



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO E ANÁLISE
ELASTOCINEMÁTICA DE SUSPENSÃO
AUTOMOTIVA DO TIPO DUPLO A**

**Autor: Guilherme de Oliveira Andrade
Orientadores: Dr. Rita de Cássia Silva
Dr. Maria Alzira Araújo Nunes**

**Brasília, DF
2013**



Guilherme Oliveira Andrade

**DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO E ANÁLISE ELASTOCINEMÁTICA DE
SUSPENSÕES AUTOMOTIVAS: GEOMETRIA DUPLO A**

Monografia submetida ao curso de graduação em engenharia automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em engenharia automotiva.

Orientadores: Dr. Rita de Cássia Silva
Dr. Maria Alzira Araújo Nunes

**Brasília, DF
2013**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

O. Andrade, Guilherme.

Dimensionamento geométrico e análise elastocinemática de suspensão automotiva do tipo Duplo A / Guilherme de Oliveira Andrade. Brasília: UnB, 2013. 103 p.96: il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2013. Orientação: Rita de Cássia
Silva e Maria Alzira de Araújo Nunes.

1. Double Wishbone. 2. Suspensão Automotiva. 3. Off-Road I. C.
Silva, Rita. II. Dimensionamento geométrico e análise
elastocinemática de suspensão automotiva do tipo Duplo A.

CDU Classificação



DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO E ANÁLISE ELASTOCINEMÁTICA DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA DO TIPO DUPLO A

Guilherme de Oliveira Andrade

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em engenharia automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 11 de dezembro de 2013 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr: Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dr: Maria Alzira de Araújo Nunes, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dr: Suzana Ávila, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Msc: Saleh Kalil, UnB/ FGA
Membro Convidado

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais e avós, pela determinação e luta na minha formação. Às minhas orientadoras, que desde o início de meu curso contribuíram com minha formação.

Agradeço à equipe de S.A.E. Baja da Universidade de Brasília, Piratas do Cerrado, que me concedeu grande parte dos conhecimentos práticos e teóricos sobre suspensões.

Um agradecimento especial se faz necessário à minha amiga e companheira Natasha Wiechers, que tornou os meus anos de faculdade, ao seu lado, mais felizes e prazerosos.

E não poderia deixar de agradecer pelo companheirismo e amizade dos colegas de Engenharia, que sempre estiveram ao meu lado e que sempre terei um carinho especial.

Guilherme de Oliveira Andrade

Seja humilde, pois, até o sol em sua
grandeza se põe e deixa a lua brilhar.

Bob Marley

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma rotina matemática utilizando-se do software MatLab®, para o cálculo dos principais parâmetros de uma suspensão com geometria “Duplo A” (*Double Wishbone*). Tal será feito em três dimensões considerando as influências do sistema de direção, sendo os principais parâmetros: cambagem, altura do centro de rolagem, inclinação do pino mestre, cáster, convergência e comprimento do amortecedor. A rotina calcula estes com a suspensão em repouso e bem como em movimentação vertical do subsistema. O desenvolvimento de uma interface gráfica foi realizado a fim de auxiliar a compreensão e facilitar o pré-dimensionamento de suspensões. O software foi submetido à verificação, a partir de um estudo de caso, o qual a suspensão dianteira do protótipo utilizado pela equipe de S.A.E. Baja da Universidade de Brasília (Piratas do Cerrado) foi modelada utilizando-se a rotina matemática desenvolvida. Os resultados foram analisados, discutidos e comparados com o software comercial de modelagem multicorpos ADAMS/Car®. Da comparação entre os resultados analíticos fornecidos pelo software comercial e a rotina desenvolvida, constata-se que as divergências são inferiores a 10%.

Palavras-chave: Double Wishbone. Suspensão Automotiva. Off-Road. Duplo A

ABSTRACT

This work has as its goal the development of a mathematical routine using the Matlab® software, for the calculation of the main parameters of suspension of a "Double A" (Double wishbone) geometry. This will be done in three dimensions, considering the influences of the steering system, and the main parameters: camber, roll center height, Kingpin inclination, caster, toe and length of the damper. The routine calculates these with the suspension at rest, as well as with the vertical movement of the subsystem. The development of graphical user interface was made to assist the understanding and ease of preliminary design suspensions. The software has been subjected to verification from a case study, in which the front suspension of the prototype used by the team of S.A.E. Baja from *Universidade de Brasília (Piratas do Cerrado)* was modeled using the developed mathematical routine. The results were compared with the commercial software for modeling multibody ADAMS/Car®. Comparing the analytical results provided by commercial software and the routine developed, it appears that the differences are less than 10%

Keywords: Double Wishbone. Automotive Suspension. Off-Road. Double A

LISTA DE FIGURAS

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 – Eixo sólido (<i>Hotchkiss</i>) - www.offroad.automotive.com | 5 |
| Figura 2 – Suspensão <i>Mac Pherson</i> (Valdeck, 2007) | 6 |
| Figura 3 - Suspensão <i>Trailing-Arm</i> (Valdeck, 2007)..... | 6 |
| Figura 4 - Suspensão <i>Multi-Link</i> (Valdeck, 2007)..... | 7 |
| Figura 5 - Suspensão Duplo A (Valdeck, 2007)..... | 7 |
| Figura 6 - Sobre e sub esterçamento (www.mytrackshedule.com)..... | 9 |
| Figura 7 - Inclinação do pino mestre (adaptado de: Jazar, R., 2008) | 10 |
| Figura 8 - Visualização do ângulo de cambagem | 12 |
| Figura 9 - Metodologia geométrica para determinação do centro de rolagem. (Dixon,1996) | 13 |
| Figura 10 - Visualização do ângulo de cáster (Jazar, R., 2008) | 14 |
| Figura 11 - Ângulo de convergência (<i>Toe</i>) | 15 |
| Figura 12 - Representação de uma suspensão do tipo “Duplo A” (Jazar, R.)..... | 17 |
| Figura 13 - Representação de um sistema de direção (Jazar, R.)..... | 18 |
| Figura 14 - Pontos de fixação dos braços de suspensão. | 20 |
| Figura 15 – Definição do eixo de origens utilizado. | 21 |
| Figura 16 - Pontos de fixação do conjunto mola amortecedor e da ponta de eixo | 22 |
| Figura 17 - Utilização de ferramentas de cotagem para determinação da inclinação do pino mestre..... | 23 |
| Figura 18 – Fluxograma da rotina desenvolvida..... | 27 |
| Figura 19 - Determinação do comprimento da manga | 28 |
| Figura 20 – Determinação dos comprimentos dos links referentes à bandeja inferior. | 29 |
| Figura 21 - Determinação dos comprimentos dos links referentes à bandeja inferior. | 31 |
| Figura 22 - Metodologia para determinação da inclinação do pino mestre | 33 |
| Figura 23 - Metodologia para determinação do cáster | 34 |
| Figura 24 – Sistema de direção acoplada ao sistema de suspensão..... | 35 |
| Figura 25 – Distância entre os pontos B.S.M. e LINK denominada $D_{linkbsm}$ e distância entre B.I.M. e LINK denominada $D_{linkbim}$ | 36 |
| Figura 26 - Destaque em D_{prbmsm} , distância entre os pontos B.S.M e P.R.M. | 38 |

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 27 - Destaque em D_{prmbim} , distância entre os pontos B.I.M e P.R.M. | 39 |
| Figura 28 - Destaque em $D_{prmlink}$, distância entre os pontos LINK e P.R.M. | 40 |
| Figura 29 - Destaque nas distâncias $D_{pembasm}$ e D_{pembim} | 41 |
| Figura 30 - Determinação do comprimento da ponta de eixo | 42 |
| Figura 31 - Representação da manga e da ponta de eixo, com detalhe nos pontos 1 e 2 que representam respectivamente P.E.M e P.R.M. | 43 |
| Figura 32 - Metodologia para determinação da cambagem | 44 |
| Figura 33- Metodologia para determinação da convergência | 45 |
| Figura 34 - Representação do amortecedor ligado ao chassi (ponto 2) e ao braço inferior (ponto 1)..... | 46 |
| Figura 35 - Representação da distância entre os pontos F.A.B. e B.I.C. | 47 |
| Figura 36 - Representação da distância entre os pontos F.A.B. e B.I.C.T. | 48 |
| Figura 37 - Determinação da distância D_{fabm} | 49 |
| Figura 38 - Representação em ambiente CAD do pneu e do ponto de encontro do pneu com o solo (ponto1)..... | 50 |
| Figura 39 - Representação da distância $D_{pneuprm}$ | 51 |
| Figura 40 - Representação da distância e $D_{pneubim}$ | 52 |
| Figura 41 - Representação da distância e $D_{pneubsm}$ | 53 |
| Figura 42 - Metodologia de determinação do ponto de encontro do prolongamento de retas das bandejas (Braços divergentes). | 55 |
| Figura 43 - Metodologia para determinação do centro de rolagem instantâneo da suspensão. (C.R.)..... | 57 |
| Figura 44 - Interface gráfica desenvolvida em ambiente <i>Guide</i> | 58 |
| Figura 45 - Representação dos arcos de suspensão | 62 |
| Figura 46 - Representação dos três estágios da suspensão (<i>Bound</i> , <i>Repouso</i> e <i>Rebound</i>)..... | 62 |
| Figura 47 - Variação da inclinação do pino mestre com o trabalho da suspensão | 63 |
| Figura 48 - Variação da altura do centro de rolagem instantâneo com o trabalho da suspensão..... | 64 |
| Figura 49 - Variação do ângulo de cambagem com o trabalho da suspensão | 65 |
| Figura 50 - Variação do cáster com o trabalho da suspensão | 66 |
| Figura 51 – Variação da convergência com o trabalho da suspensão | 67 |
| Figura 52 - Variação do comprimento do amortecedor com o trabalho da suspensão | 68 |

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 53 - Suspensão modelada em ambiente multicorpos | 69 |
| Figura 54 - Suspensão em simulação | 70 |
| Figura 55 - Ambiente <i>Post/Processor</i> | 70 |
| Figura 56 - Comparação dos resultados obtidos para inclinação da manga..... | 71 |
| Figura 57 - Comparação dos resultados obtidos para cambagem..... | 72 |
| Figura 58 - Comparação dos resultados obtidos para o cáster | 73 |
| Figura 59 - Comparação dos resultados obtidos para convergência..... | 74 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|-------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 1 - Pontos de fixação da suspensão de tipo Duplo “A” | 19 |
| Tabela 2 - Coordenadas necessárias (manga de eixo). | 21 |
| Tabela 3 - Pontos de fixação da suspensão de tipo Duplo “A” | 22 |
| Tabela 4 - Coordenadas necessárias (sistema de direção) | 35 |
| Tabela 5 - Coordenadas necessárias (ponta de eixo)..... | 38 |
| Tabela 6 - Coordenadas necessárias (amortecedor). | 46 |
| Tabela 7 - Coordenadas necessárias (centro de rolagem). | 56 |

LISTA DE SÍMBOLOS

B.S.M. : Ponto de fixação da bandeja superior na manga

B.S.C. : Ponto de fixação da bandeja superior no chassi

B.I.M. : Ponto de fixação da bandeja inferior na manga

B.I.C. : Ponto de fixação da bandeja inferior no chassi

P.R.M. : Ponto de fixação da ponta de eixo na roda

P.E.M. : Ponto de fixação da ponta de eixo na manga

F.A.B. : Ponto de fixação do amortecedor no braço

F.A.C. : Ponto de fixação do amortecedor no chassi

P.R.S. : Centro instantâneo de rotação

PNEU : Ponto de encontro do pneu com o solo

B.S.M._x : Coordenada X do ponto de fixação da bandeja superior na manga

B.S.M._y : Coordenada Y do ponto de fixação da bandeja superior na manga

B.S.M._z : Coordenada Z do ponto de fixação da bandeja superior na manga

B.S.C._x : Coordenada X do ponto de fixação da bandeja superior no chassi

B.S.C._y : Coordenada Y do ponto de fixação da bandeja superior no chassi

B.S.C._z : Coordenada Z do ponto de fixação da bandeja superior no chassi

B.I.M._x : Coordenada X do ponto de fixação da bandeja inferior na manga

B.I.M._y : Coordenada Y do ponto de fixação da bandeja inferior na manga

B.I.M._z : Coordenada Z do ponto de fixação da bandeja inferior na manga

B.I.C._x : Coordenada X do ponto de fixação da bandeja inferior no chassi

B.I.C._y : Coordenada Y do ponto de fixação da bandeja inferior no chassi

B.I.C._z : Coordenada Z do ponto de fixação da bandeja inferior no chassi

P.R.M._x : Coordenada X do ponto de fixação da ponta de eixo na roda

P.R.M._y : Coordenada Y do ponto de fixação da ponta de eixo na roda

P.R.M._z : Coordenada Z do ponto de fixação da ponta de eixo na roda

P.E.M._x : Coordenada X do ponto de fixação da ponta de eixo na manga

P.E.M._y : Coordenada Y do ponto de fixação da ponta de eixo na manga

P.E.M._z : Coordenada Z do ponto de fixação da ponta de eixo na manga

F.A.B._x : Coordenada X do ponto de fixação do amortecedor no braço

$F.A.B._Y$: Coordenada Y do ponto de fixação do amortecedor no braço

$F.A.B._Z$: Coordenada Z do ponto de fixação do amortecedor no braço

$F.A.C._X$: Coordenada X do ponto de fixação do amortecedor no chassi

$F.A.C._Y$: Coordenada Y do ponto de fixação do amortecedor no chassi

$F.A.C._Z$: Coordenada Z do ponto de fixação do amortecedor no chassi

$P.R.S._Y$: Coordenada Y do centro instantâneo de rotação

$P.R.S._Z$: Coordenada Z do centro instantâneo de rotação

$PNEU_X$: Coordenada X do ponto de encontro do pneu com o solo

$PNEU_Y$: Coordenada Y do ponto de encontro do pneu com o solo

$PNEU_Z$: Coordenada Z do ponto de encontro do pneu com o solo

X_{BSM} : Vetor de armazenamento da coordenada X do ponto de fixação da bandeja superior com a manga

Y_{BSM} : Vetor de armazenamento da coordenada Y do ponto de fixação da bandeja superior com a manga

Z_{BSM} : Vetor de armazenamento da coordenada Z do ponto de fixação da bandeja superior com a manga

X_{BIM} : Vetor de armazenamento da coordenada X do ponto de fixação da bandeja inferior com a manga

Y_{BIM} : Vetor de armazenamento da coordenada Y do ponto de fixação da bandeja inferior com a manga

Z_{BIM} : Vetor de armazenamento da coordenada Z do ponto de fixação da bandeja inferior com a manga

X_{BSC} : Vetor de armazenamento da coordenada X do ponto de fixação da bandeja superior com o chassi

Y_{BSC} : Vetor de armazenamento da coordenada Y do ponto de fixação da bandeja superior com o chassi

Z_{BSC} : Vetor de armazenamento da coordenada Z do ponto de fixação da bandeja superior com o chassi

X_{BIC} : Vetor de armazenamento da coordenada X do ponto de fixação da bandeja inferior com o chassi

Y_{BIC} : Vetor de armazenamento da coordenada Y do ponto de fixação da bandeja inferior com o chassi

Z_{BIC} : Vetor de armazenamento da coordenada Z do ponto de fixação da bandeja inferior com o chassi

X_{PRM} : Vetor de armazenamento da coordenada X do ponto de fixação da ponta de eixo na roda

Y_{PRM} : Vetor de armazenamento da coordenada Y do ponto de fixação da ponta de eixo na roda

Z_{PRM} : Vetor de armazenamento da coordenada Z do ponto de fixação da ponta de eixo na roda

X_{PEM} : Vetor de armazenamento da coordenada X do ponto de fixação da ponta de eixo na manga

Y_{PEM} : Vetor de armazenamento da coordenada Y do ponto de fixação da ponta de eixo na manga

Z_{PEM} : Vetor de armazenamento da coordenada Z do ponto de fixação da ponta de eixo na manga

X_{FAB} : Vetor de armazenamento da coordenada X ponto de fixação do amortecedor no braço

Y_{FAB} : Vetor de armazenamento da coordenada Y ponto de fixação do amortecedor no braço

Z_{FAB} : Vetor de armazenamento da coordenada Z do ponto de fixação do amortecedor no braço

X_{FAC} : Vetor de armazenamento da coordenada X ponto de fixação do amortecedor no chassi

Y_{FAC} : Vetor de armazenamento da coordenada Y ponto de fixação do amortecedor no chassi

Z_{FAC} : Vetor de armazenamento da coordenada Z ponto de fixação do amortecedor no chassi

X_{PNEU} : Vetor de armazenamento da coordenada X do ponto de encontro do pneu com o solo

Y_{PNEU} : Vetor de armazenamento da coordenada Y do ponto de encontro do pneu com o solo

Z_{PNEU} : Vetor de armazenamento da coordenada Z do ponto de encontro do pneu com o solo

D_{Manga} : Comprimento da manga

$D_{bictbim}$: Distância da ponto de fixação traseiro da bandeja inferior no chassi ao ponto de fixação da bandeja inferior na manga

D_{bicbim} : Distância da ponto de fixação frontal da bandeja inferior no chassi ao ponto de fixação da bandeja inferior na manga

$D_{bsctbsm}$: Distância da ponto de fixação traseiro da bandeja superior no chassi ao ponto de fixação da bandeja superior na manga

$D_{bsctbim}$: Distância da ponto de fixação frontal da bandeja superior no chassi ao ponto de fixação da bandeja superior na manga

M_{manga} : Inclinação da manga

M_{caster} : Inclinação do cáster

$D_{bracodirecao}$: Comprimento do braço de direção

$D_{linkbsm}$: Distância do ponto de fixação da barra de direção na manga ao ponto de fixação do braço superior na manga

$D_{linkbim}$: Distância do ponto de fixação da barra de direção na manga ao ponto de fixação do braço inferior na manga

$D_{prmbism}$: Distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na roda e o ponto de fixação do braço superior na manga

D_{prmbim} : Distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na roda e o ponto de fixação da bandeja inferior na manga

$D_{prmlink}$: Distância da ponta de eixo até o ponto de fixação do braço de direção na manga

$D_{pembism}$: Distância da ponta de eixo até o ponto de fixação do braço de direção na manga

$D_{pembism}$: Distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na manga e o ponto de fixação do braço superior na manga

D_{pembim} : Distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na manga e o ponto de fixação do braço inferior na manga

D_{peixo} : Comprimento da ponta de eixo

M_{camber} : Cambagem

$M_{convergencia}$: Convergência

D_{fab} : Distância entre o ponto de fixação do amortecedor no braço e o ponto de fixação do braço inferior frontal no chassi

D_{fabt} : Distância entre o ponto de fixação do amortecedor no braço e o ponto de fixação do braço inferior traseiro no chassi

D_{fabm} : Distância do ponto de fixação do amortecedor no braço inferior ao ponto de fixação do braço inferior na manga

$compAmort$: Comprimento do amortecedor

$D_{pneuprm}$: Distância entre o ponto de encontro do pneu com o solo e o ponto de encontro da ponta de eixo com a roda

$D_{pneubim}$: Da mesma forma a distância entre o ponto de encontro do pneu com o solo e o ponto de encontro da bandeja inferior com a manga

$D_{pneubsm}$: Distância entre o ponto de encontro com do pneu com o solo até o ponto de encontro da bandeja superior com a manga

Y_O : Vetor de armazenamento da coordenada Y do centro instantâneo de rotação

Z_O : Vetor de armazenamento da coordenada Z do centro instantâneo de rotação

M_{OPNEU} : Inclinação da reta suporte

M_{inf} : Inclinação do bandeja inferior

M_{sup} : Inclinação da bandeja superior

H_{CR} : Altura do centro de rolagem

DR : Diâmetro da roda

AP : Altura do pneu

$Largassoalho$: Largura do assoalho

Sumário

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO | 1 |
| 1.2. JUSTIFICATIVA | 1 |
| 1.3. RELEVÂNCIA E CONTRIBUIÇÃO DESTE TRABALHO | 2 |
| 1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO | 2 |
| 2. SUSPENSÕES | 4 |
| 2.1. PROJETO DE SUSPENSÃO | 4 |
| 2.2. TIPOS DE SUSPENSÕES | 4 |
| 2.2.1. <i>Suspensões do tipo eixo rígido</i> | 4 |
| 2.2.2. – <i>Suspensões Independentes</i> | 5 |
| 2.2.2.1. – <i>MAC PHERSON</i> | 5 |
| 2.2.2.2. – <i>TRAILING ARM (BRAÇOS ARRASTADOS)</i> | 6 |
| 2.2.2.3 – <i>MULTI-LINK (BARRAS MÚLTIPLAS)</i> | 7 |
| 2.2.2.4 – <i>DOUBLE WISHBONE (DUPLO A)</i> | 7 |
| 3. GEOMETRIA DA SUSPENSÃO: DESCRIÇÃO DOS PRINCIPAIS PARÂMETROS | 9 |
| 3.1 SUBESTERÇAMENTO E SOBREESTERÇAMENTO | 9 |
| 3.2. ÂNGULO DE INCLINAÇÃO DO PINO MESTRE (<i>KINGPIN INCLINATION</i>) | 10 |
| 3.3. ÂNGULO DE CAMBAGEM | 11 |
| 3.4. CENTRO DE ROLAGEM (<i>ROLL CENTER</i>) | 12 |
| 3.5. CÁSTER | 13 |
| 3.6 CONVERGÊNCIA (<i>TOE</i>) | 14 |
| 4. METODOLOGIA | 16 |
| 4.1 DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO | 16 |
| 4.1.1. <i>Determinação da geometria de suspensão</i> | 16 |
| 4.1.2 <i>Determinação da geometria de direção</i> | 18 |
| 4.2. MODELAGEM CAD | 19 |
| 4.3. MODELAGEM ANALÍTICA | 23 |
| 4.3.1. <i>Determinação do curso da manga de eixo</i> | 28 |
| 4.3.1.1. <i>Determinação da inclinação do pino mestre</i> | 32 |
| 4.3.1.2. <i>Determinação do cáster</i> | 34 |
| 4.3.2. <i>Determinação do curso do braço de direção</i> | 35 |
| 4.3.3. <i>Determinação do curso da ponta de eixo</i> | 37 |
| 4.3.3.1. <i>Determinação da cambagem</i> | 43 |
| 4.3.3.2. <i>Determinação da convergência</i> | 44 |
| 4.3.4. <i>Determinação do Curso do Amortecedor</i> | 45 |
| 4.3.4.1. <i>Determinação do curso do amortecedor: quando em trabalho de compressão</i> | 49 |
| 4.3.5. <i>Determinação do ponto de encontro do pneu com o solo</i> | 50 |
| 4.3.5.1. <i>Determinação do centro de rolagem instantâneo do veículo</i> | 54 |
| 4.4. INTERFACE GRÁFICA | 58 |
| 4.5. MODELAGEM EM AMBIENTE MULTICORPOS (ADAMS/CAR®) | 60 |
| 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO | 61 |
| 5.1. ANÁLISE ELASTOCINEMÁTICA DA SUSPENSÃO (MATLAB®) | 61 |
| 5.1.1. <i>Resultados</i> | 61 |
| 6. VALIDAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS | 69 |
| 6.1. CRIAÇÃO DO MODELO EM AMBIENTE MULTICORPOS (ADAMS/CAR®) | 69 |
| 6.2. INCLINAÇÃO DO PINO MESTRE | 71 |
| 6.3. CAMBAGEM | 72 |
| 6.4. CÁSTER | 73 |
| 6.5. CONVERGÊNCIA | 73 |
| 7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS | 75 |

| | |
|-----------------------------|-----------|
| 7.1. CONCLUSÕES | 75 |
| 7.2. TRABALHOS FUTUROS..... | 75 |
| REFERÊNCIAS | 77 |

1. INTRODUÇÃO

1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

Há tempos o desenvolvimento de suspensões é auxiliado por softwares de CAD (*Computer Aided Desing*) e CAE (*Computer Aided Engineering*) para simulações, utilizando-se ainda de *softwares* matemáticos, que auxiliam em desenvolvimentos específicos ou tratamento de dados. Este desenvolvimento em ambiente virtual vem poupando tempo e dinheiro na fase de projeto de suspensões, devido à eficiência e confiabilidade dos *softwares* (Rezende e Borges, 2003). Entretanto, antes de se iniciar o estudo de suspensões é importante entender bem a sua função e os seus principais componentes.

Com o objetivo principal de diminuir as acelerações verticais transmitidas ao habitáculo do motorista, o sistema de suspensão realiza ainda o aumento de aderência do veículo ao solo, gerando com isso estabilidade e segurança ao piloto, e é formada basicamente por um conjunto de mola e amortecedor. Dentre o meio automobilístico são inúmeras as opções de geometrias que podem ser utilizadas, cabendo ao projetista avaliar as necessidades para adequação do melhor projeto.

1.2. JUSTIFICATIVA

Devido as características referentes a suspensão do tipo Duplo A, a sua ampla utilização em veículos de alto desempenho e a necessidade de um dimensionamento criterioso torna-se frequente o desenvolvimento de rotinas para o correto dimensionamento deste subsistema.

O custo elevado associado aos *softwares*, já existentes no mercado, que auxiliam no desenvolvimento de suspensões motivou a criação de uma rotina computacional *Freeware* e de baixo custo computacional, que pudesse auxiliar o desenvolvimento de suspensões do tipo Duplo A na determinação de geometrias com alto desempenho a serem utilizadas nos protótipos desenvolvidos pela equipe de SAE Baja da Universidade de Brasília (Piratas do Cerrado).

Verificou-se ainda, nos *softwares* existentes no mercado, uma carência de interfaces gráficas que auxiliem o manuseio dos programas, muitas vezes inviabilizando a sua utilização, o que serviu de justificativa para o desenvolvimento

de uma interface deste tipo associada à rotina de desenvolvimento de suspensões no presente estudo.

1.3. RELEVÂNCIA E CONTRIBUIÇÃO DESTE TRABALHO

A preocupação com a correta determinação da geometria de suspensão, ainda em fase de projeto, se faz crucial para a construção de uma suspensão condizente com as características de projeto requisitadas. Neste sentido, o presente trabalho tem o objetivo de tratar de uma maneira analítica a geometria de suspensões, no que tange aos parâmetros com significativa relevância na dinâmica veicular, que são: ângulo de inclinação do pino mestre, ângulo de cambagem; ângulo de cáster; ângulo de convergência e altura do centro de rolagem.

