 + A_h (z_1 - z_0)} \right)^r - 1 \right] A_h \quad (3.9)$$

onde  $P_0$  e  $V_0$  são a pressão e o volume iniciais do gás quando a haste está estendida (os valores nominais são denominados  $P_{0N}$  e  $V_{0N}$  neste trabalho),  $r$  é o coeficiente politrópico,  $A_h$  é a área da seção transversal da haste,  $z_0$  e  $z_1$  são as posições longitudinais da haste nos instantes inicial e subsequente. As HPSs tendem a se comportar como um sistema adiabático em excitações de alta frequência ( $r \approx 1,40$ ) e podem estar próximos do regime isotérmico em frequências baixas ( $r \approx 1,00$ ).

A força dissipativa  $F_h$  está relacionada com a vazão volumétrica ( $\dot{V}$ ) e a diferença de pressão ( $\Delta p = p_2 - p_1$ ) entre as câmaras 1 e 2 de escoamento de óleo. A área da seção transversal disponível para trabalho do óleo na câmara 2 ( $A_c$ ) é constante, logo, a vazão volumétrica ( $\dot{V}$ ) varia apenas com o deslocamento da haste ( $\dot{x}$ ). Isso permite assumir que  $\dot{V} = \dot{x}A$ . Também é possível relacionar  $\dot{V}$  com a diferença de pressão  $\Delta p$  e um fator geométrico das válvulas  $K_B$ , conforme apresentado por Bauer (2011):

$$\dot{V} = \dot{x}A = \sqrt{\frac{\Delta p}{K_B}} = \sqrt{\frac{\Delta p 2 \alpha_D^2 A_D}{\rho}} \quad (3.10)$$

Considerando que a diferença de pressão para as válvulas de orifício e de esfera é a mesma ( $\Delta p = \Delta p_o = \Delta p_e$ ), visto que ambas conectam as câmaras de óleo 1 e 2, é possível reescrever a relação apresentada por Bauer (2011) da forma exposta pela Equação 3.11. A função sinal ( $\dot{x}$ ) é incluída nessa formulação de maneira que o sinal de  $\dot{x}$  seja extraído de acordo com a convenção indicada pela Equação 3.12, sendo  $\dot{x} < 0$  o movimento de compressão da haste e  $\dot{x} > 0$  o movimento de extensão. Devido ao comportamento unidirecional da válvula de esfera, considera-se  $n_{dc} = 0$  quando  $\dot{x} < 0$ .

$$\dot{x}A = n_{Do}\alpha_{Do}A_{Do}\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}\text{sinal}(\dot{x}) + n_{De}\alpha_{De}A_{De}\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}\text{sinal}(\dot{x}) \quad (3.11)$$

$$\text{sinal}(\dot{x}) = \begin{cases} -1, & \dot{x} < 0 \\ 1, & \dot{x} > 0 \end{cases} \quad (3.12)$$

Isolando  $\Delta p$  e multiplicando ambos os lados da Equação 3.11 por  $A_c$ , obtém-se a força dissipativa do óleo ( $F_h$ ):

$$F_h = \frac{\rho A_c}{2} \left( \frac{\dot{x} A_c}{n_{Do}\alpha_{Do}A_{Do} + n_{De}\alpha_{De}A_{De}} \right)^2 \text{sinal}(\dot{x}) \quad (3.13)$$

A Tabela 3-3 e a Tabela 3-4 resumem os principais parâmetros empregados para construção das curvas de desempenho de  $F_g$  e  $F_h$  das suspensões hidropneumáticas do modelo. Dado que as irregularidades de pista impõem excitações de alta frequência, estimou-se o coeficiente politrópico como 1,40, correspondente ao de processos isobáricos.

As configurações de suspensão A a G avaliadas neste estudo contemplam variações de  $V_{0N}$  na câmara principal do componente. No caso das suspensões do eixo dianteiro, utilizam-se 90%, 100% ou 110% de  $V_{0Nd}$ . Em contrapartida, as suspensões do eixo traseiro trabalham com valores equivalentes a 85%, 100% ou 115% de  $V_{0Nt}$ . Na prática, estas variações podem ser obtidas aumentando-se ou reduzindo-se a proporção de nitrogênio e óleo dentro da câmara principal. As faixas de  $\pm 10\%$  e  $\pm 15\%$  foram definidas de forma que se obtivesse o maior valor  $V_{0N}$  sem comprometer significativamente o volume de óleo dentro da câmara nas configurações F e G.

Os coeficientes de descarga das válvulas de orifício e de esfera foram estimados com base no trabalho de WU *et al.* (2020) testando diferentes valores para  $\alpha_{Do}$  e  $\alpha_{De}$  iterativamente até que a resposta convergisse satisfatoriamente com os resultados das simulações

fluidodinâmicas apresentadas por eles. O valor de 0,70 para ambas as válvulas indicou a melhor resposta.

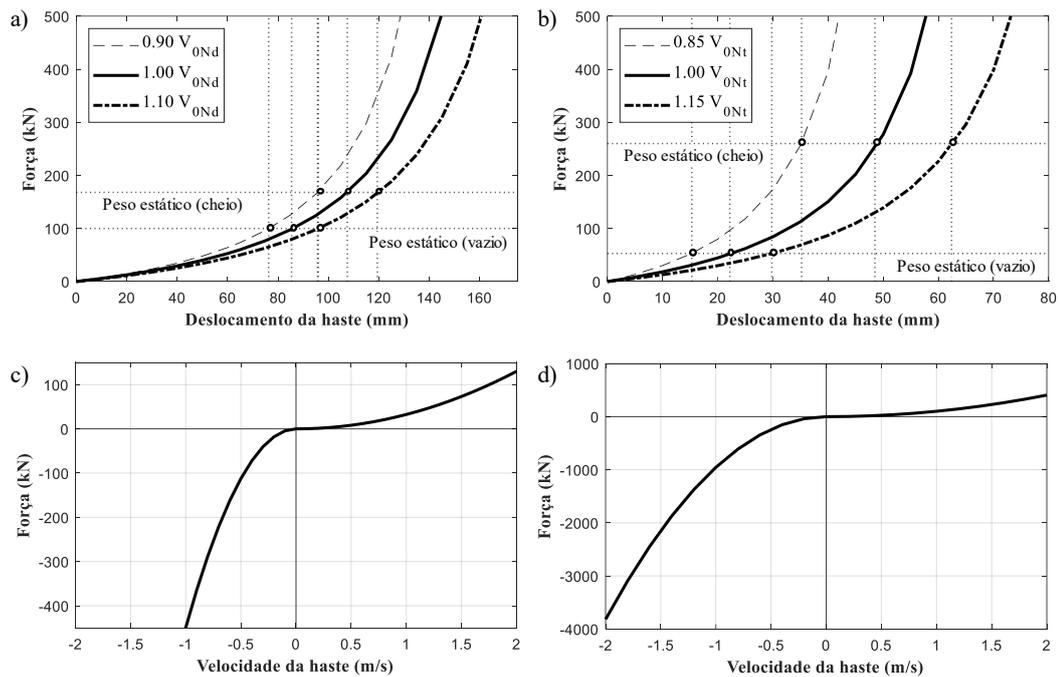
**Tabela 3-3: Parâmetros empregados no cálculo de desempenho da força de restauração do gás ( $F_g$ ).**

Parâmetro	Configurações					
	Dianteira			Traseira		
	A e B	C, D e E	F e G	A e B	C, D e E	F e G
Volume inicial de gás – $V_0$ (l)	4,67 (-10%)	5,19 ( - %)	5,71 (+10%)	2,64 (-15%)	3,11 ( - %)	3,57 (+15%)
Pressão inicial de gás – $P_{0N}$ (kPa)	2600			1800		
Área da seção da haste – $A_h$ (m <sup>2</sup> )	0,025			0,025		
Coefficiente politrópico – $r$	1,40			1,40		
Curso de extensão disponível (Vazio) (mm)	76,3	85,4	96,0	15,3	22,2	29,8
Curso de extensão disponível (Cheio) (mm)	95,7	107,5	119,4	35,2	48,5	62,4

**Tabela 3-4: Parâmetros empregados no cálculo de desempenho da força de dissipação ( $F_h$ ).**

Parâmetro	Dianteira	Traseira
Área da seção na câmara de óleo – $A$ (m <sup>2</sup> )	0,0077	0,012
Quantidade de válvulas de orifício – $n_{Do}$	2	1
Coefficiente de descarga da válvula de orifício – $\alpha_{Do}$	0,7	0,7
Diâmetro da seção da válvula de orifício – $D_{Do}$ (mm)	19,1	19,1
Quantidade de válvulas de esfera – $n_{De}$	1	1
Coefficiente de descarga da válvula de esfera – $\alpha_{De}$	0,7	0,7
Diâmetro da seção da válvula de esfera – $D_{De}$ (mm)	15,9	15,9
Densidade do óleo – $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	800	800

Diante disso, as curvas características de força são apresentadas na Figura 3-7. Nas Figuras 3-7(a) e 3-7(b), obtêm-se os cursos disponíveis em relação ao movimento de extensão pelos valores de deslocamento correspondentes às parcelas de peso estático das massas suspensas sustentadas por cada suspensão. Para a caçamba vazia, essa parcela é de aproximadamente 101 kN no eixo dianteiro e 53 kN no eixo traseiro. Com a caçamba cheia, os eixos dianteiro e traseiro possuem 168 kN e 260 kN de força peso atuante, respectivamente.



**Figura 3-7: Curvas características de força em função do deslocamento da haste da suspensão: a) dianteira; b) traseira. Curvas características de força em função da velocidade da haste da suspensão: c) dianteira; d) traseira.**

O subsistema de direção é representado simplificada como uma geometria de Ackermann padrão, que é semelhante à de um mecanismo de quatro barras simples. Conforme especificação técnica do caminhão (CATERPILLAR, 2012), o máximo ângulo de roda atingido é de aproximadamente  $31^\circ$ .

Nos mecanismos da suspensão e da direção são desprezados os efeitos relacionados às buchas, já que as ligações desses subsistemas com o chassi são feitas por ligações em contato aço-aço.

#### 3.1.1.4 Pneus

O caminhão CAT 775G opera com pneus 24.00R35, que são representados no modelo multicorpos utilizando a modelagem semi-empírica PAC 2002, baseada na fórmula de Pacejka (2006). Algumas variáveis de desempenho utilizadas como entrada nesta formulação são estimadas com base no pneu de caminhão de transporte de cargas rodoviário 315/80R22.5 disponível na biblioteca do ADAMS Car®. Estes parâmetros têm os valores ajustados utilizando-se fatores de escala que produzissem comportamento de rigidez de curva ( $C_k$  - *cornering stiffness*) desejável. Esta é uma prática comum em trabalhos acadêmicos de modelagem multicorpos de caminhões de mineração, já que as informações de desempenho dos

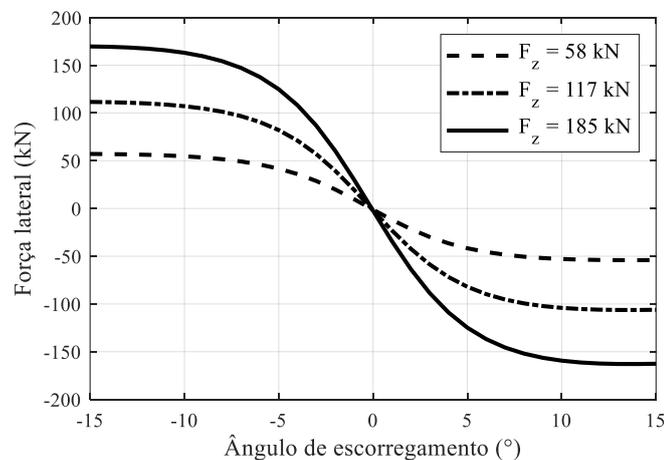
pneus não se encontram disponibilizadas em catálogos de fabricantes e, dadas as suas dimensões, existem pouquíssimas instalações no mundo com capacidade para testá-los (KANG *et al.*, 2015; PREM, 1998; YIN *et al.*, 2016)

Assim, a Tabela 3-5 sintetiza as principais propriedades dos pneus implementados no modelo. Estimam-se os fatores de escala mencionados acima de forma que a rigidez de curva para a condição estática com caçamba cheia ( $F_z \approx 185$  kN) fosse próxima à de Frimpong *et al.* (2012). Deste trabalho, também é extraído o coeficiente de amortecimento, já que o caminhão em estudo é similar ao CAT 775G e também utiliza pneus 24.00R35. As demais informações são obtidas em catálogos de fabricantes de pneus.

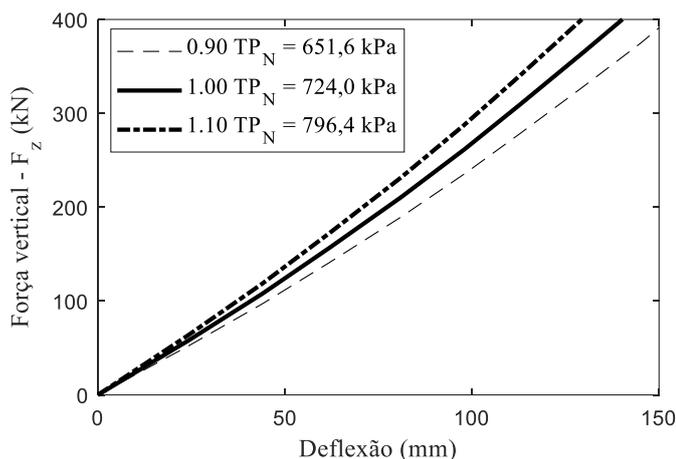
**Tabela 3-5: Principais parâmetros do pneu.**

Parâmetro	Valor
Raio nominal	1082 mm
Raio estático	975,4 mm
Largura do pneu	665,5 mm
Capacidade de carga nominal	210,9 kN
Pressão nominal – $TP_N$	724,0 kPa
Rigidez de curva – $C_k$ ( $F_z = 58$ kN)	$\sim 11$ kN/°
Rigidez de curva – $C_k$ ( $F_z = 117$ kN)	$\sim 21$ kN/°
Rigidez de curva – $C_k$ ( $F_z = 185$ kN)	$\sim 32$ kN/°
Coeficiente de amortecimento	470 Ns/m

Como resultado, a curva de desempenho descrita pela formulação PAC 2002 pode ser visualizada na Figura 3-8 para cargas normais referentes às condições de caçamba vazia ( $F_{zd} = 117$  kN e  $F_{zt} = 58$  kN) e cheia ( $F_{zd} = F_{zt} = 185$  kN). As curvas de rigidez vertical para as diferentes pressões de pneus incorporadas nas configurações de suspensão A a G são apresentadas na Figura 3-9.



**Figura 3-8: Curva de desempenho em curva dos pneus baseada na fórmula mágica de Pacejka (2006).**



**Figura 3-9: Curva de força x deflexão dos pneus em função da pressão baseada na formulação de Prem (1992).**

Para quantificar a influência da pressão de gás na rigidez vertical, segue-se uma formulação empírica baseada na regressão polinomial estipulada por Prem e Dickerson (1992), que relacionam as curvas de força versus deflexão para diferentes pressões de ar. Os ajustes A a G trabalham com uma faixa de  $\pm 10\%$  do valor nominal de pressão do gás, sendo as configurações A e C com valor máximo, B, D e F com valor nominal e E e G com valor mínimo. A amplitude de  $\pm 10\%$  foi definida, pois  $90\%$  de  $TP_N$  é próximo do limite mínimo que o sistema de monitoramento de pressão interna permite para o caminhão se manter em operação.

Também é incorporada uma interação 3D de contato com envelopamento entre o pneu e o pavimento. Esse recurso é essencial em manobras com irregularidade de pista, uma vez que permite melhor distribuição de força atuante durante o tráfego por irregularidades com número de onda inferior à circunferência do próprio pneu.

### 3.1.2 Configurações de suspensão-pneus

A escolha dos parâmetros  $V_0$  e  $TP$  em cada configuração é realizada com base na viabilidade de serem alcançados por meio de ajustes de campo. Por exemplo, valores de volume inicial de nitrogênio muito divergentes dos parâmetros nominais podem extrapolar os limites definidos em projeto e causar o sobreaquecimento do componente. O mesmo é válido para a pressão do gás dos pneus, cujo sistema de monitoramento do caminhão desabilita sua operação se constatada pressão inferior a cerca de  $90\%$  do valor nominal. Caso contrário, podem ocorrer danos severos aos pneus reduzindo a expectativa de vida útil consideravelmente.

As principais características do veículo para cada configuração de suspensão-pneu testada neste trabalho são apresentadas na Tabela A-6-3 e na Tabela A-6-4. A seguir são discutidas as principais informações que podem ser extraídas destas tabelas:

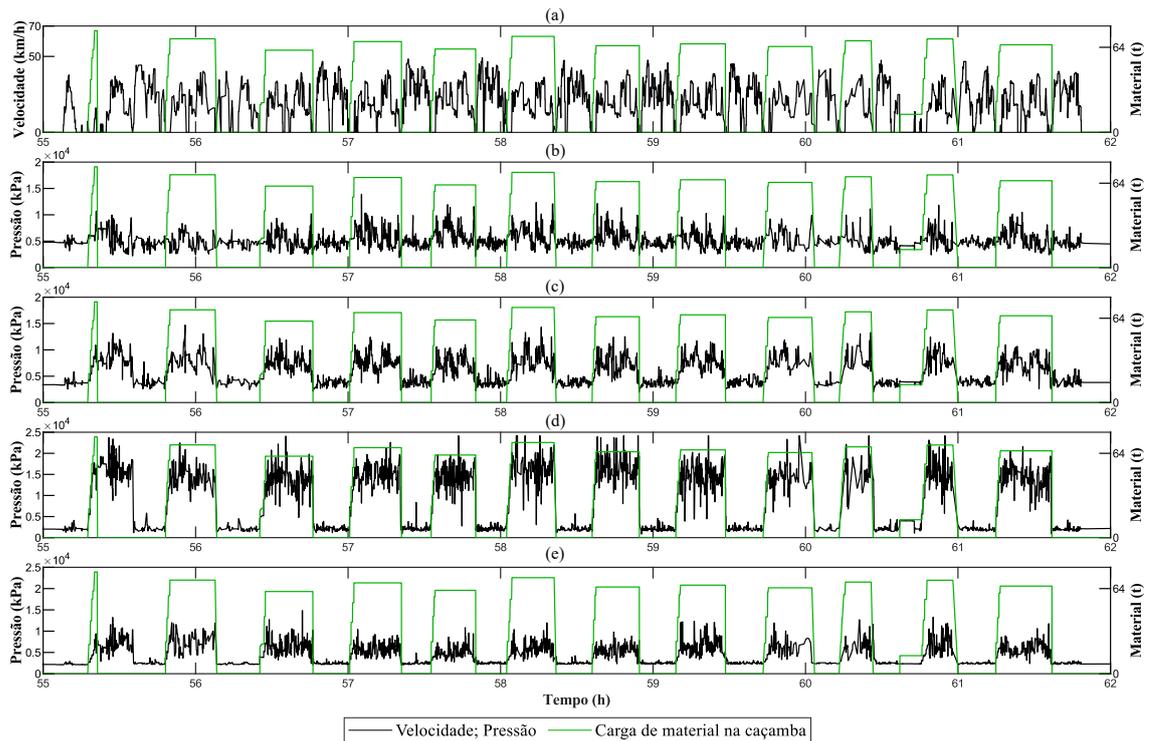
- A configuração D representa a condição nominal de pressão do gás dos pneus e de volume inicial de gás nas suspensões. Ela é tomada como referência durante a apresentação de resultados do presente estudo.
- As configurações A e G configuram situações extremas de maior e menor rigidez, respectivamente. Isso é atingido combinando as condições não nominais de pressão do gás dos pneus e de volume inicial de gás na suspensão;
- As configurações B e F mantêm a pressão nominal dos pneus, mas contam com alterações de  $\pm 10\%$  do volume inicial de gás nas suspensões dianteiras e  $\pm 15\%$  nas suspensões traseiras;
- As configurações C e E mantêm o volume inicial de gás nas suspensões e alteram a pressão do gás dos pneus em  $\pm 10\%$ ;
- O aumento da pressão interna aumenta a rigidez do pneu em posição estática de maneira quase linear. Isto é, 10% de aumento de pressão promove um aumento de 8,2 a 9,4% da rigidez, ao passo que a redução em 10% na pressão do gás pode acarretar uma redução de 7,8 a 9,2% na rigidez do pneu em posição estática.
- O aumento do volume inicial de gás reduz a rigidez estática da suspensão. No caso da caçamba vazia, observa-se uma relação quase linear entre  $V_0$  e a rigidez em posição estática. No entanto, com o caminhão carregado, uma variação de  $\pm 10\%$  em  $V_{0d}$  resulta em um aumento de 6,3% ou uma redução de 7,3% na rigidez da suspensão dianteira. No eixo traseiro, essa influência é ainda mais sutil: uma variação de  $\pm 15\%$  em  $V_{0t}$  provoca alterações de apenas +1,6% e -1,9% na rigidez estática da suspensão.
- A rigidez de condução das suspensões varia de +10,4% a -9,6% dentre as combinações  $A_v$  e  $G_v$  em estudo. Essa variação é reduzida quando se considera o caminhão cheio, cuja faixa de trabalho é de +7,9% a -7,9%;
- A rigidez de condução cheio pode ser até 40% maior do que na condição vazio (comparação feita entre as suspensões traseiras das configurações  $G_v$  e  $G_c$ );
- A rigidez à rolagem da suspensão dianteira é de 4,5 a 6,5 vezes superior à da suspensão traseira, apesar de a diferença entre as rigidezes lineares dessas suspensões não ser tão significativa. Esse comportamento se deve à maior distância entre as molas na dianteira, que estão separadas por 2,36 m, enquanto no eixo traseiro essa separação é de apenas 1,17 m;

- As frequências naturais de condução, oscilação vertical e arfagem compreendem valores predominantemente menores que 2,5 Hz. De modo geral, a condição cheia reduz as frequências naturais apresentadas, mesmo que as suspensões se comportem mais rigidamente do que na condição vazia. Dentre todas as configurações, observa-se uma variação de +5,1% a -4,6% das frequências naturais.

### 3.2 Dados Experimentais

A metodologia empregada neste trabalho exige conhecimentos específicos sobre a operação do caminhão fora de estrada em estudo para que as grandezas físicas associadas à dirigibilidade, conforto e durabilidade estejam em concordância com os valores observados em operação. Desta forma, dados experimentais referentes à pressão nas quatro suspensões hidropneumáticas, à carga de material transportado e à velocidade de viagem de três caminhões CAT775G distintos são obtidos pelo sistema de monitoramento da própria fabricante do caminhão (*Vital Information Management System – VIMS*). Estes dados, coletados a uma frequência de 0,5 Hz, compreendem um período total de aproximadamente 100 horas (4,2 dias) ininterruptas de operação.

A Figura 3-10 apresenta um recorte entre as horas 55 e 62 de medição em um caminhão. Nesta figura, é relevante destacar como a velocidade média de solo e as pressões nas suspensões hidropneumáticas variam com a carga de material na caçamba. Quando abastecido, o veículo percorre velocidades visivelmente inferiores, ao passo que as suspensões trabalham com pressões significativamente maiores. O Apêndice A.3 apresenta os dados completos obtidos durante 100 horas consecutivas deste mesmo veículo.



**Figura 3-10: Recorte de 7 horas dos dados experimentais coletados no mês de Fevereiro. Eixo vertical da esquerda: (a) Velocidade de solo do caminhão; (b) Pressão de gás da suspensão dianteira esquerda; (c) Pressão de gás da suspensão dianteira direita; (d) Pressão de gás da suspensão traseira esquerda; (e) Pressão de gás da suspensão traseira direita. Eixo vertical da direita: (a)(b)(c)(d)(e) carga de material da caçamba.**

### 3.3 Caracterização da pista

A seguir descreve-se o procedimento utilizado para definir o perfil estocástico de irregularidade da via fora de estrada e como esse perfil é validado com as reais condições enfrentadas pelo caminhão em estudo. A validação é realizada por meio de um processo iterativo, ajustando os parâmetros gaussianos de rugosidade até que a resposta de pressão de gás nas suspensões reproduza, de forma satisfatória, os valores obtidos pelo sistema de aquisição de dados embarcado no caminhão.

#### 3.3.1 Modelagem da pista

Sayers (1988) propôs um modelo matemático baseado em dados empíricos para construção de uma função espectral  $G_d(v)$  que represente as irregularidades de pista de maneira similar à função PSD descrita na ISO 8608:2016. Neste caso, a proposta se diferencia da

referência normativa, pois, além de  $G_s$ , são contabilizadas as parcelas  $G_e$  e  $G_a$ , que podem introduzir rugosidade com altos e baixos números de onda ( $\nu$ ). A formulação de Sayers (1988), adotada neste trabalho devido à sua implementação no ambiente do ADAMS Car®, é apresentada pela Equação 3.14.

$$G_d(\nu) = G_e + \frac{G_s}{(2\pi\nu)^2} + \frac{G_a}{(2\pi\nu)^4} \quad (3.14)$$

Sayers (1988) apresenta diferentes formas de conversão do sinal espectral em perfil de pista. A técnica implementada pelo ADAMS Car® se baseia na geração de três sinais aleatórios com distribuição gaussiana de amplitudes  $G_e$ ,  $G_s$  e  $G_a$ , valor médio nulo e desvio padrão ( $\sigma$ ) igual a:

$$\sigma = \sqrt{\frac{G_0}{2\Delta}} \quad (3.15)$$

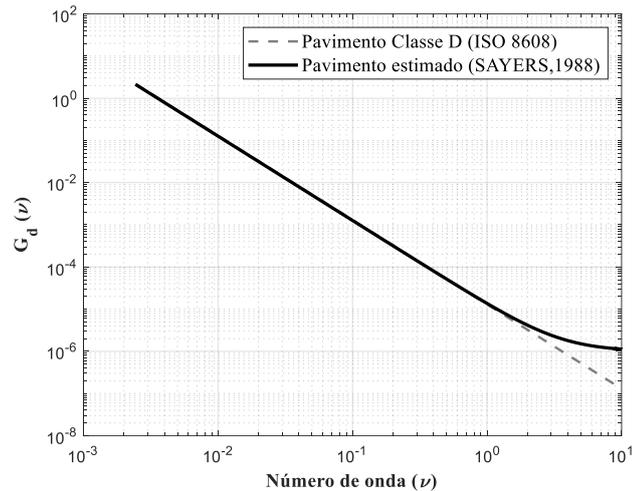
sendo  $\Delta$  o intervalo entre amostras, em m.