Desta forma, a finalidade do presente projeto de graduação é o desenvolvimento de uma rotina matemática em ambiente MatLab que calcule, a partir de coordenadas geométricas de suspensões “Duplo A”, os principais parâmetros do subsistema de suspensão: inclinação do pino mestre, cambagem, altura do centro de rolagem, cáster e convergência, considerando ainda a influência que o sistema de direção tem sobre estes parâmetros, tendo em vista a sua vasta aplicação em veículos de alto desempenho.

Com isso, a rotina aqui desenvolvida terá sua maior contribuição por se tratar de um código livre e acrescido de uma interface gráfica, característica fundamental no auxílio de equipes de pequeno porte que almejam o desenvolvimento de subsistemas de suspensões do tipo Duplo A, como no caso das equipes de SAE Baja e Fórmula SAE.

1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Com o intuito de facilitar a compreensão do trabalho aqui desenvolvido, este item esclarece a organização que foi utilizada para se desenvolver a rotina e sua interface gráfica correspondente.

Para introduzir ao leitor os conceitos de suspensões que foram utilizados durante o trabalho, o capítulo 2 vem com o intuito de elucidar como se dá um projeto de suspensão, passando pela importante escolha do tipo de suspensão que será adotado e suas principais vantagens e desvantagens.

Esclarecido as funcionalidades de suspensão, o capítulo 3 mostra os principais parâmetros deste subsistema que influem na dinâmica veicular, ilustrando os comportamentos obtidos com cada parâmetro estabelecido.

Devido à importância destes parâmetros, suas variações foram determinadas como saída da rotina desenvolvida e o capítulo 4 mostra então a metodologia que foi utilizada para equacionar analiticamente estas variações. O capítulo 4, enfatiza ainda a influência do modelamento em CAD no auxílio do modelamento analítico (item 4.2).

O capítulo 4 conta ainda com o item 4.4 referente ao desenvolvimento da interface gráfica, utilizada para facilitar a interação usuário – máquina. Além disto, o item 4.5 mostra como se dá a modelagem de subsistemas de suspensão para uma posterior análise de seus parâmetros elastocinemáticos.

Os resultados e discussões são mostrados no capítulo 5, onde foi aplicado um estudo de caso referente ao subsistema dianteiro do veículo off-road da equipe Piratas do Cerrado, competidora da competição Baja SAE. Os resultados, referentes da rotina matemática desenvolvida, foram analisados afim de justificar sua geometria utilizada, verificando-se assim, se a variação dos principais parâmetros está condizente com o comportamento requerido pela equipe.

Afim de mostrar a convergência entre os resultados encontrados na rotina desenvolvida e o *software* comercial Adams/Car®, o capítulo 6 mostra o comparativo encontrado entre os resultados, referenciando as divergências encontradas em cada parâmetros analisado.

Por fim, o capítulo 7 mostra as conclusões obtidas com o trabalho aqui desenvolvido e propostas de trabalhos futuros a serem desenvolvidos nesta linha de pesquisa.

2. SUSPENSÕES

2.1. PROJETO DE SUSPENSÃO

O processo de desenvolvimento de suspensões é complexo e inicia-se pela identificação das características do veículo a qual o projeto de suspensão vai atender. Inicialmente deve-se verificar se o veículo possui características para terrenos asfaltados, fora-de-estrada ou misto, condição que modifica completamente a exigência do subsistema. Em seguida se faz necessário a definição das características de desempenho do automóvel, definindo se o veículo é de passeio, transporte de carga, alto desempenho, militar, implementações agrícolas, dentre outros. (Reimpell, 2001).

Os veículos de alto desempenho, como exemplo, possuem a característica da exigência do controle preciso de parâmetros de suspensão, facilidade de regulagem dos mesmos e a robustez do sistema, desta forma, algumas das geometrias existentes no mercado são mais comumente requisitadas, como a geometria "*Multi-link*" (barras múltiplas) e a Duplo A, objeto de estudo deste trabalho. Definida aplicação do veículo se escolhe então o tipo de suspensão a ser utilizada, mostradas no item 2.2 abaixo. (Soares, 2005).

2.2. TIPOS DE SUSPENSÕES

Com as aplicações definidas, é possível se determinar qual será o tipo de suspensão mais adequado, deve ser considerado ainda o espaço disponível para fixação do subsistema de suspensão, transmissão dianteira ou traseira, dentre outras características de projeto.

Historicamente alguns tipos de suspensão se destacaram por suas características próprias, e podem ser divididas inicialmente entre suspensões independentes e eixo rígido.

2.2.1. Suspensões do tipo eixo rígido

Suspensões do tipo eixo rígido são caracterizadas pela ligação direta das rodas por meio de um eixo, desta forma, em caso de trepidação de uma das rodas a roda oposta também irá trepidar, devido a este fato, suspensões do tipo eixo rígido são conhecidas como dependentes. As suspensões dependentes são

caracterizadas também por sua robustez quando comparada as suspensões independentes.

O modelo mais utilizado de suspensão dependente é chamado de *Hotchkiss*, ou eixo sólido, geralmente utilizada no eixo traseiro acoplado ao sistema de tração. Se utiliza de feixe de mola acoplado ao chassi e ao eixo rígido, como mostrado na Fig. (1), característica que confere robustez ao sistema. Entretanto, se observa uma rolagem excessiva no veículo, o que para veículos que desenvolvem velocidades altas não é recomendado, restando a sua utilização à veículos de baixa velocidade e alta carga.

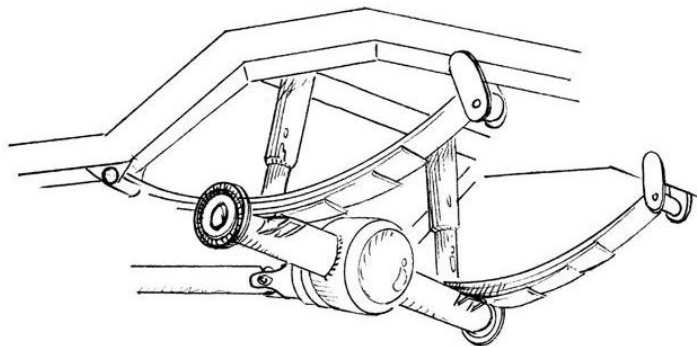


Figura 1 – Eixo sólido (*Hotchkiss*) - www.offroad.automotive.com

2.2.2. – Suspensões Independentes

Suspensões independentes são caracterizadas por serem mais eficientes e por não haver uma ligação rígida entre uma roda e outra, desta forma, a estabilidade e o conforto do veículo são priorizados.

2.2.2.1. – *MAC PHERSON*

A suspensão *Mac Pherson* é amplamente utilizada no meio automobilístico, chegando a 86% de utilização em eixos dianteiros, e isto se deve à instalação deste tipo de suspensão ser mais vantajosa em veículos com motores transversais, devido à separação dos pontos de fixação. (Gillespie, 1992). Geometricamente, trata-se de uma bandeja inferior e um conjunto de mola e amortecedor que agem como um braço de controle, mantendo a roda na cambagem definida, como visto na Fig. (2) abaixo.



Figura 2 – Suspensão *Mac Pherson* (Valdeck, 2007)

Possui como maior desvantagem o comprimento do fuso do amortecedor, que por ser tão esbelto, pode ser submetido à flexão.

2.2.2.2. – *TRAILING ARM* (BRAÇOS ARRASTADOS)

Este tipo de suspensão é comumente utilizada em eixos traseiros de veículos com tração traseira, quando aplicada ao eixo dianteiro é considerada um dos modelos mais simples e econômicos de suspensão independente, desta forma foi largamente utilizada em veículos de passeio de baixo custo. Este modelo possui braços paralelos que são presos à estrutura, mantendo a roda paralela à carroceria, como mostrado na Fig. (3).

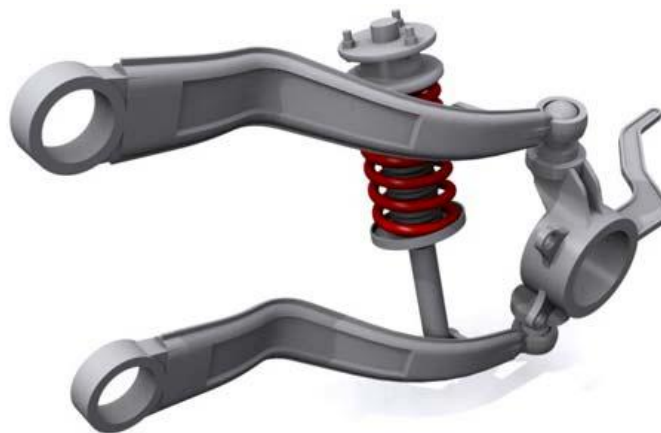


Figura 3 - Suspensão *Trailing-Arm* (Valdeck, 2007)

2.2.2.3 – *MULTI-LINK* (BARRAS MÚLTIPLAS)

Suspensão conhecida pela alta quantidade de braços de controle, em geral quatro ou cinco, mostrados na Fig. (4), possui como principal vantagem o controle preciso de todos os parâmetros de forma independente. Devido às suas características de acerto fino dos parâmetros, geralmente é utilizada em veículos que visam o desempenho. Tem como principal desvantagem o alto custo e o alto peso associado.

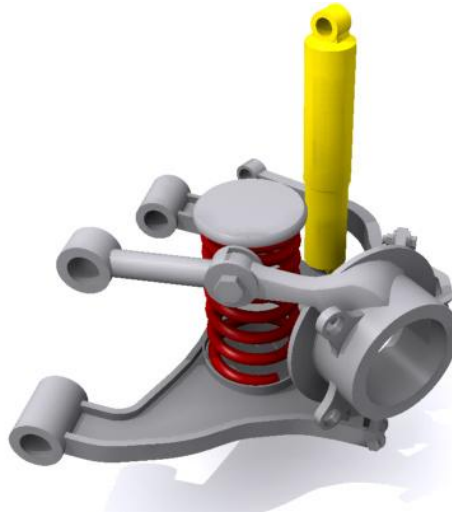


Figura 4 - Suspensão *Multi-Link* (Valdeck, 2007)

2.2.2.4 – *DOUBLE WISHBONE* (DUPLO A)

A suspensão Duplo “A”, mundialmente conhecida por *Double Wishbone*, é constituída normalmente por dois braços em forma de “A”, o que dá o nome ao tipo de suspensão, sendo que os amortecedores e molas podem ser fixados em qualquer um dos braços, como mostrado na Fig. (5), e também na manga.

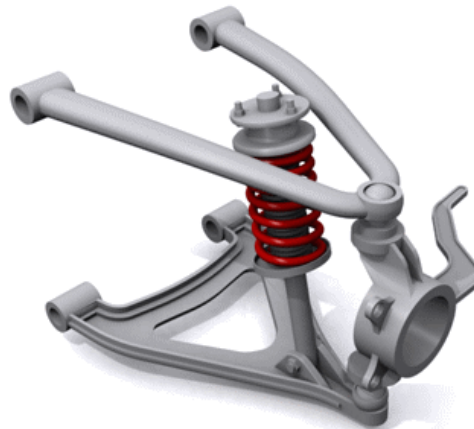


Figura 5 - Suspensão Duplo A (Valdeck, 2007)

Em casos em que o desempenho do veículo está acima de outros fatores, a melhor solução é normalmente a utilização deste tipo de geometria. No mercado nacional é muito implementada em veículos *off-road*, caminhonetes e em alguns sistemas traseiros, como no caso do Honda Civic 2011. Em competições automobilísticas de alto desempenho, como a Formula 1, *Stock Car* e em superesportivos este tipo de geometria é amplamente utilizado, isto se deve às características mostradas abaixo:

Vantagens:

- Controle preciso da cambagem
- Ampla gama de escolha da altura do centro de rolagem
- Pouca vibração transmitida
- Robustez do sistema

Desvantagens

- Redundância nos elementos de ligação
- Necessidade de um dimensionamento criterioso
- Custo elevado
- Alto peso da massa não suspensa

3. GEOMETRIA DA SUSPENSÃO: DESCRIÇÃO DOS PRINCIPAIS PARÂMETROS

Este capítulo tem como principal objetivo apresentar os principais parâmetros da geometria da suspensão

Para se analisar o comportamento dinâmico e cinemático de um veículo, faz-se necessário um estudo detalhado dos principais parâmetros da suspensão. Sendo assim, o bom entendimento de cada um deles, bem como sua influência na dinâmica veicular é de fundamental importância. Tendo em vista isto, fez-se o uso, neste capítulo, de uma introdução teórica explicitando os principais parâmetros que são analisados em um projeto de desenvolvimento de suspensões e suas respectivas variações com o deslocamento vertical da suspensão (*Bound* e *Rebound*), na qual o *Bound* refere-se ao deslocamento vertical da suspensão para cima e o *Rebound* o deslocamento da suspensão para baixo.

3.1 SUBESTERÇAMENTO E SOBREESTERÇAMENTO

A definição do comportamento do veículo, quando em curvas, se faz necessário para o desenvolvimento de veículos, desta forma, o carro pode apresentar três comportamentos distintos, sendo eles: Sobreesterçamento (*Over Steer*), Subesterçamento (*Under Steer*) e Neutro, como mostrado na Fig. (6) abaixo (Milliken, 1995).

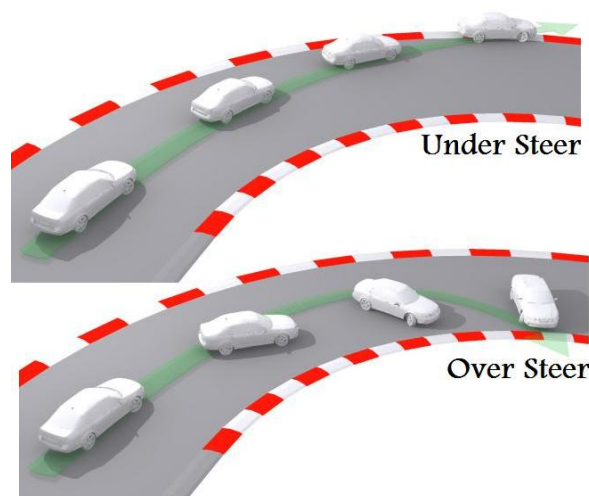


Figura 6 - Sobre e sub esterçamento (www.mytrackshedule.com)

O subesterçamento diz respeito à tendência do veículo de sair de frente em curvas, na qual, o subesterçamento moderado aumenta a aderência nas retas e

curvas e evita o excessivo desgaste dos pneus, amplamente utilizado nos carros nacionais.

O sobreesterçamento é a tendência do veículo em sair de traseira nas curvas, em veículos de competição é utilizado devido ao deslizamento da parte traseira do veículo muitas vezes requisitadas em projeto.

A tendência neutra será então o meio termo entres os comportamentos apresentados anteriormente, o carro não possui tendência alguma de sair nas curvas.

Em veículos off road, como veículos SAE Baja, o sobreesterçamento é altamente requisitado, diminuindo desta forma os esforços requisitados pela direção, utilizando com isso a tração traseira e a maior distribuição de pesos na parte posterior para aumentar este efeito.

3.2. ÂNGULO DE INCLINAÇÃO DO PINO MESTRE (*KINGPIN INCLINATION*)

No plano frontal do veículo, identifica-se um ângulo conhecido como inclinação do pino mestre. Este é medido em graus ($^{\circ}$) e obtido entre a linha que passa pelo eixo de rotação da roda na vista frontal e a linha de centro vertical da roda (eixo Z), resultando no ângulo Θ , conforme pode ser visto na Fig. (7). (Jazar, R., 2008)

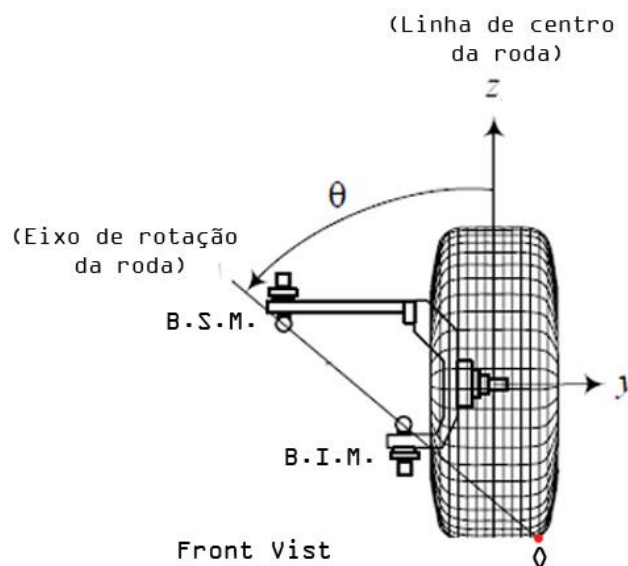


Figura 7 - Inclinação do pino mestre (adaptado de: Jazar, R., 2008)

Este eixo de rotação da roda, Fig.(7), é o mesmo utilizado para a determinação do cáster, porém este último é determinado pela vista lateral. Para que se obtenha um comportamento ideal, o prolongamento do eixo de rotação da roda, identificado pelos locais de união do pino mestre à suspensão (B.S.M. e B.I.M.), deve passar o mais próximo possível da linha de centro vertical da roda (eixo Z) que define o centro de área de contato do pneu com o solo, ponto O mostrado na Fig. (7). Isto serve para que haja o mínimo de arraste do pneu em manobras a baixas velocidades, diminuindo o esforço do motorista e do sistema de direção.

A inclinação do pino mestre junto com o cáster são responsáveis pelo retorno da direção à posição de trajetória em linha reta, após as curvas ou, quando o veículo está percorrendo uma curva e o volante é solto. É também responsável por manter a trajetória retilínea do veículo em estradas que não possuem inclinações laterais.

3.3. ÂNGULO DE CAMBAGEM

A cambagem é um dos parâmetros mais importantes com relação ao desenvolvimento cinemático e dinâmico de suspensões, devido a suas influências nas forças laterais e longitudinais de um automóvel. Identifica-se este ângulo, no plano frontal do veículo, como sendo o ângulo dado entre a linha vertical (eixo Z) e a linha de centro do pneu, como mostrado na Fig. (8). A cambagem é dita positiva quando, em vista frontal, a parte superior do pneu aponta para fora do veículo e é negativa quando a parte superior do pneu aponta para dentro do veículo. (Jazar, R., 2008)

A cambagem possui um valor estático, determinada para o veículo parado, mas pode variar amplamente em situações de deslocamento vertical da roda acentuados. Uma das funções desempenhadas pela suspensão é manter cada roda com a cambagem desejada, tanto em linha reta, quanto em curvas.

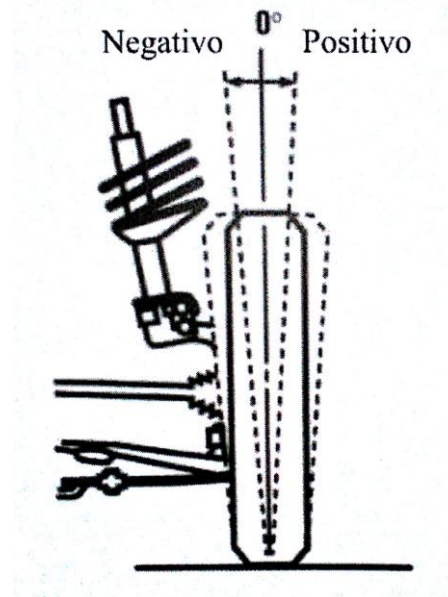


Figura 8 - Visualização do ângulo de cambagem

No que diz respeito ao comportamento dinâmico, o câmbor afeta na aderência, seja nas retas ou nas curvas. Um câmbor negativo reduz o subesterçamento (tendência de deslizamento das rodas dianteiras) e aumenta a aderência nas curvas, entretanto, reduz a aderência nas retas. Já o câmbor positivo reduz o sobreesterçamento (tendência de deslizamento das rodas traseiras), mas pode tornar o carro instável. (*Forza Motorsport*, 2011)

Este parâmetro tem grande influência na ampliação da vida útil dos pneus. Uma cambagem demasiadamente negativa causa um desgaste maior na parte externa dos pneus, sendo que uma cambagem positiva causa um desgaste maior na parte mais interna dos pneus. Dessa forma deve-se encontrar um equilíbrio entre o desgaste e o desempenho do veículo. (Areal, 2008)

3.4. CENTRO DE ROLAGEM (*ROLL CENTER*)

De acordo com a SAE J670e (1976), define-se o centro de rolagem (C.R.) como sendo um ponto no plano transversal de qualquer par de rodas, que esteja sobre um mesmo eixo transversal, onde forças laterais podem ser aplicadas sem que se produza rolagem da suspensão.

A determinação geométrica da posição do C.R. Fig.(9), no caso de uma suspensão “Duplo A”, será discutida em detalhes no item 4.3.5.1. O C.R. é dito

positivo se está acima do plano que define o solo, ao contrário é dito negativo se abaixo deste. Geralmente, alturas de C.R. baixas garantem uma maior aderência do veículo em curvas (Dixon, 1996).

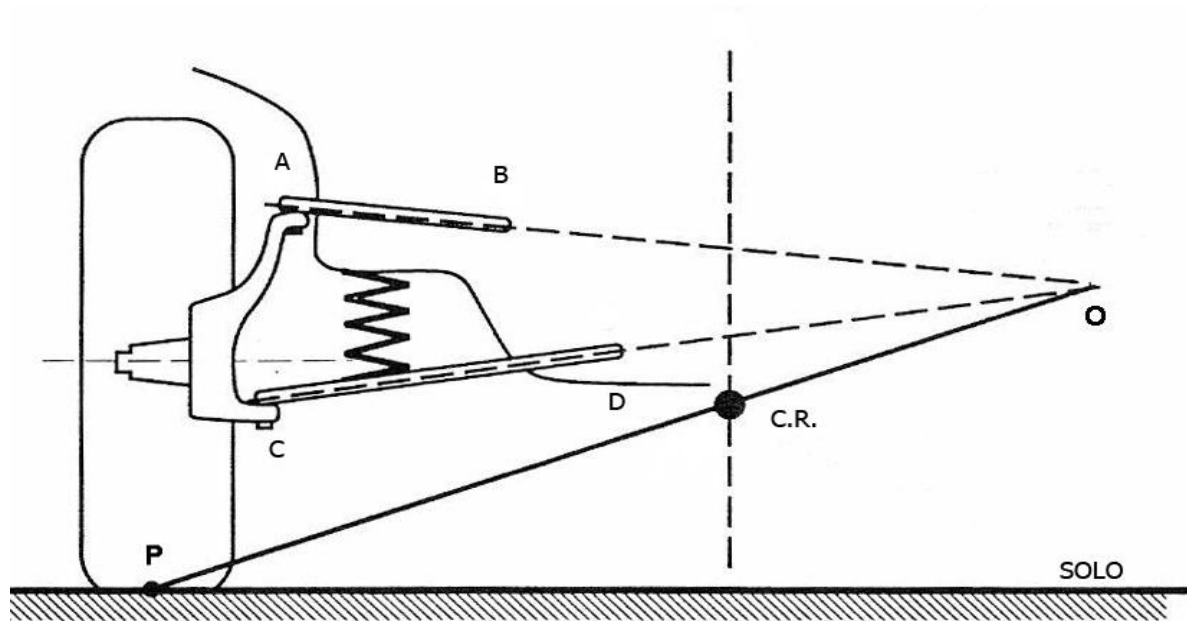


Figura 9 - Metodologia geométrica para determinação do centro de rolagem. (Dixon,1996)

Diante da dinâmica do veículo em curvas, pode-se afirmar que a determinação da altura do C.R. resume o efeito das bandejas ou links da suspensão permitindo o estudo do movimento lateral (curvas) da massa suspensa (rolagem).

3.5. CÁSTER

No plano lateral do veículo, identifica-se o ângulo de cáster, este é medido em graus e obtido entre o eixo de esterçamento e o eixo vertical do veículo, é positiva quando a parte superior do eixo de esterçamento é inclinada para traseira do veículo, conforme pode ser visto na Fig. (10)

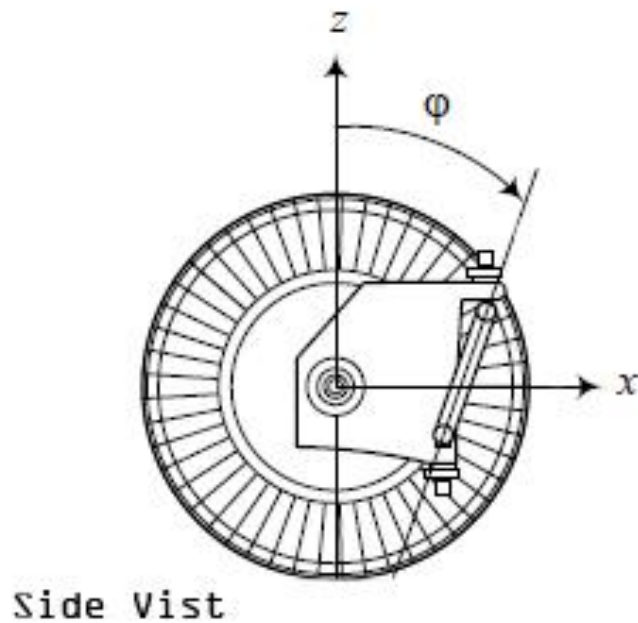


Figura 10 - Visualização do ângulo de cáster (Jazar, R., 2008)

O cáster possui uma importante influência na dirigibilidade do veículo e na sua dinâmica veicular, a presença de cáster produz alterações na direção, sentidos pelo motorista. O Cáster provoca alterações na variação da cambagem da suspensão, quando a mesma está em trabalho vertical.

O parâmetro de cáster escolhido para o repouso do subsistema de suspensão incorpora um grau de rotação que faz com que as rodas tenham tendência a voltar naturalmente à linha reta ou posição frontal, tornando o sistema direcional estável.

3.6 CONVERGÊNCIA (*TOE*)

O ângulo de convergência é medido pela diferença entre as distâncias da frente e de trás que separam o eixo central de um par de rodas. Rodas são consideradas convergentes (*Toe in*) quando os eixos centrais das rodas convergem em direção à parte dianteira do veículo, como mostrado na Fig. (11).