Em seguida, para construção da rugosidade dos pavimentos do lado esquerdo e do lado direito da via, três diferentes perfis são gerados e, posteriormente, combinados. O primeiro,  $Z_{\nu_1}$ , consiste na soma dos três sinais aleatórios. O segundo,  $Z_{\nu_2}$ , compreende a soma dos sinais após a aplicação de filtro passa-baixa com corte igual ao número de onda  $\nu_2 = 1/(L_B\sqrt{2})$ , sendo  $L_B$  definido como o comprimento base de correlação entre as pistas direita e esquerda. Por sua vez, o terceiro perfil,  $Z_c$ , representa a soma dos sinais após a aplicação de filtro passa-alta com corte também igual a  $\nu_2$ . Os perfis de pista resultante do lado esquerdo  $Z_L$  e do lado direito  $Z_R$  são, então, obtidos pelas seguintes relações:

$$Z_L = Z_{\nu_1} + Z_{\nu_2} + Z_c \quad (3.16)$$

$$Z_R = Z_{\nu_1} + Z_{\nu_2} - Z_c \quad (3.17)$$

Baseado nisso, o perfil de pista empregado neste estudo apresenta os parâmetros  $G_e$ ,  $G_s$  e  $G_a$  como 1,0E-6 m<sup>3</sup>/ciclo, 5,0E-4 m/ciclo e 0 m<sup>-1</sup>ciclo<sup>-1</sup>, respectivamente, obtendo-se a distribuição espectral indicada na Figura 3-11. Destaca-se nesta figura que a curva PSD obtida é semelhante a uma estrada classe D da norma ISO 8608:2016, com um pequeno acréscimo de rugosidade de alta frequência.



**Figura 3-11: Curva PSD do pavimento.**

### 3.3.2 Validação do modelo de pista

Embora a literatura indique que grande parte das vias de transporte de minério sejam classificadas como classe D (KANSAKE, 2019), os valores de  $G_d$  para uma mesma classe podem variar significativamente. Por isso, realiza-se a validação dos valores de  $G_e$ ,  $G_s$  e  $G_a$  utilizando os dados experimentais de pressão de gás fornecidos pela mineradora (seção 3.2).

Neste contexto, são isolados os instantes referentes à velocidade de  $20 \pm 1$  km/h e, em seguida, separados em duas condições: caminhão cheio (64 t de material na caçamba) e caminhão vazio (0 t de material na caçamba). Os valores de pressão de gás nas suspensões correspondentes a esses dados são comparados com os valores calculados pelo modelo multicorpos atuando em uma manobra de trajetória retilínea com velocidade controlada a 20 km/h sobre a pista da Figura 3-11. As configurações nominais ( $D_v$  e  $D_c$ ) foram empregadas neste caso.

Como a frequência de aquisição dos dados disponibilizados é consideravelmente baixa, é inviável estabelecer relações entre os dados numéricos e experimentais no domínio da frequência. Uma frequência de 0,5 Hz é compatível apenas com excitações de baixa frequência, como elevações e declives na via. Portanto, deve-se considerar que esta etapa se limita a uma avaliação simplificada e qualitativa do aspecto geral das amplitudes e dos valores médios de pressão de gás nitrogênio.

### 3.4 Análise dinâmica de multicorpos

Com a definição da geometria e das propriedades de massa, amortecimento e rigidez no ambiente do ADAMS Car®, realizam-se as análises dinâmicas de multicorpos por meio das extensões ADAMS/Solver® e ADAMS/Flex® integradas no próprio ADAMS Car®. O primeiro passo da solução consiste em definir as condições iniciais das coordenadas generalizadas  $q$ .

$$q = (x, y, z, \varphi, \theta, \psi, \xi_i)^T \quad (3.18)$$

Da Equação 3.18,  $x$ ,  $y$  e  $z$  representam as posições dos sistemas de coordenadas locais em relação ao sistema de coordenadas global,  $\varphi$ ,  $\theta$  e  $\psi$  são os ângulos de Euler dos sistemas de coordenadas locais em relação ao sistema de coordenadas global e  $\xi_i$  é o deslocamento modal de um corpo flexível em relação ao modo  $i$ .

Em seguida, derivam-se as equações de movimento do sistema (EOMs) com base na mecânica de Euler-Lagrange. Sua forma geral aplicada em dinâmica de multicorpos flexíveis é apresentada na Equação 3.19.

$$M\ddot{q} + \dot{M}\dot{q} - \frac{1}{2}\left(\frac{\partial M}{\partial q}\dot{q}\right)^T \dot{q} + Kq + f_g + C\dot{q} + \left(\frac{\partial \Omega}{\partial q}\right)^T \lambda_{Lag.} = Q \quad (3.19)$$

O primeiro termo contempla os efeitos inerciais, ao passo que o segundo e terceiro termos preveem as alterações das matrizes de massa em função do tempo e das coordenadas generalizadas.  $Kq$  e  $C\dot{q}$  são as forças restauradoras de rigidez e dissipativas de amortecimento, respectivamente.  $f_g$  as forças gravitacionais e  $\left(\frac{\partial \Omega}{\partial q}\right)^T \lambda_{Lag.}$  as forças de restrição impostas pelas juntas e restrições.  $Q$  compreende as forças externa aplicadas.

De maneira geral, as equações de movimento derivadas da Equação 3.19 podem ser classificadas como equações diferenciais numericamente rígidas (*Stiff differential equations*, em inglês) ou como equações diferenciais numericamente não rígidas (*Non-stiff differential equations*, em inglês). Problemas numericamente rígidos são, essencialmente, aqueles associados a sistemas que apresentam excitações e respostas em baixas e altas frequências simultaneamente. Esse é o caso, por exemplo, de sistemas veiculares avaliados em relação ao

conforto de condução, uma vez que as irregularidades da pista abrangem um amplo espectro de frequências. Quando combinadas com entradas de baixa frequência, como esterçamento e aceleração, essas irregularidades podem excitar tanto os modos de vibração de baixa quanto de alta frequência do veículo. A solução de problemas dinâmicos numericamente rígidos geralmente requer a utilização de integradores implícitos, devido à sua estabilidade incondicional, que permite resolver problemas com elevado grau de não linearidade sem a necessidade de utilizar incrementos de tempo excessivamente pequenos.

Para a solução desse tipo de problema de forma implícita, a Equação 3.19 pode ser reescrita na forma simplificada, fazendo-se o agrupamento de  $f_g$  e  $Q$  e das forças associadas a  $q$  e  $\dot{q}$  pelo produto matricial  $A^T F$ , sendo  $A^T$  a matriz transposta de projeção das forças na direção  $q$  e  $F$  o conjunto de forças. Como resultado, obtém-se um sistema de Equações Diferenciais Algébricas (EDA) de índice 3. Deste sistema, as equações diferenciais de segunda ordem (associadas a  $\ddot{q}$ ) são convertidas em primeira ordem pela relação  $u - \dot{q} = 0$  para determinar as variáveis de estado  $\Psi$ , satisfazendo as restrições associadas às equações de vínculo do sistema ( $\Omega = 0$ ):

$$\Psi = 0 \rightarrow \begin{cases} M\dot{u} + \left(\frac{\partial\Omega}{\partial q}\right)^T \lambda_{Lag} - A^T F = 0 \\ u - \dot{q} = 0 \\ \Omega = 0 \end{cases} \quad (3.20)$$

Emprega-se neste trabalho o algoritmo de integração de ordem e passo de tempo variáveis GSTIFF-I3 (*Generalized STIFF Integration Method – Index 3*) implementado no ADAMS/Solver®. Este algoritmo utiliza informações de múltiplos passos temporais anteriores (passos variáveis múltiplos), em vez de apenas usar o estado atual ou o mais recente, para calcular a resposta do passo seguinte. O integrador converte as EDAs resultantes em equações não lineares algébricas, aplicando o método numérico de diferenciação regressiva:

$$\dot{y}_n = \sum_{j=0}^k \beta_j \frac{y_{n-j}}{h} \quad (3.21)$$

em que  $y_n$  representa a solução para o tempo  $t_n$  que está sendo avaliado,  $h$  é o passo temporal e  $\beta_j$  representa o coeficiente específico da ordem de integração  $k$  utilizada. Diante disso, o sistema não linear de EDAs da Equação 3.20 se torna um problema algébrico, escrito em função

da solução  $y$ ,  $\Psi_{(y)} = 0$ . Deste sistema, o integrador parte para a solução utilizando um algoritmo baseado na solução iterativa de Newton-Raphson, em que uma solução inicial  $y_0$  é inicialmente estimada por um polinômio por meio de técnicas de expansão de Taylor. Após a predição inicial, o integrador realiza correções iterativas até que as equações de restrição impostas sejam satisfeitas em relação ao máximo erro admitido. Esta etapa requer a solução da matriz jacobiana, que representa um dos principais custos computacionais envolvidos na solução. Durante essas correções, o integrador GSTIFF-I3 pode trabalhar com diferentes ordens de integração, a depender das descontinuidades problema. Se forem enviados sinais indicando que ordens de integração maiores podem melhorar o desempenho da solução, o GSTIFF-I3 preferencialmente emprega a maior ordem possível (6ª ordem) (MSC SOFTWARE, 2021).

O GSTIFF é o integrador mais utilizado e testado dentre as opções disponíveis no ADAMS Car®. Ele possui alta versatilidade para solução de problemas de naturezas diversas, alta velocidade de processamento e é capaz de estimar os deslocamentos de um sistema com elevada precisão. Por outro lado, ele pode fornecer resultados espúrios de velocidade e aceleração caso sejam tomados passos de integração inconstantes (MSC SOFTWARE, 2021). Além disso, a seleção de passos muito pequenos pode provocar matrizes jacobianas mal condicionadas e levar o algoritmo a não convergência.

Nas seções a seguir descrevem-se as manobras impostas ao modelo de multicorpos desenvolvido. Primeiramente são realizadas manobras de esterçamento constante e de mudança da faixa dupla para avaliação da dirigibilidade do sistema. Em seguida, avalia-se o conforto do motorista em manobras de trajetória retilínea com velocidade constante em pavimento rígido usando velocidades distintas. Em todas estas análises, utiliza-se uma tolerância de erro de integração de 0,1 com resultados sendo escritos a cada 0,01 segundos. O valor máximo do passo de tempo de integração é definido como sendo igual ao intervalo de tempo de escrita de dados ( $h_{máx} = 0,01$  s), conforme o *default* do ADAMS/Solver®.

### 3.4.1 Avaliação da Dirigibilidade

#### 3.4.1.1 Esterçamento crescente com velocidade de solo constante

Este percurso tem como objetivo investigar os principais parâmetros de desempenho lateral em regime permanente, até que o limiar de instabilidade à rolagem (tombamento) ou ao

sobre-esterçamento sejam atingidos. Para ambas as condições de carga de material na caçamba (cheio e vazio), a velocidade de cruzeiro é configurada para 25 km/h. O esterçamento crescente é definido como uma entrada de rampa, iniciada aos 5 segundos e finalizada aos 51 segundos, quando o máximo ângulo de esterçamento da roda é atingido. Durante esse período, o veículo desenvolve um gradiente de aceleração lateral de aproximadamente 0,01 g/s. Na sequência, o volante é mantido em seu esterçamento máximo até o fim da manobra em 100 segundos totais percorridos. A Figura 3-12 apresenta esta condição.

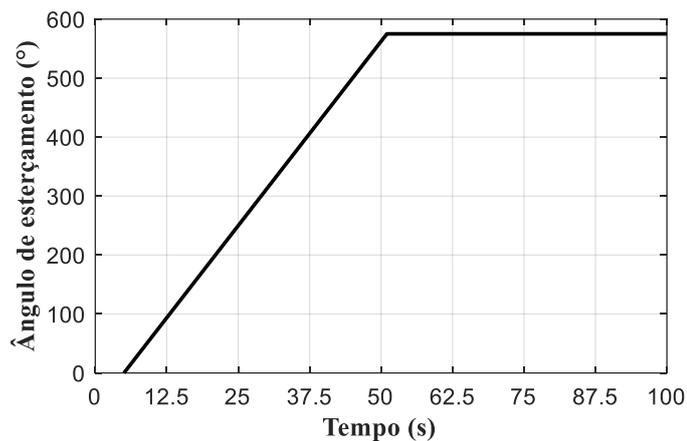


Figura 3-12: Curva de entrada do ângulo de esterçamento do volante.

A dirigibilidade do veículo é avaliada por meio do gradiente de sub-esterçamento  $K$ . Neste caso,  $K > 0$  indica um veículo com comportamento sub-esterçante,  $K = 0$  representa uma condução neutra e  $K < 0$  o sobre-esterçamento. Além disso, assim como LI *et al.* (2013) e YIN *et al.* (2016) utilizou-se a Relação de Transferência de Carga Lateral (RTCL), como critério para avaliar o veículo quanto à sua estabilidade ao tombamento.

#### 3.4.1.2 Manobra de mudança dupla de faixa

Nesta manobra, a trajetória é definida conforme as diretrizes da ISO 3888-1:2018 para avaliar o comportamento transiente lateral do veículo em possíveis situações de desvio de obstáculos em alta velocidade. Para as condições de caçamba cheia e vazia definiu-se a mesma velocidade de cruzeiro de 35 km/h. O acelerador e o esterçamento do volante são ajustados durante a manobra pelo controlador que exerce a função do piloto e que é programado por padrão do *software* para percorrer o caminho com menor tempo.

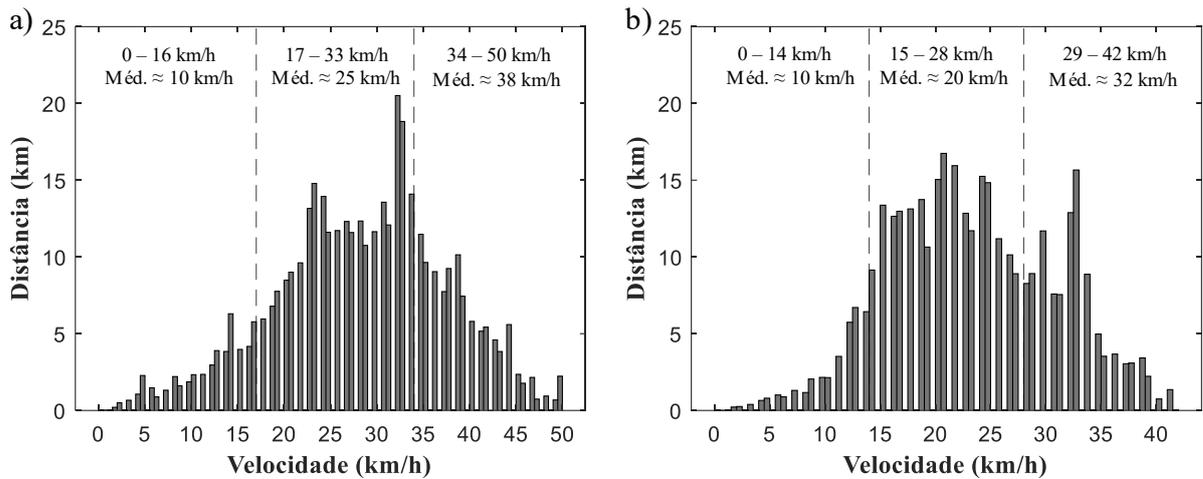
Esta manobra é avaliada também para a condição de pista com as irregularidades apresentadas na seção 3.3, para melhor compreensão da influência da qualidade da via no

comportamento lateral do caminhão. Li *et al.* (2013), Cronjé e Els (2010) e Pazooki *et al.* (2013) também empregaram essa manobra em seus estudos e, de modo geral, foram tomadas como grandezas principais de análise: o ângulo de rolagem, a aceleração lateral, a taxa de guinada (*yaw rate*) e a RTCL.

### 3.4.2 Avaliação do Conforto do motorista

Para avaliar o conforto do motorista, os níveis de aceleração vertical do assento do motorista, representado como uma massa rigidamente conectada à cabine, são calculados durante uma manobra de velocidade quase constante em linha reta com rugosidade definida pela metodologia de Sayers (1988) descrita na seção 3.3.1. A velocidade é dita quase constante, pois é condicionada ao desempenho do controlador do acelerador para manter o veículo em cruzeiro.

A manobra é procedida para as configurações A a G em 3 diferentes velocidades de cruzeiro na condição cheio e 3 na condição vazio. Para definir estas condições de operação, utilizam-se os dados experimentais apresentados na seção 3.2 para construir os histogramas da Figura 3-13, referentes às distâncias percorridas, agrupadas por intervalos de velocidade do solo de 0,5 km/h, com a caçamba vazia e cheia. Os dados são divididos em três segmentos de velocidade, conforme indicado pelas linhas tracejadas verticais na figura. Esses segmentos correspondem às classes de velocidade baixa, intermediária e alta. As médias ponderadas de cada classe são usadas como cenários para a avaliação do conforto. A Tabela 3-6 exibe o tempo e a distância totais para cada um desses segmentos. A última coluna da tabela indica o tempo e a distância de movimento do caminhão ao longo das 100 horas de medição experimental.



**Figura 3-13: Histograma das distâncias percorridas por velocidade agrupada em faixas de 0,5 km/h: a) Veículo vazio; b) Veículo cheio.**

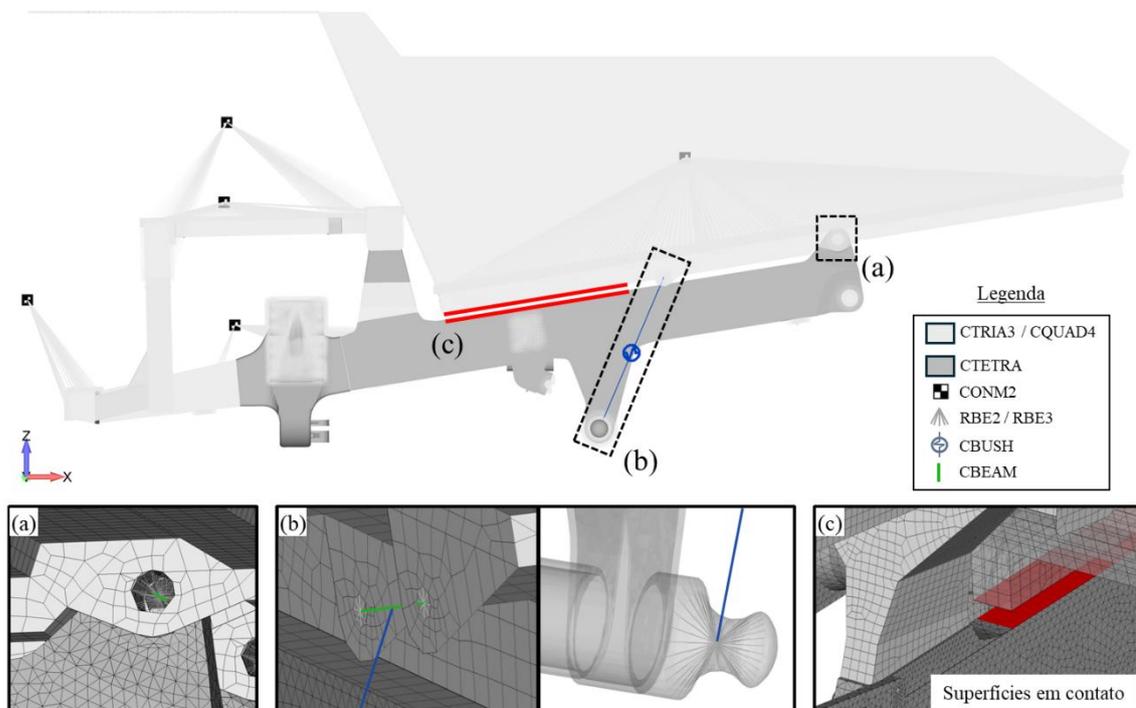
**Tabela 3-6: Resumo de horas e distâncias percorridas por segmento de velocidade.**

Segmento	Vazio (0 t)			Cheio (64 t)			Total
	0 a 16 km/h	17 a 33 km/h	34 a 50 km/h	0 a 13 km/h	14 a 26 km/h	27 a 42 km/h	
Tempo (h)	4,5	9,2	2,7	3,8	10,8	3,3	34,4
Distância (km)	39,7	236,4	106,0	35,4	218,2	107,5	743,4
Velocidade média pond. (km/h)	~10	~25	~38	~10	~20	~31	26

### 3.5 Análise via elementos finitos – Durabilidade

Com intuito de estimar as tensões atuantes na chassi do caminhão mediante a influência das configurações A a G, o modelo de elementos finitos da Figura 3-14 é submetido a diferentes condições de carregamento que simulam as condições de operação do caminhão. Este modelo contempla o quadro estrutural do chassi descrito na seção 3.1.1.1 com a representação da caçamba usando elementos de casca de primeira ordem triangulares (CTRIA3) e quadrangulares (CQUAD4) e as massas suspensas relevantes como elementos de massa concentrada (CONM2), as quais são conectadas aos elementos de casca e sólido por meio de elementos do tipo MPC (*Multipoint Constraint*), denominados RBE3 pela biblioteca NASTRAN®. Tanto a caçamba quanto o chassi, ambos fabricados em aço fundido e laminado, foram modelados com propriedades isotrópicas típicas de aço, considerando um módulo de elasticidade de 200 GPa e um coeficiente de Poisson de 0,30.

A interação entre a caçamba e o chassi ocorre por meio de três interfaces: (a) ligação rotulada localizada na traseira do veículo, (b) cilindro de basculamento e (c) contato entre a longarina principal do chassi e o coxim de borracha que se estende em grande parte da viga de reforço da caçamba. No modelo, a interface (a) é representada usando elementos rígidos RBE2 com graus de liberdade de rotação desativados e elementos de pórtico de primeira ordem CBEAM para os pinos. Na interface (b), utiliza-se configuração análoga para a união do cilindro de basculamento (representada como elemento de mola CBUSH) na caçamba e elementos RBE3 na junta entre o cilindro e o chassi. Em relação à interface (c), as interações entre os coxins e as longarinas principais do chassi são feitas pelo contato entre superfícies, no qual a análise é realizada iterativamente buscando interações compressivas, sem computar não linearidades geométricas e de material.



**Figura 3-14: Modelo em elementos finitos utilizado para estimar as tensões do chassi.**

Basicamente, é possível classificar o regime de operação do caminhão em 4 diferentes condições: transporte vazio, abastecimento, transporte cheio e descarga de material. No contexto deste trabalho, esses eventos são simplificados por problemas estático-lineares de pequenos deslocamentos. A diferença entre o abastecimento e a descarga de material em relação ao transporte cheio e vazio está na imposição das condições de contorno no modelo apresentado na Figura 3-14.

Para representar o abastecimento e a descarga, os deslocamentos e tensões no chassi são estimados pela solução numérica típica de um problema de elementos finitos, com as devidas

restrições e forças externas aplicadas. Assim, os nós correspondentes aos pontos de instalação das HPSs, do braço âncora e da haste *panhard* são restringidos conforme os GDLs de translação indicados na Tabela 3-7, enquanto as forças gravitacionais e de impacto são aplicadas como força externas.

**Tabela 3-7: Graus de liberdade restringidos durante a estimativa dos deslocamentos e tensões nas condições de abastecimento e descarga de material.**

Descrição do nó	GDLs restringidos
Suporte das HPS dianteiras	Translação: Longitudinal (X), Lateral (Y) e Vertical (Z)
Suporte das HPS traseiras	Translação: Longitudinal (X) e Vertical (Z)
Suporte do braço-âncora	Translação: Longitudinal (X)
Suporte da haste panhard	Translação: Lateral (Y)

Por outro lado, as condições de transporte cheio e vazio resultam em problemas cujas forças externas e de reação (interface chassi-suspensão) são conhecidas, enquanto as forças inerciais são desconhecidas. Para solução deste problema, emprega-se a ferramenta computacional denominada *Inertia Relief*, baseada no princípio de D'Alembert, que determina o equilíbrio de um sistema quando o trabalho virtual da soma das forças externas e inerciais é igual a zero. Este recurso é implementado pelo NASTRAN® mediante a imposição de acelerações inerciais a cada elemento finito, de modo que o equilíbrio do sistema seja alcançado e os graus de liberdade associados ao movimento de corpo rígido sejam restringidos. Desta forma, a equação de movimento do problema é formulada como:

$$\{u\} = [K]^{-1} (\{F\} - [M]\{\ddot{u}\}) \quad (3.22)$$

Na prática, a ferramenta é capaz de encontrar a solução de equilíbrio aplicando apenas as forças externas e de reação, sem a necessidade de definir explicitamente restrições nodais. Essa técnica é amplamente utilizada em análises de aeronaves e quadros automotivas, nas quais as forças atuantes são equilibradas pela própria inércia do veículo (SIEMENS, 2020b).

Na seção 3.5.1 são apresentados os cálculos das forças aplicadas nas análises de transporte, abastecimento e descarga. Na seção 3.5.2, demonstra-se a metodologia empregada para a estimativa da vida em fadiga das juntas soldadas.

### 3.5.1 Estimativa de forças atuantes no chassi

As forças que solicitam o caminhão em cada um dos cenários empregados para representar o seu ciclo de operação e, conseqüentemente estimar a vida em fadiga do chassi, possuem naturezas e condições de contorno distintas. Nesse trabalho, as forças devido ao transporte vazio e cheio são obtidas por meio da manobra de conforto realizada pelo modelo multicorpos, a força de abastecimento é calculada a partir da estimativa da força de impacto do material a cada operação da caçamba da escavadeira e a força de descarga é representada pela carga gravitacional do material na caçamba que deve ser superada pelos cilindros de basculamento.

#### 3.5.1.1 Transporte vazio e cheio

Os carregamentos atuantes no chassi devido ao transporte cheio e vazio estão relacionados a diversos fatores, dentre eles a velocidade do veículo e as condições de pista. Como o objetivo deste estudo possui viés comparativo entre as diferentes configurações de suspensão, o espectro de carregamento referente ao deslocamento do caminhão cheio e vazio é simplificado representado pelo pavimento descrito na seção 3.3.1 e pelas 6 velocidades de transporte definidas pela Tabela 3-6. Diante disso, as forças dos principais componentes da suspensão calculadas nas análises no modelo de multicorpos de conforto (molas e amortecedores das suspensões dianteira e traseira, braço-âncora e haste *panhard*) são aplicadas no modelo da Figura 3-14. Condições de esterçamento, aclive ou declive não foram computadas para compor o cenário de operação do caminhão pela dificuldade em determinar a frequência e a intensidade desses eventos utilizando os dados do caminhão coletados pelo seu sistema de aquisição embarcado.

#### 3.5.1.2 Abastecimento

Com os dados de velocidade e massa de material na caçamba coletados durante 100 horas contínuas, podem-se extrair informações essenciais sobre o ciclo de carregamento e descarga do caminhão fora de estrada estudado. Neste contexto, estima-se que o carregamento

completo de material na caçamba ocorre, em média, após 7 operações da escavadeira com a distribuição média de material descrita pela Tabela 3-8.

A primeira operação compreende uma parcela maior de material devido ao maior tempo de preparação de carga entre a manobra dos caminhões na área de embarque, permitindo à escavadeira melhor aproveitamento de volume da sua pá. A 7ª operação, por sua vez, se limita apenas ao ajuste fino da carga para o limite de transporte do veículo e, por isso, corresponde à menor parcela do total.

**Tabela 3-8: Distribuição média de material por operação da escavadeira.**

Média por pá – $m_i$		
1ª Pá	Material (t)	19,7
2ª Pá	Material (t)	11,3
3ª Pá	Material (t)	9,9
4ª Pá	Material (t)	7,2
5ª Pá	Material (t)	6,5
6ª Pá	Material (t)	6,2
7ª Pá	Material (t)	3,3
Total (t)		64,0

Em cada operação, a força gravitacional é amplificada pelo impacto do material na caçamba, cujas forças calculadas são exibidas na Tabela 3-9. Ali e Frimpong (2018) utilizam a Equação 3.23 baseada na relação de igualdade entre o impulso e a variação da quantidade de movimento linear durante a queda do material para descrever a força máxima de impacto. Para isso, assume-se que a excitação ocorre como um pulso triangular com duração  $\epsilon$  e amplitude  $F_i$ . Ali e Frimpong (2018) estimam o valor de  $\epsilon$  igual a 1,28 s. A altura de queda, referente à distância vertical entre a pá da escavadeira e o ponto de impacto na caçamba ( $H_t$ ), foi estimada como 2,35 m na primeira operação e 0,55 m na 7ª pá. Os valores das demais operações consistem em aproximações lineares entre esses dois extremos. No modelo de elementos finitos, as forças totais ( $F_t$ ), referentes à soma das forças de impacto e das forças gravitacionais, são aplicadas verticalmente no mesmo nó do elemento de massa correspondente ao centro de massa do material.

$$F_i = \frac{\sqrt{2gH_t m_i}}{\epsilon} \quad (3.23)$$

**Tabela 3-9: Força atuante na caçamba estimada para cada operação da escavadeira.**

Operação	Altura – $H_t$ (m)	Força de impacto – $F_i$ (kN)	Força gravitacional – $P$ (kN)	Força total – $F_t$ (kN)
1ª Pá	2,35	10,7	193,3	204,0
2ª Pá	2,05	5,7	110,9	116,6
3ª Pá	1,75	4,6	97,1	101,7
4ª Pá	1,45	3,1	70,6	73,7
5ª Pá	1,15	2,5	63,8	66,3
6ª Pá	0,85	2,0	60,8	62,8
7ª Pá	0,55	0,9	32,4	33,3

### 3.5.1.3 Descarga

No processo de descarga difere-se das demais análises o fato de que a interface (c) (Figura 3-14) entre a caçamba e o chassi é desativada permitindo que toda a carga gravitacional do conjunto caçamba-material seja transmitida pelas interfaces (a) e (b). Com isso, tem-se uma estimativa da força necessária que o cilindro de basculamento deve exercer para movimentar tal conjunto.

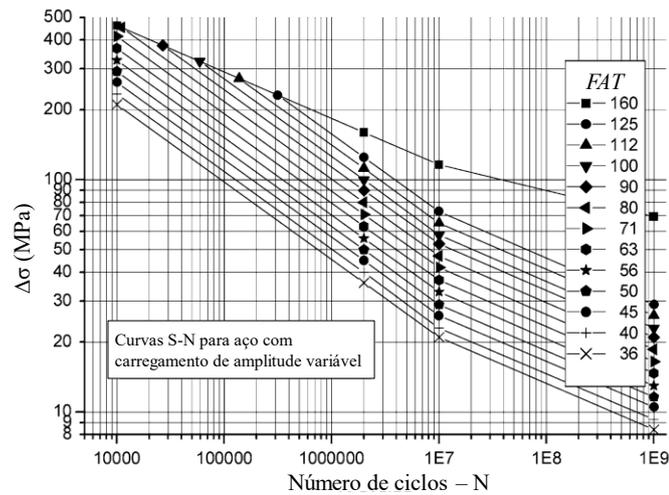
Ao contrário do regime de transporte vazio e cheio, em que as forças de suspensão variam significativamente entre as configurações A a G, nos regimes de abastecimento e descarga esta diferença não é esperada, visto que as ações principais têm natureza gravitacional que independem da rigidez da suspensão. Desta forma, as forças de suspensão aplicadas em cada operação da escavadeira e durante a descarga de material foram obtidas via modelo de multicorpos com parâmetros nominais de suspensão e pneus (configuração D). Isto é, durante a estimativa de vida das juntas soldadas, a parcela de dano causada por estes eventos em cada configuração será idêntica.

### 3.5.2 Estimativa da vida em fadiga por dano acumulado

A análise de fadiga é conduzida para duas juntas soldadas que apresentaram significativa variação de tensões durante as análises referentes aos regimes de operação do caminhão. O cálculo das tensões atuantes nestas juntas ocorre em modelos de elementos finitos locais empregando elementos de sólidos hexaédricos CHEXA e tamanho máximo de malha de 4,0 mm. Aplicam-se nesse modelo deslocamentos prescritos, obtidos a partir do modelo da Figura 3-14, próximos às regiões correspondentes de interface.

As tensões principais calculadas nestes modelos locais são exportadas para a rotina de contagem de ciclos por *rainflow* do MATLAB® para estimar o número de vezes que cada variação  $\Delta\sigma_{mp}$  ocorre em um dia de operação ( $n_i$ ). Isso é feito com auxílio das informações operacionais do caminhão descritas na Tabela 3-6.

O número de ciclos resistente para cada variação de tensão ( $N_i$ ) é calculado por meio da curva S-N referente ao detalhe nominal de solda com melhor compatibilidade à geometria e aos esforços solicitantes das juntas soldadas em estudo. Dentre as possíveis abordagens de fadiga controlada por tensão, a de tensão nominal é escolhida devido à melhor correspondência dos detalhes de solda disponíveis com as duas juntas selecionadas para o estudo. As curvas S-N disponibilizadas pelo IIW (2016) para diferentes detalhes de solda podem ser visualizadas na Figura 3-15. Para cada classe de solda, a norma atribui uma resistência nominal, denominada *FAT*, dada para um número de ciclos de referência igual a  $2 \times 10^6$ , com uma confiabilidade de 95%.



**Figura 3-15: Curva S-N para diferentes classes de solda *FAT* – Adaptado de IIW (2016).**

O dano diário provocado por cada variação de tensão ( $D_i$ ) é estimado pela teoria de Palmgreen-Miner de dano acumulado, apresentada na Equação 3.24. A vida estimada consiste na relação entre o dano admissível  $D_{adm}$  e o dano total calculado  $D$ .

$$D = \sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq D_{adm} \quad (3.24)$$

## 4.0 RESULTADOS

Esta seção apresenta os resultados obtidos nas análises descritas na metodologia deste trabalho com as principais percepções e discussões associadas ao desempenho do caminhão fora de estrada nos aspectos de dirigibilidade, conforto e durabilidade. Primeiramente, na subseção 4.1, apresenta-se o estudo analítico realizado para avaliar a conformidade da rigidez torcional do chassi em relação à rigidez da suspensão. A análise de sensibilidade de malha do modelo de elementos finitos realizada pela solução do problema de autovalor em condição livre-livre e o modelo resultante da síntese modal são apresentados na subseção 4.2. Na sequência, a resposta da suspensão do modelo de multicorpos é comparada com dados experimentais de pressão de gás para validação da irregularidade de pista empregada nas análises (subseção 4.3).

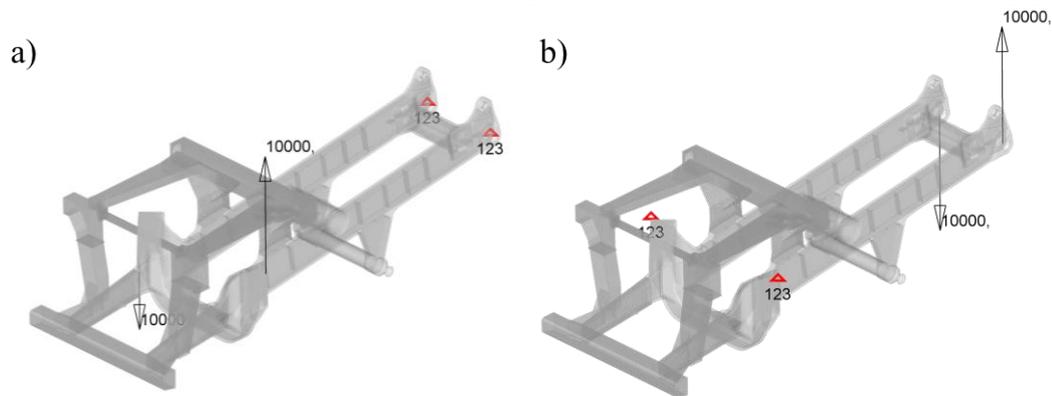
Com a validação da resposta da suspensão, apresentam-se as análises em que se avalia a influência do volume inicial de gás ( $V_0$ ) e da pressão dos pneus ( $TP$ ) por meio das configurações A a G estabelecidas. Em relação à dirigibilidade, manobras em regime permanente e transiente demonstram, na subseção 4.4, a capacidade de manuseio do caminhão para cada configuração por meio de parâmetros de desempenho típicos. Na subseção 4.5, o conforto do motorista para cada configuração é analisado mediante a resposta de aceleração vertical do assento do motorista em diferentes velocidades de cruzeiro sobre a pista irregular previamente validada. Por fim, na subseção 4.6 o estudo de durabilidade, feito para duas juntas soldadas do caminhão, é apresentado de maneira detalhada, tendo-se a vida das juntas como principal parâmetro de referência.

### 4.1 Avaliação de rigidez do chassi

As rigidezes torcionais dos eixos dianteiro e traseiro do caminhão são calculadas utilizando o modelo de elementos finitos e as condições de contorno da Figura 4-1. Aplica-se um binário vertical de força arbitrário nos pontos de conexão da suspensão dianteira, enquanto as conexões das suspensões traseiras são restringidas em relação aos graus de liberdade de translação. Em outra análise estática linear, são impostas restrições nas suspensões anteriores e um binário de forças nas suspensões posteriores é aplicado. Assim, obtém-se a relação entre o

ângulo de torção e o momento do binário em cada eixo separadamente, resultando nas rigidezes a torção dianteira ( $k_{cd}$ ) e traseira ( $k_{ct}$ ).

A Tabela 4-1 apresenta os resultados destas análises, bem como os valores de  $k_{cd}$  e  $k_{ct}$  obtidos. Verifica-se uma diferença de cerca de 13% entre os valores de rigidez torcional dos eixos dianteiro e traseiro. Em relação às rigidezes da suspensão,  $k_{cd}$  corresponde a 3,1 e 1,7 vezes aos valores de  $k_{rld}$  para as condições de caçamba vazia e cheia, respectivamente. Por sua vez,  $k_{ct}$  é cerca de 13,0 e 9,4 vezes maior que o valor de  $k_{rtl}$ . Em ambos os casos essa relação é calculada a partir das configurações nominais da suspensão ( $D_v$  e  $D_c$ ).



**Figura 4-1: Condições de contorno da análise de rigidez torcional. (a) Análise de caracterização da rigidez torcional dianteira –  $k_{cd}$ ; (b) Análise de caracterização da rigidez torcional traseira –  $k_{ct}$ .**

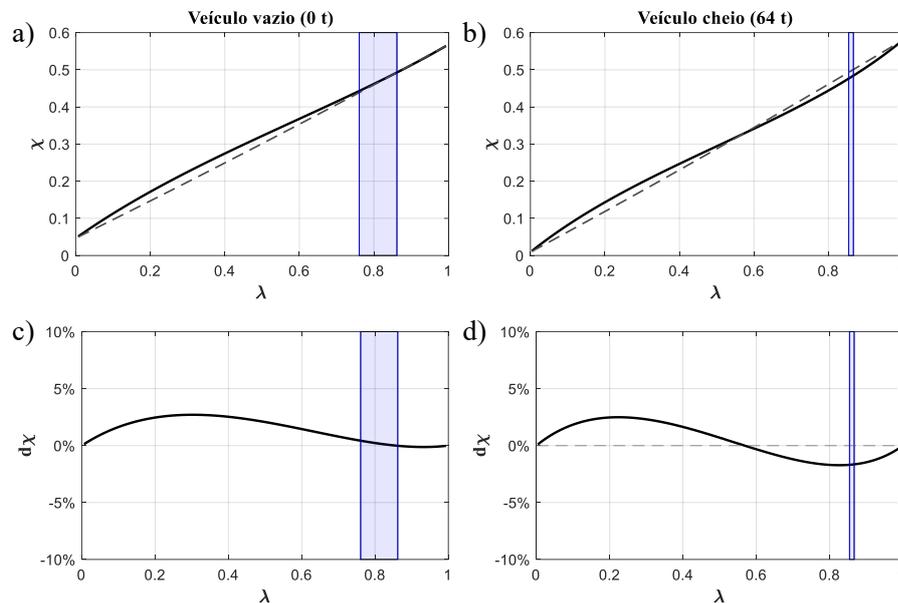
**Tabela 4-1: Resultado do cálculo de rigidez torcional do chassi**

Parâmetro	Eixo dianteiro	Eixo traseiro
Momento torçor (kN.m)	235,9	117,3
Ângulo de torção (°)	0,72	0,40
Rigidez torcional – $k_{cd}$ e $k_{ct}$ (kN.m/°)	328,9	290,3

Sampò (2011) utiliza as relações  $\lambda$  e  $\chi$  como métrica para avaliar a rigidez torcional de um chassi. O parâmetro  $\lambda$  é definido como a razão entre a rigidez à rolagem da suspensão dianteira e a rigidez à rolagem total do veículo  $\lambda = k_{rld}/(k_{rld} + k_{rtl})$ , enquanto  $\chi$  representa a parcela de transferência de carga no eixo dianteiro em relação à transferência total  $\chi = \Delta W_d/(\Delta W_d + \Delta W_t)$ .

Traçando curvas de  $\chi$  em função de  $\lambda$  para as condições de caminhão cheio e vazio, é possível investigar se o comportamento do chassi se aproxima de uma estrutura rígida o suficiente para não interferir no desempenho de diferentes ajustes de suspensão. A Figura 4-2a e a Figura 4-2b apresentam os resultados deste estudo e a Figura 4-2c e a Figura 4-2d expõem o desvio entre o chassi de projeto e uma estrutura infinitamente rígida de referência em linhas

tracejadas. Destaca-se na cor azul as faixas de trabalho de  $\lambda$  compreendida pelas configurações A a G empregadas neste estudo.



**Figura 4-2: Comparação do desempenho da rigidez torcional do chassi do caminhão com uma estrutura infinitamente rígida. (a)(b) Parcela de transferência de carga lateral do eixo dianteiro ( $\chi$ ) em função da parcela de rigidez a rolagem do eixo dianteiro ( $\lambda$ ); (c)(d) Desvio de  $\chi$  em relação a uma estrutura infinitamente rígida.**

Em relação à condição de caçamba vazia, a faixa de trabalho de  $\lambda$  ocupa uma região em que a curva de rigidez do chassi está praticamente sobreposta à curva de referência, indicando um excelente comportamento do chassi em relação à rigidez torcional. Quando cheio, a faixa de trabalho se torna mais estreita em função da pequena variação de  $k_{rlt}$  dentre as configurações A a G. Neste caso, a região em que esta faixa ocupa indica uma maior divergência em relação à estrutura de referência, no entanto, este valor (cerca de -2%) é ainda bem reduzido e pode ser considerado como satisfatório.

#### 4.2 Solução do problema de autovalor e síntese modal

A Tabela 4-2 sintetiza as frequências naturais calculadas a partir da solução do problema de autovalor do modelo de elementos finitos do chassi, considerando diferentes tamanhos de malha. Apenas os primeiros dez modos de vibração são exibidos. À medida que o tamanho máximo da malha é reduzido, os valores das frequências naturais calculadas com elementos de primeira ordem se aproximam dos resultados obtidos com elementos de segunda ordem, cujas diferenças entre si são praticamente desprezíveis. Isto é um indicativo de que refinamentos

adicionais na malha não resultariam em uma descrição mais precisa do comportamento dinâmico.

Todavia, o uso de elementos de segunda ordem implica um custo computacional significativamente maior, com o tempo total de solução do problema de autovalor sendo aproximadamente o dobro daquele observado para a malha de 15 mm com elementos de primeira ordem. Em função disso, optou-se pelo uso de uma malha com tamanho máximo de 20 mm com elementos de primeira ordem para as análises subsequentes. As frequências naturais obtidas com essa configuração apresentam uma diferença máxima de 5% em relação aos valores obtidos com elementos de segunda ordem de 30 mm, tendo-se um tempo total de solução reduzido em cerca de quatro vezes.

**Tabela 4-2: Frequências naturais calculadas para diferentes tamanhos máximos de elementos finitos.**

Malha Tam. máx.	Modo de vibração não amortecido (Hz)									
	7°	8°	9°	10°	11°	12°	13°	14°	15°	16°
40 mm <sup>(1)</sup>	24,7	28,9	31,6	40,2	48,5	54,8	68,6	69,8	75,0	80,1
35 mm <sup>(1)</sup>	24,3	28,5	31,5	39,6	48,3	54,5	67,8	69,6	74,8	78,7
30 mm <sup>(1)</sup>	23,8	28,1	31,4	39,1	47,9	53,9	67,1	69,3	74,6	77,4
25 mm <sup>(1)</sup>	23,3	27,6	31,2	38,2	47,1	53,4	66,1	68,7	74,2	75,6
20 mm <sup>(1)</sup>	22,9	27,2	31,0	37,4	46,6	52,9	65,2	68,2	73,9	74,3
15 mm <sup>(1)</sup>	22,5	26,7	30,8	36,7	46,1	52,4	64,1	67,7	72,8	73,6
40 mm <sup>(2)</sup>	21,9	25,9	30,7	35,4	45,2	51,9	61,8	67,8	69,9	73,5
30 mm <sup>(2)</sup>	21,7	25,8	30,6	35,3	45,1	51,7	61,6	67,3	69,6	73,3

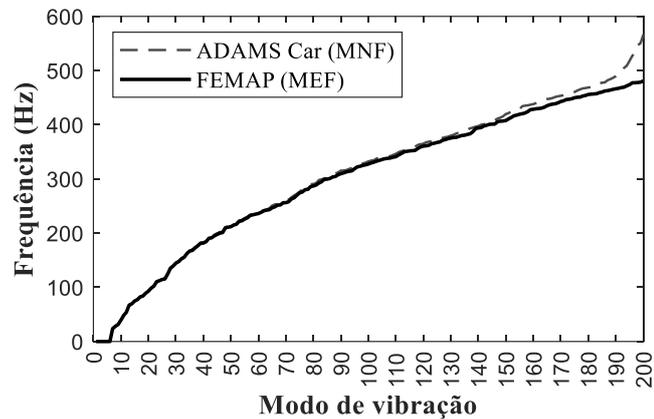
NOTAS: (1): Elementos de casca e sólidos de primeira ordem.

(2): Elementos de casca e sólidos de segunda ordem

A síntese modal utilizada para representação da flexibilidade do chassi nas análises de multicorpos é realizada escolhendo-se 27 nós de interface ( $b = 6 \times 27 = 162$ ), 6 modos de vibração de corpo rígido e 150 modos flexíveis ( $m = 156$ ;  $j = b + m = 318$ ). Com isso, um sistema com mais de 700000 GDLs, estabelecido principalmente por elementos finitos de casca e sólido, é reduzido para 318 GDLs.

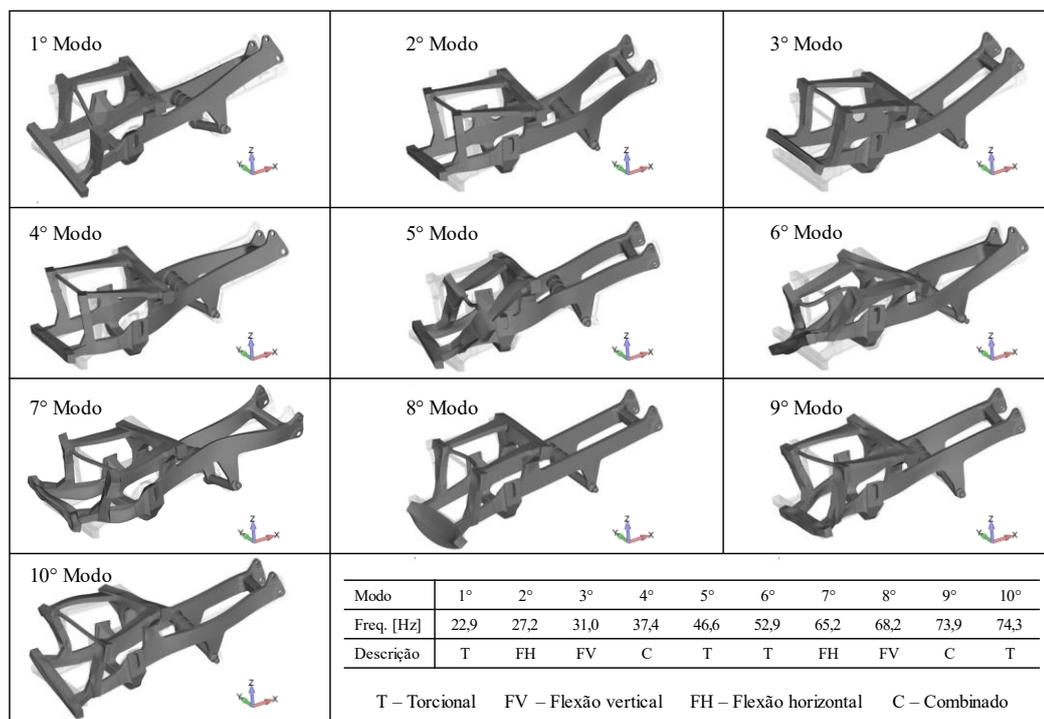
Como mostrado pela Figura 4-3, a solução do problema de autovalor desse sistema reduzido apresenta frequências naturais semelhantes às obtidas pelo modelo completo de elementos finitos. Divergências superiores a 1% foram observadas apenas a partir do modo de vibração número 65. No entanto, cada modo de vibração adicional incorporado à análise de

multicorpos aumenta proporcionalmente o número de graus de liberdade do modelo. Por simplificação, apenas os 10 primeiros modos de corpo flexível (modos 7 a 16, considerando que os seis primeiros correspondem aos modos de corpo rígido) foram considerados nos estudos conduzidos no ambiente do ADAMS Car®. Os demais modos foram desabilitados e, portanto, não participaram do equacionamento do problema.



**Figura 4-3: Frequência natural dos 200 primeiros modos de vibração não amortecidos do chassi calculados pelo MEF e pelo modelo reduzido exportado em formato MNF.**

Na Figura 4-4 apresentam-se os dez primeiros modos de corpo flexível com suas respectivas frequências naturais e o modo de vibração associado. Diante disso, verifica-se pelas deformadas em escala que os principais movimentos típicos de um chassi em operação, torção e flexão nos planos vertical e horizontal, foram contempladas no presente estudo.

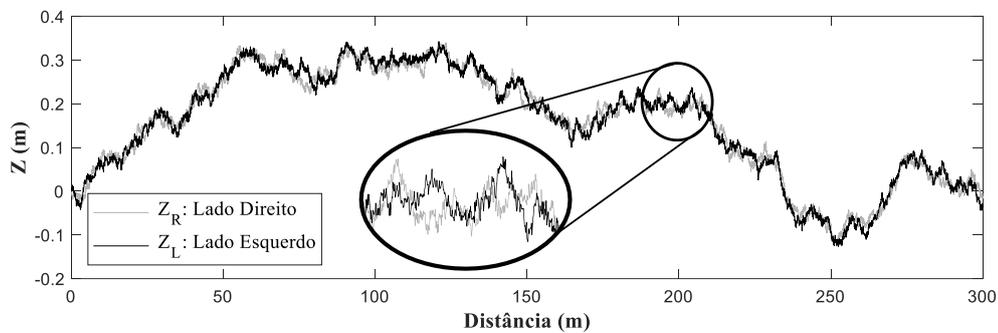


**Figura 4-4: Representação gráfica dos 10 primeiros modos de vibração do chassi calculados pelo FEMAP/NASTRAN.**

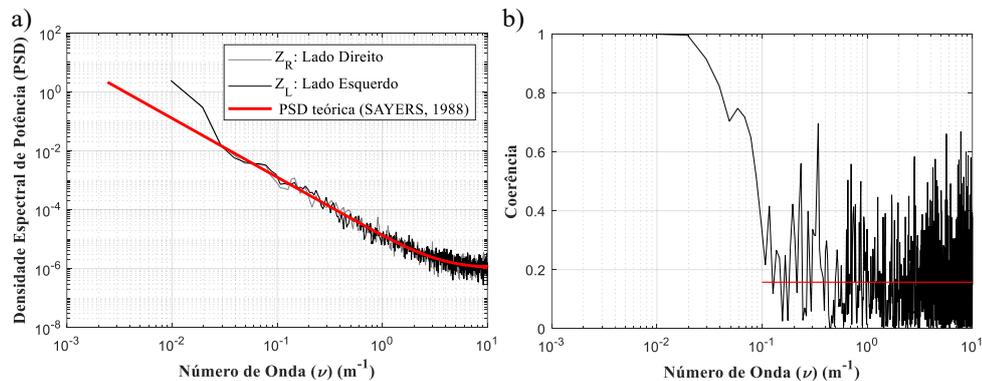
### 4.3 Validação do perfil de pista

A Figura 4-5 apresenta o perfil de pista resultante da metodologia utilizada neste trabalho. Para obtenção de  $Z_L$  e  $Z_R$  utilizam-se  $\Delta=0,05$  m e  $L_B=5,0$  conforme recomendação de Sayers (1998). A distribuição espectral da pista em comparação com a curva teórica é exibida pela Figura 4-6a. Os dois perfis traçados (direito e esquerdo) indicam elevado grau de concordância com a distribuição teórica estimada, principalmente em relação a números de onda maiores, que possuem maior influência nas respostas das massas suspensas e não suspensas. Esta concordância entre a pista gerada e teórica também é um indicativo de que a amostragem de 300 m de comprimento pode ser considerada satisfatória para representar com precisão todo o espectro de irregularidades.