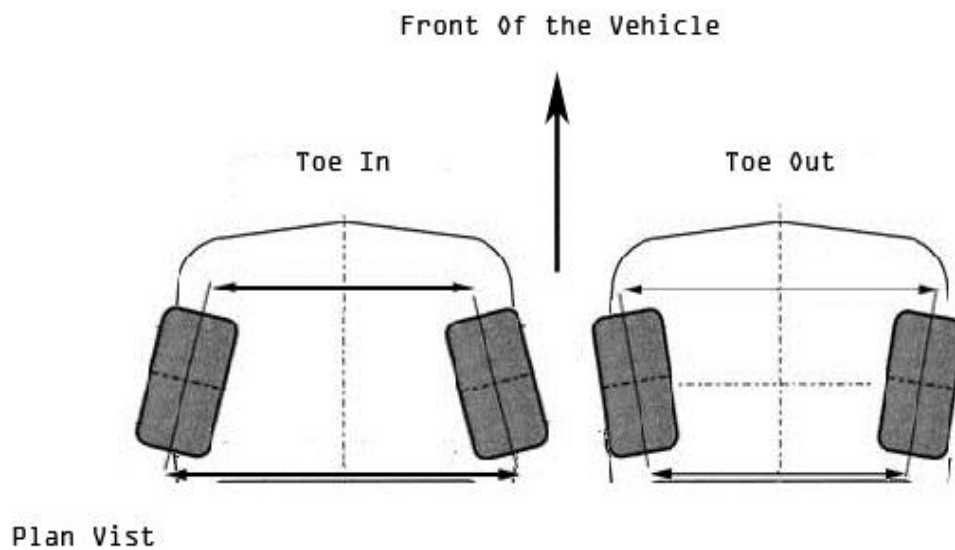


Figura 11 - Ângulo de convergência (*Toe*)

Ajustar a convergência influi diretamente na melhora da resposta nas entradas de curvas (transição entre retas e curvas). A direção convergente se dá quando os pneus estão mais abertos atrás do que na frente. Isso aumenta a estabilidade, mas reduz a resposta nas entradas de curvas. A direção divergente se dá quando os pneus estão mais abertos na frente do que atrás. Isso aumenta a resposta nas entradas de curvas, mas reduz a estabilidade.

Da mesma forma que a cambagem, a convergência também possui grande influência na ampliação da vida útil dos pneus. A literatura recomenda-se a não utilização de extremos, tendo em vista que divergências ou convergências excessivas tendem a desgastar os pneus mais rapidamente.

Visto como se dá a determinação dos principais parâmetros de suspensão e suas respectivas influências no comportamento dinâmico do veículo, o capítulo 4 a seguir, enfatizará como se deu a metodologia utilizada para determinação da variação dos parâmetros.

O capítulo 4, passa ainda pela importante determinação dos pontos da suspensão e direção, a importância das ferramentas de CAD no desenvolvimento de suspensões, e a dedução das equações utilizadas no desenvolvimento analítico.

4. METODOLOGIA

4.1 DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO

Como visto anteriormente, o processo de desenvolvimento de suspensões é complexo e demanda uma série de tomadas de decisões importantes referentes ao projeto, por fim, definido o tipo de suspensão que será utilizado, o projetista deve seguir uma metodologia para determinação da geometria de suspensão, ou seja, os pontos de fixação da suspensão na estrutura e as fixação do conjunto mola amortecedor no sistema.

A escolha da geometria de suspensão tem fundamental importância no projeto de veículos, pois engloba vários parâmetros de relevância no comportamento da dinâmica veicular. (Dixon, 1996).

4.1.1. Determinação da geometria de suspensão

Nesta etapa, o projetista deve então levar em consideração características de projeto como: a localização do motor e o seu tamanho, sistema de tração dianteiro ou traseiro, espaço disponível da caixa de roda, entre eixo do veículo, distância do solo dentre outros fatores importantes. Deve-se ainda verificar o posicionamento e a configuração do conjunto mola amortecedor, fator que influi diretamente na transmissibilidade do subsistema de suspensão. (Gillespie,1992)

Desta forma, é necessário à definição das coordenadas que fornecem o posicionamento geométrico dos componentes de suspensão, relativamente a um sistema de referência. A Fig. (12) abaixo ilustra $\frac{1}{4}$ de suspensão duplo "A", em que os números de 1 a 10 definem os pontos em que são necessárias fornecer as coordenadas para que se possa construí-la em ambiente virtual. No presente trabalho este tipo de suspensão será objeto de estudo e a especificação das coordenadas dos pontos ilustrados permitirá a construção do modelo em CAD, como mostrado no item 4.2, e também o estudo da cinemática da suspensão como será visto no item 4.3.

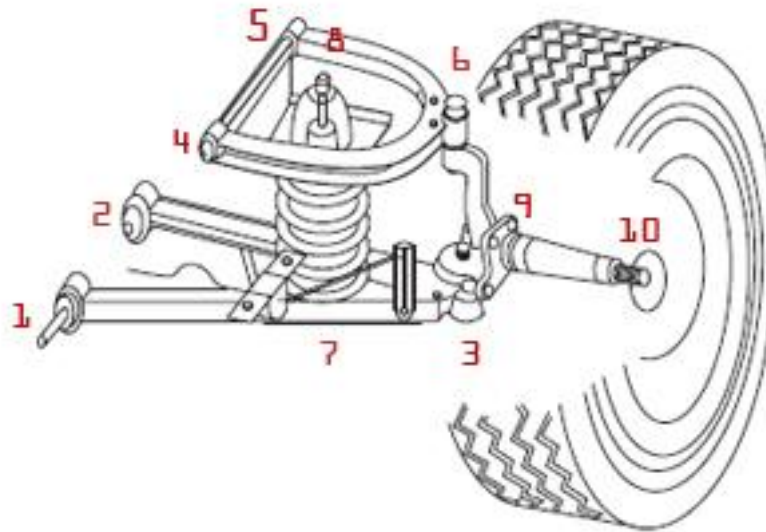


Figura 12 - Representação de uma suspensão do tipo “Duplo A” (Jazar, R.)

De fato, a definição da geometria de suspensão passa pela importante escolha dos pontos de ancoragem da suspensão no chassi, representado na Fig. (12) pelos pontos 1, 2, 4 e 5, os quais representam os pontos de encontro da bandeja inferior no chassi (1,2) e os pontos de encontro da bandeja superior no chassi (4,5).

Vale reforçar que a escolha dos pontos de ancoragem (1,2,4 e 5), e também, dos pontos de fixação das bandejas na manga (3 e 6) deve levar em consideração, as principais características de projeto, que este subsistema de suspensão deve atender, julgando a prioridade da determinação destes pontos em um projeto final de suspensão. (Milliken, 1995)

Além da escolha dos pontos de ancoragem da suspensão é importante à definição da localização dos componentes de amortecedor e mola da suspensão (7 e 8), assim como os coeficientes de amortecimento e rigidez a serem utilizados e a configuração mais adequada a ser adotada, como exemplo, o uso de amortecedores e molas em série ou paralelo, que afetam diretamente na transmissibilidade de esforços ao piloto.

4.1.2 Determinação da geometria de direção

Além da definição da geometria de suspensão, se faz necessário a definição dos pontos que representam a direção. O comportamento da direção de um veículo é basicamente definido pelo ponto de fixação do braço de direção na caixa de direção e o ponto de fixação do braço de direção na manga de eixo, representados na Fig. (13) abaixo pelos pontos 11 e 12 respectivamente.

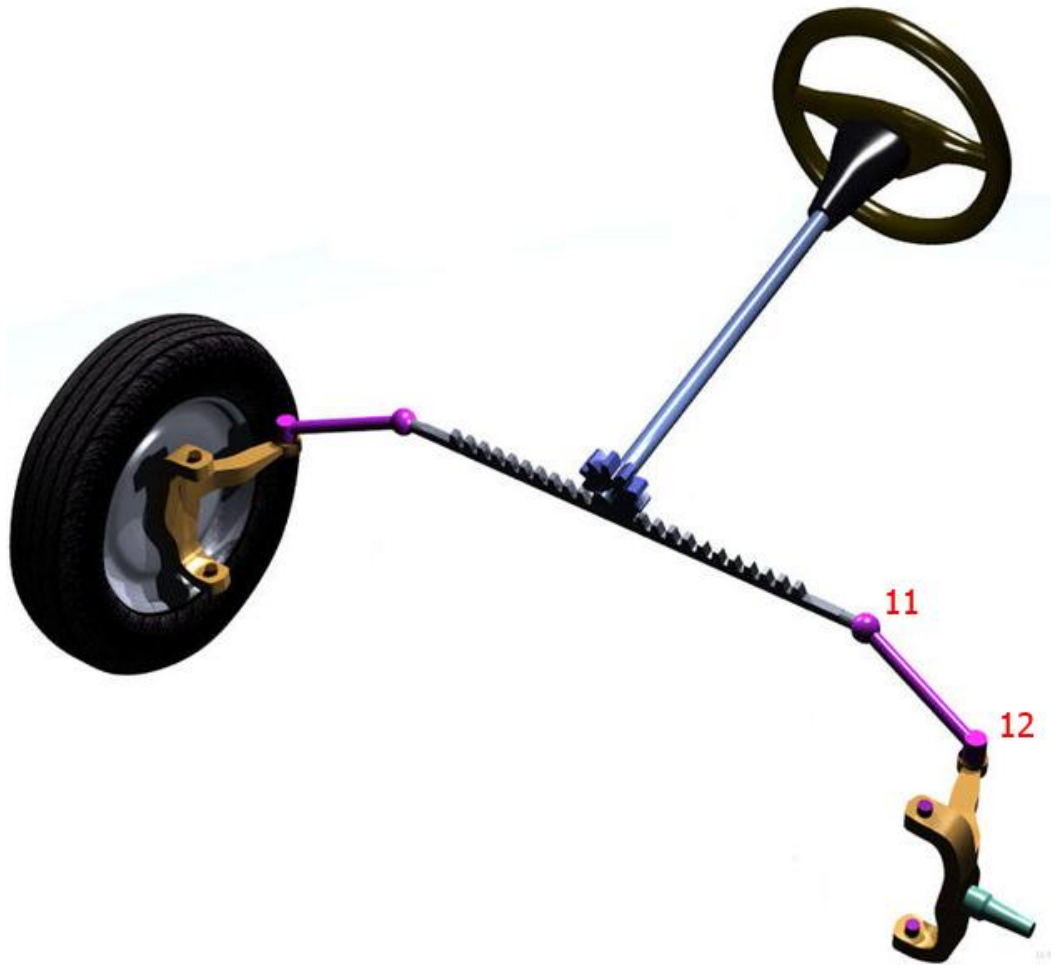


Figura 13 - Representação de um sistema de direção (Jazar, R.)

A geometria de direção definida influi diretamente no comportamento de alguns parâmetros da suspensão. Com o trabalho vertical da suspensão, a fixação do braço de direção à manga de eixo limita a sua movimentação provocando uma rotação da manga o que acarreta em mudança nos ângulos de cáster, câmber ou convergência dependendo do eixo em que for rotacionada (Portella, 2008).

O trabalho aqui exposto não teve como foco estabelecer uma metodologia para o correto dimensionamento do sistema de direção, de forma que, foi utilizado

uma geometria de direção arbitrária para que se fosse estudado, exclusivamente, a variação dos parâmetros de suspensão, entretanto, é vasta a bibliografia que auxilia no desenvolvimento de geometrias de direção para que se obtenha, a partir do posicionamento dos pontos de fixação do braço de direção, o comportamento mais adequado de acordo com as características de projeto.

Neste sentido, o presente estudo se utilizará do seguinte conjunto de pontos Tab. (1) da suspensão Duplo A, mostrados na Fig. (12), que determinam sua geometria, acrescidos dos pontos referentes ao sistema de direção, ilustrados na Fig. (13), para construção do modelo em CAD, sua posterior análise na rotina matemática e pôr fim a modelagem em CAE.

Tabela 1 - Pontos de fixação da suspensão de tipo Duplo "A"

| Coordenadas de entrada |
|-----------------------------------------------------------------|
| 1, 2 – pontos de fixação do braço inferior na estrutura; |
| 3 – ponto de fixação do braço inferior na manga; |
| 4, 5 – pontos de fixação do braço superior na estrutura; |
| 6 – ponto de fixação do braço superior na manga; |
| 7 – ponto de fixação do amortecedor no braço; |
| 8 - ponto de fixação do amortecedor na estrutura; |
| 9 – ponto de fixação da ponta de eixo na manga; |
| 10 – ponto de fixação da ponta de eixo na roda |
| 11 – ponto de fixação do braço de direção na caixa |
| 12 – ponto de fixação do braço de direção na manga |

Definido as coordenadas X , Y e Z dos pontos mostrados na Tab. (1) é possível determinar o modelo em CAD, como será mostrado a seguir.

4.2. MODELAGEM CAD

A metodologia utilizada para determinação das equações analíticas que descrevem o curso dos componentes de suspensão durante o trabalho da mesma (denominado de *bound* e *rebound*) pode ser considerada em duas etapas. Primeiro a modelagem CAD do subsistema suspensão e em segundo a modelagem analítica, deduzida no item 4.3, baseada na geometria descrita pela mesma durante a solicitação do subsistema.

A primeira etapa, modelagem em CAD, se justifica pelo fato de ajudar a compreender melhor o funcionamento da mesma, através da análise visual, auxiliando o projetista no desenvolvimento das relações trigonométricas necessárias para a formulação analítica, e ainda na validação dos parâmetros, quando a suspensão se encontra em repouso.

O início do desenvolvimento de uma suspensão se dá na determinação dos principais pontos (posição geométrica), como explicitado anteriormente e mostrado na Tab. (1), dos elementos da suspensão. Tais pontos são necessários de modo a determinar o comprimento dos componentes de suspensão, tamanho dos braços, comprimento da manga, e os pontos de ancoragem do sistema no chassi.

Primeiramente são enumerados os seis primeiros pontos necessários para a definição do curso da manga de eixo, nesta etapa, utilizou-se o *software SolidWorks®* para modelagem da suspensão “Duplo A”, utilizada em um veículo do tipo SAE Baja, desenvolvida em ambiente virtual pela equipe Piratas do Cerrado. Como pode ser visto na Fig. (14), na qual o sistema da suspensão está modelado em CAD.

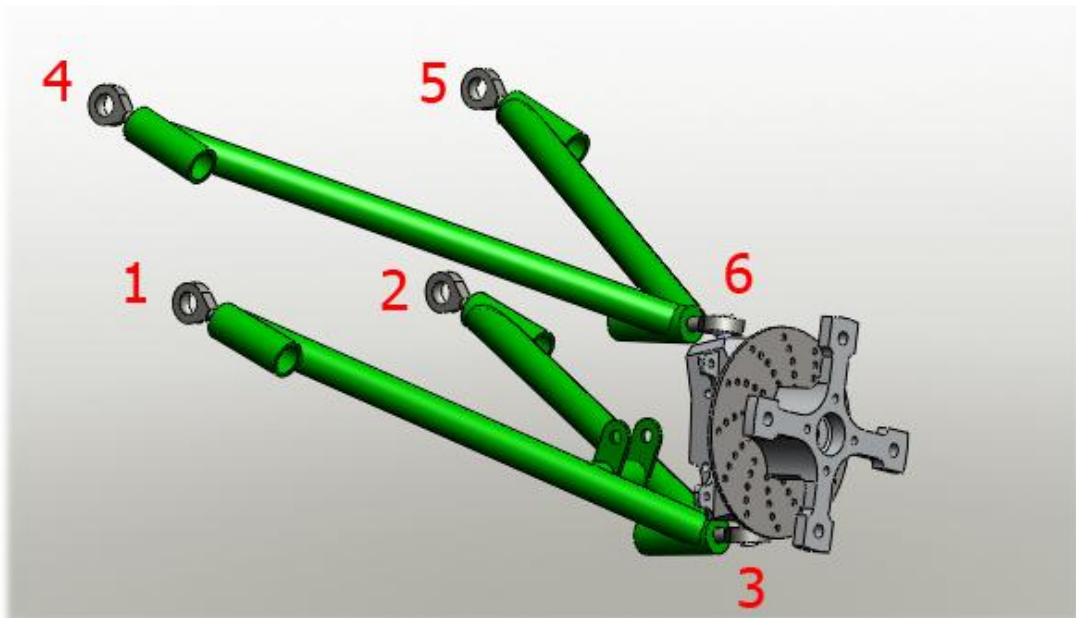


Figura 14 - Pontos de fixação dos braços de suspensão.

Os pontos necessários para o modelamento matemático do curso da manga de eixo foram enumerados na Fig. (14), e descritos na Tab.(2).

Tabela 2 - Coordenadas necessárias (manga de eixo).

| Coordenadas necessárias para a determinação do curso da manga de eixo (X, Y, Z) | |
|---------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|
| 1 | Ponto de Fixação Frontal do Braço Inferior no Chassi (B.I.C.) |
| 2 | Ponto de Fixação Traseiro do Braço Inferior no Chassi (B.I.C.T) |
| 3 | Ponto de Fixação Frontal do Braço Inferior na Manga (B.I.M.) |
| 4 | Ponto de Fixação Frontal do Braço Superior no Chassi (B.S.C.) |
| 5 | Ponto de Fixação Traseiro do Braço Superior no Chassi (B.S.C.T) |
| 6 | Ponto de Fixação Frontal do Braço Superior na Manga (B.S.M.) |

Para que o modelo numérico, desenvolvido para a determinação do curso da manga de eixo, possa ser validado utilizando o modelo CAD e, posteriormente, modelo CAE, há a necessidade de que a origem dos eixos seja a mesma para ambos os modelos considerados. Para isto considerou-se que o ponto mostrado na Fig. (15) seja a origem das coordenadas, considerando o eixo Z na vertical, o eixo Y na horizontal e o eixo X longitudinal (perpendicular ao plano ZY).

O eixo de origens é encontrado traçando o eixo de rotação da bandeja inferior e em seguida deve-se traçar uma linha perpendicular ao eixo de rotação ligando o eixo de rotação inferior com a fixação inferior da manga, ilustrado na Fig.(15).

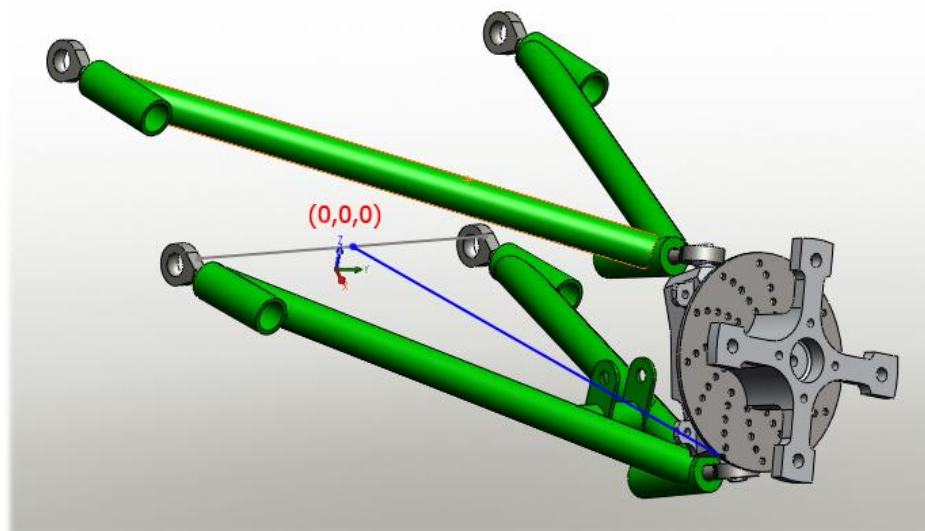


Figura 15 – Definição do eixo de origens utilizado.

Determinado os pontos que definem a variação do curso da manga de eixo, é necessário definir mais quatro pontos, primeiramente, os pontos que definem o conjunto mola amortecedor, pontos 7 e 8, e os pontos que definem o comportamento

da ponta de eixo, pontos 9 e 10, como mostrados na Fig. (16) abaixo e explicitados na Tab. (3).

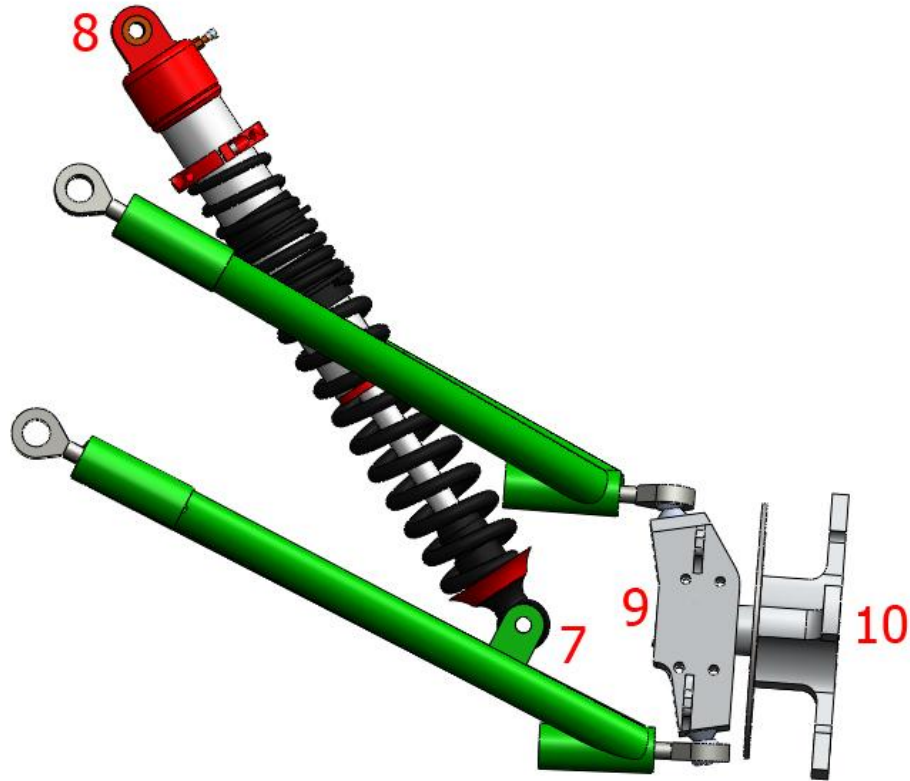


Figura 16 - Pontos de fixação do conjunto mola amortecedor e da ponta de eixo

Tabela 3 - Pontos de fixação da suspensão de tipo Duplo "A"

Coordenadas necessárias para a determinação dos demais parâmetros (X, Y, Z)

| | |
|-----------|-----------------------------------------------------|
| 7 | Ponto de Fixação do Amortecedor na Bandeja (F.A.B.) |
| 8 | Ponto de Fixação do Amortecedor no Chassi (F.A.C.) |
| 9 | Ponto de Fixação da Ponta de Eixo na Manga (P.E.M.) |
| 10 | Ponto de Fixação da Ponta de Eixo na Roda (P.R.M.) |

A partir do modelo CAD construído, as coordenadas dos pontos 1 a 10 descritos nas Tab. (2) e Tab. (3) foram exportados para utilização dos mesmos no modelo analítico desenvolvido no item 4.3.

A partir do *software* CAD, utilizando-se de ferramentas de cotagem, é possível verificar os principais parâmetros da suspensão, como exemplo a inclinação do pino mestre, mostrada na Fig. (17), cujo seus conceitos foram melhor tratados no item 3.

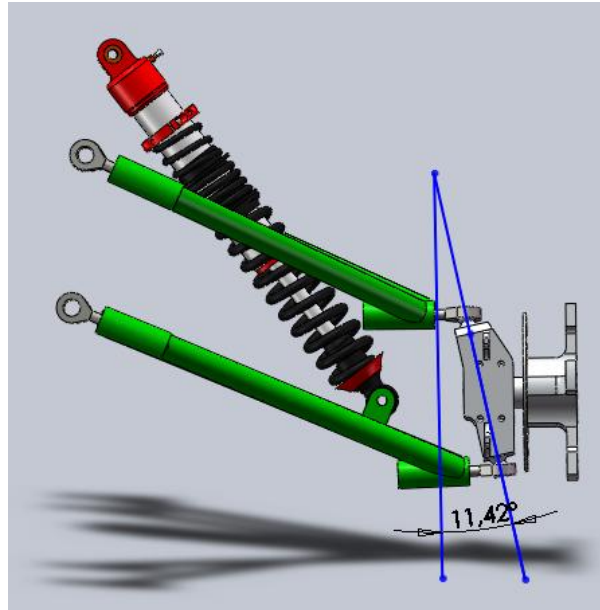


Figura 17 - Utilização de ferramentas de cotagem para determinação da inclinação do pino mestre

4.3. MODELAGEM ANALÍTICA

Neste item será mostrado como se deu o desenvolvimento da metodologia analítica aplicada para a abordagem em três dimensões da geometria de suspensão. Para criação da rotina de abordagem 3D, primeiramente, foi necessário definir quais parâmetros de saída são requisitados, para que fosse, então, determinada a melhor combinação de parâmetros de entrada com o intuito de simplificar a rotina. Com isso, os dados de saída desejados são:

- Cambagem no repouso;
- Inclinação do pino mestre no repouso;
- Cáster no repouso
- Convergência no repouso
- Altura do centro de rolagem do veículo em repouso;
- Comprimento do amortecedor em compressão e extensão;
- Variação da inclinação do pino mestre;

- Variação do cáster
- Variação da convergência no repouso
- Variação da cambagem;
- Variação do comprimento do amortecedor;
- Variação do centro de rolagem instantâneo;
- Determinação da máxima e mínima variação dos principais parâmetros;

Verificada a possibilidade de quais variáveis de entrada facilitariam a utilização e aumentaria a velocidade de cálculo da rotina, chegou-se à conclusão dos seguintes pontos, mostrados abaixo:

- Coordenada de fixação do braço de suspensão inferior na manga;
- Coordenada de fixação do braço de suspensão superior na manga;
- Coordenada de fixação do braço de suspensão inferior no chassi;
- Coordenada de fixação do braço de suspensão superior no chassi;
- Coordenada de fixação do amortecedor no braço;
- Coordenada de fixação do amortecedor no chassi;
- Coordenada de fixação da roda na ponta de eixo;
- Coordenada de fixação da ponta de eixo na manga;
- Coordenada de fixação do braço de direção na caixa de direção;
- Coordenada de fixação do braço de direção na manga de eixo;
- Trabalho da suspensão (*Bound e Rebound*);

- Diâmetro do pneu + roda;
- Largura do assoalho;
- Largura do pneu;

Cabe ressaltar novamente, que a modelagem analítica apresenta algumas restrições, dentre elas: o fato do equacionamento ter sido desenvolvido especificamente para uma geometria de suspensão do tipo “Duplo A”, o posicionamento da origem dos eixos no programa de CAD, e limitações da variação do curso da suspensão. (Milliken, 1995).

Sendo assim, é necessário, inicialmente, determinar como se dá a variação dos pontos de ancoragem da suspensão na manga, para que possa, então, ser definido como será a movimentação dos braços de suspensão, quando se é aplicada uma movimentação vertical (eixo Z) definida no item 4.3.1. para então definir a inclinação do pino mestre (item 4.3.1.1.) e posteriormente o cáster (item 4.3.1.2)

Em seguida, é necessário definir o comportamento do braço de direção, item 4.3.2., para que então possa se verificar o posicionamento dos pontos de ancoragem da ponta de eixo na manga e na roda, item 4.3.3. para que se possa definir, enfim, a cambagem 4.3.3.1 e a convergência 4.3.3.2.

Após determinada os pontos de ancoragem dos braços de suspensão e da manga se vê necessária à determinação da variação das coordenadas de fixação do amortecedor, item 4.3.4., e em seguida definida a sua variação de comprimento (item 4.3.4.1).

Por fim, é definida a variação das coordenadas do ponto de encontro do pneu com o solo, item 4.3.5., e em seguida definido a variação de seu parâmetro associado, a altura do centro de rolagem instantâneo. (item 4.3.5.1.) Tal metodologia pode ser simplificada pelo Fluxograma mostrado na Fig. (18) abaixo.

O fluxograma é dividido basicamente em quatro fases. Contendo treze entradas e seis parâmetros principais de saída.

É importante ressaltar no fluxograma mostrado, que as variáveis intermediárias são processadas de acordo com funções do MatLab®, conhecidas como "*Functions*", na qual as variáveis de entrada e os gráficos resultantes dessas funções ficam bem explícitos no fluxograma.

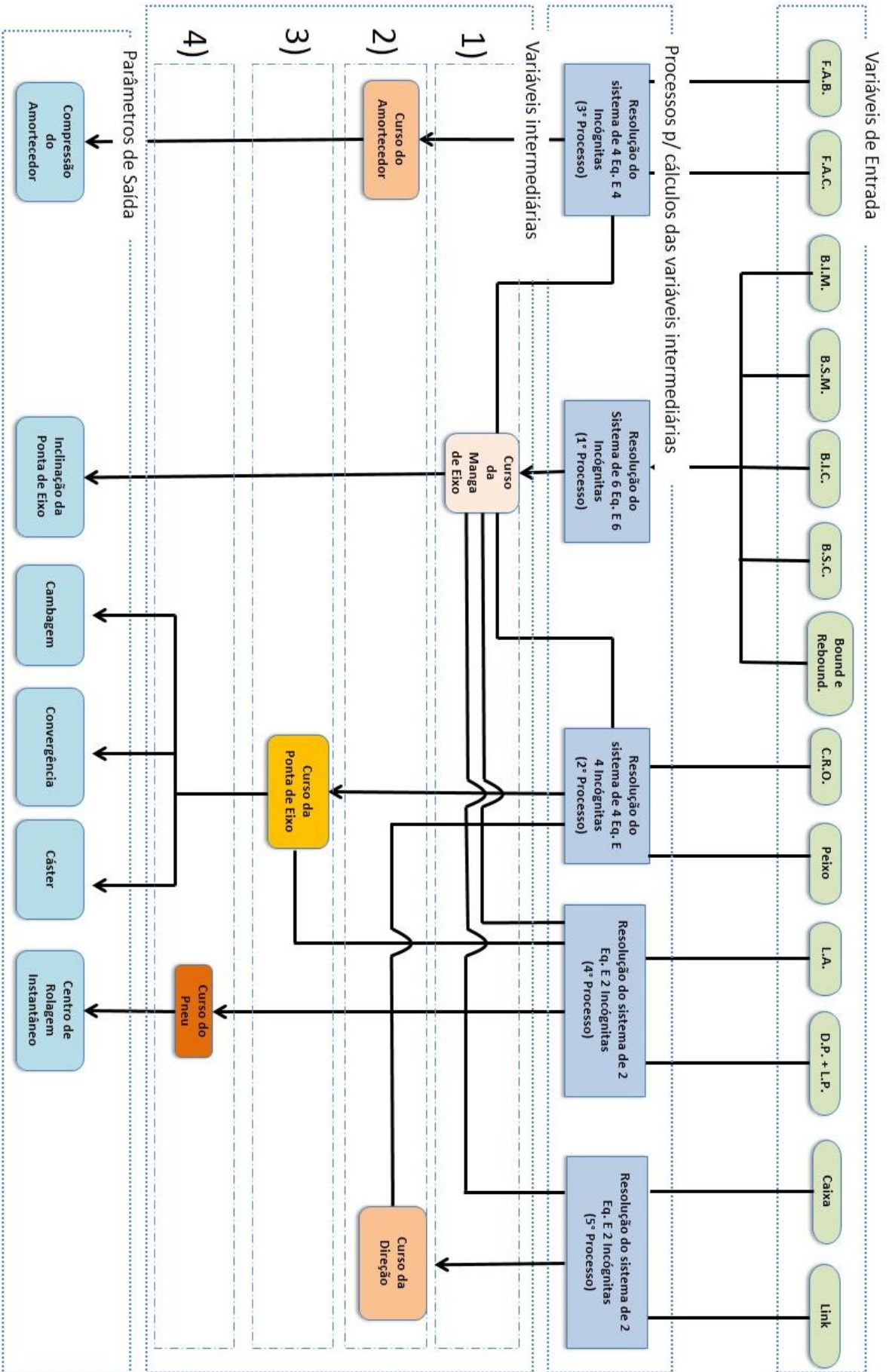


Figura 18 – Fluxograma da rotina desenvolvida

4.3.1. Determinação do curso da manga de eixo

A partir das coordenadas dos pontos definidos no modelo CAD (Tab. 2) inicia-se a dedução do equacionamento analítico para determinação do curso da manga de eixo. Para determinação do posicionamento da manga de eixo em função do trabalho da suspensão (ou seja, do curso vertical desta) é necessário compreender, a priori, a dependência entre o posicionamento deste componente com a posição dos demais pontos de fixação da suspensão (B.I.C., B.I.C.T., B.S.C., B.I.C.T.), durante a movimentação dos braços da suspensão. De maneira simplificada, como exemplo, quando se produz um deslocamento no ponto B.S.M., conseqüentemente, um deslocamento será produzido no ponto B.I.M. e isto se deve ao fato de ambos os pontos estarem fixados na manga de eixo, conforme mostrado anteriormente na Fig. (19).

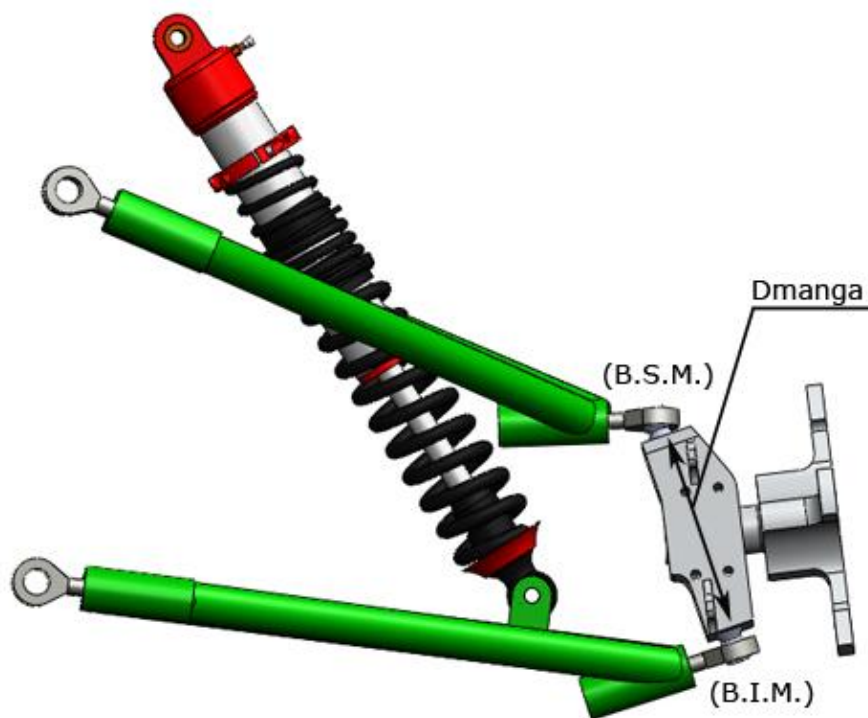


Figura 19 - Determinação do comprimento da manga

Desta forma, determinando o comprimento da manga de eixo e sendo este um valor fixo, ou seja, não varia durante o trabalho da suspensão, utilizam-se relações trigonométricas e conceitos de geometria analítica (Dante, 1999.) para calcular a distância (D_{manga}) entre estes dois pontos (B.I.M. e B.S.M.) no espaço (XYZ), mostrado na Fig. (19), onde os subscritos X, Y e Z representam os eixos das coordenadas, obtendo, portanto:

$$D_{manga} = \sqrt{(B.S.M._x - B.I.M._x)^2 + (B.S.M._y - B.I.M._y)^2 + (B.S.M._z - B.I.M._z)^2} \quad (1)$$

Entretanto vale ressaltar que com o trabalho vertical da suspensão, os valores das coordenadas de fixação dos braços nas mangas (B.I.M. e B.S.M.) irá se alterar, desta forma, com o intuito de determinar esta variação, é possível determinar o comprimento dos links da bandeja inferior e com isso determinar o vetor correspondente à variação dos pontos B.I.M. e B.S.M., como será mostrado a seguir.

Porém, vale ressaltar, que não necessariamente os comprimentos dos links referentes à bandeja inferior são iguais, sendo necessário desta forma calcular o comprimento de cada um dos dois, denominados de D_{bimbic} e $D_{bimbict}$, como mostrados na Fig. (20) abaixo, sendo D_{bimbic} a distância da ponto de fixação frontal da bandeja inferior no chassi ao ponto de fixação da bandeja inferior na manga e $D_{bimbict}$ a distância da ponto de fixação traseiro da bandeja inferior no chassi ao ponto de fixação da bandeja inferior na manga.

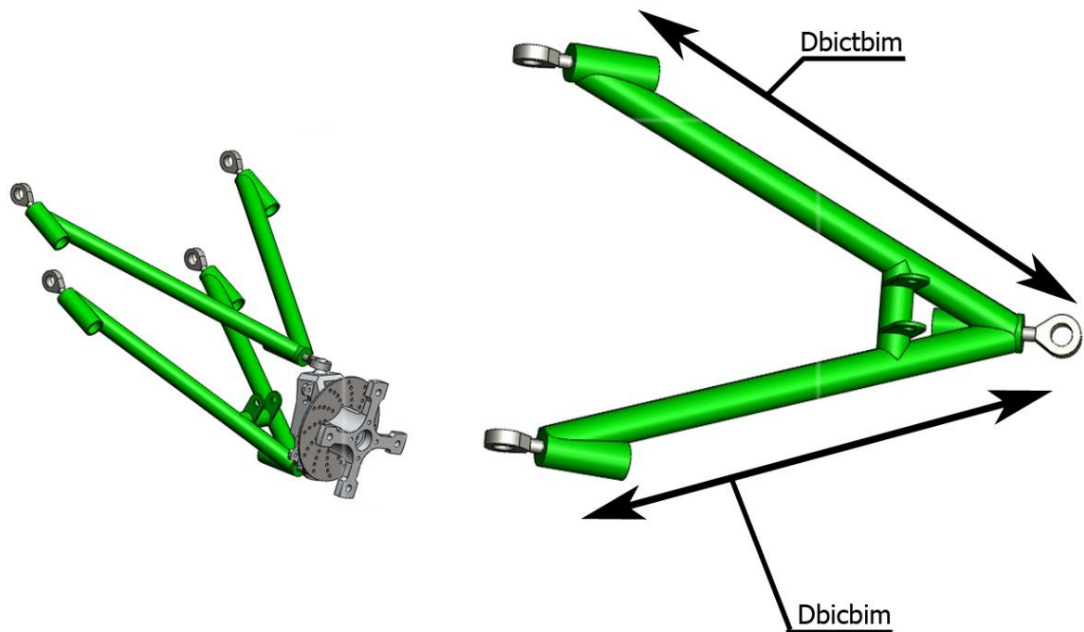


Figura 20 – Determinação dos comprimentos dos links referentes à bandeja inferior.

As equações referentes aos comprimentos dos links da bandeja inferior são então mostradas abaixo.

$$D_{bictbim} = \sqrt{(B.I.M._x - B.I.C.T._x)^2 + (B.I.M._y - B.I.C.T._y)^2 + (B.I.M._z - B.I.C.T._z)^2} \quad (2)$$

$$D_{bicbim} = \sqrt{(B.I.M._x - B.I.C._x)^2 + (B.I.M._y - B.I.C._y)^2 + (B.I.M._z - B.I.C._z)^2} \quad (3)$$

Com o trabalho da suspensão sabe-se que o comprimento dos links da bandeja inferior vão se manter constantes assim como os pontos de fixação dos braços no chassi, desta forma, como já foram determinados os comprimentos a partir das Eq. (2) e (3), pode-se então substituir os pontos da manga por seus respectivos vetores, tendo em vista que seus coordenadas variam durante o trabalho da suspensão.

Desta forma, restam então duas equações Eq. (4) e (5) e três incógnitas para a determinação do posicionamento do ponto de fixação da bandeja inferior na manga.

$$D_{bictbim} = \sqrt{(X_{BIM} - B.I.C.T._x)^2 + (Y_{BIM} - B.I.C.T._y)^2 + (Z_{BIM} - B.I.C.T._z)^2} \quad (4)$$

$$D_{bicbim} = \sqrt{(X_{BIM} - B.I.C._x)^2 + (Y_{BIM} - B.I.C._y)^2 + (Z_{BIM} - B.I.C._z)^2} \quad (5)$$

No sistema linear formado pelas Eq. (4) e (5), têm-se, portanto, três incógnitas (Y_{BIM} , Z_{BIM} , X_{BIM}) e duas equações. Para resolução do sistema, uma análise detalhada do movimento da suspensão, quando aplicado um deslocamento vertical na mesma (simulando um obstáculo na pista de rolagem), foi realizada utilizando o modelo C.A.D. Verifica-se com isso que variando a coordenada Z do ponto B.I.M. em um intervalo com limites definidos pelo *bound* e *rebound*, conseqüentemente, sua coordenada correspondente em Y e X podem ser determinadas (Y_{BIM} e X_{BIM}), resultando então, em um sistema com duas equações e duas incógnitas (Y_{BIM} e X_{BIM}).

Vale ressaltar que assim como na maioria dos softwares de análises elastocinemáticas, como exemplo, *DINAware* e *ADAMS/Car*, neste trabalho as simulações dos parâmetros de suspensão serão fornecidas em função do curso vertical da suspensão. Desta maneira, a utilização da rotina em Matlab® iniciará com

o fornecimento destes dois parâmetros pelo usuário. É importante ressaltar que a definição dos parâmetros *bound* e *rebound* deve ser feita em função das limitações dos arcos de circunferências produzidos pelos braços da suspensão em cada projeto.

É importante observar que a notação com as abreviações referentes aos pontos de ancoragens em forma de sub-índices foi utilizada nesse documento para se referenciar a vetores. Desta forma, quando se faz o cálculo de variação de parâmetros é necessária à análise da variação das coordenadas dos pontos de fixação da suspensão e para isso serão utilizados os vetores utilizados com esta notação.

Já no caso de referências às variáveis de entrada, valores para a suspensão em repouso, utilizam-se as abreviações de forma usual, como em B.S.M._x, indicando, por exemplo, o ponto de encontro da bandeja superior na manga com a suspensão em repouso, e o sub-índice tem agora a função de discriminar o eixo no sistema de coordenadas.

Dando continuidade na determinação do curso da manga de eixo, de forma semelhante à utilizada anteriormente, deve-se determinar o comprimento dos links $D_{bsctbsm}$ e D_{bscbsm} , mostrados na Fig.(21) abaixo referentes à bandeja superior, a partir das Eq. (6) e (7) mostradas abaixo.

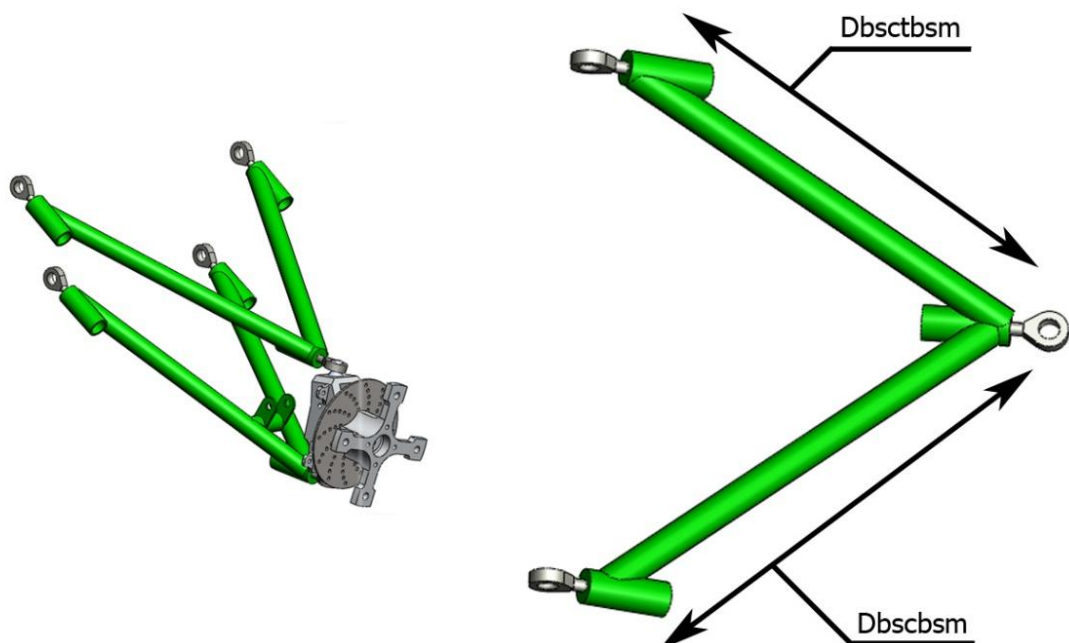


Figura 21 - Determinação dos comprimentos dos links referentes à bandeja inferior.

$$D_{bsctbsm} = \sqrt{(B.S.M._x - B.S.C.T._x)^2 + (B.S.M._y - B.S.C.T._y)^2 + (B.S.M._z - B.S.C.T._z)^2} \quad (6)$$

$$D_{bscbsm} = \sqrt{(B.S.M._x - B.S.C._x)^2 + (B.S.M._y - B.S.C._y)^2 + (B.S.M._z - B.S.C._z)^2} \quad (7)$$

Com o intuito de determinar o posicionamento do ponto de encontro da bandeja superior com a manga, quando a suspensão estiver em movimento utilizou-se dos comprimentos determinados pelas Eq. (6) e (7) e do comprimento da manga Eq. (1), e então foram substituídos os valores das coordenadas em repouso do ponto B.S.M. pelos vetores X_{BSM} , Y_{BSM} e Z_{BSM} nas Eq. (8), (9) e (10), além disto, como houve uma variação do ponto de encontro da bandeja inferior com a manga, as suas coordenadas correspondentes ao repouso, B.I.M. foram alteradas pelos vetores X_{BIM} , Y_{BIM} e Z_{BIM} na Eq. (8), como mostrado a seguir.

$$D_{Manga} = \sqrt{(X_{BSM} - X_{BIM})^2 + (Y_{BSM} - Y_{BIM})^2 + (Z_{BSM} - Z_{BIM})^2} \quad (8)$$

$$D_{bsctbsm} = \sqrt{(X_{BSM} - B.S.C.T._x)^2 + (Y_{BSM} - B.S.C.T._y)^2 + (Z_{BSM} - B.S.C.T._z)^2} \quad (9)$$

$$D_{bscbsm} = \sqrt{(X_{BSM} - B.S.C._x)^2 + (Y_{BSM} - B.S.C._y)^2 + (Z_{BSM} - B.S.C._z)^2} \quad (10)$$

Resolvendo então o sistema linear de três equações, Eq. (8), (9) e (10), e três incógnitas (X_{BSM} , Y_{BSM} e Z_{BSM}) determina-se pôr fim a variação dos pontos referentes à manga de eixo com o trabalho vertical da suspensão.

4.3.1.1. Determinação da inclinação do pino mestre

Para determinar a variação da inclinação da manga é necessário focar na movimentação dos pontos de fixação da manga nos braços de suspensão, dado pelos pontos B.I.M., ponto de fixação do braço inferior na manga, e pelo B.S.M. ponto de fixação do braço superior na manga, determinados anteriormente no item 4.3.1.

Tendo em vista que a análise da variação da inclinação do pino mestre será feita pela variação destes pontos, usaram-se, então, os vetores: Y_{BSM} , Z_{BSM} , Y_{BIM} , Z_{BIM} onde os subscritos indicam os pontos de fixação e as letras Y e Z referenciam as coordenadas.

Para determinação da inclinação do pino mestre, sabe-se que o ângulo entre a manga e a reta vertical representa a inclinação do pino mestre, sendo mais bem visualizado em ambiente CAD, mostrado na Fig. (22),

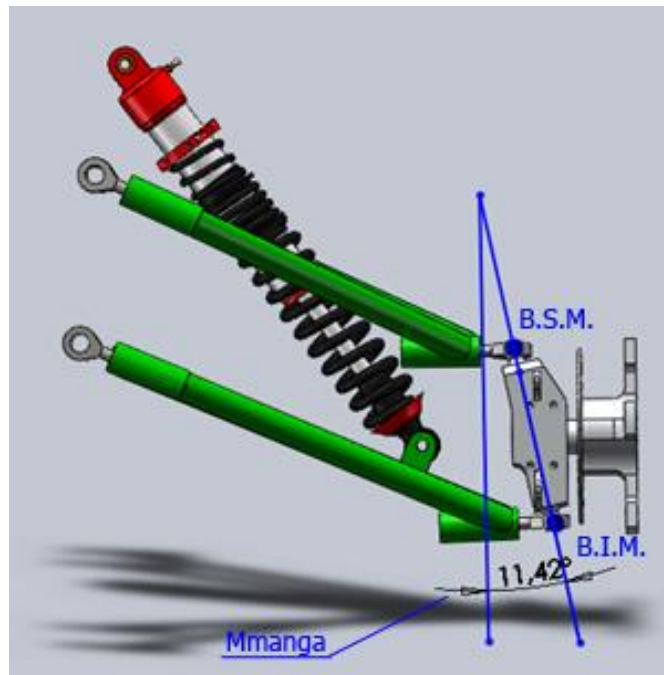


Figura 22 - Metodologia para determinação da inclinação do pino mestre

Analicamente a inclinação do pino mestre pode ser determinada como sendo o ângulo entre a manga e a reta vertical que passa pelo ponto superior da manga, como mostrado na Fig. (22).

Desta forma temos que a inclinação M_{manga} é dada por:

$$tg\theta = M_{manga} = \frac{Y_{BIM} - Y_{BSM}}{Z_{BIM} - Z_{BSM}} \quad (11)$$

Onde o símbolo " M " indica inclinação de retas, e os pontos Y_{BSM} , Z_{BSM} , Y_{BIM} , Z_{BIM} indicam os vetores de fixação da manga na suspensão. Com isso o vetor referente à inclinação do pino mestre será igual ao arco tangente em graus desta inclinação, como mostrado na Eq. (11).

4.3.1.2. Determinação do cáster

Assim como a inclinação do pino mestre, o cáster é um parâmetro que depende do posicionamento da manga de eixo, entretanto sua variação se dá em vista lateral, no plano ZX, representado por Θ na Fig. (23) abaixo.

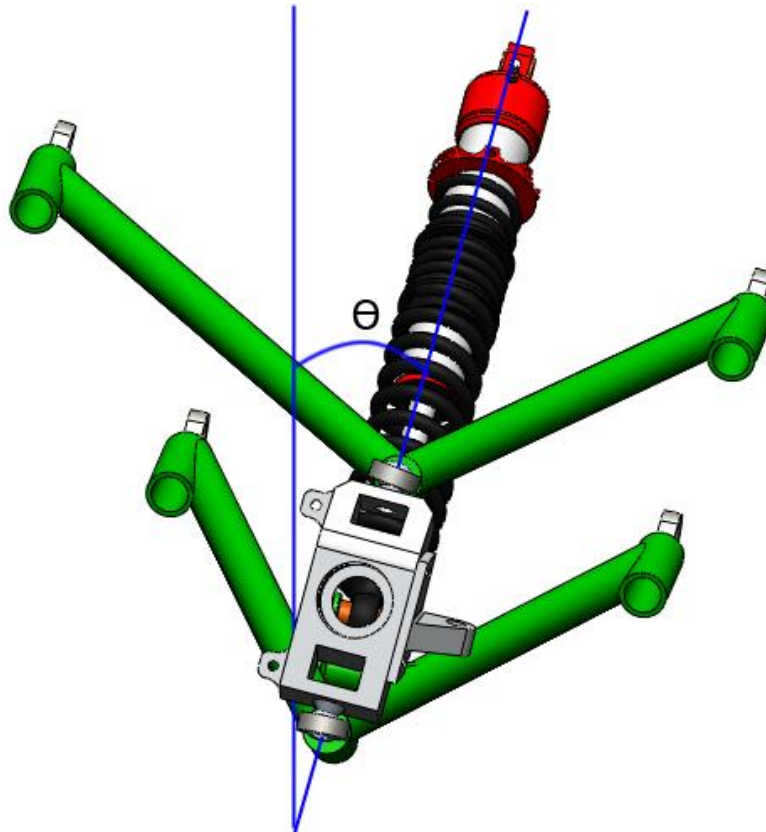


Figura 23 - Metodologia para determinação do cáster

Com isso, a análise da variação será feita pela variação dos vetores: Z_{BSM} , X_{BSM} , Z_{BIM} , X_{BIM} onde os subscritos indicam o ponto e as letras Y e Z referenciam as coordenadas. Desta forma temos que a inclinação M_{caster} é dada por:

$$tg\theta = M_{caster} = \frac{Z_{BIM} - Z_{BSM}}{X_{BIM} - X_{BSM}} \quad (11)$$

Onde o símbolo “M” indica inclinação de retas, e os pontos Z_{BIM} , X_{BIM} , Z_{BSM} e X_{BSM} indicam as coordenadas de fixação da manga de eixo no braço inferior e superior respectivamente. Com isso o Arco tangente em graus desta inclinação resultará no vetor da variação da inclinação do cáster com o trabalho da suspensão.

4.3.2. Determinação do curso do braço de direção

Para analisarmos as influências que o braço de direção provoca no subsistema de suspensão, tomaremos como prerrogativa que o ponto de fixação do braço de direção na caixa de direção (CAIXA) não se move, sobrando ao subsistema de direção à variação do ponto de fixação do braço de direção na manga de eixo (LINK), variáveis mostradas na Tab. (4) e ilustradas na Fig. (24) abaixo.