A coerência entre os perfis  $Z_L$  e  $Z_R$  foi calculada pela função *mscohere* do MATLAB® e o resultado obtido é apresentado pela Figura 4-6b. Obteve-se um valor médio de 0,16 para números de onda superiores a  $0,1$   $\text{m}^{-1}$  (conforme indicado pela linha horizontal vermelha), o que indica uma baixa correlação entre as excitações de alta frequência do lado direito e do lado esquerdo. Segundo Bogsjö (2008), baixos níveis de coerência podem excitar a rolagem do veículo com mais intensidade.



**Figura 4-5: Perfil de pista em função da distância.**

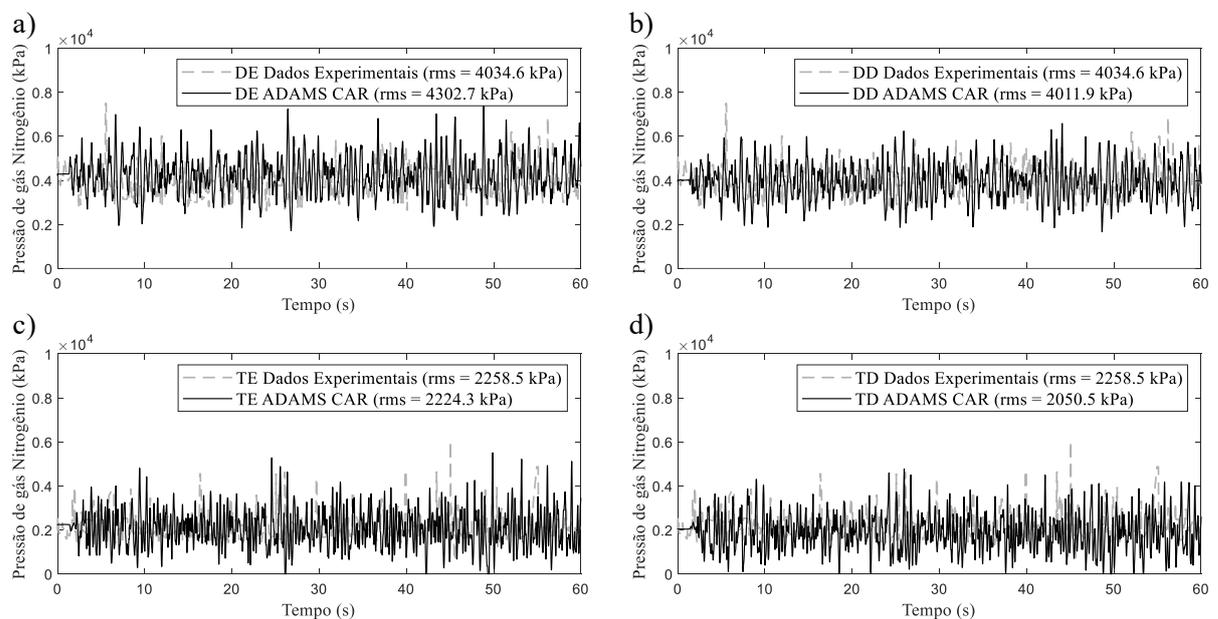


**Figura 4-6: (a) Densidade espectral de potência da pista gerada e da pista teórica; (b) Coerência entre os perfis de pista do lado direito e esquerdo.**

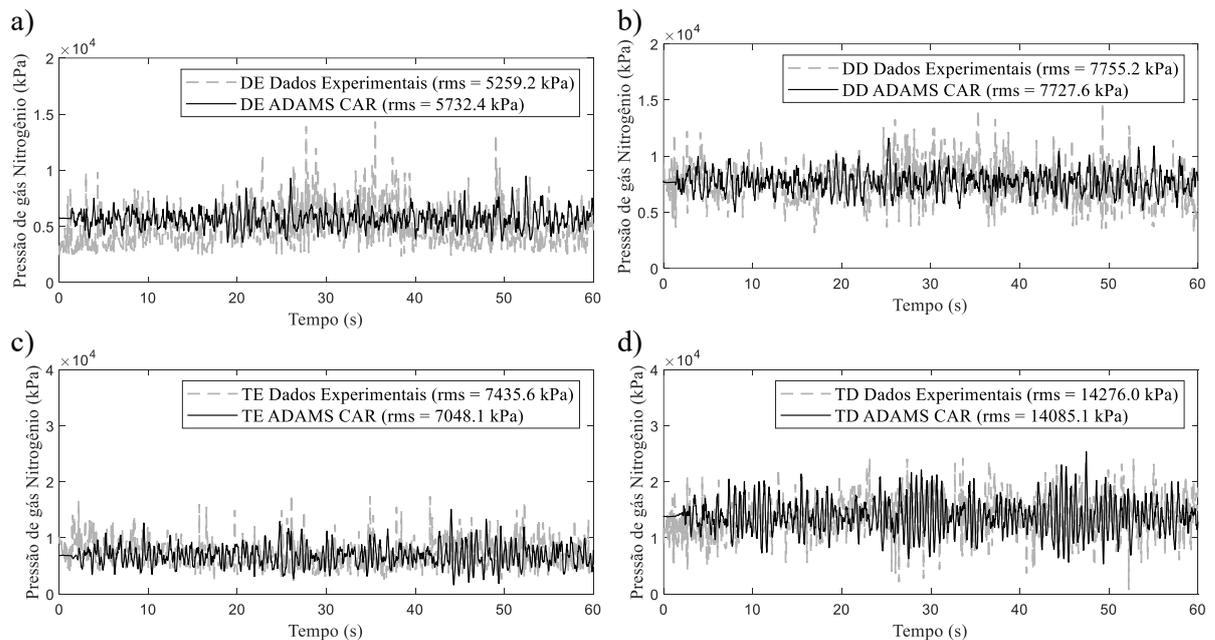
A validação dos perfis de pista acima é exibida pela Figura 4-7 e pela Figura 4-8, onde as respostas de pressão de gás em cada suspensão hidropneumática obtidas nas condições vazio e cheio via modelo de multicorpos são sobrepostas às curvas experimentais. Em cada gráfico, as legendas exibem o valor de raiz média quadrática (RMS) correspondente.

Em função da baixa frequência de aquisição dos dados, as amostras utilizadas para construção das curvas experimentais possuem tempos arbitrários que, quando somados, totalizam o tempo total de operação de um caminhão sob as condições de transporte a  $20 \pm 1$  km/h vazio ou cheio. Também é relevante destacar que, para melhor ajuste das médias das respostas na condição de transporte cheio com os dados experimentais, realiza-se um deslocamento do centro de gravidade do material em 300 mm no sentido +Y. Como consequência, as suspensões do lado direito apresentam média superior às suspensões do lado esquerdo na condição cheio.

As maiores diferenças de RMS entre as pressões calculadas e experimentais ocorrem na suspensão dianteira esquerda em ambas as condições de carregamento. No transporte vazio, essa diferença é de 6,7% e, no transporte cheio, corresponde a 9,0% aproximadamente. Em contrapartida, os valores de RMS calculados para a suspensão dianteira direita possuem diferenças inferiores a 1% em relação aos dados experimentais.



**Figura 4-7: Comparação da pressão de gás obtida em manobra de velocidade de cruzeiro a 20 km/h com dados experimentais a velocidade de  $20 \pm 1$  km/h na condição de caçamba vazia. (a) Suspensão dianteira esquerda; (b) Suspensão dianteira direita; (c) Suspensão traseira esquerda; (d) Suspensão traseira direita.**



**Figura 4-8: Comparação da pressão de gás obtida em manobra de velocidade de cruzeiro a 20 km/h com dados experimentais a velocidade de  $20\pm 1$  km/h na condição de caçamba cheia. (a) Suspensão dianteira esquerda; (b) Suspensão dianteira direita; (c) Suspensão traseira esquerda; (d) Suspensão traseira direita.**

Desta forma, é possível afirmar que a resposta do modelo de multicorpos apresenta uma correspondência satisfatória com os valores experimentais, sobretudo no aspecto qualitativo, já que as curvas sobrepostas indicam proximidade em termos de amplitudes e valores médios. Isto sugere que as características gerais de massa, amortecimento e rigidez implementadas no modelo estão coerentes com a física do problema.

#### 4.4 Dirigibilidade

##### 4.4.1 Esterçamento crescente com velocidade constante

A trajetória lateral (Y) descrita pelo caminhão em função da sua posição longitudinal (X) é apresentada na Figura 4-9 para as condições de carga vazio e cheio. As configurações A, D e G exibidas nesses gráficos sugerem que a rigidez do conjunto suspensão-pneu tem uma influência pouco significativa no raio de curva do veículo, sobretudo na condição vazio. Quando cheio, o caminhão sob as configurações mais rígidas desenvolve raios de curva relativamente menores, devido, principalmente, à maior capacidade de produzir aceleração lateral. Esse comportamento também é visualizado na Figura 4-10, onde a aceleração lateral é mostrada em função do tempo de manobra, e na Figura 4-11, que compara os gradientes de

esterçamento ( $\delta_v$ ) para cada configuração (as marcações de mesma cor desse gráfico indicam ajustes com mesmo  $V_0$ , enquanto as marcações com a mesma forma geométrica indicam o mesmo valor de  $TP$ ).

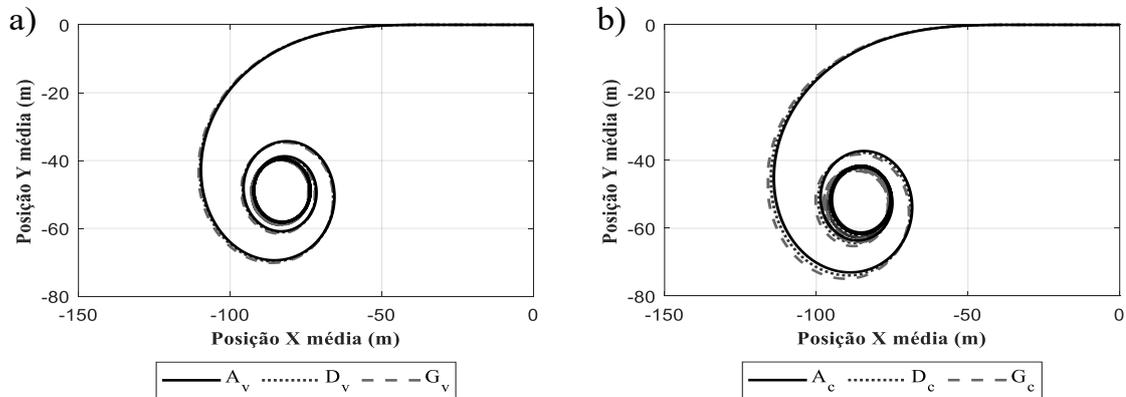


Figura 4-9: Posição Y em função da posição X do caminhão durante manobra de esterçamento crescente com velocidade constante. (a) Veículo vazio; (b) Veículo cheio.

A aceleração lateral e os gradientes de esterçamento das condições vazio estão praticamente sobrepostos nestes gráficos. Já no cenário carga cheia, observa-se uma ligeira diferença nas respostas. O fato de a configuração  $A_c$  indicar  $\delta_v = 2730$  °/g e a configuração  $G_c$ ,  $\delta_v = 2550$  °/g indica que o ajuste  $G_c$  requer cerca de 7% a mais de esterçamento para alcançar a mesma aceleração lateral que a configuração  $A_c$ .

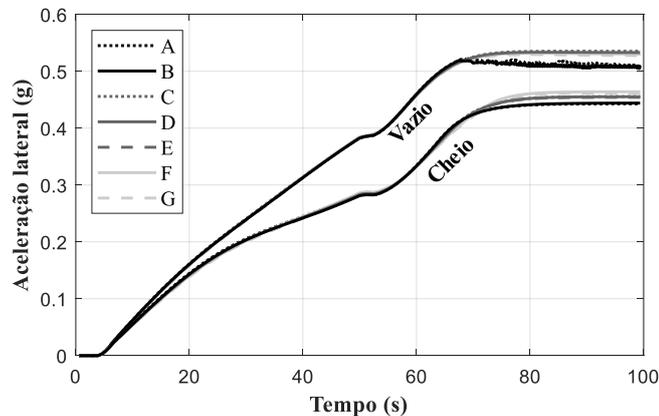
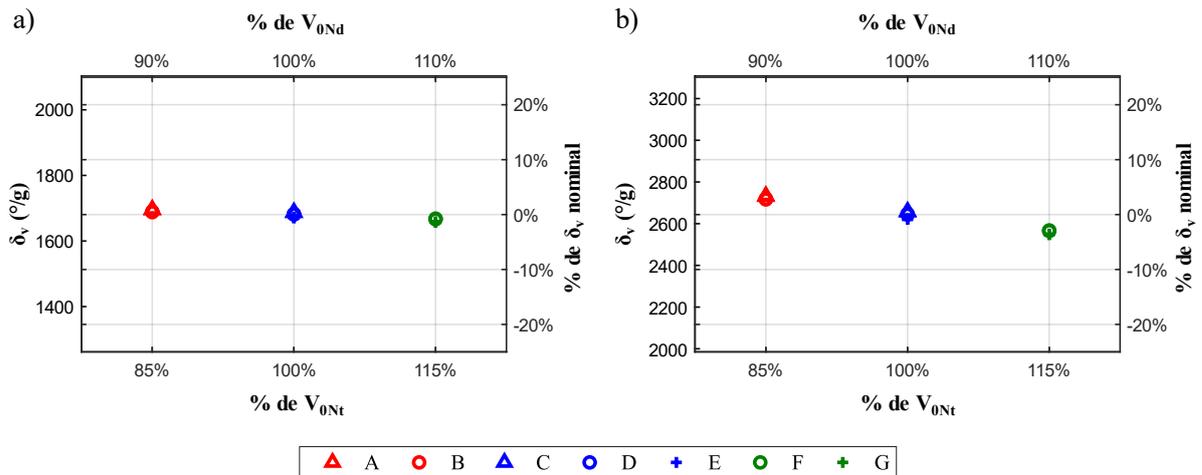
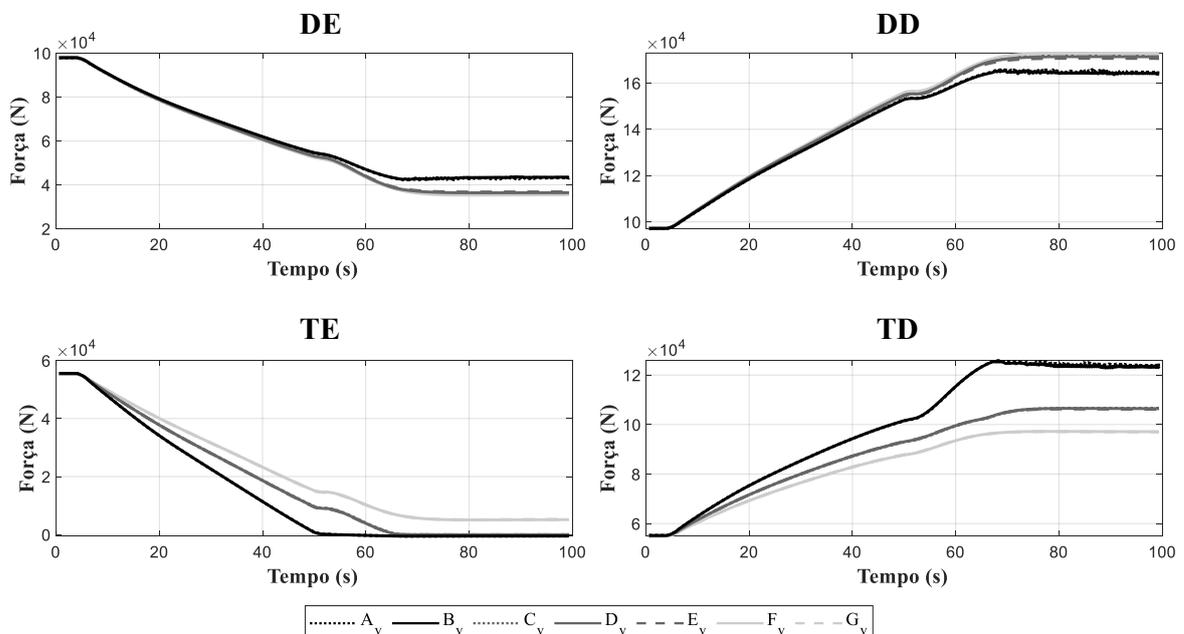


Figura 4-10: Aceleração lateral ( $a_y$ ) calculada na manobra de esterçamento crescente.

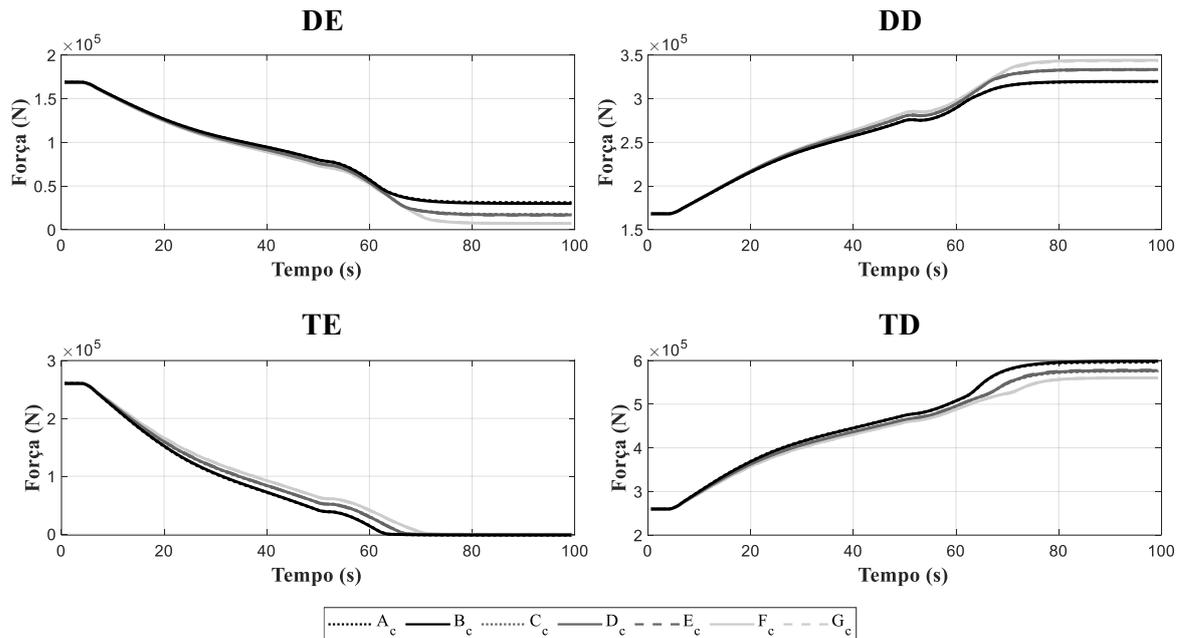


**Figura 4-11: Gradiente de esterçamento do volante ( $\delta_v$ ) calculado na manobra de esterçamento crescente. (a) Veículo vazio; (b) Veículo cheio.**

As forças em cada suspensão durante a manobra são apresentadas na Figura 4-12 e na Figura 4-13 para as condições vazio e cheio. As configurações com menor volume de gás nitrogênio (A e B) possuem menor altura de rodagem e, conseqüentemente, levam a suspensão traseira esquerda (TE) a atingir o limite de extensão de maneira precoce. Por outro lado, as configurações que mantêm o mesmo volume de gás, mas variam a pressão dos pneus demonstram um efeito pouco significativo na transferência de carga lateral.



**Figura 4-12: Força calculada em cada suspensão durante manobra de esterçamento crescente – Veículo vazio.**



**Figura 4-13: Força calculada em cada suspensão durante manobra de esterçamento crescente – Veículo cheio.**

Partindo para a avaliação dos parâmetros de dirigibilidade relacionados ao movimento de rolagem do caminhão, a Figura 4-14a apresenta a relação de transferência de carga lateral (RTCL) para os dois cenários de carregamento avaliados. Na Figura 4-14b comparam-se os ângulos de rolagem das massas suspensas em função da aceleração lateral  $e$ , e na Figura 4-15 exhibe os gradientes de rolagem  $\delta_\varphi$  obtidos para cada configuração, em função da parcela de volume inicial nominal de gás na suspensão ( $V_{0d}$  e  $V_{0t}$ ).

De modo geral, os valores obtidos de RTCL apresentam pouca variação entre as configurações, sugerindo que os parâmetros de rigidez têm uma influência pouco significativa na estabilidade à rolagem do veículo em regime permanente. Ainda, os máximos valores atingidos pelas condições cheio e vazio (RTCL = 0,79 e 0,62, respectivamente) apontam para condições satisfatórias de segurança, uma vez que estão bem abaixo do limiar de estabilidade (RTCL=1,0).

Como esperado, as configurações menos rígidas produzem os maiores valores máximos de ângulo e gradientes a rolagem ( $\delta_\varphi = \Delta\varphi/\Delta t$ ). Os ângulos máximos atingidos pela configuração G ( $\varphi_{Gv} = 2,65^\circ$  e  $\varphi_{Gc} = 5,06^\circ$ ) são cerca de 29% e 46% superiores aos máximos valores da configuração A ( $\varphi_{Av} = 2,05^\circ$  e  $\varphi_{Ac} = 3,47^\circ$ ). A diferença obtida entre os valores de  $\delta_\varphi$  e  $\varphi_{m\acute{a}x}$ . nas condições cheio e vazio pode ser atribuída à elevação do centro de gravidade quando a caçamba está carregada e ao aumento da inércia à rolagem das massas suspensas.

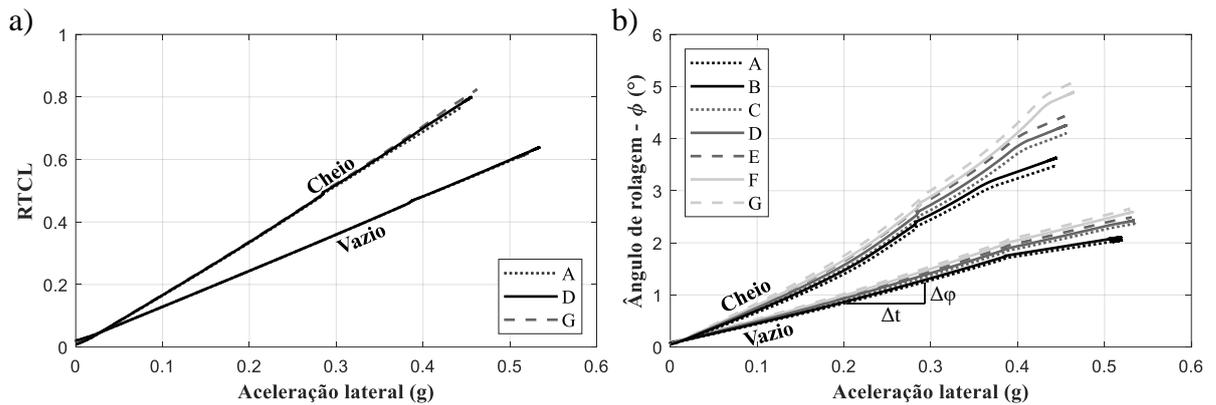


Figura 4-14: (a) RTCL e (b) ângulo de rolagem  $\phi$  calculados para a manobra de esterçamento crescente.

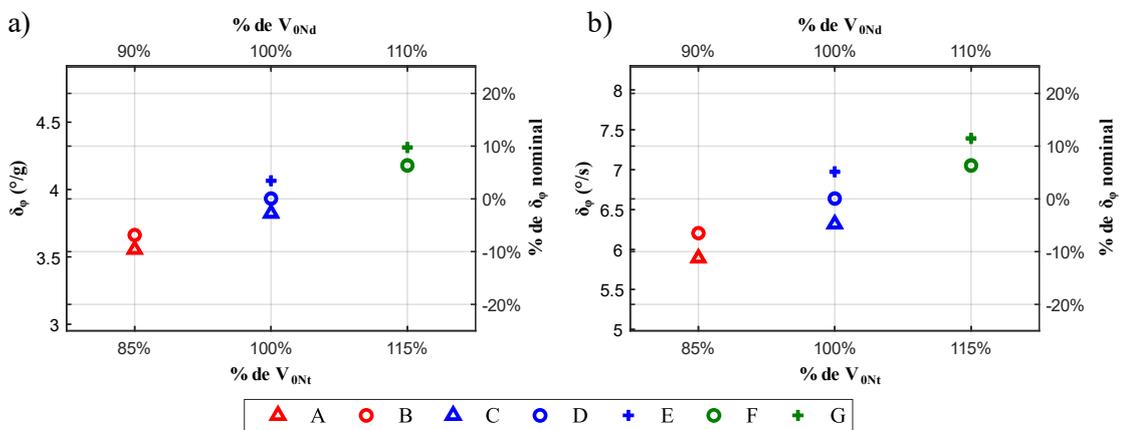


Figura 4-15: Gradiente de rolagem calculados na manobra de esterçamento crescente para as condições (a) vazio e (b) cheio.

A Figura 4-16 apresenta a diferença do ângulo de escorregamento entre os eixos dianteiro e traseiro ( $\alpha_d - \alpha_t$ ), ao passo que a Figura 4-17 descreve os valores do gradiente de sub-esterçamento ( $K$ ) em função da aceleração lateral. Na condição de carga vazio, o caminhão indica um comportamento predominantemente neutro até 0,1 g, quando  $K$  assume valor positivo e dirigibilidade sub-esterçante. Essa condição persiste até cerca de 0,35 g.

Com o abastecimento da caçamba, é observado um comportamento sobre-esterçante até cerca de 0,17 g, possivelmente, devido à transferência do centro de gravidade em direção ao eixo traseiro. A partir deste instante, o ângulo de escorregamento do eixo dianteiro aumenta significativamente, levando a um comportamento sub-esterçante até a aceleração lateral de 0,28 g. Entre 0,17 g e 0,28 g, o caminhão cheio apresenta repostas substancialmente diferentes para cada configuração de rigidez. Nesta faixa, ajustes mais rígidos demonstram um comportamento sub-esterçante mais pronunciado, com a configuração A<sub>c</sub> alcançando o dobro do valor de  $K$  observado na configuração G<sub>c</sub> para acelerações laterais de 0,2 e 0,25 g.