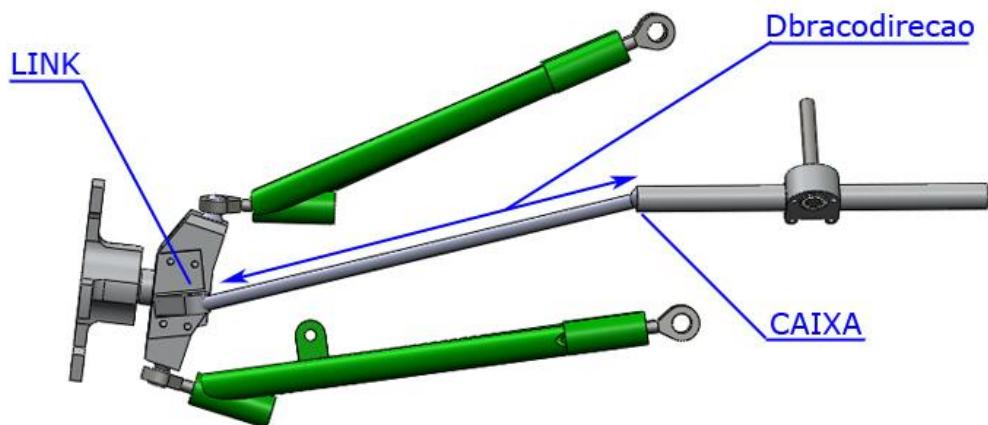


Figura 24 – Sistema de direção acoplada ao sistema de suspensão.

Tabela 4 - Coordenadas necessárias (sistema de direção)

| Coordenadas necessárias para a determinação do sistema de direção | |
|-------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|
| 1 | Ponto de Fixação do braço de direção na manga de eixo (LINK) |
| 2 | Ponto de fixação do braço de direção na caixa de direção (CAIXA) |

Com isso, partindo-se do mesmo princípio descrito anteriormente, através da solução de sistema linear, deve-se então determinar o posicionamento do braço de direção em função do deslocamento vertical da suspensão.

Sabe-se então que o comprimento do braço de direção é constante por se tratar de uma barra rígida, como mostrado na Fig. (24), desta forma a partir da Eq. (12) é possível determinar o seu comprimento, quando a suspensão se encontra em repouso.

$$D_{bracodirecao} = \sqrt{(LINK_X - CAIXA_X)^2 + (LINK_Y - CAIXA_Y)^2 + (LINK_Z - CAIXA_Z)^2} \quad (12)$$

Entretanto, como sabemos é necessário definir a variação das coordenadas do ponto de fixação do braço de direção na manga (X_{LINK} , Y_{LINK} , Z_{LINK}) com o trabalho da suspensão, desta forma deve-se definir mais duas equações para que se possa solucionar o sistema linear contendo três equações e três incógnitas.

Como a manga de eixo é uma peça fixa, como exemplificado na Fig. (25), a distância do ponto de fixação da barra de direção na manga ao ponto de fixação do braço superior na manga ($D_{linkbsm}$) e a distância do ponto de fixação da barra de direção ao ponto de fixação do braço inferior na manga ($D_{linkbim}$) são constantes.

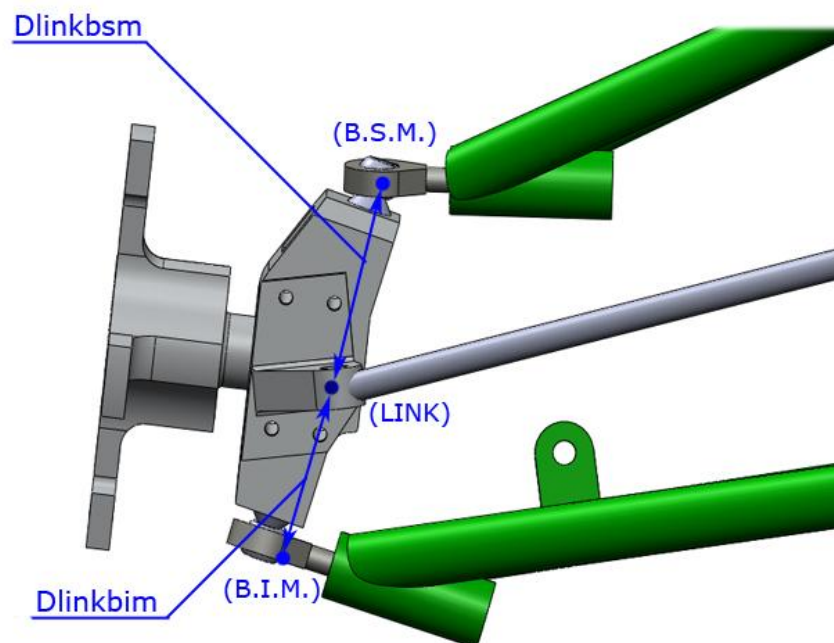


Figura 25 – Distância entre os pontos B.S.M. e LINK denominada $D_{linkbsm}$ e distância entre B.I.M. e LINK denominada $D_{linkbim}$.

Desta forma, pode-se calcular, assim como foi realizado anteriormente as distâncias $D_{linkbsm}$ e $D_{linkbim}$, quando a suspensão se encontra em repouso, representadas respectivamente pelas Eq. (13) e (14)

$$D_{linkbsm} = \sqrt{(LINK_x - B.S.M._x)^2 + (LINK_y - B.S.M._y)^2 + (LINK_z - B.S.M._z)^2} \quad (13)$$

$$D_{linkbim} = \sqrt{(LINK_x - B.I.M._x)^2 + (LINK_y - B.I.M._y)^2 + (LINK_z - B.I.M._z)^2} \dots\dots\dots(14)$$

Em seguida deve-se resolver o sistema linear com três equações e três incógnitas, substituindo, quando houver variação do posicionamento, as coordenadas dos pontos em repouso pelos vetores pertinentes, como mostrado nas Eq. (15), (16) e (17).

$$D_{linkbsm} = \sqrt{(X_{LINK} - B.S.M._x)^2 + (Y_{LINK} - B.S.M._y)^2 + (Z_{LINK} - B.S.M._z)^2} \quad (15)$$

$$D_{linkbim} = \sqrt{(X_{LINK} - B.I.M._x)^2 + (Y_{LINK} - B.I.M._y)^2 + (Z_{LINK} - B.I.M._z)^2} \quad (16)$$

$$D_{bracodirecao} = \sqrt{(X_{LINK} - CAIXA_x)^2 + (Y_{LINK} - CAIXA_y)^2 + (Z_{LINK} - CAIXA_z)^2} \quad (17)$$

Resolvendo então o sistema linear de três equações, Eq. (15), (16) e (17), e três incógnitas (X_{LINK} , Y_{LINK} e Z_{LINK}) determina-se com isso a variação dos pontos referentes a fixação do braço de direção na manga de eixo.

4.3.3. Determinação do curso da ponta de eixo

Determinado a variação do braço de direção e considerando constante a distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na roda (P.R.M.) e o ponto de fixação do braço superior na manga (B.S.M.), mostrados na Fig. (26), é possível que se deduza a Eq.(18) abaixo:

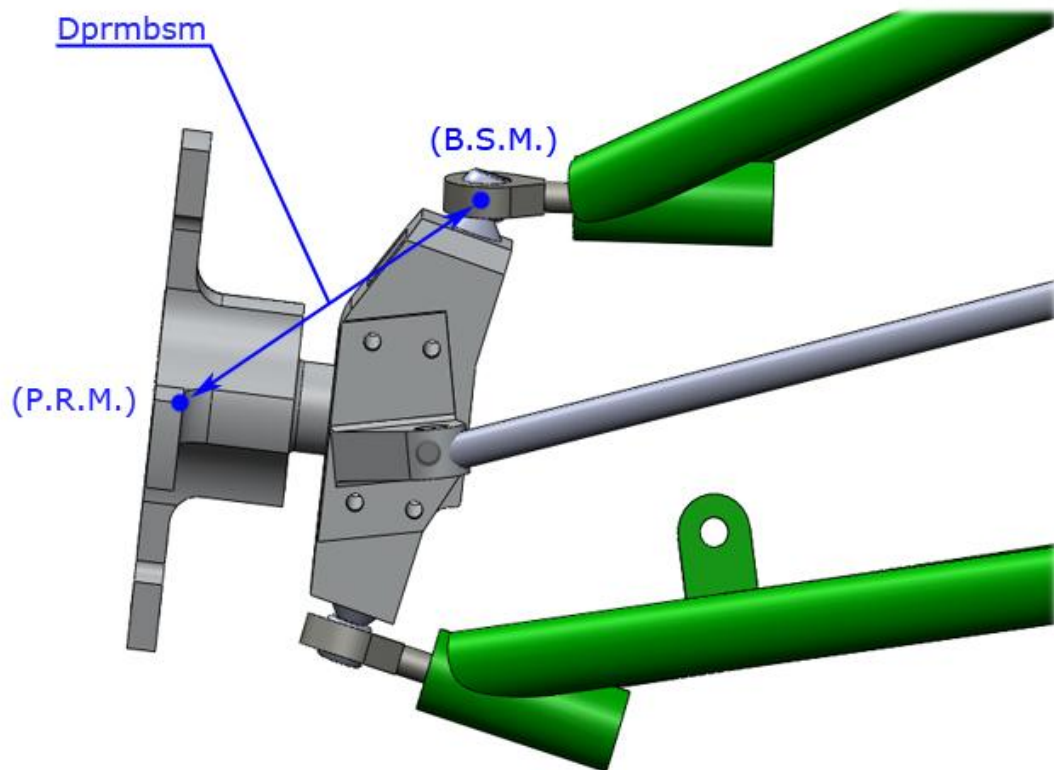


Figura 26 - Destaque em $D_{prmbstm}$, distância entre os pontos B.S.M e P.R.M.

$$D_{prmbstm} = \sqrt{(P.R.M._x - B.S.M._x)^2 + (P.R.M._y - B.S.M._y)^2 + (P.R.M._z - B.S.M._z)^2} \quad (18)$$

Onde $D_{prmbstm}$ representa a distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na roda e o ponto de fixação da bandeja superior na manga, pontos enumerados respectivamente por 1 e 2 na Tab. (5) abaixo.

Tabela 5 - Coordenadas necessárias (ponta de eixo).

| Coordenadas necessárias para a determinação do curso da ponta de eixo | |
|-----------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| 1 | Ponto de Fixação da Ponta de Eixo na Manga (P.E.M.) |
| 2 | Ponto de Fixação da ponta de Eixo na Roda (P.R.M.) |

Considerando ainda, constante a distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na roda (P.R.M.) e o ponto de fixação do braço inferior na manga (B.I.M.), tem-se que:

$$D_{prmbim} = \sqrt{(P.R.M._x - B.I.M._x)^2 + (P.R.M._y - B.I.M._y)^2 + (P.R.M._z - B.I.M._z)^2} \quad (19)$$

Onde D_{prmbim} representa a distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na roda e o ponto de fixação da bandeja inferior na manga, como mostrado na Fig. (27).

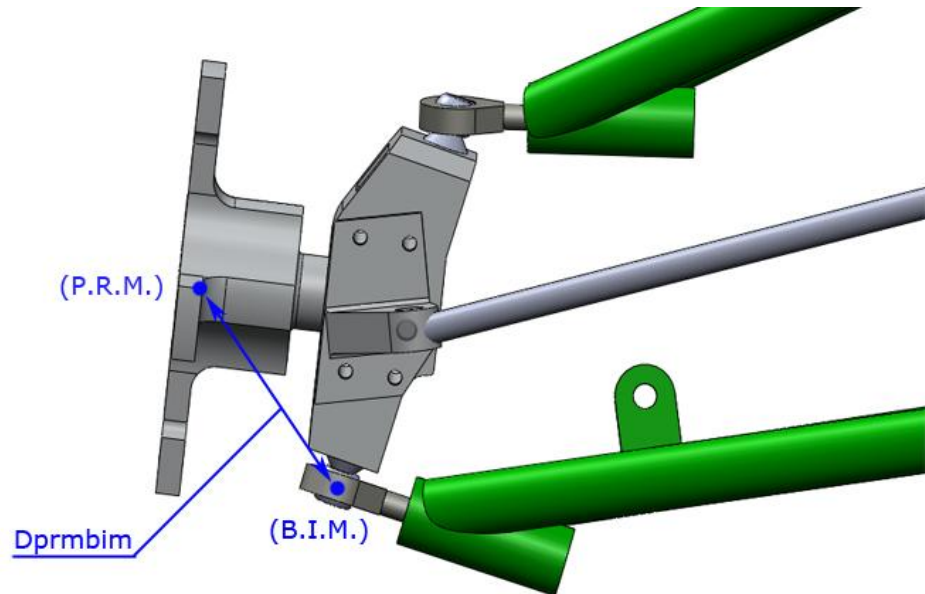


Figura 27 - Destaque em D_{prmbim} , distância entre os pontos B.I.M e P.R.M.

As Eq. (18) e (19) podem ser reescritas na forma de um sistema linear, entretanto, é necessário além destas equações definir uma outra equação para se resolver o sistema linear de três equações e três incógnitas, para isso temos que a distância da ponta de eixo até o ponto de fixação do braço de direção na manga, mostrado na Fig. (27) abaixo, se mantém constante, na qual o seu comprimento no repouso é dado pela Eq. (20).

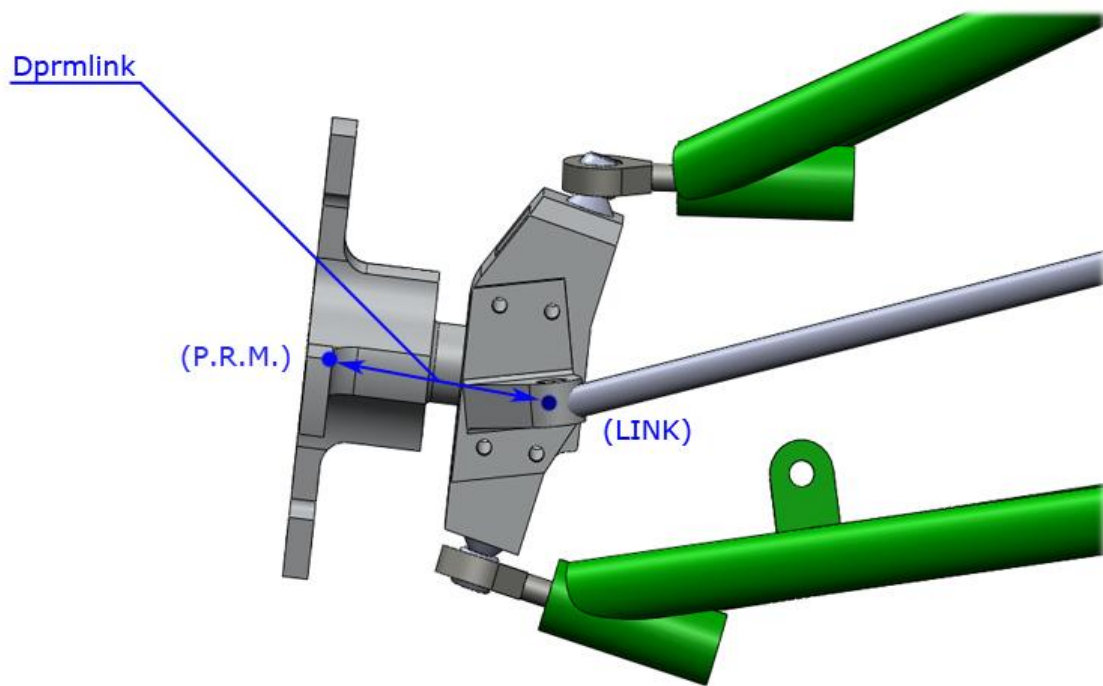


Figura 28 - Destaque em $D_{prmlink}$, distância entre os pontos LINK e P.R.M.

$$D_{prmlink} = \sqrt{(P.R.M._x - LINK_x)^2 + (P.R.M._y - LINK_y)^2 + (P.R.M._z - LINK_z)^2} \quad (20)$$

Em seguida deve-se resolver o sistema linear com três equações e três incógnitas, substituindo, quando houver variação do posicionamento, as coordenadas dos pontos em repouso pelos vetores pertinentes, como mostrado nas Eq. (21), (22) e (23).

$$D_{prmlink} = \sqrt{(X_{PRM} - X_{LINK})^2 + (Y_{PRM} - Y_{LINK})^2 + (Z_{PRM} - Z_{LINK})^2} \quad (21)$$

$$D_{prmbim} = \sqrt{(X_{PRM} - B.I.M._x)^2 + (Y_{PRM} - B.I.M._y)^2 + (Z_{PRM} - B.I.M._z)^2} \quad (22)$$

$$D_{prmsm} = \sqrt{(X_{PRM} - B.S.M._x)^2 + (Y_{PRM} - B.S.M._y)^2 + (Z_{PRM} - B.S.M._z)^2} \quad (23)$$

Vale ressaltar que as coordenadas X_{PRM} , Y_{PRM} , Z_{PRM} representam as coordenadas X, Y e Z, do vetor referente ao ponto de fixação da ponta de eixo na roda quando a suspensão está em movimento.

Encontrada a variação das coordenadas do ponto de encontro da ponta de eixo com a roda (P.R.M.) podemos então definir a consequente variação de coordenadas do ponto de fixação da ponta de eixo na manga (P.E.M.).

Utilizando-se então de relações trigonométricas no modelo considerado, a fim de se deduzir equações para se tornar a resolução do sistema possível, podemos considerar, então, que a distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na manga (P.E.M.) e o ponto de fixação do braço superior na manga (B.S.M.), representado pela distância D_{pembsm} , e a variável D_{pembim} , que representa a distância entre o ponto de fixação da ponta de eixo na manga (P.E.M.) e o ponto de fixação do braço inferior na manga (B.I.M.), se mantém constantes durante o trabalho da suspensão como visto na Fig. (29). As Eq. (24) e Eq. (25) representam as distâncias D_{pembsm} , e D_{pembim} respectivamente.

$$D_{pembsm} = \sqrt{(X_{PEM} - X_{BSM})^2 + (Y_{PEM} - Y_{BSM})^2 + (Z_{PEM} - Z_{BSM})^2} \quad (24)$$

$$D_{pembim} = \sqrt{(X_{PEM} - X_{BIM})^2 + (Y_{PEM} - Y_{BIM})^2 + (Z_{PEM} - Z_{BIM})^2} \quad (25)$$

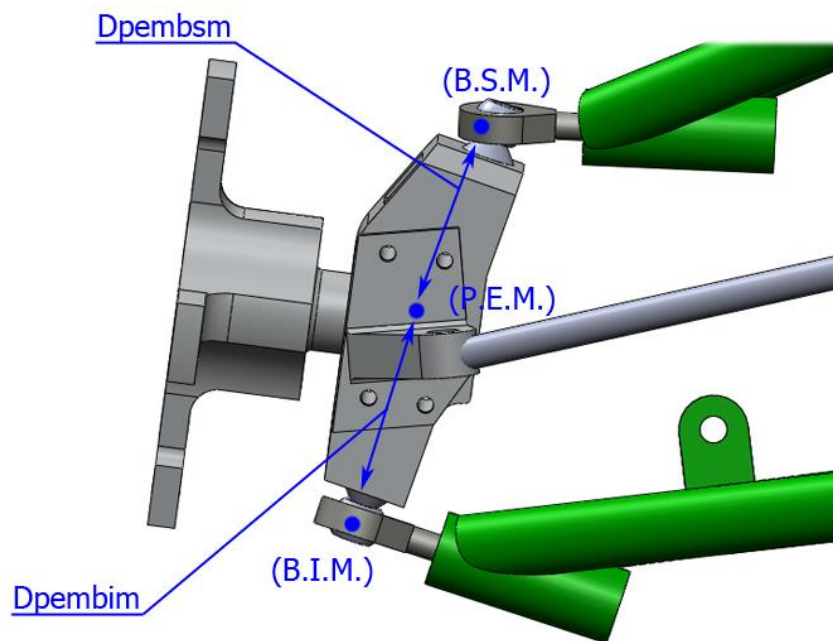


Figura 29 - Destaque nas distâncias D_{pembsm} e D_{pembim} .

Considerando que o ângulo entre a ponta de eixo fixada na roda e a manga é constante durante a movimentação da suspensão, conforme ilustra a Fig. (29), têm-se que as distâncias D_{pembsm} e D_{pembim} podem ser calculadas, quando a suspensão está em repouso, como visto nas equações (26) e (27).

$$D_{pembsm} = \sqrt{(P.E.M._y - B.S.M._y)^2 + (P.E.M._z - B.S.M._z)^2} \quad (26)$$

$$D_{pembim} = \sqrt{(P.E.M._y - B.I.M._y)^2 + (P.E.M._z - B.I.M._z)^2} \quad (27)$$

Partindo-se ainda da premissa que o comprimento da ponta de eixo (D_{peixo}), conforme ilustrado na Fig. (30), se mantém constante durante todo o trabalho da suspensão, temos que:

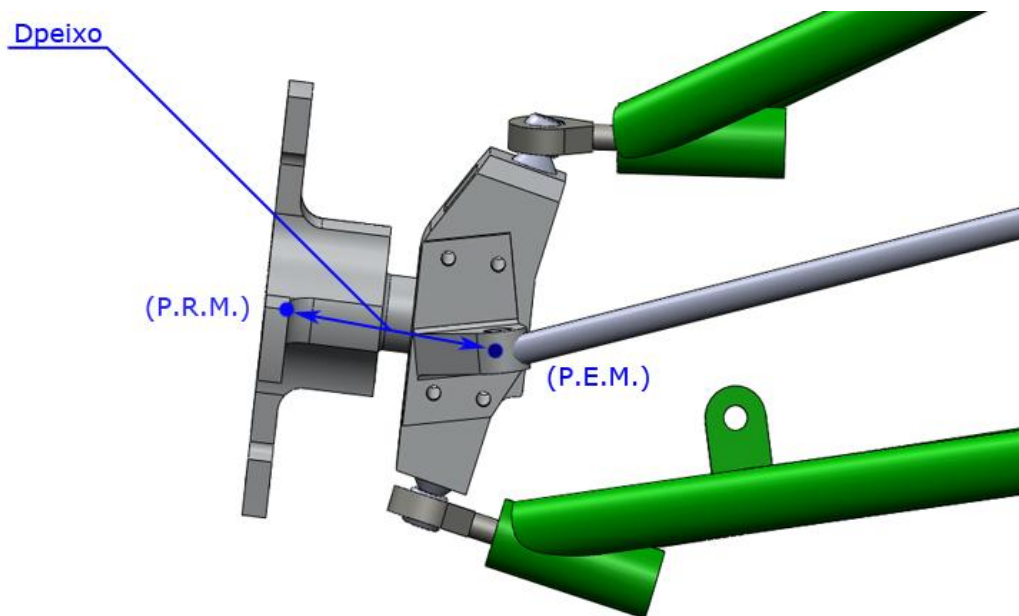


Figura 30 - Determinação do comprimento da ponta de eixo

$$D_{peixo} = \sqrt{(P.R.M._x - P.E.M._x)^2 + (P.R.M._y - P.E.M._y)^2 + (P.R.M._z - P.E.M._z)^2} \quad (28)$$

Onde a variável D_{peixo} representa o comprimento da ponta de eixo e as demais variáveis são mostradas na Tab. (5), onde os subscritos X, Y e Z representam a orientação no espaço, e ilustradas na Fig. (31).

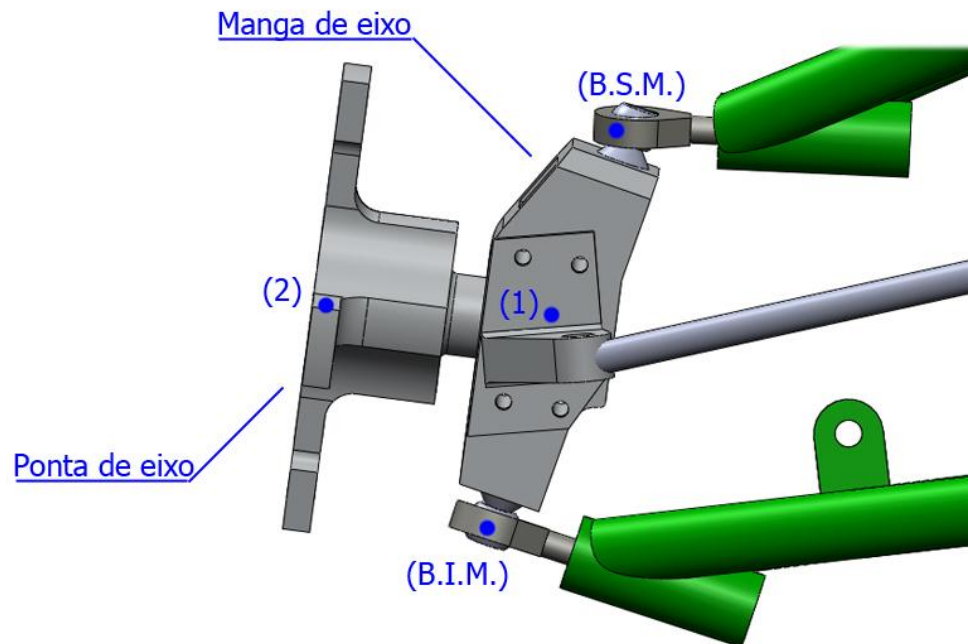


Figura 31 - Representação da manga e da ponta de eixo, com detalhe nos pontos 1 e 2 que representam respectivamente P.E.M e P.R.M.

Tendo em vista que as coordenadas dos pontos P.R.M. e P.E.M. irão se alterar durante o trabalho da suspensão, devem ser trocadas então por vetores, como mostrado na Eq. (29) abaixo.

$$D_{peixo} = \sqrt{(X_{PRM} - X_{PEM})^2 + (Y_{PRM} - Y_{PEM})^2 + (Z_{PRM} - Z_{PEM})^2} \quad (29)$$

Utilizando-se, então, as distâncias encontradas nas Eq. (26), (27) e (28) é possível resolver o sistema linear das Eq. (24), (25) e (29), de onde se obtém o vetor das variáveis X_{PEM} , Y_{PEM} e Z_{PEM} as quais representam as coordenadas da ponta de eixo da suspensão em função do trabalho da mesma.

4.3.3.1. Determinação da cambagem

Uma vez determinadas as coordenadas X_{PEM} , Y_{PEM} , Z_{PEM} , X_{PRM} , Y_{PRM} e Z_{PRM} , que determinam o posicionamento da ponta de eixo, é possível agora determinar a variação da cambagem com o trabalho da suspensão, de forma que, a cambagem pode ser calculada pela inclinação que a ponta de eixo faz com a horizontal, como visto na Fig. (32), representado pelo ângulo ϕ .

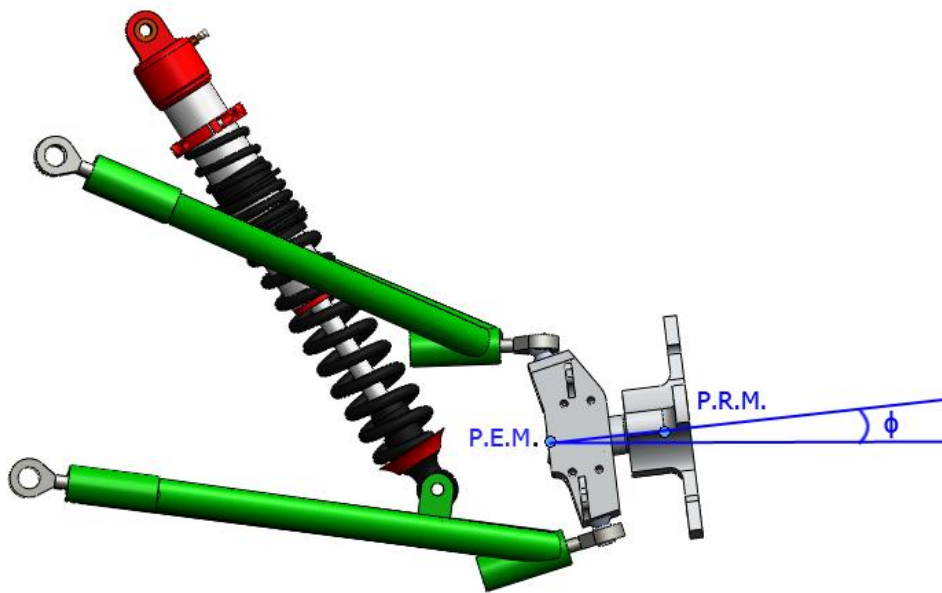


Figura 32 - Metodologia para determinação da cambagem

É importante ressaltar a correlação entre as Fig. (32) e Fig. (8), onde, verifica-se que ao se aplicar uma rotação na ponta de eixo, a angulação que esta faz com a vertical (Fig. (8)) e angulação que é criada com a horizontal (Fig. (32)) são iguais, desta forma a cambagem pode ser definida pelos dois métodos apresentados. A Eq. (30) possibilita determinar o ângulo de cambagem.

$$tg\phi = Mcamber = \frac{Y_{PEM} - Y_{PRM}}{Z_{PEM} - Z_{PRM}} \quad (30)$$

Onde o símbolo “*M*” indica inclinação de retas, e os pontos Y_{PEM} , Z_{PEM} , Y_{PRM} e Z_{PRM} indicam as coordenadas de fixação da ponta de eixo na manga e na roda respectivamente. Com isso o Arco tangente em graus desta inclinação resultará no vetor da variação da inclinação da cambagem com o trabalho da suspensão.

4.3.3.2. Determinação da convergência

Da mesma forma que a cambagem, a convergência é um parâmetro associado ao posicionamento da ponta de eixo, sendo que a convergência pode ser calculada como sendo o ângulo, em vista superior, que a ponta de eixo faz com o eixo Y, como visto na Fig. (33).

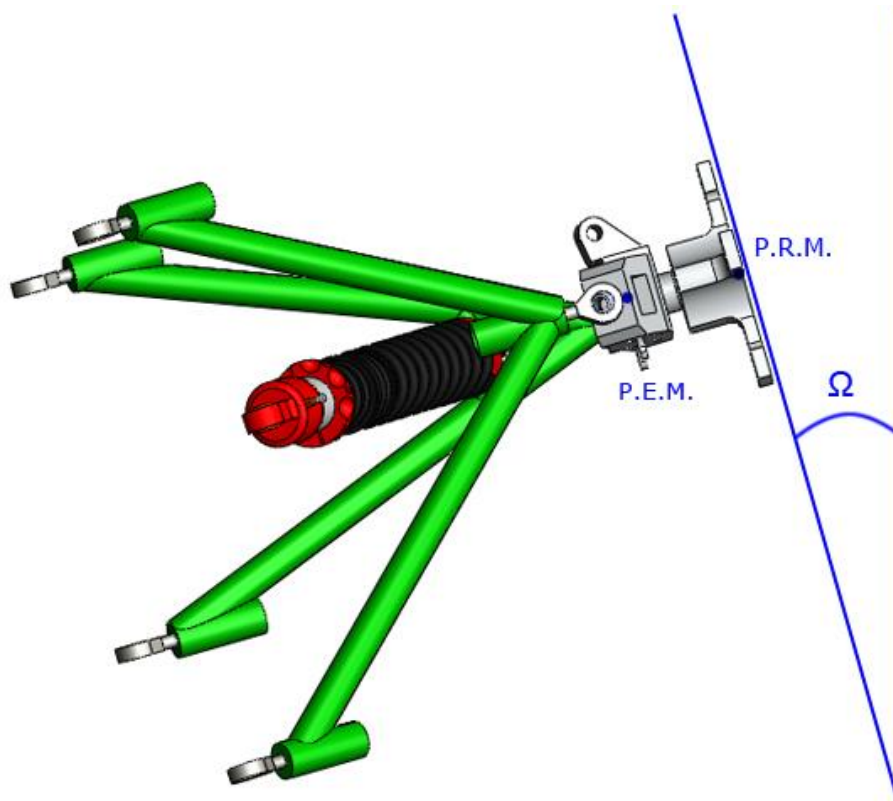


Figura 33- Metodologia para determinação da convergência

A Eq. (31) possibilita então determinar o ângulo correspondente à convergência.

$$tg\Omega = M_{convergencia} = \frac{X_{PRM} - X_{PEM}}{Y_{PRM} - Y_{PEM}} \quad (31)$$

Onde o símbolo “*M*” indica inclinação de retas, e os pontos X_{PEM} , Y_{PEM} , X_{PRM} e Y_{PRM} indicam as coordenadas de fixação da ponta de eixo na manga e na roda respectivamente. Com isso o Arco tangente em graus desta inclinação resultará no vetor da variação da inclinação da convergência com o trabalho da suspensão.

4.3.4. Determinação do Curso do Amortecedor

Através da solução de sistemas lineares, o próximo passo é a determinação da variação da coordenada do ponto de encontro do amortecedor com o braço inferior (F.A.B.), tendo em vista que o segundo ponto de fixação do amortecedor fica no chassi (F.A.C.) e é fixo, podendo a partir do cálculo do posicionamento deste

ponto saber como está ocorrendo à compressão do amortecedor com o trabalho da suspensão, mostrado na Fig. (34) abaixo e os pontos elucidados na Tab. (6) abaixo.

Tabela 6 - Coordenadas necessárias (amortecedor).

| Coordenadas necessárias para a determinação do curso da ponta de eixo | |
|-----------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|
| 1 | Ponto de Fixação do Amortecedor no Braço (F.A.B.) |
| 2 | Ponto de Fixação do Amortecedor no Chassi (F.A.C.) |

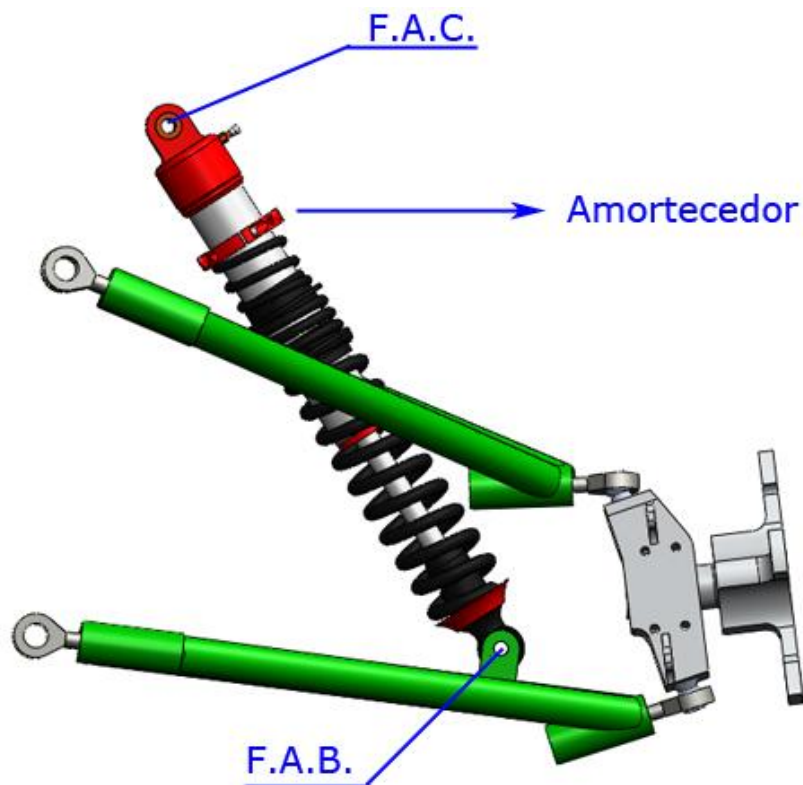


Figura 34 - Representação do amortecedor ligado ao chassi (ponto 2) e ao braço inferior (ponto 1).

Partindo da premissa que a distância de fixação do amortecedor (D_{fab}) no braço de suspensão (F.A.B.) até o ponto de fixação frontal do braço de suspensão no chassi (B.I.C.), como mostrado na Fig. (35), se mantém constante durante todo o trabalho da suspensão tem-se que:

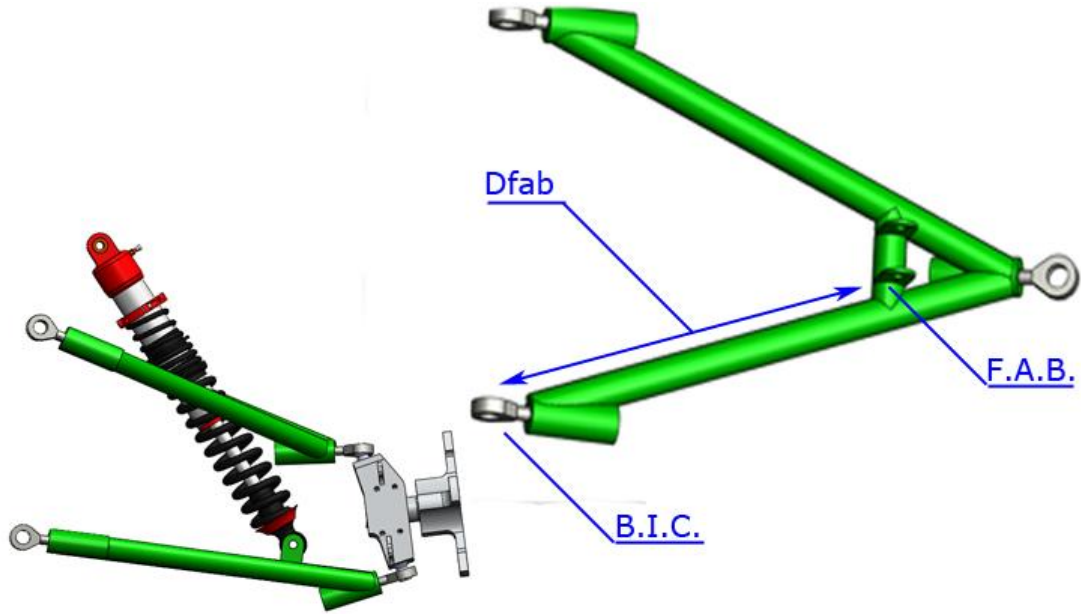


Figura 35 - Representação da distância entre os pontos F.A.B. e B.I.C.

$$D_{fab} = \sqrt{(F.A.B._x - B.I.C._x)^2 + (F.A.B._y - B.I.C._y)^2 + (F.A.B._z - B.I.C._z)^2} \quad (32)$$

Onde a variável D_{fab} representa a distância entre os pontos B.I.C. e F.A.B., onde os subscritos X, Y e Z representam a orientação no espaço, e ilustradas na Fig. (35).

Analisando a variação da distância para a movimentação do conjunto de suspensão, aplicam-se então os vetores X_{FAB} , Y_{FAB} e Z_{FAB} na Eq. (32) obtendo-se a Eq. (33)

$$D_{fab} = \sqrt{(X_{FAB} - B.I.C._x)^2 + (Y_{FAB} - B.I.C._y)^2 + (Z_{FAB} - B.I.C._z)^2} \quad (33)$$

Da mesma forma, a distância do ponto de fixação do amortecedor no braço (F.A.B.) até a distância de fixação traseira do braço inferior no chassi (B.I.C.T.) deve possuir um comprimento constante que não varie com o trabalho da suspensão, esta distância, mostrada na Fig. (36) abaixo, pode ser calculada no repouso pela Eq. (34) a seguir.

$$D_{fabt} = \sqrt{(FAB_x - B.I.C.T._x)^2 + (FAB_y - B.I.C.T._y)^2 + (FAB_z - B.I.C.T._z)^2} \quad (34)$$

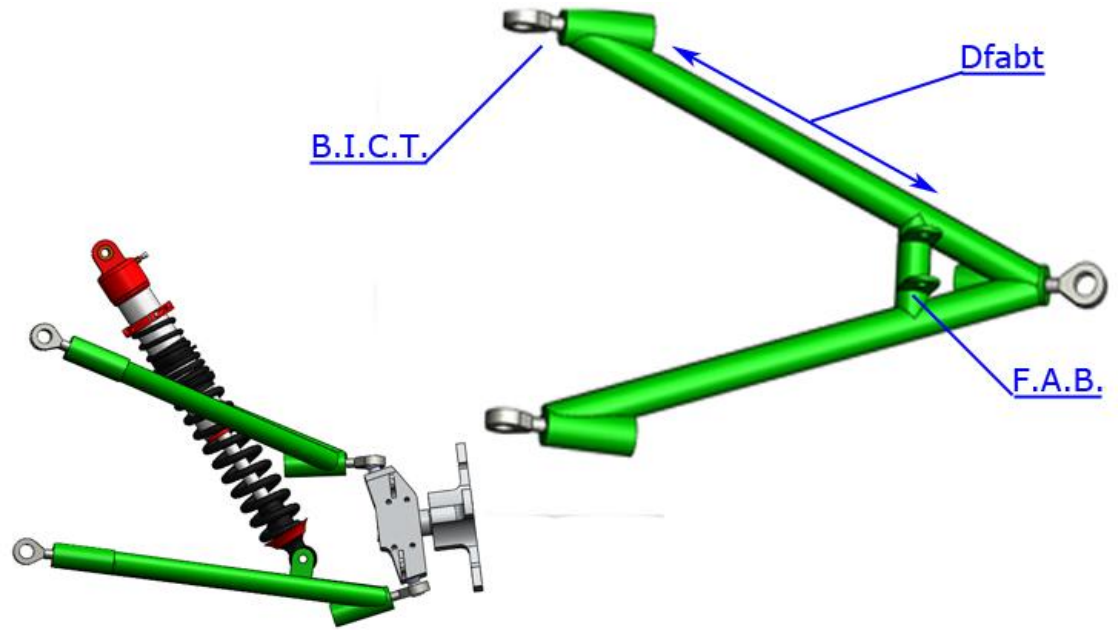


Figura 36 - Representação da distância entre os pontos F.A.B. e B.I.C.T.

Novamente, analisando a variação da distância para a movimentação do conjunto de suspensão, aplicam-se então os vetores X_{FAB} , Y_{FAB} e Z_{FAB} na Eq. (34) obtendo-se a Eq. (35).

$$D_{fabt} = \sqrt{(X_{FAB} - B.I.C.T._X)^2 + (Y_{FAB} - B.I.C.T._Y)^2 + (Z_{FAB} - B.I.C.T._Z)^2} \quad (35)$$

Para tornar o sistema linear de três incógnitas possíveis, é necessário encontrar uma outra equação para se juntar as Eq. (33) e (35), desta forma, analisando o braço inferior, percebe-se que a distância do ponto de fixação do amortecedor no braço inferior (F.A.B.) ao ponto de fixação do braço inferior na manga (B.I.M.), mostrada na Fig. (37) abaixo, é constante e seu valor em repouso pode ser calculado pela Eq. (36) abaixo.

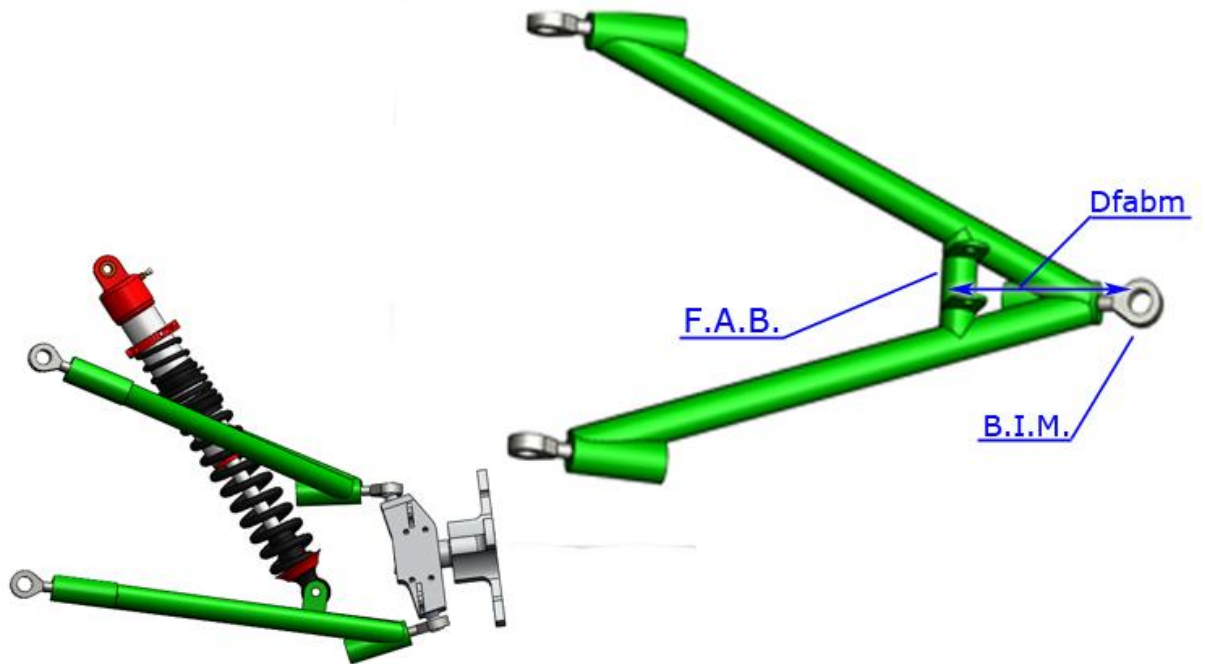


Figura 37 - Determinação da distância D_{fabm} .

$$D_{fabm} = \sqrt{(FAB_X - B.I.M._X)^2 + (FAB_Y - B.I.M._Y)^2 + (FAB_Z - B.I.M._Z)^2} \quad (36)$$

Como objetivamos encontrar o posicionamento do ponto de fixação do amortecedor no braço, quando a suspensão trabalha, é necessário então substituir os valores de FAB por vetores, desta forma a Eq. (36) se torna a Eq. (37), como mostrado abaixo.

$$D_{fabm} = \sqrt{(X_{FAB} - B.I.M._X)^2 + (Y_{FAB} - B.I.M._Y)^2 + (Z_{FAB} - B.I.M._Z)^2} \quad (37)$$

Resolvendo então o sistema linear de três equações e três incógnitas encontra-se os valores dos vetores X_{FAB} , Y_{FAB} e Z_{FAB} .

4.3.4.1. Determinação do curso do amortecedor: quando em trabalho de compressão

Já calculados os dois pontos de fixação do amortecedor no braço de suspensão, X_{FAB} , Y_{FAB} e Z_{FAB} , e considerando que os pontos de fixação do amortecedor no chassi se mantêm fixos, é possível agora determinar a variação do comprimento do amortecedor com o trabalho da suspensão.

Utilizando-se da equação da distância entre dois pontos, é possível determinar a Eq. (38) a seguir.

$$compAmort = \sqrt{(X_{FAB} - F.A.C._X)^2 + (Y_{FAB} - F.A.C._Y)^2 + (Z_{FAB} - F.A.C._Z)^2} \quad (38)$$

De onde F.A.C. representa o ponto de fixação do amortecedor no chassi e X_{FAB} , Z_{FAB} e Y_{FAB} as coordenadas X, Y e Z, respectivamente, dos pontos de fixação do amortecedor no braço da suspensão. Resultando então em uma compressão do amortecedor quando a suspensão desloca verticalmente para cima e uma extensão do comprimento do amortecedor, quando a suspensão desloca verticalmente para baixo.

4.3.5. Determinação do ponto de encontro do pneu com o solo

O passo final na dedução das equações utilizadas na rotina desenvolvida neste trabalho é a determinação da posição do ponto de encontro do pneu com o solo, ponto em destaque (1) na Fig. (38).

A definição deste ponto através deste desenvolvimento analítico se faz necessário devido à existência de uma variação do ponto de encontro do pneu com o solo, ocasionado pela cambagem do veículo, variação esta que influi no parâmetro associado a este ponto.

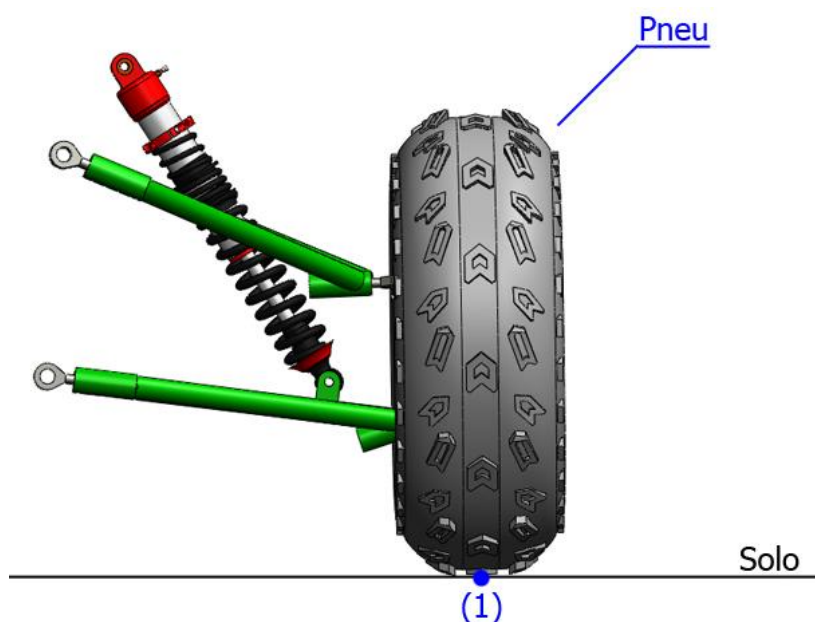


Figura 38 - Representação em ambiente CAD do pneu e do ponto de encontro do pneu com o solo (ponto1)

Considera-se que a distância entre o ponto de encontro do pneu com o solo e o ponto de encontro da ponta de eixo com a roda é constante ($D_{pneuprm}$) possuindo assim o mesmo valor que quando a suspensão está estática, como mostrado na Fig. (39).