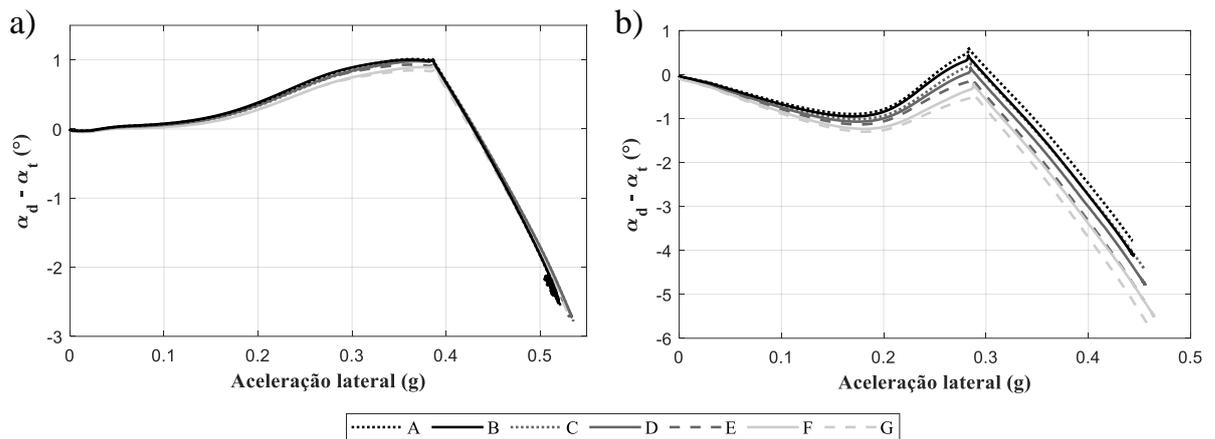


Figura 4-16: Veículo vazio: Diferença de ângulo de escorregamento do eixo dianteiro em relação ao traseiro: (a) Veículo vazio; (b) Veículo cheio.

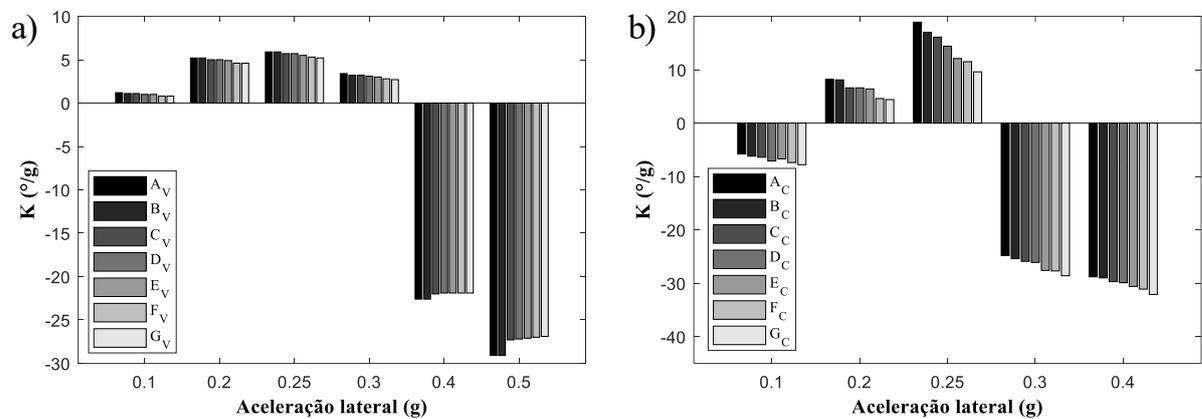


Figura 4-17: Gradiente de sub-esterçamento calculado em instantes discretos de aceleração lateral: (a) veículo vazio; (b) veículo cheio

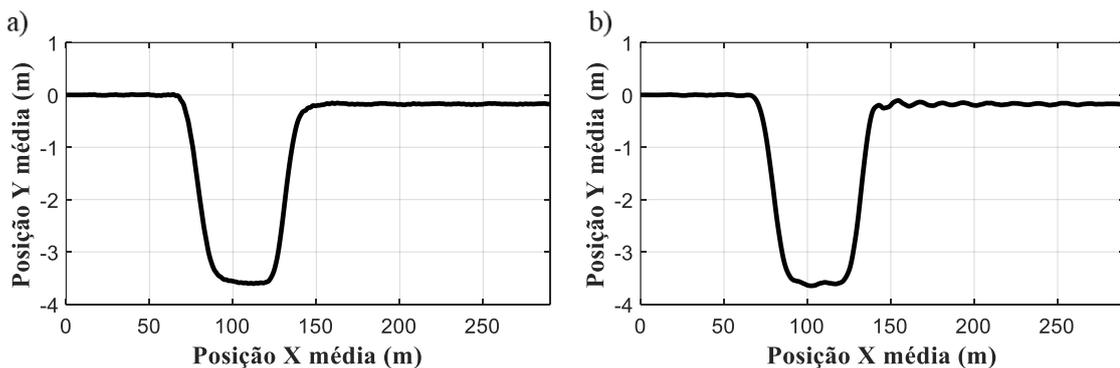
Em ambas as condições de carregamento, o controlador de velocidade padrão do ADAMS Car® aplica um aumento gradual na aceleração quando o ângulo máximo de esterçamento é atingido, com o objetivo de recuperar a velocidade de 25 km/h, que é reduzida em até 10% durante a manobra. Como resultado, observa-se um comportamento fortemente sobre-esterçante devido ao aumento do torque no eixo traseiro, causando deslizamento dos pneus. Esse evento ocorre a partir da aceleração lateral de 0,35 g na condição de carga vazia e de 0,30 g como a caçamba carregada.

Embora tenha-se observado uma distinção quantitativa na resposta do caminhão em curvas com caçamba cheia, são necessárias investigações adicionais para melhor compreensão dos níveis de aceleração lateral que as estradas de mineração são capazes de submeter a esse tipo de veículo. Por exemplo, se as curvas existentes nas vias forem capazes de impor um valor máximo de aceleração lateral de 0,15 g, espera-se que as diferentes configurações de rigidez produzam efeitos quase imperceptíveis na dirigibilidade, tanto em relação à rolagem da

carroceria (Figura 4-14b) quanto em relação à sensibilidade de condução sub-esterçante ou sobre-esterçante (Figura 4-16b e Figura 4-17b).

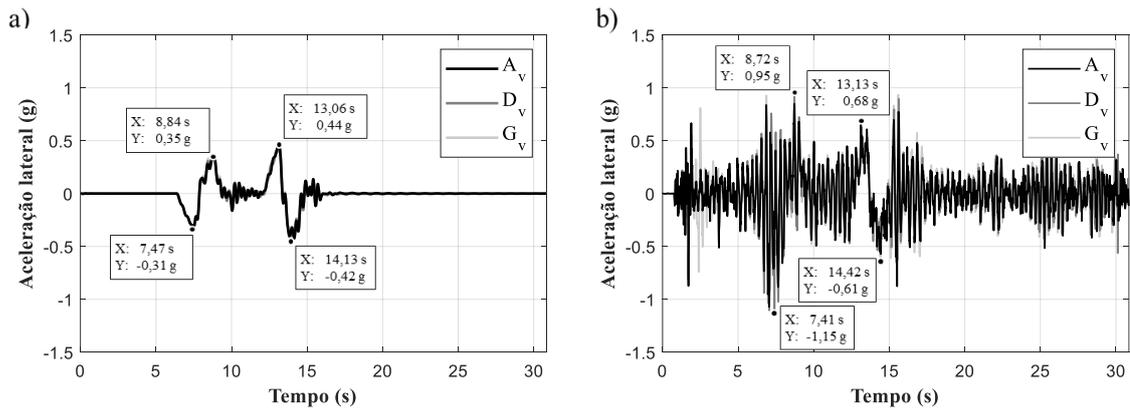
#### 4.4.2 Manobra de mudança dupla de faixa

Avaliada para as condições de pista lisa e de pista irregular, tem-se na Figura 4-18a a trajetória lateral média (em Y) descrita pelo veículo em função da distância longitudinal (X) percorrida. A primeira manobra de mudança de faixa ocorre entre os 60 e 100 m iniciais (de 6 a 10 s), seguida pelo retorno à faixa de origem entre 115 e 150 m (de 11,5 a 15 s) em ambas as condições de material na caçamba. Após os 150 m percorridos, a condição cheia indicou uma leve instabilidade lateral devido às oscilações da massa suspensa em relação à rolagem, cuja acomodação ocorre depois de 50 m (5 s) adicionais.

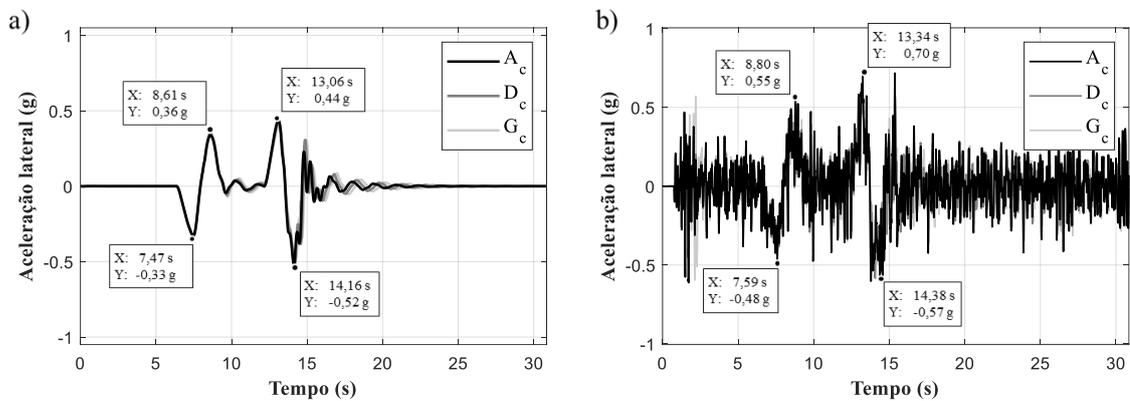


**Figura 4-18: Trajetória do caminhão na manobra de mudança dupla de faixa para as condições (a) vazio e (b) cheio.**

O comportamento da aceleração lateral desenvolvida na manobra percorrida em pavimento perfeitamente liso é apresentado pelas Figura 4-19a e Figura 4-20a. Quando considerada a irregularidade de pista descrita na seção 4.3, o resultado de aceleração lateral obtido em função do tempo é apresentado pelas Figura 4-19b e Figura 4-20b. Para melhor visualização, apenas as configurações nominais e extremas de suspensão (A, D e G) são apresentadas nessas figuras, já que as curvas se encontram praticamente sobrepostas devido à semelhança na resposta.



**Figura 4-19: Resposta de aceleração lateral em manobra de mudança dupla de faixa com caminhão vazio para pista (a) lisa e (b) irregular.**



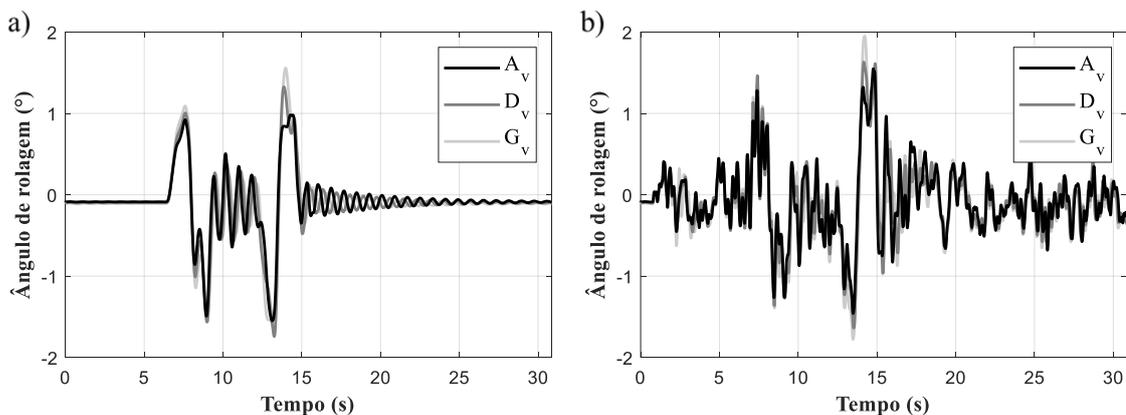
**Figura 4-20: Resposta de aceleração lateral em manobra de mudança dupla de faixa com caminhão cheio para pista (a) lisa e (b) irregular.**

A interferência do pavimento na aceleração lateral é muito significativa, sobretudo quando considerada a caçamba vazia. Os picos correspondentes em pista sem imperfeições atingem valores até 3,7 vezes menores em relação aos picos em pista com rugosidade. Entre diferentes condições de carga na caçamba, os picos obtidos em pista lisa são semelhantes (Figura 4-19a e Figura 4-20a), salvo no instante de 14 segundos, em que o caminhão cheio imprime uma aceleração lateral maior devido à maior oscilação das massas suspensas após a primeira mudança de faixa. Em pista irregular (Figura 4-19b e Figura 4-20b), o caminhão vazio apresentou, de modo geral, picos maiores ao longo do percurso.

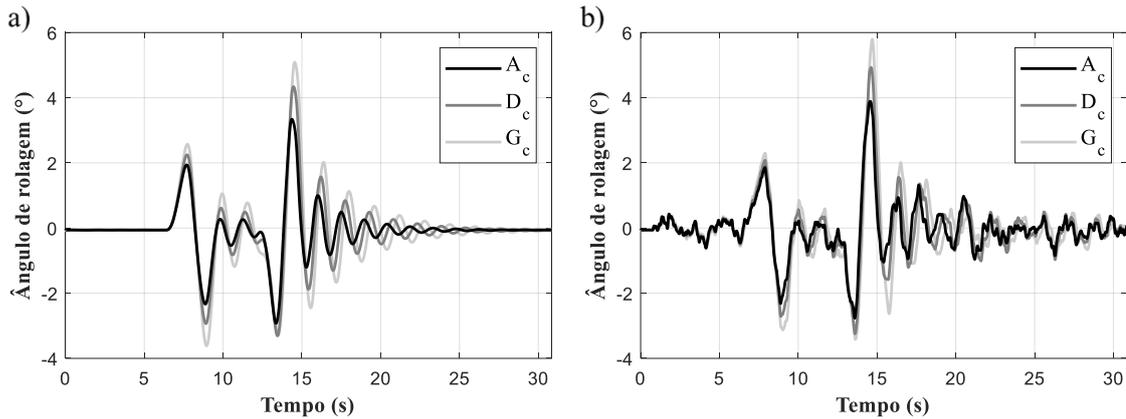
Na Figura 4-21 e na Figura 4-22 são feitas comparações análogas, mas dessa vez, usando o ângulo de rolagem das massas suspensas ( $\varphi$ ) como parâmetro. Como esperado, diferentes configurações de suspensão indicam respostas diferentes em relação à rolagem, tendo-se a configuração G atingindo os maiores valores em pista sem e com imperfeições. A oscilação das massas suspensas no movimento de rolagem discutida acima fica evidente na Figura 4-22a, onde, após a segunda mudança de faixa ocorre uma amplitude de até  $\pm 2^\circ$  na condição de

caçamba cheia. Atinge-se uma amplitude inferior a  $\pm 0,05^\circ$  a partir do tempo de 21,8 s para a configuração  $A_c$ , ao passo que as configurações  $D_c$  e  $G_v$  levam 23,8 e 25,9 segundos, respectivamente, para atingir esse nível de acomodação.

É relevante destacar a magnitude do ângulo de rolagem atingido nessa manobra em comparação com outros autores que também a estudaram usando modelos de multicorpos de caminhões fora de estrada. Yin *et al.* (2013), por exemplo, utilizam um modelo de caminhão de 190 t para descrever a mesma trajetória a 30 km/h em pista sem irregularidades. Ao contrário do presente estudo, observam-se ângulos de rolagem superiores com o veículo descarregado em comparação ao caminhão carregado, com picos máximos de  $0,8^\circ$  e  $0,6^\circ$ , respectivamente. Kang *et al.* (2015) também utilizam um modelo de 190 t para uma manobra de mudança de faixa simples, equivalente aos 12 segundos iniciais da manobra discutida nesta seção. Em uma velocidade de 45 km/h em pista sem irregularidades, o caminhão cheio, com configuração de suspensão análoga à de pilar deslizante, é capaz de descrever um ângulo de rolagem máximo de  $1,3^\circ$ , cerca de 45% do valor encontrado aos 8,9 segundos para a configuração nominal  $D_c$  (Figura 4-22a). É evidente, entretanto, que ambos os estudos empregaram chassis indeformáveis em suas metodologias, a qual consiste na principal hipótese de divergência entre os resultados. Todavia, reforça-se a necessidade de investigar a rolagem das massas suspensas com maior detalhamento usando dados experimentais.

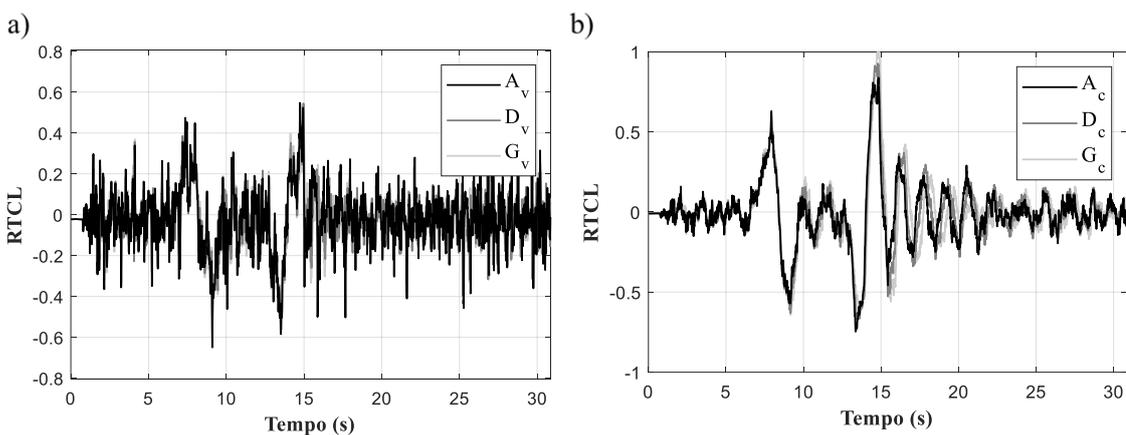


**Figura 4-21:** Ângulo de rolagem das massas suspensas  $\phi$  calculado para o caminhão vazio em condições de pista (a) lisa e (b) irregular.



**Figura 4-22: Ângulo de rolagem das massas suspensas  $\phi$  calculado para o caminhão cheio em condições de pista (a) lista e (b) irregular.**

Os resultados da Relação de Transferência de Carga Lateral (RTCL) obtidos para a manobra em pista com irregularidades são apresentados na Figura 4-23. Quando vazio, o caminhão percorre o trajeto com segurança, mantendo o nível de RTCL abaixo de 0,70 para todas as configurações. Quando a caçamba está carregada, as configurações de menor rigidez ( $E_c$ ,  $F_c$  e  $G_c$ ) atingem momentaneamente valores de  $RTCL=1,0$  após a segunda mudança de faixa. No entanto, para que ocorra o tombamento do caminhão, seria necessário que a linha que conecta os eixos dianteiro e traseiro superasse o centro de massa do veículo. Isso não ocorre possivelmente porque o caminhão permanece por tempo insuficiente na condição de  $RTCL=1,0$ .



**Figura 4-23: Relação de Transferência de Carga Lateral (RTCL) calculada na manobra de mudança dupla de faixa para as condições (a) vazio e (b) cheio.**

O ângulo de rolagem e os valores de RTCL obtidos nessa manobra são apresentados resumidamente na Figura 4-24 em função da parcela de volume inicial nominal de gás nitrogênio ( $V_{0N}$ ). As configurações  $A_v$  e  $B_v$  não demonstraram redução significativa em relação à rolagem das massas suspensas, tendo-se constatado uma redução menor do que 5% nos valores de pico e de RMS quando comparadas com a configuração nominal  $D_v$ . Em

contrapartida, as configurações de menor rigidez  $F_v$  e  $G_v$  podem alcançar valores de pico de 15 a 20% maiores e RMS de 5 a 10% maior. A rigidez do conjunto suspensão-pneu indica maior influência na resposta de rolagem quando considerado o caminhão cheio, sendo observado um comportamento quase linear nos parâmetros de pico e de RMS.

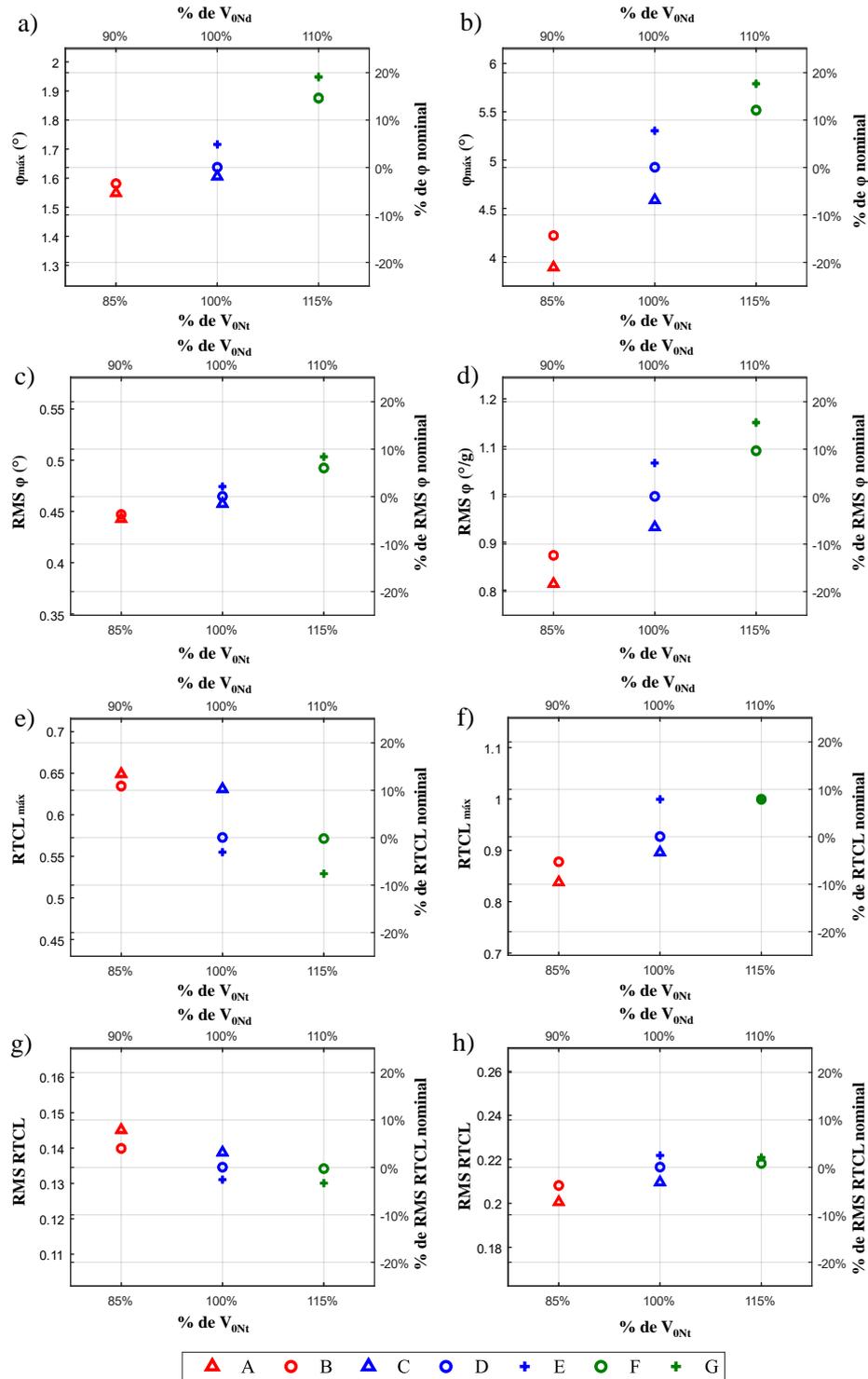


Figura 4-24: Comparação dos principais parâmetros adotados para avaliar a dirigibilidade na manobra de mudança dupla de faixa nas condições (a)(c)(e)(g) vazio e (b)(d)(f)(h) cheio.

A respeito do RTCL, é interessante destacar a diferença entre a tendência deste parâmetro nas condições vazio e cheio. Quando vazio, as curvas de RTCL e RMS RTCL apresentam o comportamento esperado, em que as configurações mais rígidas ( $A_v$  e  $B_v$ ) tendem a indicar valores maiores, devido à maior transferência de carga prevista. Contudo, com a caçamba abastecida, a rolagem das massas suspensas passa a se tornar um fator principal, capaz de inverter essa tendência de RTCL e RMS RTCL. Ou seja, suspensões com menor rigidez ( $F_c$  e  $G_c$ ) oferecem maior transferência de carga lateral, em virtude de uma maior contribuição da rolagem na dinâmica do veículo. Esta figura evidencia, ainda, que as configurações  $E_c$ ,  $F_c$  e  $G_c$  foram as únicas capazes de atingir o valor unitário de RTCL.