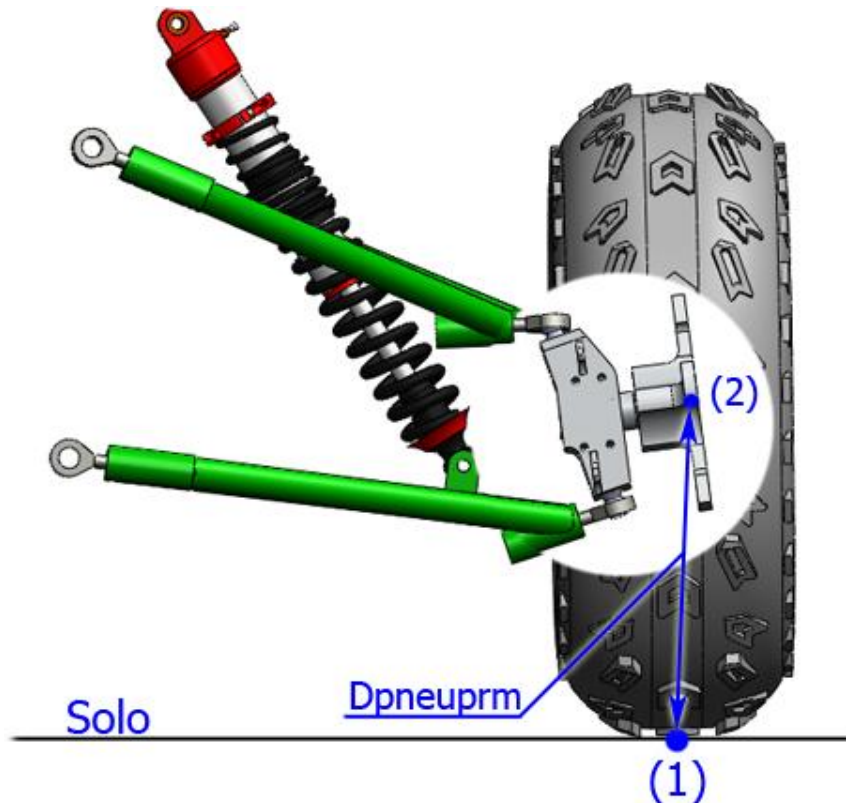


Figura 39 - Representação da distância $D_{pneuprm}$

De onde deduzimos sua distância como sendo $D_{pneuprm}$, mostrado na Eq. (39) abaixo.

$$D_{pneuprm} = \sqrt{(PNEU_x - P.R.M._x)^2 + (PNEU_y - P.R.M._y)^2 + (PNEU_z - P.R.M._z)^2} \quad (39)$$

Onde as variáveis PNEU e P.R.M. representam as coordenadas do ponto de encontro do pneu com o solo e do ponto de encontro da ponta de eixo com a roda, respectivamente, onde os subscritos X, Y e Z representam a orientação no espaço

Da mesma forma a distância entre o ponto de encontro do pneu com o solo (PNEU) e o ponto de encontro da bandeja inferior com a manga (B.I.M.) se mantém constante durante toda a movimentação da suspensão, regidos pela Eq. (40) e ilustradas na Fig. (40).

$$D_{pneubim} = \sqrt{(PNEU_x - B.I.M._x)^2 + (PNEU_y - B.I.M._y)^2 + (PNEU_z - B.I.M._z)^2} \quad (40)$$

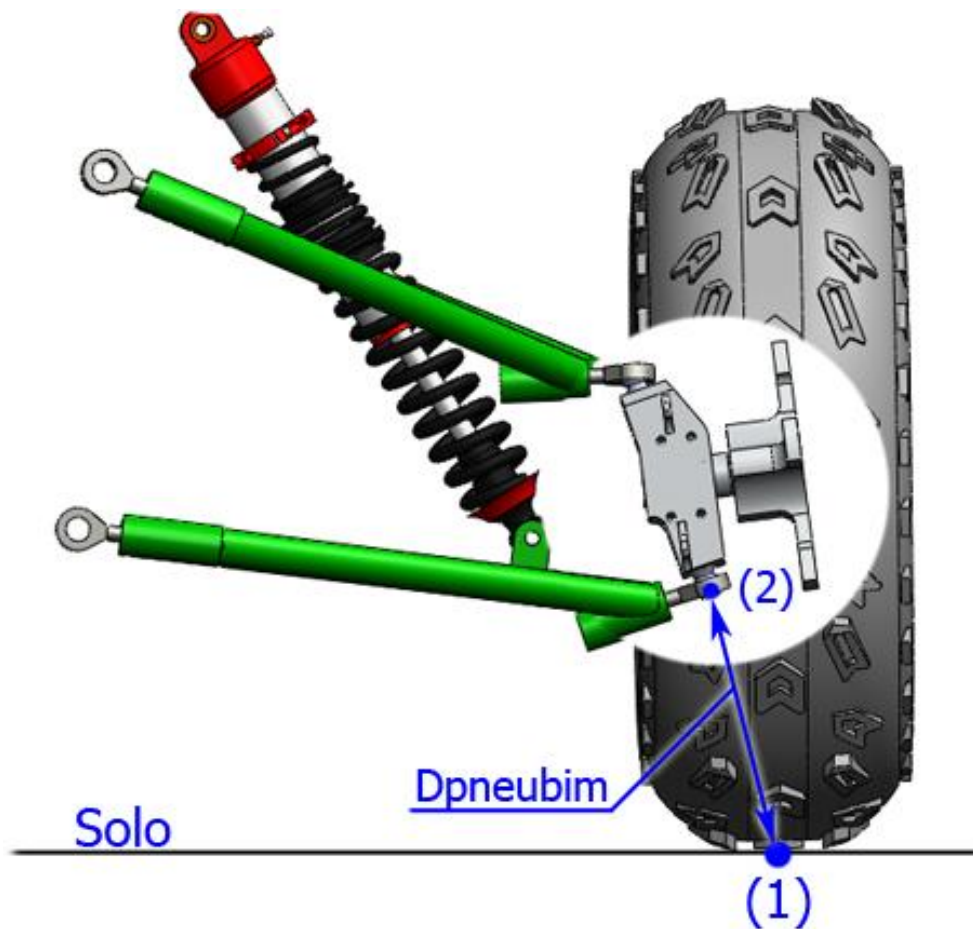


Figura 40 - Representação da distância e $D_{pneubim}$

Como se pode notar, são três as incógnitas X_{PNEU} , Y_{PNEU} e Z_{PNEU} e apenas duas as equações, formando assim um sistema linear indeterminado, restando então deduzir uma terceira equação para que o problema se torne factível. Para isso consideraremos que a distância entre o ponto de encontro do pneu com o solo (PNEU) até o ponto de encontro da bandeja superior com a manga (BSM) é constante durante toda a movimentação da suspensão, representada na Fig. (41) abaixo, e tendo o seu valor no repouso dado pela Eq. (41).

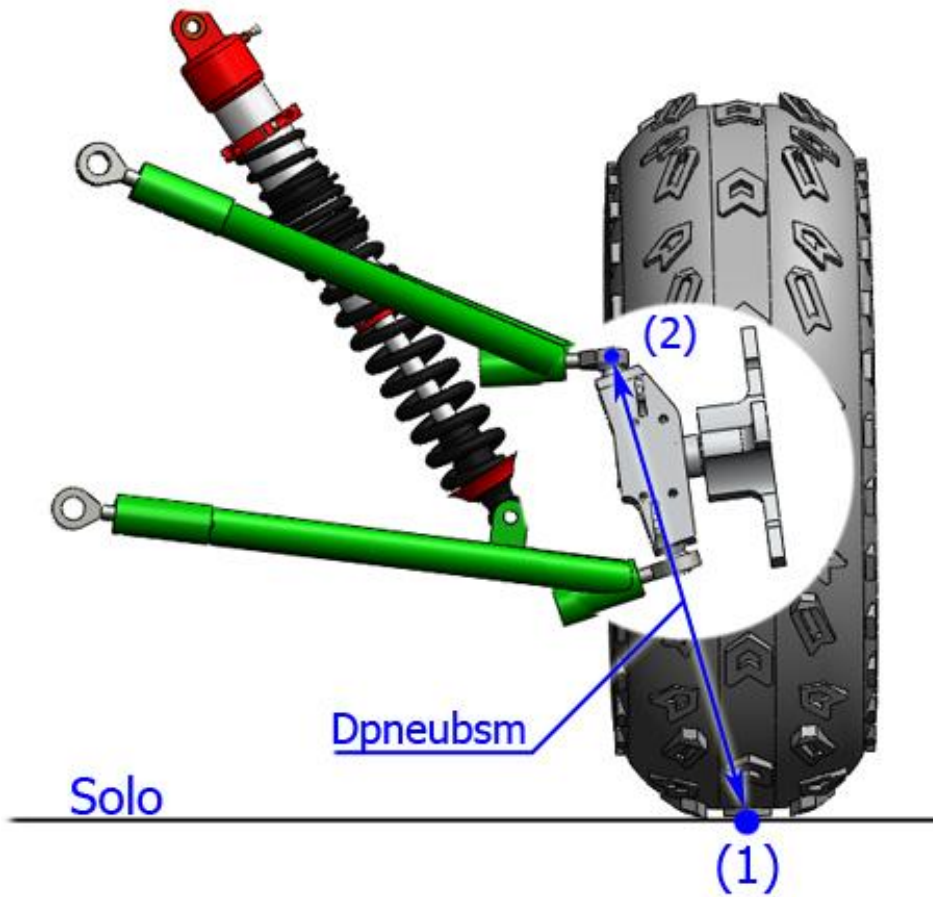


Figura 41 - Representação da distância e $D_{pneubsm}$

$$D_{pneubsm} = \sqrt{(PNEU_x - B.S.M._x)^2 + (PNEU_y - B.S.M._y)^2 + (PNEU_z - B.S.M._z)^2} \quad (41)$$

Utilizando-se então das Eq. (39), (40) e (41) é possível realizar a determinação de um sistema linear para analisar o posicionamento do ponto de encontro do pneu com o solo (PNEU) quando a suspensão está em movimento, sendo necessário substituir os valores da coordenada PNEU no repouso por seus vetores correspondentes X_{PNEU} , Z_{PNEU} e Y_{PNEU}

$$D_{pneubim} = \sqrt{(X_{PNEU} - X_{BIM})^2 + (Y_{PNEU} - Y_{BIM})^2 + (Z_{PNEU} - Z_{BIM})^2} \quad (42)$$

$$D_{pneubsm} = \sqrt{(X_{PNEU} - X_{BSM})^2 + (Y_{PNEU} - Y_{BSM})^2 + (Z_{PNEU} - Z_{BSM})^2} \quad (43)$$

$$D_{pneuprm} = \sqrt{(X_{PNEU} - X_{PRM})^2 + (Y_{PNEU} - Y_{PRM})^2 + (Z_{PNEU} - Z_{PRM})^2} \quad (44)$$

De onde as incógnitas X_{PNEU} , Y_{PNEU} e Z_{PNEU} representam as coordenadas X , Y e Z respectivamente do ponto de encontro da banda de rolagem com o solo. Resultando então no posicionamento exato do ponto de encontro do pneu com o solo considerando o trabalho vertical da suspensão e a influência da rotação da roda devido à cambagem.

4.3.5.1. Determinação do centro de rolagem instantâneo do veículo

Pela bibliografia, geometricamente conseguimos definir a equação que fornece a altura do Centro de rolagem instantâneo de um veículo utilizando a vista frontal do subsistema de suspensão (duas dimensões), na qual será chamada de HCR, definida pela Eq. (45).

$$H_{CR} = M_{OPNEU} \cdot (Y_{PNEU} / 2) \quad (45)$$

Onde o subscrito $OPNEU$ representa a reta que liga o ponto de intersecção das retas prolongadas das bandejas (centro instantâneo de rotação) ao ponto de encontro do pneu com o solo (índice 1), mostrado na Fig. (42); De onde extraímos a inclinação (M_{OPNEU}) da reta suporte (reta que liga o ponto O ao ponto PNEU) dada pela Eq. (46). Vale ressaltar que por se tratar de um parâmetro que contempla apenas a vista frontal do veículo, utilizaremos um modelo virtual bidimensional simplificado para facilitar a compreensão da metodologia aqui utilizada.

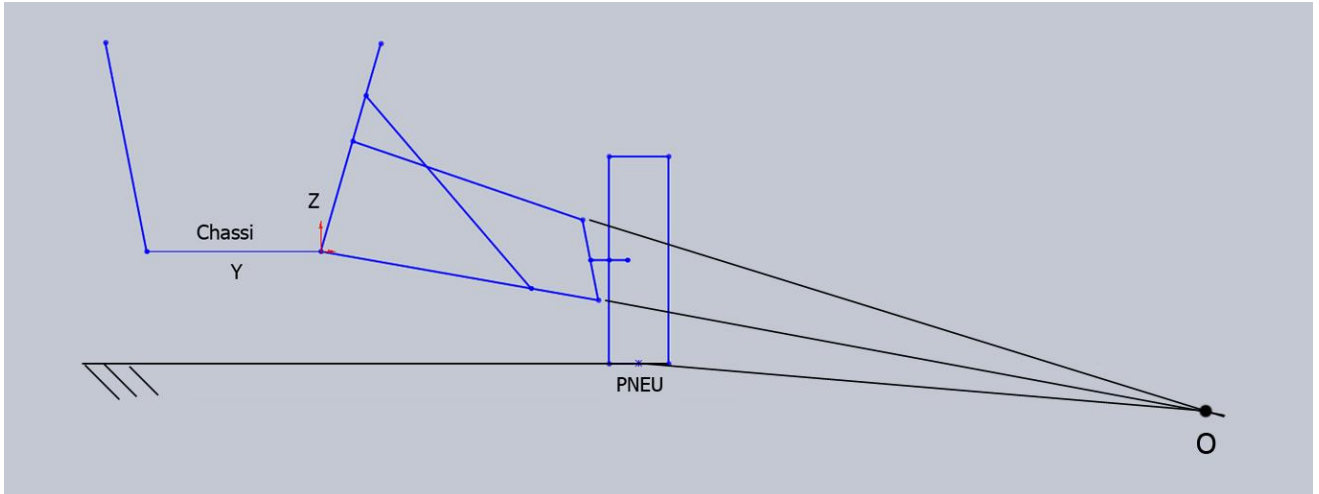


Figura 42 - Metodologia de determinação do ponto de encontro do prolongamento de retas das bandejas (Braços divergentes).

$$M_{OPNEU} = \frac{(Z_{PNEU} - Z_O)}{(Y_{PNEU} - Y_O)} \quad (46)$$

Onde Y é a coordenada horizontal e Z é a coordenada vertical do ponto correspondente.

Tem-se, portanto, como incógnitas na Eq. (46) as variáveis Z_O e Y_O . Para sua determinação considere a equação da reta prolongada em cada bandeja:

$$\begin{cases} Z_{BSM} - Z_O = M_{SUP} (Y_{BSM} - Y_O) \\ Z_{BIM} - Z_O = M_{INF} (Y_{BIM} - Y_O) \end{cases} \quad (47)$$

Onde M_{sup} e M_{inf} representam respectivamente a inclinação da bandeja superior e inferior da suspensão.

Da resolução do sistema linear da Eq.(47) encontram-se as coordenadas Y_O e Z_O . Isolando as equações em termos dessas duas coordenadas chega-se a:

$$Y_O = \frac{Z_{BSC} - Z_{BIC} - Y_{BSM} M_{SUP} + Y_{BIC} M_{INF}}{(M_{INF} - M_{SUP})} \quad (48)$$

Onde:

$$M_{SUP} = \frac{(Z_{BSM} - Z_{BSC})}{(Y_{BSM} - Y_{BSC})}$$

$$M_{INF} = \frac{(Z_{BIM} - Z_{BIC})}{(Y_{BIM} - Y_{BIC})} \quad (49)$$

Com o intuito de facilitar a visualização das equações foram trocados os sub-índices de acordo com a Tab. (7):

Tabela 7 - Coordenadas necessárias (centro de rolagem).

| Símbolo | Descrição |
|------------------|------------------------------------------------|
| B.S.M = A | Ponto de fixação da bandeja superior na manga |
| B.I.M = C | Ponto de fixação da bandeja inferior na manga |
| B.S.C = B | Ponto de fixação da bandeja superior no chassi |
| B.I.C = D | Ponto de fixação da bandeja inferior no chassi |
| P.R.S = O | Centro instantâneo de rotação |
| HCR | Altura do C.R. |
| P.P.S = P | Ponto médio de contato do pneu com o solo |
| D.R. | Diâmetro da roda |
| A.P. | Altura do pneu |
| Chassi | Representação frontal do chassi |

Substituindo a Eq. (49) em (48), obtém-se Eq. (50):

$$Y_O = \frac{Z_B - Z_D - Y_A \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} + Y_D \frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)}}{\left(\frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)} - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \right)} \quad (50)$$

Ainda com relação à solução do sistema linear apresentado pela Eq. (47) tem-se que:

$$Z_O = Z_A - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \cdot Y_A - \left[\frac{Z_B - Z_D - Y_A \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} + Y_D \frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)}}{\left(\frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)} - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \right)} \right] \quad (51)$$

Substituindo Eq. (50) e (51) em (46) temos que:

$$M_{OP} = \frac{\left(Z_P - \left[Z_A - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \cdot Y_A - \frac{Z_B - Z_D - Y_A \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} + Y_D \frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)}}{\left(\frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)} - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \right)} \right] \right)}{\left(Y_P - \frac{Z_B - Z_D - Y_A \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} + Y_D \frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)}}{\left(\frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)} - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \right)} \right)} \quad (52)$$

Substituindo Eq. (52) em (45) temos:

$$H_{CR} = \frac{\left(Z_P - \left[Z_A - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \cdot Y_A - \frac{Z_B - Z_D - Y_A \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} + Y_D \frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)}}{\left(\frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)} - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \right)} \right] \right)}{\left(Y_P - \frac{Z_B - Z_D - Y_A \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} + Y_D \frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)}}{\left(\frac{(Z_C - Z_D)}{(Y_C - Y_D)} - \frac{(Z_A - Z_B)}{(Y_A - Y_B)} \right)} \right)} * (Y_P / 2) \quad (53)$$

Sendo assim, a Eq. (53) fornece a altura do C.R. em relação ao solo, representado na Fig. (43).

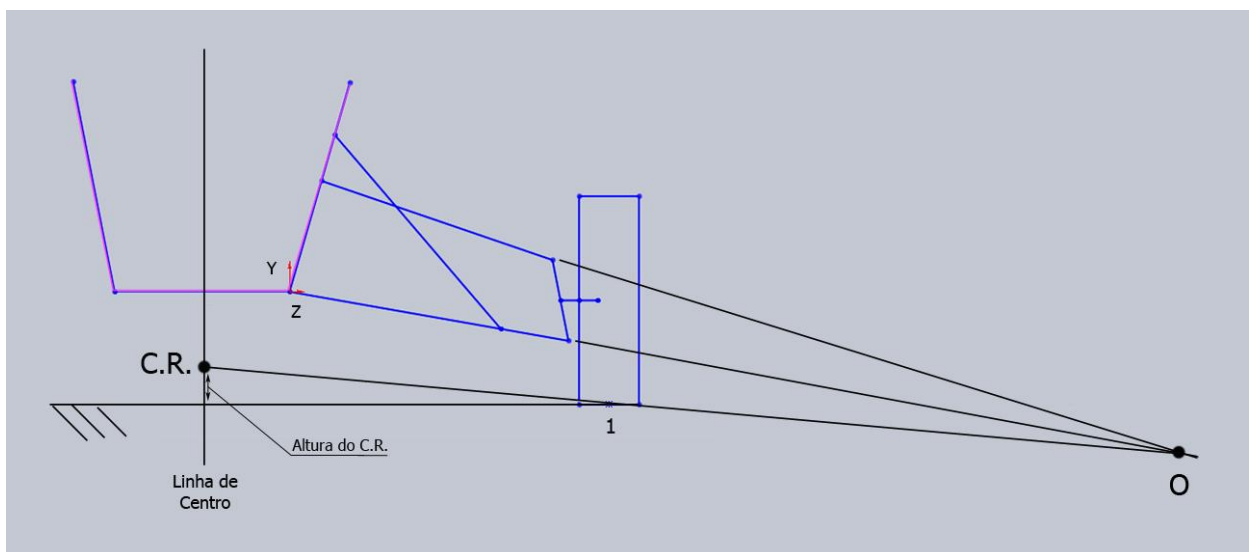


Figura 43 - Metodologia para determinação do centro de rolamento instantâneo da suspensão. (C.R.)

Desta forma, encerra-se então a metodologia de cálculo para a simulação de suspensões de geometria “Duplo A”, e como forma de facilitar a interação entre homem e máquina, uma interface gráfica foi criada utilizando a ferramenta *Guide* do software MatLab®, como será mostrado a seguir.

4.4. INTERFACE GRÁFICA

O ambiente *Guide* foi desenvolvido no presente trabalho para facilitar e tornar prática a utilização de rotinas matemáticas, através de representações visuais do sistema operacional, este ambiente vem em contraste às linhas de código facilitando, assim, a utilização de programas por pessoas leigas no que diz respeito à linguagem computacional. Desta forma, com o intuito de que a rotina fosse utilizada por qualquer desenvolvedor de suspensões, a interface mostrada na Fig. (44) foi desenvolvida.

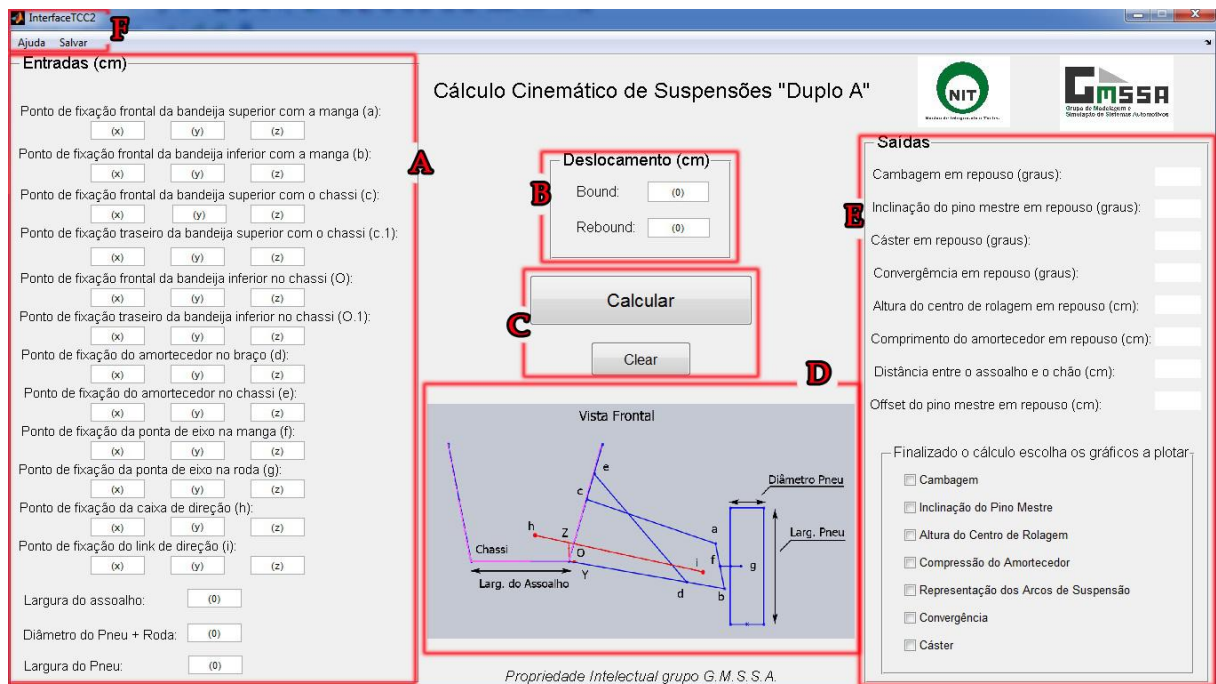


Figura 44 - Interface gráfica desenvolvida em ambiente *Guide*

Na tela mostrada, todos os pontos que o usuário deve inserir estão localizados no lado esquerdo da tela (A), sendo necessário inserir as coordenadas em X, Y e Z.

Com o intuito ainda de facilitar a utilização do usuário, todas as entradas necessárias pela rotina estão referenciadas na figura ao centro da janela de interface gráfica (D). Além de inserir os pontos, o usuário deve inserir algumas

características do veículo a ser analisado, que são: largura do assoalho, diâmetro do conjunto roda e pneu e a largura do pneu (A). Ressalta-se que a unidade aqui a considerar é o cm.

Vale ressaltar ainda que a rotina é limitada para o desenvolvimento da suspensão no lado direito (vista frontal), sendo que a origem dos eixos deve ser coincidente com o ponto de fixação do braço inferior com o chassi, mostrado como o ponto “O” na Fig. (15), com isso, as posições das coordenadas que serão inseridas deverão ser em função deste referencial “O”.

Após inserir as entradas, deve-se informar o deslocamento vertical da suspensão, sendo o *Bound* o deslocamento vertical para cima e o *Rebound* o deslocamento vertical para baixo, conforme mostrado na parte (B) da Fig. (44).

Clicando no botão “Calcular” (C), a rotina resultará em informações importantes para o usuário e lhe permitirá plotar gráficos referentes aos parâmetros principais das suspensões. O botão “Clear” (C) foi desenvolvido para apagar os registros que ficaram armazenados no *software* MatLab após simulações, desta forma, no caso de simulações seguidas, é necessário que se limpe os registros da simulação passada (botão “Clear”) e em seguida se clique em “Calcular” novamente.

Depois de calculado, a interface gráfica destina oito saídas numéricas (E), onde, serão informados alguns dos importantes dados da suspensão simulada quando em repouso e a máxima e mínima variação de alguns parâmetros relevantes na dinâmica veicular, sendo eles, cambagem, cáster, inclinação do pine mestre, altura do centro de rolagem, convergência e compressão do amortecedor. O usuário tem ainda a disponibilidade de escolher entre sete gráficos que deseja plotar (E).

O módulo *Post/Processor* conta com a opção de exportação dos dados em um arquivo “.txt”. Desta forma para facilitar a comparação foi desenvolvida uma ferramenta similar na rotina desenvolvida, onde ao se clicar no ícone de save (F) no canto superior esquerdo da tela são gerados arquivos “.txt” dos resultados encontrados. Acima do ícone save encontra-se um menu de ajuda (F), onde todas as informações para utilização da rotina são fornecidas.

4.5. MODELAGEM EM AMBIENTE MULTICORPOS (ADAMS/CAR®)

Utilizando softwares multicorpos, é possível modelar e analisar o subsistema de suspensão em comunicação com outros subsistemas (direção, chassi, rodas, etc) bem como suas características no estudo do modelo do veículo completo (Barreto, 2005).

Neste contexto, as simulações multicorpos utilizando o software MSC-ADAMS®, especificamente o módulo ADAMS/Car, serão utilizadas de forma a validar os resultados encontrados na rotina matemática.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Afim de verificar as potencialidades da rotina desenvolvida em MatLab conforme descrito no capítulo 4, foi realizado um estudo de caso onde foi feita a modelagem de uma suspensão “Duplo A”, utilizada pela equipe de S.A.E. baja Piratas do Cerrado da Universidade de Brasília, com o intuito de verificar se o comportamento elastocinemático do conjunto dianteiro de suspensão está condizente com o requisitado pela equipe, para isso, todos os parâmetros de suspensão foram analisados de acordo com a revisão bibliográfica mostrada no item 3, objetivando um comportamento sobreesterçante do veículo.

5.1. ANÁLISE ELASTOCINEMATICA DA SUSPENSÃO (MATLAB®)

Desta forma, a partir das rotinas calculou-se os principais parâmetros de suspensão, sendo eles: cambagem, Inclinação do pino mestre, altura do centro de rolagem, compressão do amortecedor, convergência e cáster.

Como já foi mostrado anteriormente, o programa necessita de doze pontos de entrada para processá-los, calcular as variáveis intermediárias e finalmente plotar os principais gráficos da vista frontal.

5.1.1. Resultados

Para facilitar a visualização do subsistema simulado, a Fig. (45) e Fig. (46) mostram representações gráficas que facilitam a compreensão da movimentação do sistema e do posicionamento dos componentes de suspensão.

A Figura (45) mostra a representação dos arcos de suspensão formado pelo deslocamento vertical do conjunto de suspensão, sendo o arco superior referente ao braço superior e o arco inferior referente ao braço inferior.