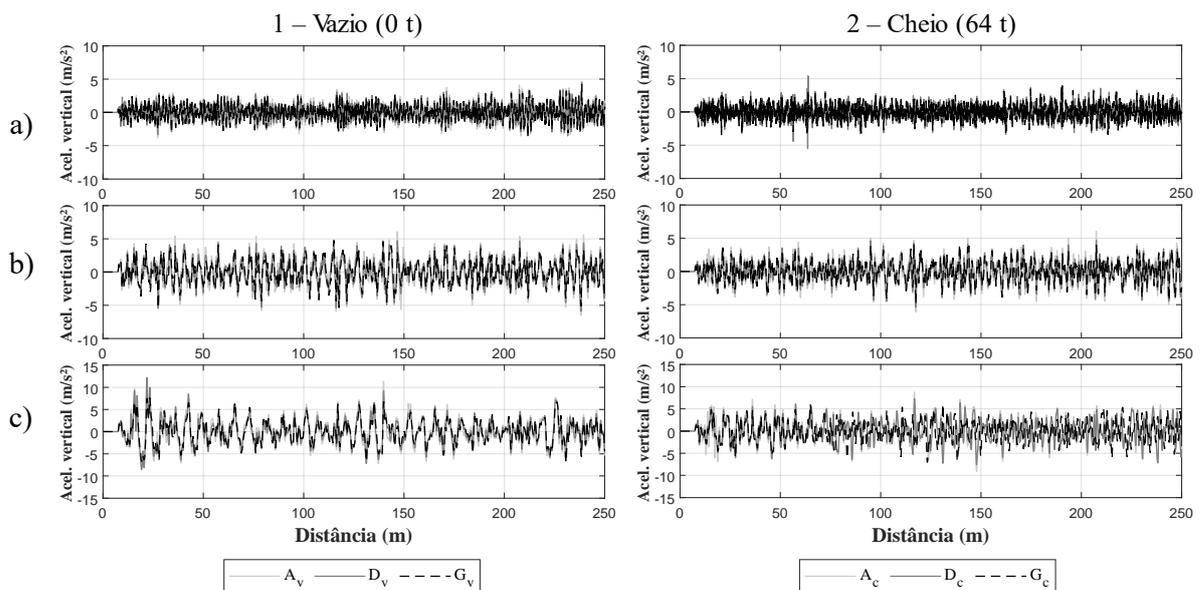
#### 4.5 Conforto

As respostas de aceleração vertical no assento do motorista ( $a_z$ ), representado como uma massa concentrada rigidamente conectada à cabine, são obtidas para três velocidades diferentes em cada condição de carga na caçamba (cheio e vazio). Esses resultados são apresentados na Figura 4-25 para as configurações A, D e G de suspensão-pneu. A partir das respostas no tempo, obtém-se a resposta em função da frequência por meio da função *pwelch* do MATLAB®, que retorna à densidade espectral de potência (PSD) da aceleração vertical da cabine, apresentada para cada velocidade na Figura 4-26.

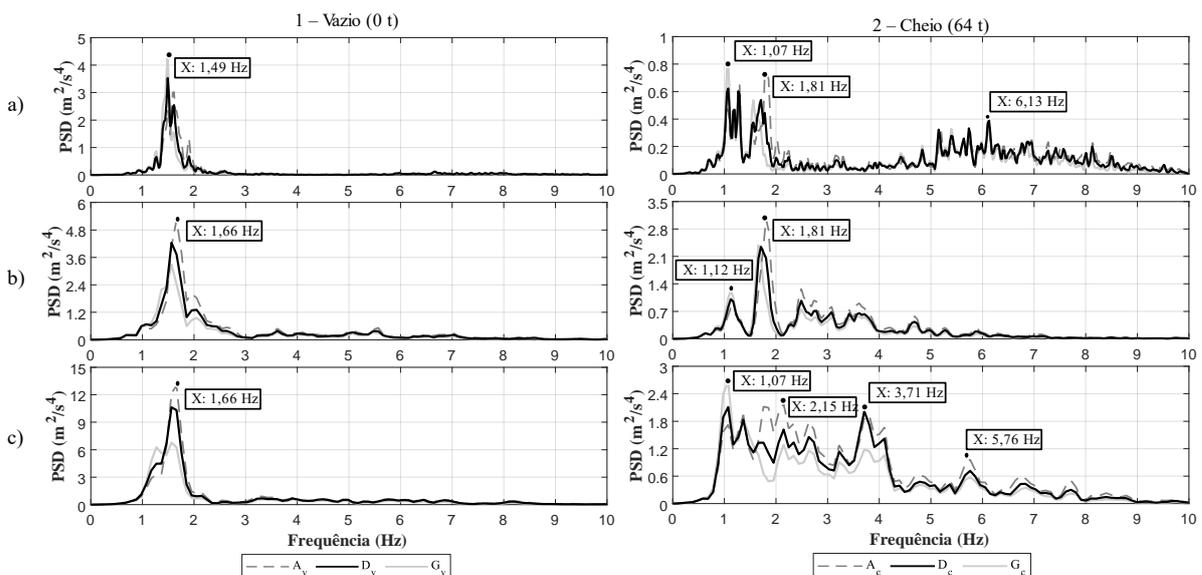
Com o caminhão vazio, as frequências dominantes na resposta do assento se manifestaram principalmente entre as faixas de 1 a 2 Hz, onde se concentram as frequências naturais de movimento de corpo rígido, referentes ao *bounce* e ao *ride* da suspensão dianteira. Na velocidade de 38 km/h, as configurações  $A_v$  e  $D_v$  indicam uma predominância da frequência de 1,66 Hz, ao passo que a configuração  $G_v$  apresenta uma maior distribuição dentro da faixa principal, uma vez que as frequências naturais do sistema se tornam naturalmente menores e mais próximas de 1,0 Hz com a diminuição da rigidez da suspensão.

Na condição cheio, além da faixa principal de 1 a 2 Hz, frequências maiores também se mostram relevantes de um modo geral. A 10 km/h o caminhão apresentou uma participação considerável das frequências 4 a 8 Hz, considerada a frequência natural da cavidade abdominal do ser humano (GILLESPIE, 2021). Na velocidade de 32 km/h, a faixa principal de participação se estende de 1 a 4 Hz e a faixa de 4 a 8 Hz se torna menos participativa, mas ainda assim relevante.

Em relação às diferentes configurações, verifica-se que o ajuste  $A_c$  percorrendo o trajeto a 31km/h tende a concentrar maior participação em torno das frequências de 2 e 4 Hz, contrapondo a configuração  $D_c$  que se concentram mais próximas de 1 e 4 Hz e a  $G_c$ , onde a frequência de 1 Hz tem participação muito superior ao restante. O fato de a configuração  $G_c$  atenuar a resposta de frequências maiores que 1,5 Hz pode estar associado a um maior conforto de condução, já que as principais frequências naturais do corpo humano possuem, geralmente, valores superiores a esse valor.

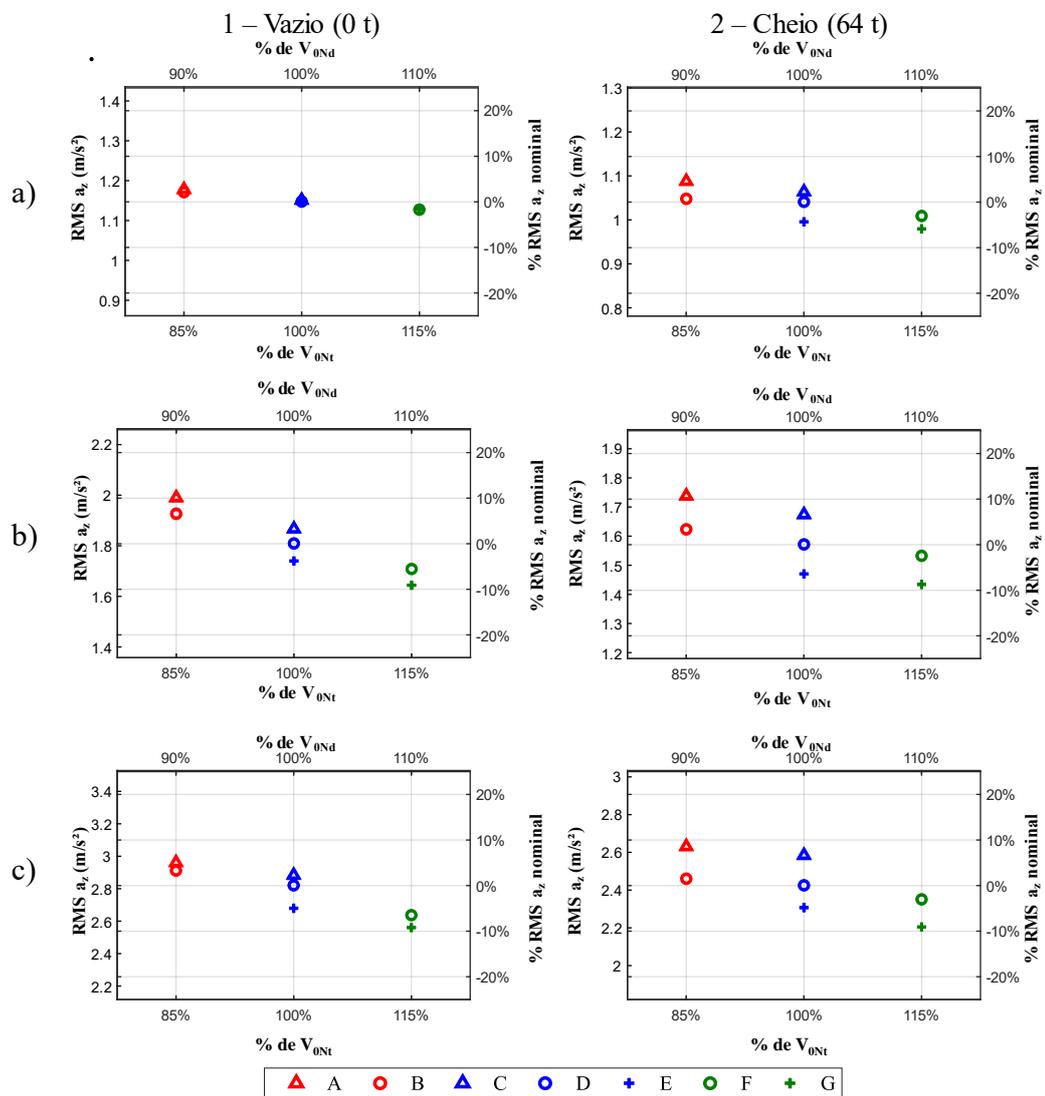


**Figura 4-25: Resposta da aceleração vertical do assento do motorista obtida na manobra de conforto para diferentes velocidades de cruzeiro: 1-(a) 10 km/h; 1-(b) 25 km/h; 1-(c) 38 km/h; 2-(a) 10 km/h; 2-(b) 20 km/h; 2-(c) 32 km/h.**



**Figura 4-26: Distribuição espectral da aceleração vertical do assento do motorista obtida na manobra de conforto para diferentes velocidades de cruzeiro: 1-(a) 10 km/h; 1-(b) 25 km/h; 1-(c) 38 km/h; 2-(a) 10 km/h; 2-(b) 20 km/h; 2-(c) 32 km/h.**

O RMS da aceleração vertical da cabine é apresentado comparativamente na Figura 4-27 em função da porcentagem de volume inicial nominal de gás nas suspensões dianteira e traseira. De modo geral, os ajustes oferecem uma amplitude de até  $\pm 10\%$  em relação à configuração nominal D. Como esperado, suspensões menos rígidas interferem na resposta de maneira positiva à saúde do motorista, principalmente nas velocidades maiores ou iguais a 19 km/h. A relevância da pressão dos pneus nos RMSs calculados é igual ou até mesmo superior à relevância do volume inicial de gás. Isso se torna evidente quando as configurações B e C ou E e F são comparadas em cada um dos gráficos.



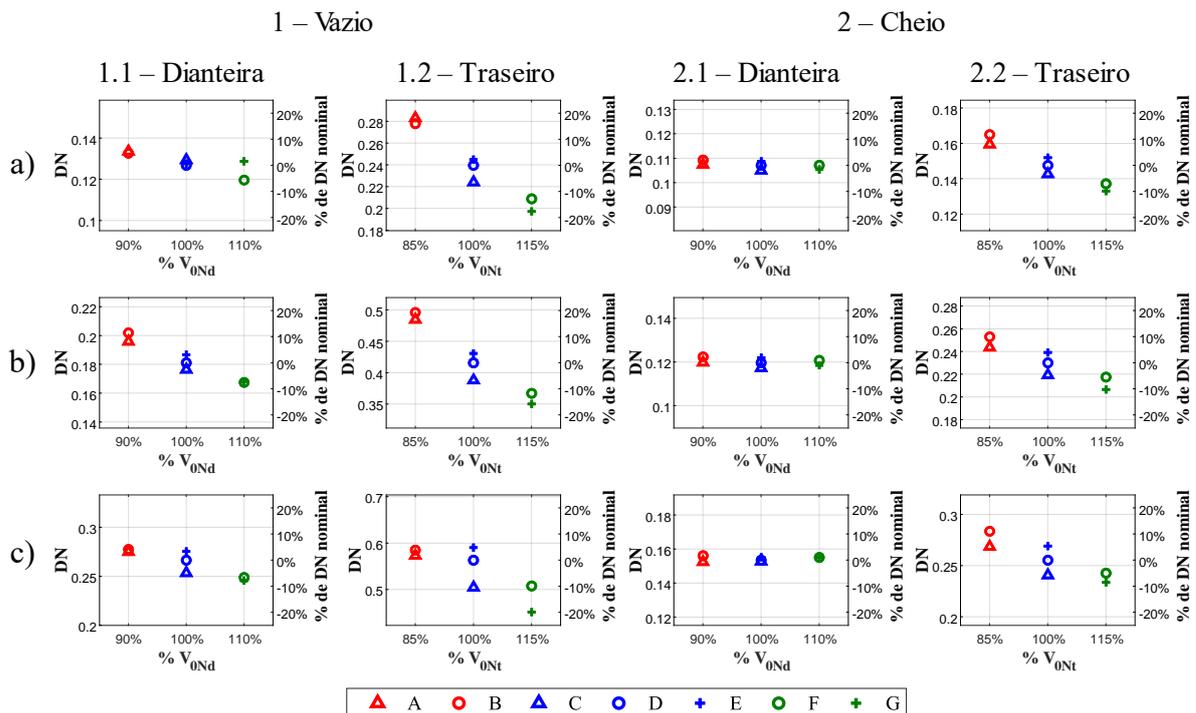
**Figura 4-27: Comparação da aceleração vertical do assento do motorista na manobra de conforto em diferentes velocidades: 1-(a) 10 km/h; 1-(b) 25 km/h; 1-(c) 38 km/h; 2-(a) 10 km/h; 2-(b) 20 km/h; 2-(c) 32 km/h.**

Também é relevante destacar que as magnitudes RMS de aceleração obtidas em velocidades intermediárias e altas em todas as configurações podem ser consideradas muito

desconfortáveis de acordo com a NHO 09 – Norma de Higiene Ocupacional 09 (GIAMPAOLI, 2011), que recomenda ações imediatas de medidas corretivas para exposição a RMS de acelerações acima de  $1,1 \text{ m/s}^2$ . Portanto, a redução da aceleração transmitida ao assento do motorista é extremamente desejável para o caminhão em estudo.

#### 4.6 Durabilidade

Após a análise de conforto, os esforços nas suspensões são extraídos para iniciar o estudo de durabilidade do chassi. A Figura 4-28 apresenta uma comparação geral das forças nas suspensões dianteira e traseira, expressas pelo desvio padrão normalizado pela média (DN). Prem (1998) também utiliza essa métrica para avaliar os efeitos da rugosidade de pista na resposta de força do sistema, pois ela serve como alternativa ao valor RMS em casos em que a média das respostas não possui relevância para o contexto.

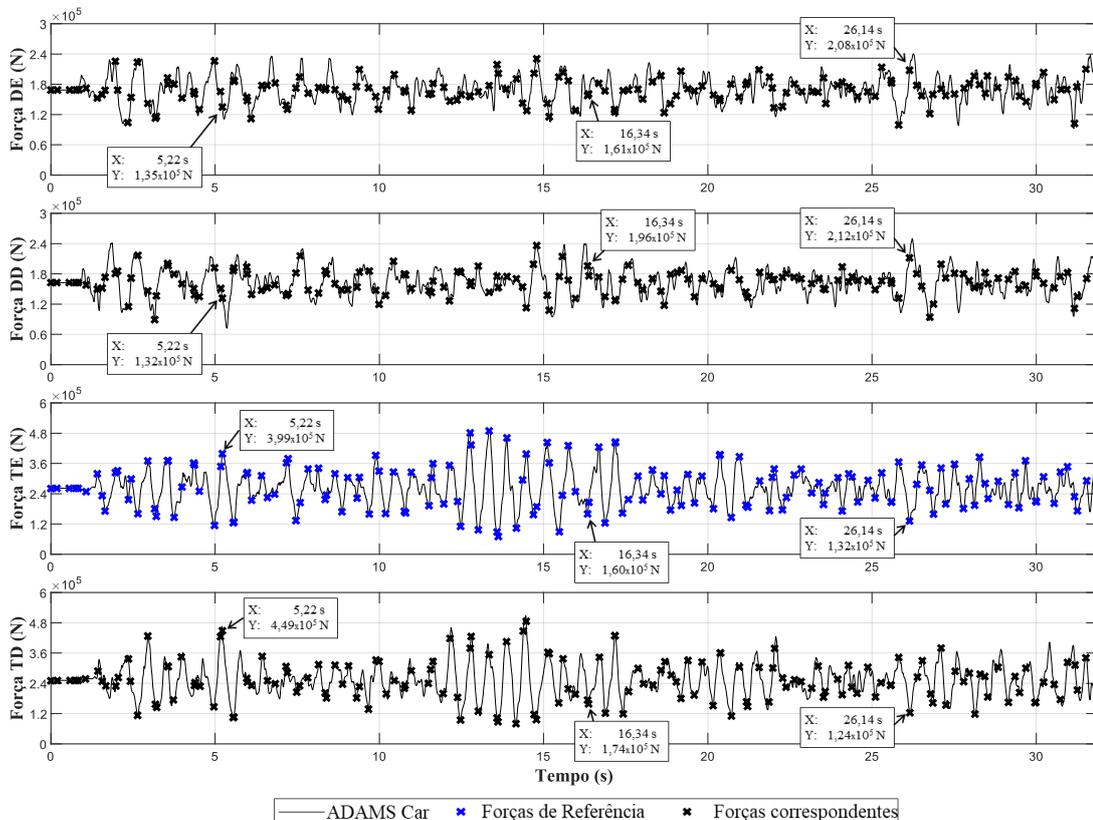


**Figura 4-28:** Comparação do desvio padrão normalizado pela média (DN) obtido para os eixos dianteiro e traseiro na manobra de conforto para diferentes velocidades: 1-(a) 10 km/h; 1-(b) 25 km/h; 1-(c) 38 km/h; 2-(a) 10 km/h; 2-(b) 20 km/h; 2-(c) 32 km/h.

Ao passo que o eixo traseiro trabalha com uma amplitude de DN de  $\pm 20\%$  vazio e  $\pm 10\%$  cheio, a suspensão dianteira apresenta variação menor que  $\pm 10\%$  no caminhão vazio e inferior a  $\pm 3\%$  para o caminhão cheio. É razoável supor que a suspensão dianteira apresentaria uma

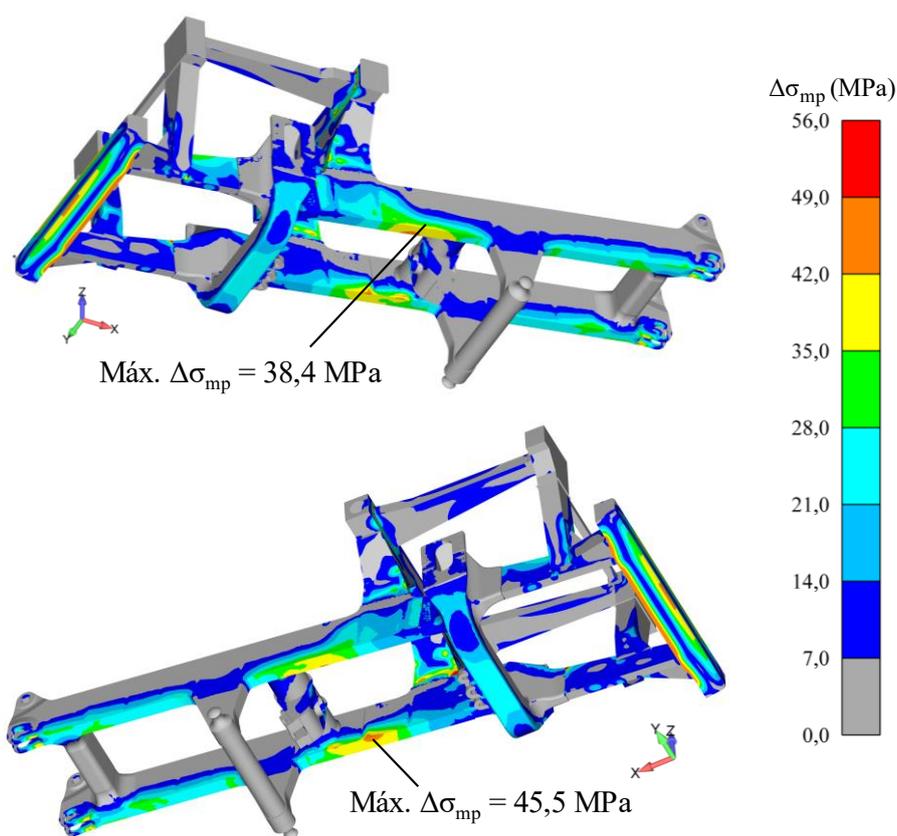
menor variação de força entre diferentes ajustes devido à menor variação do volume inicial de gás nitrogênio em comparação com a suspensão traseira ( $\pm 10\%$  contra  $\pm 15\%$ ), o que resulta em uma menor variação da rigidez. Contudo, a amplitude de  $\pm 3\%$  observada é significativamente inferior à diferença de rigidez resultante da variação de  $\pm 10\%$  de  $V_0$ .

Em cada velocidade da análise de conforto são calculados milhares de valores para as forças dos componentes da suspensão (molas, amortecedores, âncora e *panhard*), em virtude do passo de integração de 0,01s nas análises multicorpos. Para simplificar o cálculo de fadiga, esses dados são reconstituídos extraindo-se apenas os valores correspondentes aos instantes de mínimos e máximos da suspensão traseira esquerda (TE), escolhida como referência devido aos maiores valores absolutos de DN em toda as configurações. A Figura 4-29 exemplifica este processo para a configuração  $D_c$  transportando minério a 32 km/h. Para esta velocidade, são extraídos 212 valores, representando uma redução substancial dos 3185 instantes calculados pelo modelo multicorpos (31,85 segundos de manobra com passo de 0,01 de integração). Devido a este recurso, verifica-se na Figura 4-29 que, como a suspensão traseira é tomada como referencial, todos seus valores mínimos e máximos possuem marcações, o que não se aplica às demais suspensões.



**Figura 4-29: Exemplo do procedimento de seleção das forças máximas e mínimas a serem importadas para o modelo de elementos finitos. Dados referente à manobra de conforto com caçamba cheia a 32 km/h na configuração de suspensão  $D_c$ .**

Com esse tratamento para todas as 6 velocidades testadas na manobra de conforto, as forças do modelo de multicorpos, bem como as forças de abastecimento e descargas demonstradas, são importadas no modelo de elementos finitos que contempla a interação entre chassi e caçamba para cálculo dos deslocamentos do chassi durante as condições típicas de operação. A Figura 4-30 apresenta o envelope das maiores variações de tensão principal máxima ( $\Delta\sigma_{mp}$ ) após todas as 212 análises na velocidade de 32 km/h e configuração de suspensão D<sub>c</sub>.

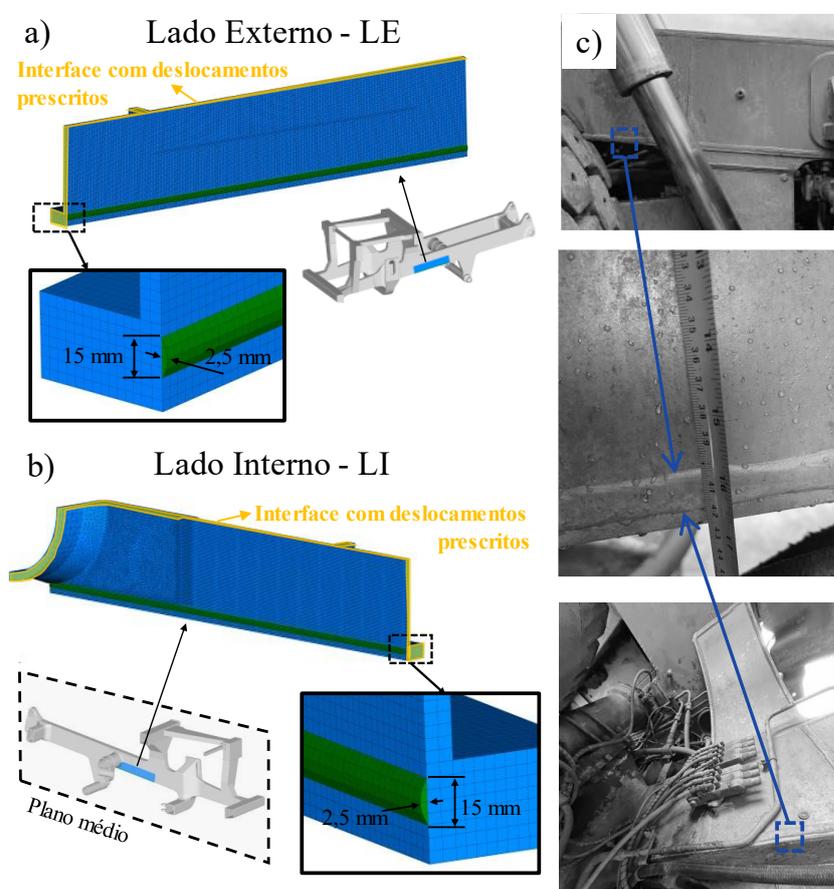


**Figura 4-30: Envelope das máximas variações da máxima tensão principal ( $\Delta\sigma_{mp}$ ) obtidas para o cálculo de elementos finitos referente ao transporte cheio a 32 km/h na configuração D<sub>c</sub>.**

Este resultado permite inferir que as regiões das longarinas principais entre o cilindro de basculamento e a suspensão dianteira, indicadas na figura com  $\Delta\sigma_{mp}$  iguais a 38,4 e 45,5 MPa, estão submetidas a maiores variações de tensões em comparação com as demais regiões do chassi. Por esse motivo, ambas foram escolhidas como foco do estudo de efeito dos ajustes A a G na vida do chassi. Contudo, este modelo possui malha relativamente grosseira para se conduzir um estudo sobre fadiga, sendo, portanto, necessária a elaboração de modelos reduzidos apresentados nas Figura 4-31(a) e (b) com tamanho máximo de malha de 4,0 mm e elementos hexaédricos CHEXA.

As duas regiões são caracterizadas pela presença de soldas de topo com aproximadamente 2,5 mm de reforço e 15 mm de largura. As margens destas juntas estão suscetíveis à nucleação de trincas em função da concentração geométrica de tensões e da modificação das propriedades da microestrutura causada pelo aporte térmico do processo de soldagem.

Impõem-se deslocamentos prescritos obtidos pelo modelo macro nas regiões de interface indicadas Figura 4-31, tanto na junta LE quanto na junta LI, para o cálculo das tensões principais e a subsequente estimativa da vida em fadiga. Os resultados deste estudo para cada configuração de suspensão são apresentados nas subsecções a seguir.



**Figura 4-31: Juntas soldadas investigadas: (a) Modelo reduzido da junta localizada na face externa da longarina principal; (b) Modelo reduzido da junta localizada na face interna da longarina principal; (c) Fotografias da geometria dessa junta.**

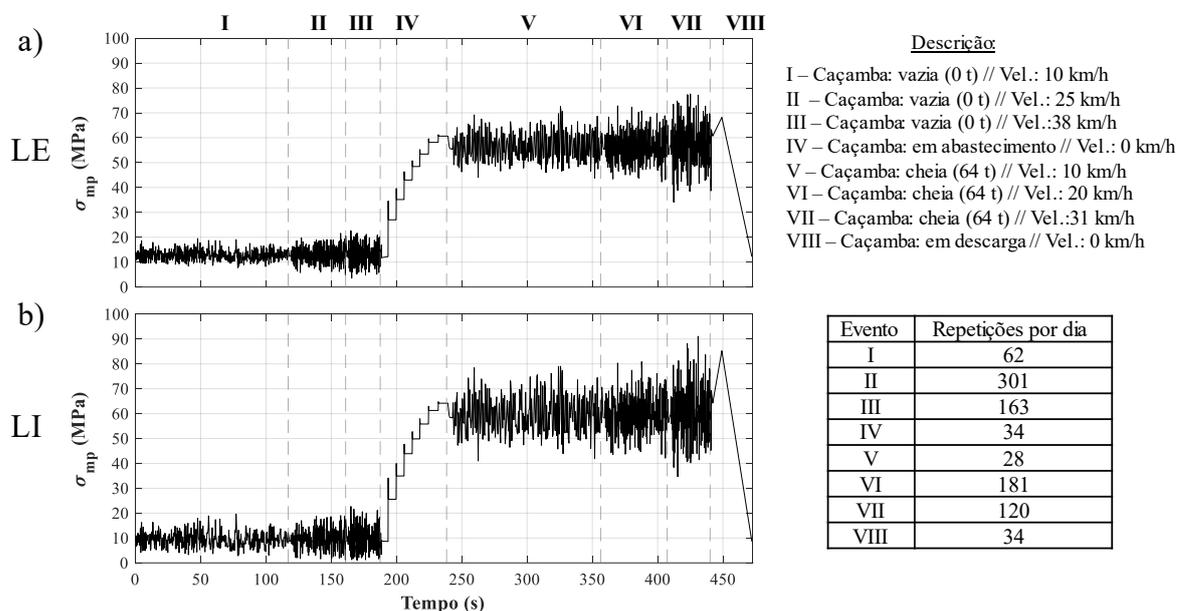
#### 4.6.1 Tensões principais nas juntas soldadas

O espectro de tensões máximas principais calculadas nas proximidades da solda fornece uma percepção geral do nível de sollicitação característico do caminhão. Este espectro,

apresentado na Figura 4-32 para configuração nominal de suspensão (D), é construído agrupando-se as tensões principais calculadas em cada regime de operação que o veículo é diariamente submetido. Basicamente, as faixas de I a III e de V a VII compreendem as 6 velocidades avaliadas na análise de conforto e os trechos IV e VIII representam os momentos de abastecimento e de descarga da caçamba.

Nitidamente, a Figura 4-32 indica que as amplitudes de tensões calculadas nas condições de transporte cheio são significativamente superiores à de transporte vazio. Além disso, quanto maior a velocidade de transporte, maiores as amplitudes de tensão nas juntas soldadas.

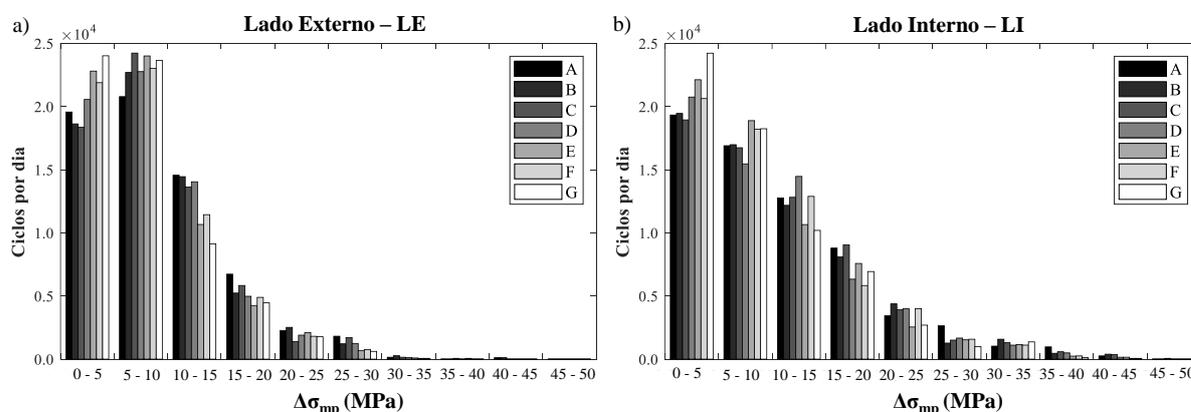
A relação entre os tempos de cada análise de multicorpos de conforto e o tempo aproximado diário que o caminhão opera efetivamente em cada uma dessas velocidades, conforme descrito pela Tabela 3-6, fornece uma estimativa do número de repetições diárias para cada evento de transporte (I-III e V-VII). Em relação aos eventos de abastecimento e descarga (IV e VIII), verifica-se que, em 100 horas totais de coleta de dados, o caminhão abastece e descarrega material cerca de 142 vezes no total, resultando em uma média de 34 abastecimentos e descargas por dia.



**Figura 4-32: Espectro de tensões estimado para as juntas soldadas em estudo.**

Nas Figura 4-33 são apresentados histogramas contendo os números de ciclos observados em faixas de 5 MPa de tensão. Realizou-se esta contagem aplicando a metodologia *rainflow* aos espectros de tensões máximas principais ( $\Delta\sigma_{mp}$ ) calculados para as configurações A a G. Os números de ciclos obtidos foram multiplicados pelo número estimado de repetições diárias, conforme apresentado na Figura 4-32, para estimar o número de ciclos por dia. Observa-se que as configurações menos rígidas resultam em um maior número de ciclos de baixa

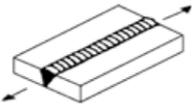
amplitude de tensão (entre 0 e 10 MPa), enquanto as configurações mais rígidas predominam em amplitudes de tensão superiores a 10 MPa.



**Figura 4-33: Histogramas das tensões máximas principais resultantes da contagem de ciclos pela rotina *rainflow* para (a) Junta soldada do lado externo – LE e (b) Junta soldada do lado interno – LI.**

#### 4.6.2 Dano acumulado e estimativa de vida

Tendo-se a quantidade de ciclos que cada faixa de tensão manifesta por dia, estima-se o dano acumulado pela teoria de Palmgren-Miner. Para isso, emprega-se a classe de resistência a fadiga *FAT* 125, indicada na Figura 4-34, para soldas de topo realizadas por processos automatizados e solicitadas predominantemente por esforços longitudinais.

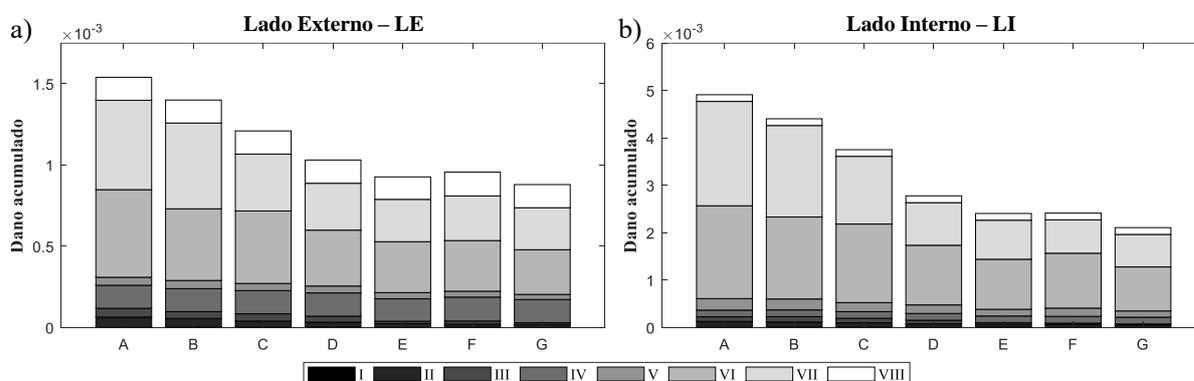
	<p>Solda longitudinal contínua de topo sem posições de início/fim com aprovação de qualidade por ensaios não destrutivos.</p>	<p>FAT 125</p>
---	---	----------------

**Figura 4-34: Detalhe de solda utilizado nas análises de fadiga (Adaptado de IIW, 2016).**

Uma vez que as tensões atuantes nas soldas LE e LI ocorrem majoritariamente devido à flexão da longarina principal, as máximas tensões principais ( $\sigma_{mp}$ ) atuam predominantemente na direção longitudinal das soldas em todo o espectro de tensões estimado. Por esse motivo, conforme recomendação do IIW (2016), o cálculo de  $N_i$  é realizado a partir de  $\sigma_{mp}$  em detrimento das tensões normais.

Na Figura 4-35 são apresentados os danos acumulados em função de cada ajuste de suspensão. Cada evento de operação do caminhão é representado por uma escala de cinza distinta. Na Tabela 4-3 é possível visualizar a participação de cada evento no dano total, que é

exibido pela penúltima coluna da tabela. A última coluna indica a diferença relativa do dano total de cada configuração em relação à condição nominal de suspensão e pneus.



**Figura 4-35: Dano acumulado por evento em cada configuração: (a) Junta soldada do Lado Externo; (b) Junta soldada do Lado Interno.**

**Tabela 4-3: Resumo dos danos calculados por evento na Junta Soldada LE.**

Dano acumulado – Junta LE										
Configuração	Contribuição por evento (em %)								Total	Dif. (%)
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII		
A	0,1	4,1	3,5	9,2	3,2	35,0	35,7	9,2	1,54E-05	+49,9
B	0,2	3,8	3,0	10,1	3,6	31,5	37,7	10,1	1,40E-05	+36,6
C	0,2	3,1	3,7	11,8	3,6	36,9	28,9	11,8	1,21E-05	+17,3
D	0,2	3,0	3,6	13,9	4,1	33,4	28,0	13,9	1,03E-05	0,0
E	0,3	1,9	2,0	15,4	3,8	32,6	28,7	15,4	9,27E-06	-9,8
F	0,1	2,5	1,6	14,9	4,1	33,8	28,1	14,9	9,56E-06	-7,0
G	0,1	2,1	1,2	16,2	3,6	31,3	29,4	16,2	8,79E-06	-14,4

**Tabela 4-4: Resumo dos danos calculados por evento na Junta Soldada LI.**

Dano acumulado – Junta LI										
Configuração	Contribuição por evento (em %)								Total	Dif. (%)
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII		
A	0,1	2,3	1,8	2,6	4,5	36,2	40,7	2,6	5,41E-05	+65,5
B	0,2	2,2	2,3	2,9	4,7	35,3	39,4	2,9	4,90E-05	+49,9
C	0,2	2,2	2,2	3,3	4,5	39,0	33,6	3,3	4,25E-05	+30,0
D	0,2	2,2	2,3	4,4	5,5	38,5	27,5	4,4	3,27E-05	0,0
E	0,4	1,9	1,2	4,9	4,9	36,4	28,4	4,9	2,90E-05	-11,3
F	0,1	2,1	1,0	4,9	6,0	39,8	24,2	4,9	2,91E-05	-10,9
G	0,1	2,1	0,7	5,5	5,1	35,7	26,4	5,5	2,60E-05	-20,3

Algumas informações importantes podem ser extraídas destes resultados. Primeiramente, nota-se que as principais contribuições para o cálculo do dano acumulado em todas as configurações consistem no transporte cheio com velocidades médias de 20 e 32 km/h.

Em contrapartida, os eventos de transporte vazio (I, II e III) somam menos que 8% do dano acumulado em todas as configurações, indicando uma baixa relevância para a vida das juntas soldadas.

À medida que a rigidez da suspensão é reduzida, os danos causados pelas condições de transporte cheio se tornam menos relevantes e, conseqüentemente, os eventos de abastecimento e descarga (IV e VIII) assumem um papel de maior protagonismo. Para a junta LE, a soma de participação destes eventos varia de 18,5% até cerca de 32,4% da configuração mais rígida (A) para a configuração menos rígida (G).

As vidas estimadas das juntas, calculada pela razão entre o dano total admissível ( $D_{adm}$ ) e o dano acumulado, são apresentadas na Figura 4-36 em função das porcentagens de  $V_{ONd}$  e  $V_{ONt}$ . Os valores de vida e de diferença porcentual em relação à condição nominal são detalhados na Tabela 4-5. Adota-se  $D_{adm} = 0,2$ , devido, à significativa flutuação das tensões médias inerentes a operação do veículo nas condições cheio e vazio, conforme recomendação do IIW (2016).

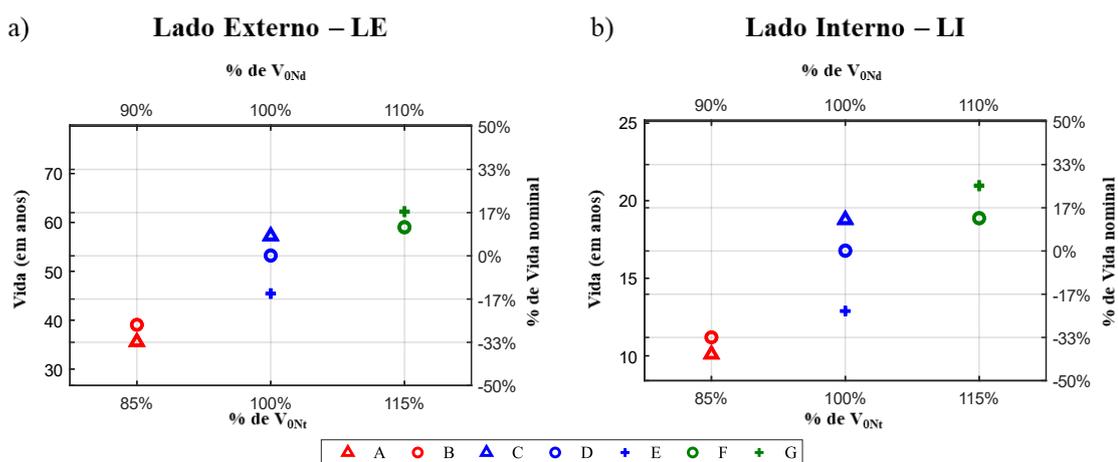


Figura 4-36: Comparação da vida calculada para cada configuração de suspensão: (a) Junta soldada LE; (b) Junta soldada LI.

Tabela 4-5: Resumo da vida calculada por configuração de suspensão em cada junta soldada.

Configuração	Vida estimada					
	Lado Externo – LE			Lado Interno – LI		
	Dias	Anos	Dif. (%)	Dias	Anos	Dif. (%)
A	12990	35,6	-33,3	3696	10,1	-39,6
B	14257	39,1	-26,8	4081	11,2	-33,3
C	16596	45,5	-14,8	4706	12,9	-23,1
D	19472	53,3	0,0	6119	16,8	0,0
E	20927	57,3	+7,5	6871	18,8	+12,3
F	21582	59,1	+10,8	6899	18,9	+12,8
G	22750	62,3	+16,8	7681	21,0	+25,5

Quando comparadas as configurações extremas de rigidez (A e G), obtém-se uma diferença de quase 2 vezes na vida das juntas LE e LI. Comparações entre as configurações C, D e E e entre os ajustes B, D e F permitem avaliar os efeitos isolados dos parâmetros de volume inicial de gás das suspensões e pressão dos pneus. Enquanto as configurações E e F apontam diferenças de vida similares em relação à configuração D, os ajustes B e C se diferem consideravelmente, tendo-se observado a configuração B com maior criticidade para o chassi. Isso sugere que o volume inicial de gás nitrogênio influencia de forma mais significativa a vida em fadiga do que as pressões de pneu dentro dos limites de ajustes empregados neste estudo.

Além disso, é possível conjecturar que a vida útil das juntas LE e LI tem uma relação não linear e assintótica com a rigidez do conjunto suspensão-pneus. Embora a análise com apenas três pontos (B, D e F) não permita determinar com precisão essa relação, é possível observar uma tendência ao traçar retas entre as configurações B e D, e entre D e F na Figura 4-36, resultando em linhas com inclinações decrescentes.

## 5.0 CONCLUSÃO

Neste trabalho, foram desenvolvidos modelos computacionais de dinâmica de multicorpos e de elementos finitos para investigar a influência do volume inicial de gás nitrogênio da suspensão  $V_0$  e da pressão de gás dos pneus  $TP$  no desempenho de um caminhão fora de estrada em relação aos aspectos de dirigibilidade, conforto e durabilidade. Exploram-se estes dois parâmetros foram explorados devido à viabilidade de serem ajustados nas próprias oficinas das mineradoras. Sete configurações de suspensão foram analisadas, combinando diferentes valores de  $V_0$  e  $TP$ , que resultam em interações mais rígidas ou mais macias entre o veículo e a estrada. Essas configurações foram identificadas no trabalho pelas letras A a G, sendo A a mais rígida e G a menos rígida, enquanto a configuração D contempla valores nominais.

O modelo de elementos finitos do chassi reduzido pela síntese modal se mostrou capaz de representar o seu comportamento dinâmico sem apresentar grandes divergências com o cálculo das frequências naturais pelo modelo completo. O modelo de multicorpos também se mostrou coerente com as medições experimentais feitas por meio do próprio sistema de aquisição do caminhão, embora a magnitude do ângulo de rolagem das massas suspensas deva ser avaliada com maior detalhamento em trabalhos futuros.

Conclui-se que as configurações rígidas de suspensão demonstram ser vantajosas na redução dos ângulos de rolagem ( $\varphi$ ), que representa um dos principais critérios para avaliar a dirigibilidade. O fato de ajustes rígidos favorecerem menores ângulos de rolagem e um comportamento sub-esterçante para acelerações laterais maiores que 0,15 g pode indicar uma maior segurança para o motorista quanto à estabilidade de condução. No entanto, os impactos de  $\varphi$  e do sub-esterçamento na segurança e no desempenho devem ser avaliados empiricamente, pois também estão relacionados à habilidade e à abordagem do motorista em curvas.

As configurações menos rígidas reduzem moderadamente os níveis de vibração no assento do motorista e consideravelmente os danos causados no chassi. No que diz respeito ao conforto, a redução do RMS da aceleração vertical alcançada com os ajustes menos rígidos não é suficiente para classificar o veículo como confortável, de acordo com os limites estabelecidos pela NHO 09 – Norma de Higiene Ocupacional 09. Assim, é possível que as soluções mais eficazes para aprimorar o conforto envolvam melhorias das condições das vias ou a implementação de sistemas de suspensão ativos. Em relação à durabilidade, a redução da

rigidez na interação entre o veículo e a estrada mostra-se altamente benéfica e, portanto, pode ser uma solução muito eficaz para extensão da vida em fadiga.

Individualmente, a pressão de gás dos pneus indica ser tão relevante quanto o volume inicial de gás nas suspensões. No entanto, trabalhar com menor pressão dos pneus pode reduzir a sua expectativa de vida, levando à necessidade de substituição com maior frequência. Como o consumo de pneus representa uma significativa parcela dos custos operacionais dos caminhões, as configurações com 90% do valor nominal de  $TP$  podem se tornar financeiramente desvantajosas.

Neste contexto, as configurações F e G podem oferecer o melhor retorno para a mineradora, sobretudo se forem constatadas que as vias de mineração por onde o caminhão trafega são incapazes ou pouco prováveis de impor acelerações laterais superiores a 0,15 g, quando o veículo passa a apresentar diferença notável de dirigibilidade e ângulo de rolagem para as diferentes configurações em condição de carga cheia. Assim, o procedimento proposto neste trabalho, que faz uso quase integral de recursos computacionais, demonstra ser capaz de fornecer diretrizes para ajustes em campo de  $V_0$  e  $TP$  conforme as necessidades operacionais. Com os modelos utilizados em mãos, esta abordagem se torna prática e eficiente para a mineradora, que pode realizar variações diversas desses parâmetros para avaliar o desempenho do caminhão, reduzindo-se a necessidade de ensaios e testes experimentais.

Com base na metodologia e nos resultados obtidos no trabalho, podem-se destacar as seguintes conclusões adicionais:

- O chassi do caminhão possui uma rigidez torcional compatível com a rigidez da suspensão, já que apresentou comportamento de transferência de carga quase linear em relação à porcentagem de rigidez a rolagem do eixo dianteiro sobre a rigidez a rolagem total. Isto sugere que, ao realizar ajustes gerais na suspensão empiricamente, é provável que o veículo apresente uma boa previsibilidade na resposta em pista.
- As respostas de pressão das suspensões obtidas com o perfil de pista análogo à classe D da ISO 8608:2016 apresentam níveis razoáveis de concordância entre os valores médios e de RMS com os valores experimentais coletados. Uma estrada classe D é convencionalmente considerada ruim, o que sugere más condições de manutenção da via em que os dados foram obtidos.
- As configurações de suspensão com caçamba vazia ( $A_v$  a  $G_v$ ) apresentam influência pouco significativa na dirigibilidade em regime permanente. Entretanto, na condição de caçamba cheia, as configurações de maior rigidez

exibem um aumento significativo do comportamento sub-esterçante para acelerações laterais acima de 0,15 g. Para valores de aceleração lateral abaixo de 0,15 g, a influência dessas configurações na dirigibilidade e no ângulo de rolagem em regime permanente é mínima.

- Na manobra de mudança de faixa, tanto a aceleração lateral quanto o ângulo de rolagem se tornam consideravelmente maiores quando a rugosidade do terreno é introduzida. Em relação à configuração nominal  $D_c$ , os valores máximos e de RMS do ângulo de rolagem podem ser reduzidos ou aumentados em até cerca de 20% por meio das configurações  $A_c$  ou  $G_c$ . As configurações rígidas em vazio ( $A_v$ ,  $B_v$  e  $C_v$ ) não demonstram mesmo potencial em reduzir o ângulo de rolagem quanto as configurações menos rígidas ( $E_v$ ,  $F_v$  e  $G_v$ ) em aumentá-lo.
- Nas análises conduzidas para avaliar o conforto do motorista quanto à vibração transmitida pela pista (manobra de trajetória retilínea com velocidade de cruzeiro), a raiz média quadrática (RMS) da aceleração vertical medida no assento pode ser aumentada ou reduzida em até 10% em relação à configuração nominal ( $D_v/D_c$ ) se forem empregadas as configurações  $A_v/A_c$  ou  $G_v/G_c$ .
- Pelo estudo de vida em fadiga por dano acumulado conduzido para duas juntas soldadas das longarinas principais, conclui-se que o transporte cheio em velocidades intermediárias e elevadas exercem papel protagonista nos danos do chassi, podendo representar até cerca de 75% do dano total. As configurações menos rígidas podem aumentar a expectativa de vida das juntas em cerca de 25%, ao passo que as configurações mais rígidas podem reduzir em até 40%.

### 5.1 Sugestão para trabalhos futuros

- Investigar a influência de diferentes configurações de suspensão utilizando medições experimentais de vibração, de posição inercial, de deslocamento da suspensão e de deformações via extensômetros instalados em pontos críticos do chassi. Nesse estudo, as diferentes combinações podem ser construídas variando-se o volume inicial de gás nitrogênio da suspensão, bem como a pressão inicial do gás e a viscosidade do óleo. Para melhores resultados, sugere-se também que as medições experimentais sejam realizadas em diferentes épocas

do ano, visando avaliar também efeitos sazonais de temperatura e pluviosidade no estudo;

- Investigar a influência da redução do volume de óleo em relação ao desempenho térmico da suspensão hidropneumática por meio de análises fluido-dinâmicas e medições experimentais de temperatura;
- Investigar a influência da pressão de gás dos pneus de caminhões fora de estrada na durabilidade da banda de rodagem e da carcaça;
- Calcular a vida em fadiga de juntas críticas do chassi utilizando medições experimentais. Desta forma, espera-se estimativas de vida mais precisas, já que solicitações relevantes causadas por curvas e ascensão ou descenso seriam contempladas nos cálculos.
- Coletar, usando GPS e scanner de estrada, dados sobre a via não pavimentada por onde o caminhão opera, de forma que as informações da trajetória e da rugosidade sejam importadas no ambiente multicorpos. Deste modo, é possível avaliar computacionalmente diferentes parâmetros de suspensão com maior compatibilidade às reais condições de operação do caminhão. Para avaliar a durabilidade, é possível utilizar como métrica o tempo total levado para completar o circuito computacionalmente construído.

## 6.0 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALI, D.; FRIMPONG, S. Impulse force reductions and their effects on WBV exposures in high impact shovel loading operations. **International Journal of Mining Science and Technology**, v. 28, n. 3, p. 423–435, maio 2018.

ANZABI, R. V.; NOBES, D. S.; LIPSETT, M. G. Haul truck tire dynamics due to tire condition. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 364, p. 012005, 28 maio 2012.

BADWAY, I. A.; SOKAR, M. I.; RABOO, S. A. Simulation and Control of a Hydro-pneumatic Suspension system. v. 8, n. 9, 2017.

BARRERO, L., CIFUENTES, M., RODRIGUEZ, A., REY-BECERRA, E., JOHNSON, P. Whole-body vibration and back pain-related work absence among heavy equipment vehicle mining operators. **Occupational and Environmental Medicine**, v. 76, n. 8, p. 554–559, ago. 2019.

BAUER, W. Spring and Damping Characteristics of Hydropneumatic Suspension Systems. Em: BAUER, W. (Ed.). **Hydropneumatic Suspension Systems**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011. p. 19–66.

BOGSJÖ, K. Coherence of road roughness in left and right wheel-path. **Vehicle System Dynamics**, v. 46, n. sup1, p. 599–609, set. 2008.

CATERPILLAR. **AEHQ5320-02 (4-02) - CAT 785C Mining Truck**. , 2002.

CATERPILLAR. **AEHQ6350-02 (02-2012) - CAT 775G Off-Highway Truck**, 2012.

COSME, C.; GHASEMI, A.; GANDEVIA, J. **Application of Computer Aided Engineering in the Design of Heavy-Duty Truck Frames**. Em: INTERNATIONAL TRUCK & BUS MEETING & EXPOSITION. nov. 1999.

CRIVELLARO, C.; REYNA, E. **Frame Flexibility Influence on Commercial Vehicle Performance**. Em: SAE 2012 COMMERCIAL VEHICLE ENGINEERING CONGRESS. 24 set. 2012.

CRONJÉ, P. H.; ELS, P. S. Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar. **Journal of Terramechanics**, v. 47, n. 3, p. 179–189, jun. 2010.

DHILLON, B. S. **Mining Equipment Reliability, Maintainability, and Safety**. London: Springer London, 2008.

DRURY, C. G.; PORTER, W. L.; DEMPSEY, P. G. Patterns in Mining Haul Truck Accidents. **Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting**, v. 56, n. 1, p. 2011–2015, set. 2012.

EL-GINDY, M.; EL-SAYEGH, Z. **Road and Off-Road Vehicle Dynamics**. 1<sup>a</sup> ed. Cham, Switzerland: Springer International Publishing, 2023.

ELS, P., THERON, N., UYS, P., THORESSON, M. The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. **Journal of Terramechanics**, v. 44, n. 4, p. 303–317, out. 2007.

EMAMI, M. D.; MOSTAFAVI, S. A.; ASADOLLAHZADEH, P. MODELING AND SIMULATION OF ACTIVE HYDRO-PNEUMATIC SUSPENSION SYSTEM THROUGH BOND GRAPH. **Mechanika**, v. 17, n. 3, p. 312–317, 26 jul. 2011.

FENG, J., MATTHEWS, C., ZHENG, S., YU, F., GAO, D. Hierarchical Control Strategy for Active Hydropneumatic Suspension Vehicles Based on Genetic Algorithms. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 7, n. 2, p. 951050, jan. 2015.

FRIMPONG, S., GALECKI, G., LI, Y., SUGLO, R. Dump truck tire stress simulation for extended service life. v. 332, 2012.

GADY, R. E.; CRAIG, A. J. The NEOCON strut: A major breakthrough in suspension technology. **Off-Highway Haulage in Surface Mines**, Proceedings Of The International Symposium On Off-Highway Haulage in Surface Mines. maio 1989.

GANDRA, H. V. **AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO ESTRUTURAL E ESTUDO DAS TENSÕES NO CHASSI DO CAMINHÃO FORA DE VIA**. Dissertação de Mestrado—Belo Horizonte, Brasil: Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2017.

GIAMPAOLI, E. **Norma de higiene ocupacional procedimento técnico\; avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro**. [s.l.] Fundacentro, 2011.

GILLESPIE, T. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Revised ed. [s.l.] SAE International, 2021.

HASEGAWA, S.; KUSAHARA, Y.; WATANABE, Y. **Influence of Vehicle Body Torsional Stiffness on Vehicle Roll Characteristics of Medium-Duty Trucks**. Em: INTERNATIONAL TRUCK & BUS MEETING & EXPOSITION. 1 out. 1990.

HEGAZY, S.; RAHNEJAT, H.; HUSSAIN, K. Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics**, v. 213, n. 1, p. 19–31, 1 jun. 1999.

HIEN, V., LONG, L., QUYNH, L., LIEM, N., CUONG, B. EFFECT ANALYSIS OF THE PARAMETERS OF HYDRO-PNEUMATIC SUSPENSION SYSTEM ON VEHICLE RIDE COMFORT. **International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology**, v. 12, n. 1, p. 422–430, 2021.

HOBBACHER, A. F. **Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components**. Villepinte, France Springer International Publishing, 2016.

IBRAHIM, I. M.; CROLLA, D. A.; BARTON, D. C. Effect of frame flexibility on the ride vibration of trucks. **Computers & Structures**, v. 58, n. 4, p. 709–713, fev. 1996.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 8608: Mechanical vibration — Road surface profiles — Reporting of measured data**. Geneva, Switzerland, 2016.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3888: Passenger cars - Test track for a severe lane-change manoeuvre - Part1: Double lane-change**. Geneva, Switzerland, 2018.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 4138: Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test methods**. Geneva, Switzerland, 2021.

J. GUNASELVAM; J.L. VAN NIEKERK. Seat selection guidelines to reduce whole-body vibration exposure levels in the SA mining industry. **The Journal of The South African Institute of Mining and Metallurgy**, v. 105, n. 10, p. 675–686, nov. 2005.

KANG, Y.; ZHANG, W.; RAKHEJA, S. Relative kinematic and handling performance analyses of independent axle suspensions for a heavy-duty mining truck. **International Journal of Heavy Vehicle Systems**, v. 22, n. 2, p. 114, 2015.

KANSAKE, B. A. **Multi-body dynamic and finite element modeling of ultra-large dump truck - haul road interactions for machine health and haul road structural integrity**. DOCTORAL DISSERTATION—MISSOURI, USA: MISSOURI UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY, 2019.

KAUFMAN, W. W.; AULT, J. C. Design of surface mine haulage roads: a manual. **Department of the Interior, Bureau of Mines**, v. 8758, 1978.

KONDO, S. **Relation between Haul Road and Damage of Off-Highway Dump Trucks**. . Em: EARTHMOVING INDUSTRY CONFERENCE. Peoria, Illinois: Society of Automotive Engineers, Inc, abr. 1984.

LI, Y., SUN, W., HUANG, J., ZHENG, L., WANG, Y. Effect of vertical and lateral coupling between tyre and road on vehicle rollover. **Vehicle System Dynamics**, v. 51, n. 8, p. 1216–1241, ago. 2013.

LI, Y.; FRIMPONG, S. Dynamic modelling and virtual prototype simulation of dump truck-haul road interactions. **International Journal of Heavy Vehicle Systems**, v. 15, n. 2/3/4, p. 416, 2008.

LONG, L. X., HA, D., VAN, Q., VAN, C., NIEM, V. Effect of operating conditions on a heavy truck ride comfort with hydro-pneumatic suspension system. **E3S Web of Conferences**, v. 304, p. 02011, 2021.

LU, Y., YANG, S., LI, S., CHEN, L. Numerical and experimental investigation on stochastic dynamic load of a heavy duty vehicle. **Applied Mathematical Modelling**, v. 34, n. 10, p. 2698–2710, out. 2010.

MAYTON, A., PORTER, W., XU, X., WESTON, E., RUBENSTEIN, E. Investigation of human body vibration exposures on haul trucks operating at U.S. surface mines/quarries relative to haul truck activity. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 64, p. 188–198, mar. 2018.

MI, C., GU, Z., YANG, Q., NIE, D. Frame fatigue life assessment of a mining dump truck based on finite element method and multibody dynamic analysis. **Engineering Failure Analysis**, v. 23, p. 18–26, jul. 2012.

MSC SOFTWARE. **Adams 2021.0.2 - Adams Solver User's Guide**, 2021.

PACEJKA, H. B. **Tyre and Vehicle Dynamics**. 2nd. ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2006.

PASCUAL, R., ROMAN, M., LOPEZ-CAMPOS, M., HITCH, M., RODOVALHO, E. Reducing mining footprint by matching haul fleet demand and route-oriented tire types. **Journal of Cleaner Production**, v. 227, p. 645–651, ago. 2019.

PAZOOKI, A.; RAKHEJA, S.; CAO, D. Effect of Terrain Roughness on the Roll and Yaw Directional Stability of an Articulated Frame Steer Vehicle. **SAE International Journal of Commercial Vehicles**, v. 6, n. 2, p. 325–339, 24 set. 2013.

PREM, H. **Off-Highway Mine Haul Truck Dynamics Simulation**. Em: INTERNATIONAL OFF-HIGHWAY & POWERPLANT CONGRESS & EXPOSITION. 14 set. 1998.

PREM, H.; DICKERSON, A. W. **A Study of the Steady State Roll-Response of a Large Rear-Dump Mining Truck**. Em: INTERNATIONAL OFF-HIGHWAY & POWERPLANT CONGRESS & EXPOSITION. set. 1992.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The automotive chassis: engineering principles chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice**. 2nd ed ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001.

SAMPÒ, E. **Modelling chassis flexibility in vehicle dynamics simulation**. DOCTORAL DISSERTATION—Guildford, UK: University of Surrey, 2011.

SAVKIN, A. N.; GOROBTSOV, A. S.; BADIKOV, K. A. Estimation of Truck Frame Fatigue Life under Service Loading. **Procedia Engineering**, v. 150, p. 318–323, 2016.

SAYERS, M. W. Dynamic Terrain Inputs to Predict Structural Integrity of Ground Vehicles. p. 114, 1988.

SIEMENS. Simcenter Nastran Advanced Dynamic Analysis User's Guide. 2020a.

SIEMENS. Simcenter Nastran User's Guide. 2020b.

SUO, X., JIAO, S., WANG, G., LIU, S., ZHANG, Z. Research on the Vibration Damping Performance of a Novel Single-Side Coupling Hydro-Pneumatic Suspension. **Tehnicki vjesnik - Technical Gazette**, v. 28, n. 5, 5 out. 2021.

TANNANT, D. D.; REGENSBURG, B. Guidelines for mine haul road design. 2001.

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. **Journal of Terramechanics**, v. 44, n. 2, p. 163–175, abr. 2007.

UYS, P. E.; ELS, P. S.; THORESSON, M. J. Criteria for handling measurement. **Journal of Terramechanics**, v. 43, n. 1, p. 43–67, jan. 2006.

van de LOO, P. The Development of the Smart Strut Improved Sliding Pillar Front Active Suspension System for Mining Trucks. **Birrana Engineering Pty Ltd.**, 2003.

WONG, J. Y. **Terramechanics and off-road vehicle engineering: Terrain behavior, off-road vehicle performance and design**. Second edition ed. Kidlington, Oxford: Elsevier/BH, 2010.

WU, W., TANG, H., ZHANG, S., HU, L., ZHANG, F. High-Precision Dynamics Characteristic Modeling Method Research considering the Influence Factors of Hydropneumatic Suspension. **Shock and Vibration**, v. 2020, p. 1–21, 29 jul. 2020.

YIN, Y., RAKHEJA, S., YANG, J., LOZANO-GUZMAN, A. Hydraulic damping nonlinearity of a compact hydro-pneumatic suspension considering gas-oil emulsion. **Vibroengineering Procedia**, v. 30, p. 68–71, 2 abr. 2020.

YIN, Y. M.; YANG, J.; ZHANG, W. M. Handling and Roll Prediction of Electric Drive Mining Trucks. **Advanced Materials Research**, v. 712–715, p. 1135–1138, 27 jun. 2013.

YIN, Y.; RAKHEJA, S.; BOILEAU, P.-E. A roll stability performance measure for off-road vehicles. **Journal of Terramechanics**, v. 64, p. 58–68, abr. 2016.

ZHANG, J., DENG, Y., ZHANG, N., ZHANG, B., QI, H., ZHENG, M. Vibration Performance Analysis of a Mining Vehicle with Bounce and Pitch Tuned Hydraulically Interconnected Suspension. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, v. 32, n. 1, p. 5, dez. 2019.

ZHAO, H., WANG, G., LV, W., CAO, Y., LI, X. Optimization of hydropneumatic suspension for articulated wheel loader based on kriging model and particle swarm algorithm. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 10, n. 11, p. 168781401881064, nov. 2018.

## ANEXO A

## A.1 Dados de entrada do modelo multicorpos

Tabela A-6-1: Relação de massas e inércias dos principais componentes do modelo multicorpos.

ID	Submontagem	Componente	Massa (kg)	Ixx (kg.m <sup>2</sup> )	Iyy (kg.m <sup>2</sup> )	Izz (kg.m <sup>2</sup> )
1	Chassi	Chassi	10240	7302	35796	37276
2	Chassi	Radiador	600	209	126	103
3	Chassi	Tanque do sistema hidráulico	650	56	86	56
4	Chassi	Tanque de combustível	850	106	105	80
5	Chassi	Cabine	1500	858	1250	1240
6	Chassi	Plataforma	1500	1953	1353	3306
7	Chassi	Caçamba	11760	35375	62347	86586
8	Chassi	Cilindro de basculamento	300/un.	-	-	-
9	Chassi	Material transportado	64000	108148	159713	242964
10	Propulsão	Motor	3000	960	1810	1523
11	Suspensão dianteira	Suspensão hidropneumática dianteira	1165/un.	-	-	-
12	Suspensão traseira	Suspensão hidropneumática traseira	136/un.	-	-	-
13	Suspensão traseira	Eixo rígido traseiro	5425	4680	0	4680
14	Suspensão traseira	Braço-âncora	1240	118	374	492
15	Suspensão traseira	Haste <i>panhard</i>	42	3	1	1
16	Pneus	Roda e pneu 24.00R35	1180/un.	13	13	20

Tabela A-6-2: Posição estimada do centro de massa dos principais componentes do modelo multicorpos.

ID	Componente	Posição		
		X (m)	Y (m)	Z (m)
1	Chassi	4,11	-6,84	1,58
2	Radiador	0,26	0,00	1,86
3	Tanque do sistema hidráulico	4,41	1,17	1,32
4	Tanque de combustível	4,41	-1,42	1,32
5	Cabine	1,93	-1,15	3,36
6	Plataforma	1,91	-0,24	2,68
7	Caçamba	4,98	0,00	3,03
8	Cilindro de basculamento	5,25	-0,80	1,40
9	Material transportado	5,35	0,00	2,97
10	Motor	2,00	0,00	1,65
11	Suspensão hidropneumática dianteira – Cilindro	2,52	$\pm 1,10$	1,84
12	Suspensão hidropneumática traseira – Cilindro	7,14	$\pm 0,59$	1,89
11	Suspensão hidropneumática dianteira – Haste	2,48	$\pm 1,14$	1,13
12	Suspensão hidropneumática traseira – Haste	7,10	$\pm 0,59$	1,02
13	Eixo rígido traseiro	6,70	0,00	1,13
14	Braço-âncora	4,62	$\pm 0,10$	1,15
15	Haste <i>panhard</i>	6,70	0,00	1,6
16	Roda e pneu 24.00R35 - Dianteira	2,48	$\pm 1,60$	1,13
16	Roda e pneu 24.00R35 – Traseira	6,70	$\pm 1,49$	1,13

## A.2 Parâmetros de desempenho do modelo multicorpos

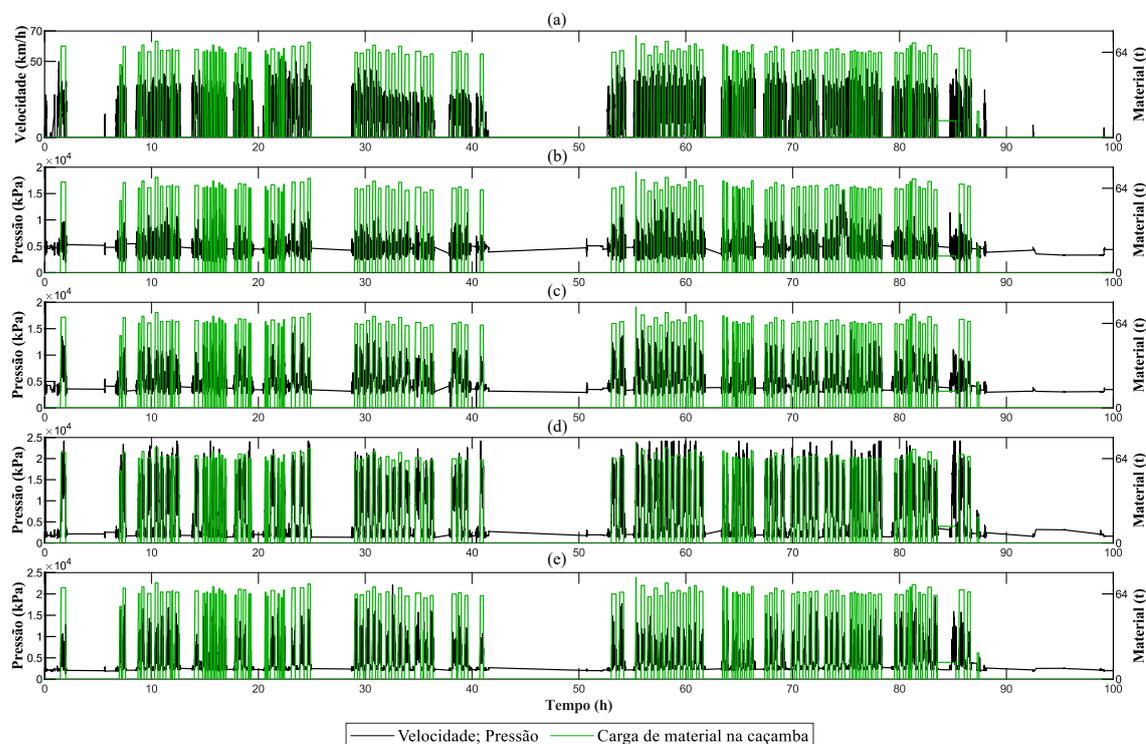
Tabela A-6-3: Resumo dos principais parâmetros de desempenho por configuração de suspensão – Caminhão vazio.

Parâmetro	A <sub>v</sub>		B <sub>v</sub>		C <sub>v</sub>		D <sub>v</sub>		E <sub>v</sub>		F <sub>v</sub>		G <sub>v</sub>	
	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.
Vol. inicial de gás na HPS – $V_{0d} // V_{0t}$ (l)	4,67 (-10,0%)	2,64 (-15,0%)	4,67 (-10,0%)	2,64 (-15,0%)	5,19 (0,0%)	3,11 (0,0%)	5,19 (0,0%)	3,11 (0,0%)	5,19 (0,0%)	3,11 (0,0%)	5,71 (+10,0%)	3,57 (+15,0%)	5,71 (+10,0%)	3,57 (+15,0%)
Pres. inicial do gás na HPS – $P_{0d} // P_{0t}$ (kPa)	2600	1800	2600	1800	2600	1800	2600	1800	2600	1800	2600	1800	2600	1800
Rigidez HPS estático – $k_d // k_t$ (kN/m)	2,41 (+8,6%)	2,07 (+11,3%)	2,41 (+8,6%)	2,07 (+11,3%)	2,22 (0,0%)	1,86 (0,0%)	2,22 (0,0%)	1,86 (0,0%)	2,22 (0,0%)	1,86 (0,0%)	2,00 (-9,9%)	1,68 (-9,7%)	2,00 (-9,9%)	1,68 (-9,7%)
Curso de extensão HPS (mm)	76,3 (-10,7%)	15,3 (-31,1%)	76,3 (-10,7%)	15,3 (-31,1%)	85,4 (0,0%)	22,2 (0,0%)	85,4 (0,0%)	22,2 (0,0%)	85,4 (0,0%)	22,2 (0,0%)	96 (+12,4%)	29,8 (+34,2%)	96 (+12,4%)	29,8 (+34,2%)
Pressão dos pneus – TP (kPa)	796,4 (+10,0%)		724 (0,0%)		796,4 (+10,0%)		724 (0,0%)		651,6 (-10,0%)		724 (0,0%)		651,6 (-10,0%)	
Rigidez pneu estático – $k_{pd} // k_{pt}$ (kN/m)	2,9 (+8,2%)	5,34 (+9,4%)	2,68 (0,0%)	4,88 (0,0%)	2,9 (+8,2%)	5,34 (+9,4%)	2,68 (0,0%)	4,88 (0,0%)	2,46 (-8,2%)	4,43 (-9,2%)	2,68 (0,0%)	4,88 (0,0%)	2,46 (-8,2%)	4,43 (-9,2%)
Rigidez a rolagem – $k_{rld} // k_{rlt}$ (kN.m/°)	116,84 (+8,5%)	24,85 (+11,0%)	116,84 (+8,5%)	24,85 (+11,0%)	107,73 (0,0%)	22,39 (0,0%)	107,73 (0,0%)	22,39 (0,0%)	107,73 (0,0%)	22,39 (0,0%)	97,33 (-9,7%)	20,15 (-10,0%)	97,33 (-9,7%)	20,15 (-10,0%)
Rigidez de condução – $k_{rld} // k_{rlt}$ (kN/m)	1,31 (+8,3%)	1,49 (+10,4%)	1,27 (+5,0%)	1,45 (+7,4%)	1,26 (+4,1%)	1,38 (+2,2%)	1,21 (0,0%)	1,35 (0,0%)	1,17 (-3,3%)	1,31 (-3,0%)	1,15 (-5,0%)	1,25 (-7,4%)	1,1 (-9,1%)	1,22 (-9,6%)
Freq. natural de condução (Hz)	1,85 (+3,9%)	-	1,82 (+2,2%)	-	1,81 (+1,7%)	-	1,78 (0,0%)	-	1,75 (-1,7%)	-	1,73 (-2,8%)	-	1,70 (-4,5%)	-
Freq. natural de oscilação vertical (Hz)	1,72 (+4,2%)		1,69 (+2,4%)		1,68 (+1,8%)		1,65 (0,0%)		1,62 (-1,8%)		1,61 (-2,4%)		1,58 (-4,2%)	
Freq. natural de arfagem (Hz)	2,28 (+5,1%)		2,25 (+3,7%)		2,2 (+1,4%)		2,17 (0,0%)		2,14 (-1,4%)		2,09 (-3,7%)		2,07 (-4,6%)	

Tabela A-6-4: Resumo dos principais parâmetros de desempenho por configuração de suspensão – Caminhão cheio.

Parâmetro	A <sub>v</sub>		B <sub>v</sub>		C <sub>v</sub>		D <sub>v</sub>		E <sub>v</sub>		F <sub>v</sub>		G <sub>v</sub>	
	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.	Diant.	Tras.
Vol. inicial de gás na HPS – $V_{0d} // V_{0t}$ (l)	4,67 (-10,0%)	2,64 (-15,0%)	4,67 (-10,0%)	2,64 (-15,0%)	5,19 (0,0%)	3,11 (0,0%)	5,19 (0,0%)	3,11 (0,0%)	5,19 (0,0%)	3,11 (0,0%)	5,71 (+10,0%)	3,57 (+15,0%)	5,71 (+10,0%)	3,57 (+15,0%)
Pres. inicial do gás na HPS – $P_{0d} // P_{0t}$ (kPa)	2600	1800	2600	1800	2600	1800	2600	1800	2600	1800	2600	1800	2600	1800
Rigidez HPS estático – $k_d // k_t$ (kN/m)	4,22 (+6,3%)	2,62 (+1,6%)	4,22 (+6,3%)	2,62 (+1,6%)	3,97 (0,0%)	2,58 (0,0%)	3,97 (0,0%)	2,58 (0,0%)	3,97 (0,0%)	2,58 (0,0%)	3,68 (-7,3%)	2,53 (-1,9%)	3,68 (-7,3%)	2,53 (-1,9%)
Curso de extensão HPS (mm)	95,7 (-11,0%)	35,2 (-27,4%)	95,7 (-11,0%)	35,2 (-27,4%)	107,5 (0,0%)	48,5 (0,0%)	107,5 (0,0%)	48,5 (0,0%)	107,5 (0,0%)	48,5 (0,0%)	119,4 (+11,1%)	62,4 (+28,7%)	119,4 (+11,1%)	62,4 (+28,7%)
Pressão dos pneus – $TP$ (kPa)	796,4 (+10,0%)		724 (0,0%)		796,4 (+10,0%)		724 (0,0%)		651,6 (-10,0%)		724 (0,0%)		651,6 (-10,0%)	
Rigidez pneu estático – $k_{pd} // k_{pt}$ (kN/m)	3,06 (+8,5%)	6,11 (+9,1%)	2,82 (+0,0%)	5,60 (+0,0%)	3,06 (+8,5%)	6,11 (+9,1%)	2,82 (+0,0%)	5,60 (+0,0%)	2,60 (-7,8%)	5,15 (-8,0%)	2,82 (+0,0%)	5,60 (+0,0%)	2,60 (-7,8%)	5,15 (-8,0%)
Rigidez a rolagem – $k_{rld} // k_{rli}$ (kN.m/°)	205,15 (+6,3%)	31,45 (+1,6%)	205,15 (+6,3%)	31,45 (+1,6%)	192,94 (0,0%)	30,95 (0,0%)	192,94 (0,0%)	30,95 (0,0%)	192,94 (0,0%)	30,95 (0,0%)	178,4 (-7,5%)	30,39 (-1,8%)	178,4 (-7,5%)	30,39 (-1,8%)
Rigidez de condução – $k_{rld} // k_{rli}$ (kN/m)	1,78 (+7,9%)	1,83 (+4,0%)	1,69 (+2,4%)	1,78 (+1,1%)	1,73 (+4,8%)	1,81 (+2,8%)	1,65 (0,0%)	1,76 (0,0%)	1,57 (-4,8%)	1,72 (-2,3%)	1,6 (-3,0%)	1,74 (-1,1%)	1,52 (-7,9%)	1,7 (-3,4%)
Freq. natural de condução (Hz)	1,63 (+3,8%)	-	1,59 (+1,3%)	-	1,61 (+2,5%)	-	1,57 (0,0%)	-	1,54 (-1,9%)	-	1,55 (-1,3%)	-	1,51 (-3,8%)	-
Freq. natural de oscilação vertical (Hz)	1,21 (+1,7%)		1,19 (0,0%)		1,20 (+0,8%)		1,19 (0,0%)		1,17 (-1,7%)		1,18 (-0,8%)		1,16 (-2,5%)	
Freq. natural de arfagem (Hz)	1,61 (+3,9%)		1,57 (+1,3%)		1,59 (+2,6%)		1,55 (0,0%)		1,51 (-2,6%)		1,52 (-1,9%)		1,49 (-3,9%)	

### A.3 Dados experimentais coletados via VIMS



**Figura A-1: Dados experimentais referentes a um caminhão em operação por 100h coletados no mês de Fevereiro. Eixo vertical da esquerda: (a) Velocidade de solo do caminhão; (b) Pressão de gás da suspensão dianteira esquerda; (c) Pressão de gás da suspensão dianteira direita; (d) Pressão de gás da suspensão traseira esquerda; (e) Pressão de gás da suspensão traseira direita. Eixo vertical da direita: (a)(b)(c)(d)(e) carga de material da caçamba.**