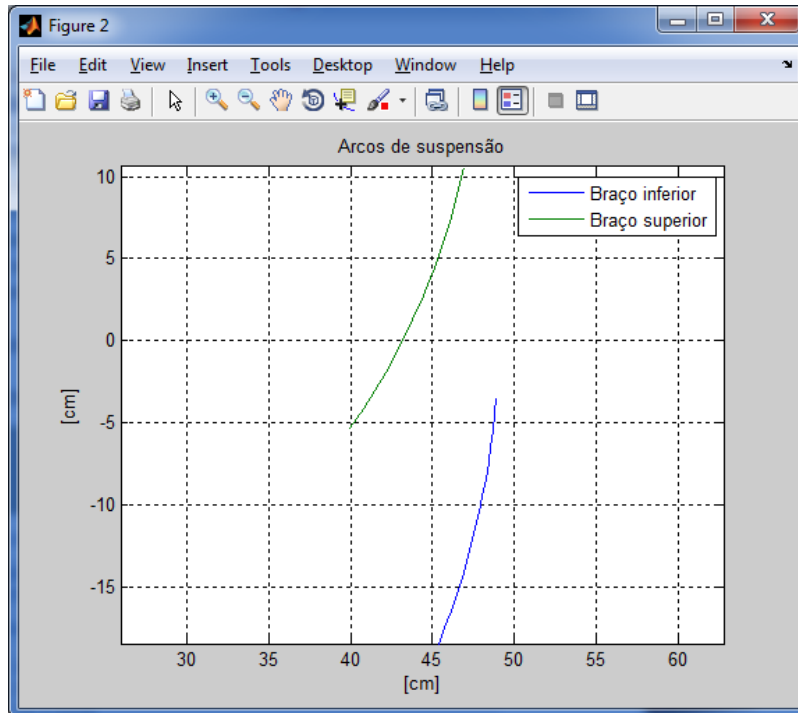


Figura 45 - Representação dos arcos de suspensão

A Figura (46) representa os três estágios da suspensão, mostrando o seu limite inferior (Rebound – verde), repouso (Vermelho) e seu limite superior (Bound – Azul)

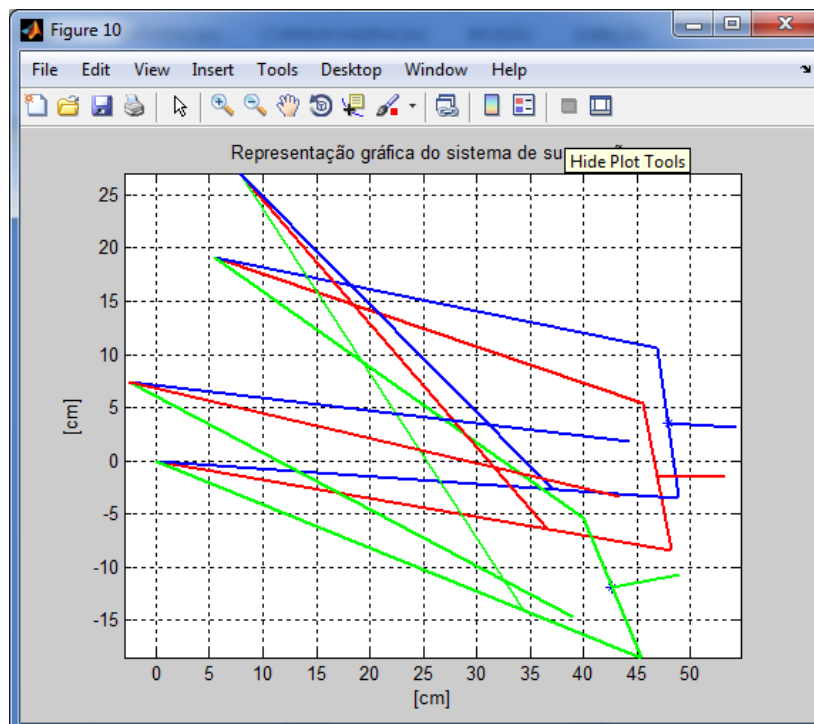


Figura 46 - Representação dos três estágios da suspensão (*Bound*, *Repouso* e *Rebound*)

São mostrados nas Fig. (47), (48), (49), (50), (51) e (52) os gráficos dos parâmetros principais da suspensão. Na Fig. (47) é mostrada a variação da inclinação do pino mestre.

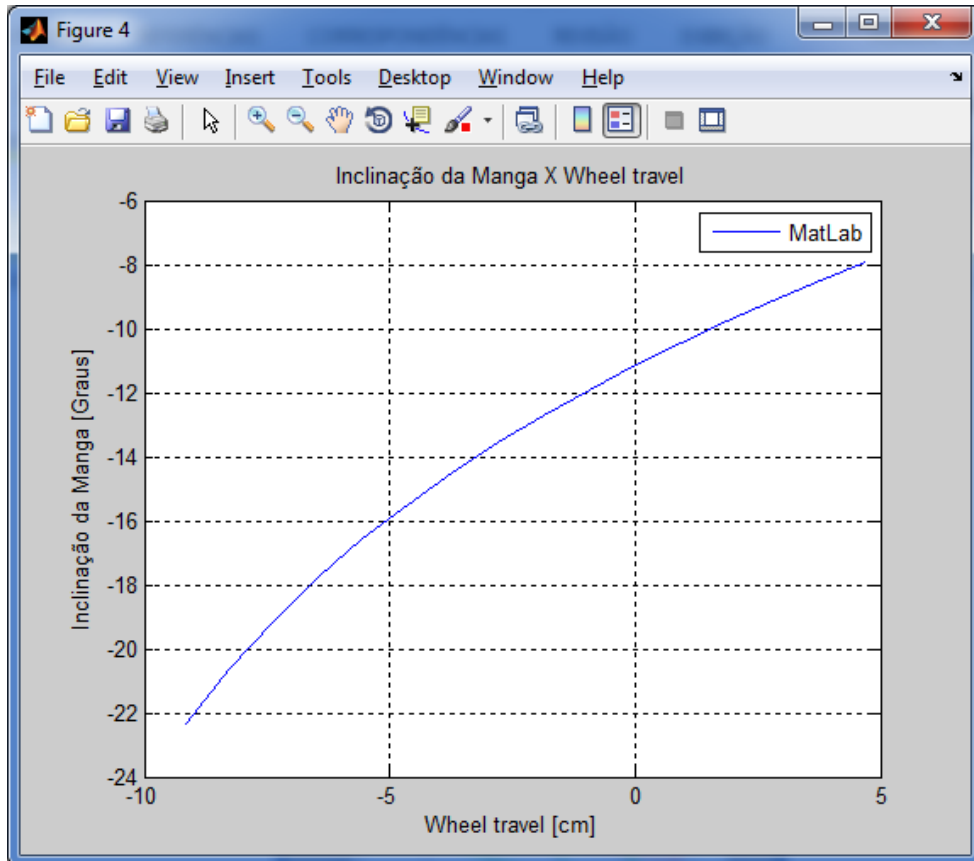


Figura 47 - Variação da inclinação do pino mestre com o trabalho da suspensão

Como mostrado na introdução teórica, a inclinação do pino mestre é responsável pela dirigibilidade do veículo, sendo que a sua angulação juntamente com o cáster são responsáveis pelo torque auto-alinhante do veículo. Desta forma temos para a suspensão do protótipo o valor estático de: -11.5° , seu valor máximo é de -8° e ocorre no seu deslocamento superior máximo, sendo o valor mínimo de -22.3° . Valores negativos são satisfatórios, pois aumentam o torque auto-alinhante do veículo, entretanto valores extremos diminuem a sensibilidade do piloto à pista, com isso, a variação estabelecida é consideravelmente boa.

Em seguida, na Fig. (48) é mostrada a variação da altura do centro de rolagem instantâneo com o trabalho vertical da suspensão.

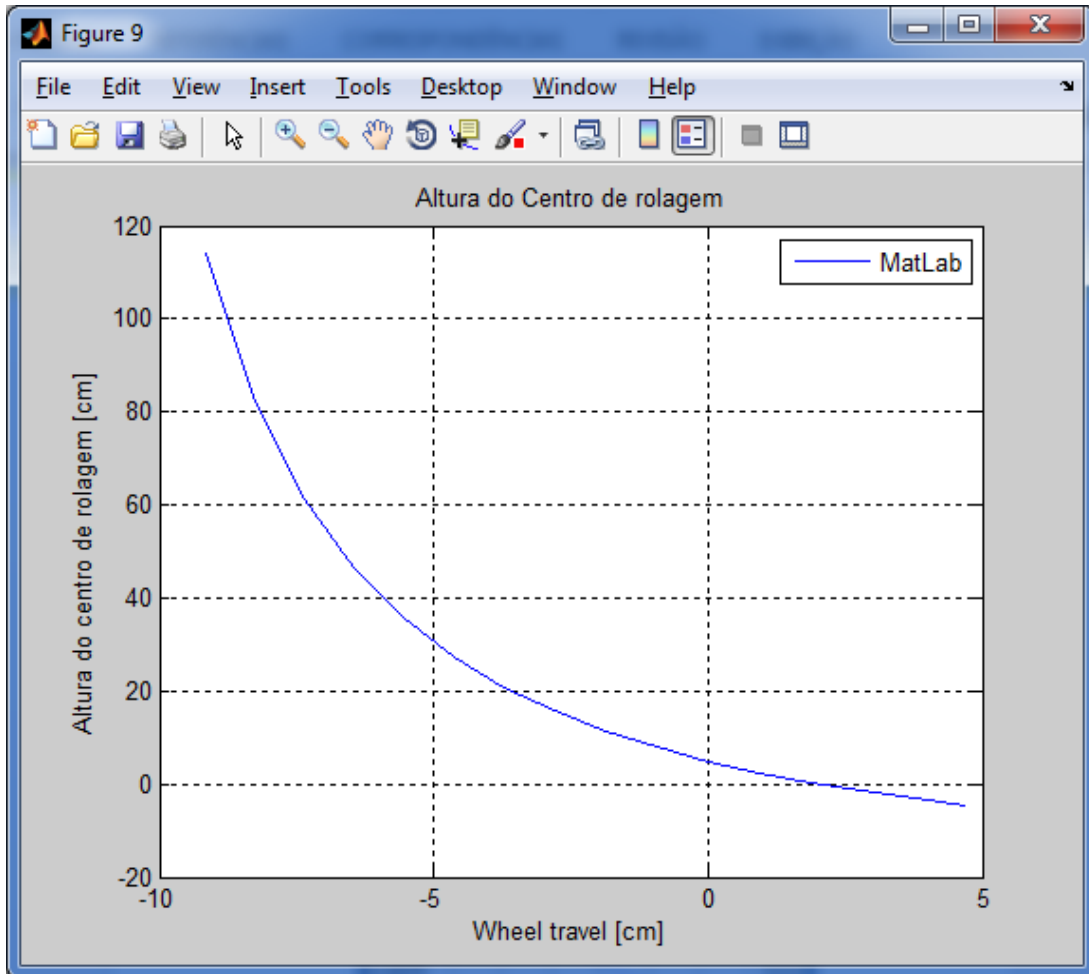


Figura 48 - Variação da altura do centro de rolagem instantâneo com o trabalho da suspensão

O valor da altura do centro de rolagem, quando a suspensão permanece em repouso, é de 8 cm, seu valor máximo é de 118 cm e seu valor mínimo é de -5 cm. Uma característica importante é tentar utilizar valores para altura do centro de rolagem com alturas menores que o centro de gravidade do veículo, buscando este dado no projeto desenvolvido, verificamos que o centro de gravidade do protótipo está em 30cm, caracterizando um comportamento sobreesterçante durante boa parte do trabalho da suspensão.

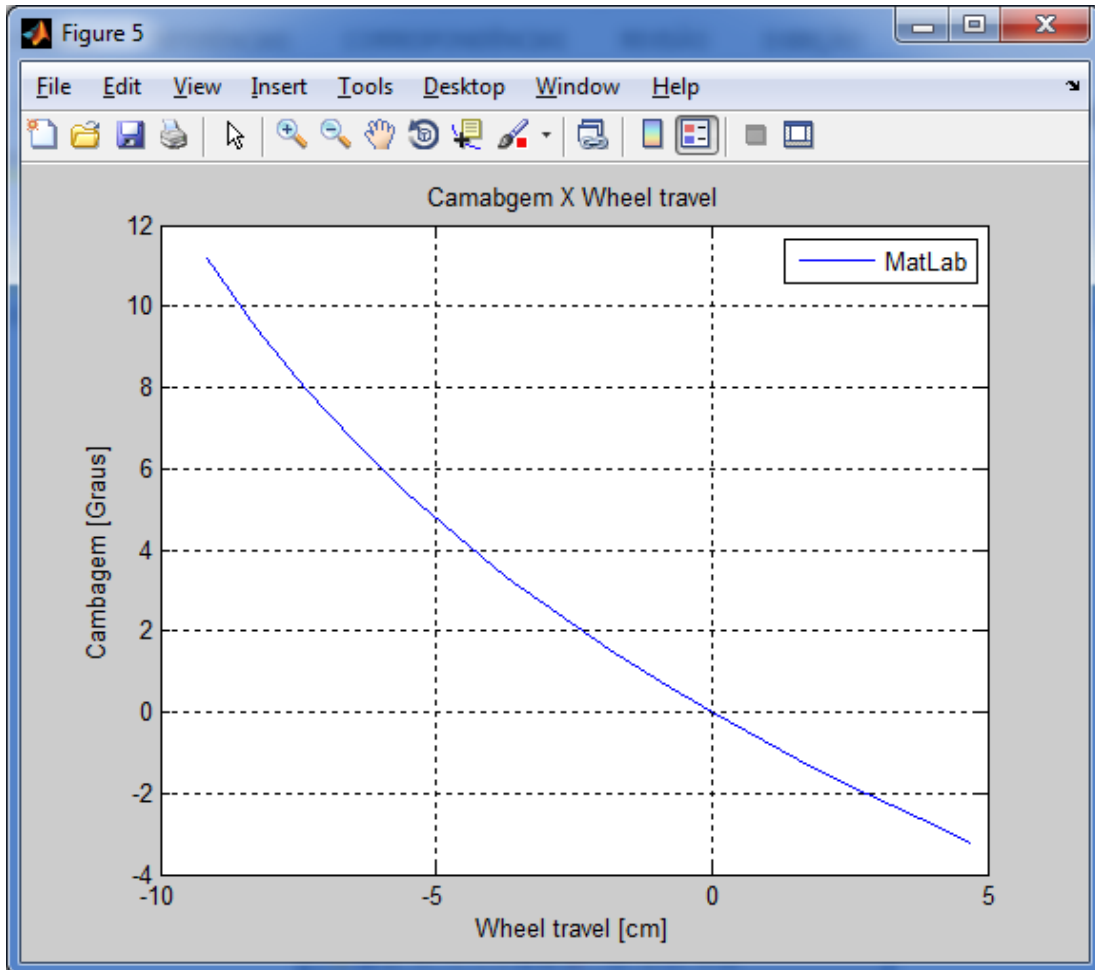


Figura 49 - Variação do ângulo de cambagem com o trabalho da suspensão

A Figura (49) acima mostra o gráfico da variação da cambagem, observa-se então que seu valor estático é de 0° , seu valor mínimo é de $-3,3^\circ$ e o valor máximo é de 11° . Tendo em vista que a cambagem, independentemente de como seja ajustado se altera dinamicamente com o trabalho da suspensão, cabe então ao projetista fazer o controle desta variação dentro das características de projeto requeridas.

Uma das soluções para não obter problemas com a cambagem é aplicar uma geometria em que a cambagem varie o mínimo possível durante o trabalho da suspensão, no caso do protótipo que foi desenvolvido esta estratégia foi requisitada, entretanto não foi possível obter uma variação menor que 13° , desta forma o projeto objetivou um valor de cambagem nula quando em repouso e valores negativos para a cambagem quando a suspensão estiver em *Bound*, reduzindo desta forma o subesterçamento, fazendo com que a mesma tenha a tendência em sair de traseira nas curvas que o carro venha a fazer.

Justificada a utilização da cambagem mostrada, verificou-se então a variação do cáster do veículo, mostrado na Fig. (50) abaixo.

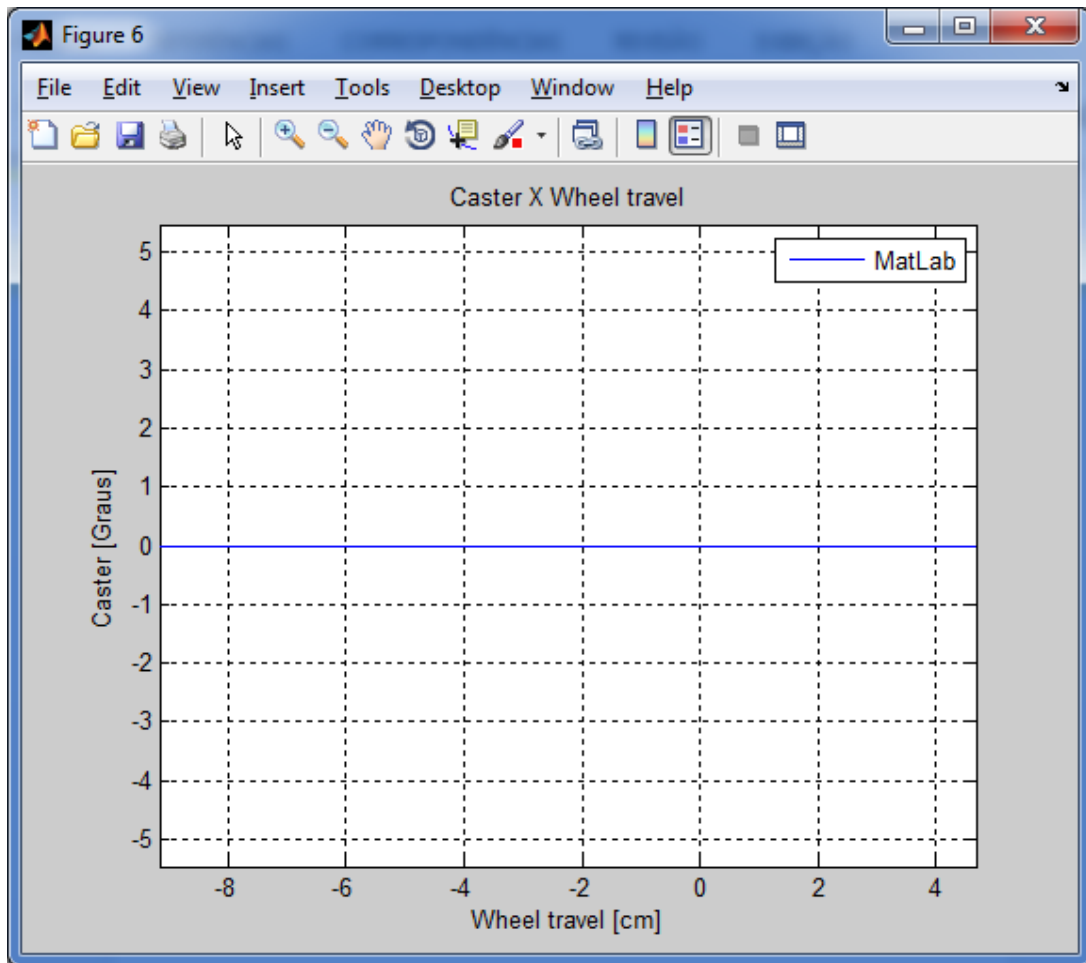


Figura 50 - Variação do cáster com o trabalho da suspensão

No gráfico do cáster da suspensão dianteira, seu valor estático é de 0° , e se mantém constante durante toda variação do trabalho da suspensão. Como foi mostrado na introdução, o cáster tem forte influência na estabilidade em retas e grande influência na cambagem do veículo, cáster nulo resulta em pneus retos ao dirigir nas retas (o que é bom nas acelerações e frenagens) e oferece ainda uma quantidade desejável de cambagem negativa nas curvas, o que resulta em sobreesterçamento do veículo. O próximo parâmetro a ser analisado é a convergência, mostrada na Fig. (51) a seguir:

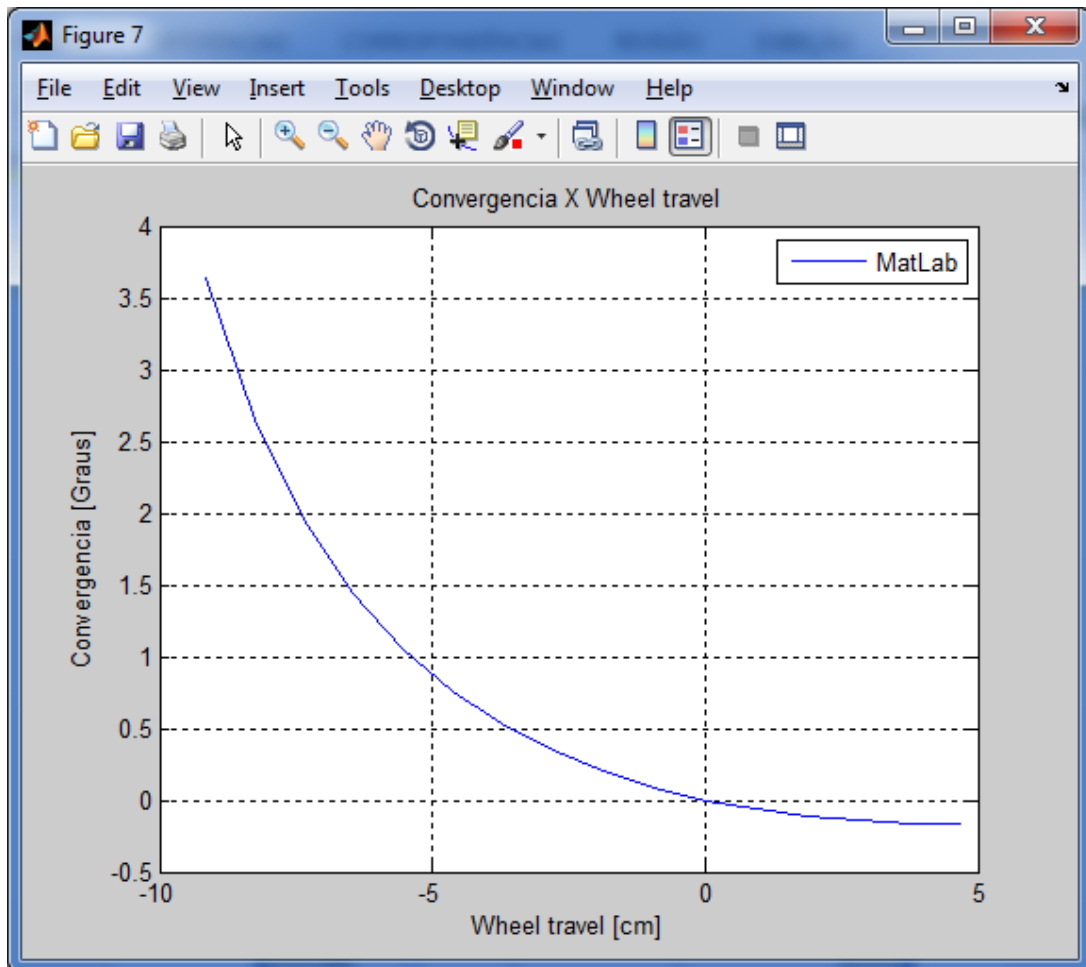


Figura 51 – Variação da convergência com o trabalho da suspensão

A variação da convergência afeta diretamente a aderência do veículo nas retas ou curvas, é importante observar que extremos, convergência ou divergência excessivos, geram um desgaste rápido do pneu. Tendo em vista isso, e analisando o fato em que a direção divergente (valores negativos) aumenta a estabilidade do carro, a geometria foi determinada de tal forma que o seu valor em repouso é de 0° seu valor máximo é de 3.6° e o mínimo é de -0.2° para que quando o veículo entrasse em fase de *Bound* sua estabilidade fosse mantida.

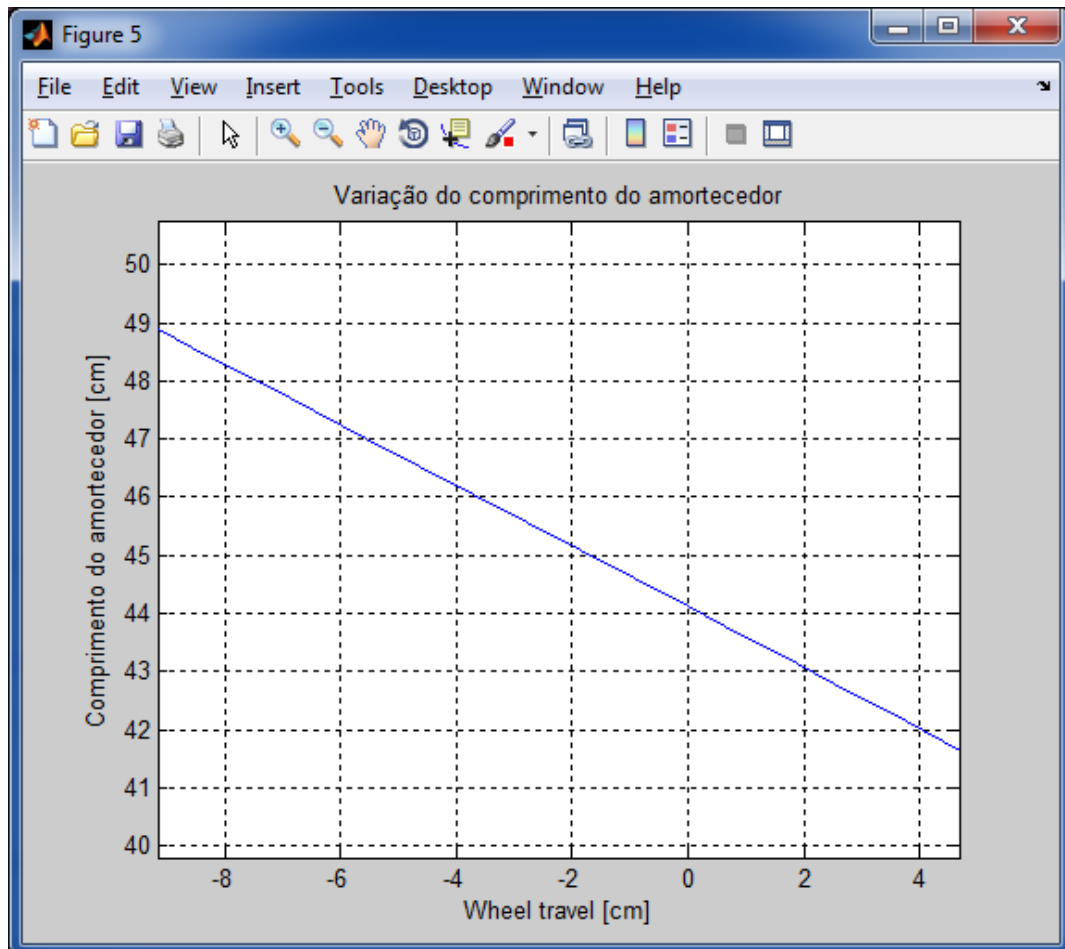


Figura 52 - Variação do comprimento do amortecedor com o trabalho da suspensão

A variação do comprimento do amortecedor, Fig. (52), tem direta relação com o posicionamento dos componentes de suspensão. A geometria utilizada irá ditar a máxima variação do conjunto mola-amortecedor utilizado.

Variações muito grandes do comprimento do amortecedor, quando em extensão, podem ocasionar defeitos, desta forma, uma variação menor que 10 cm é satisfatória para o protótipo desenvolvido e pode ser encontrada na maioria dos amortecedores comerciais.

6. VALIDAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Com o intuito de validar e gerar confiabilidade à rotina desenvolvida em MatLab®, o estudo de caso mostrado anteriormente foi modelado em ambiente multicorpos, utilizando-se para isso do software comercial, consolidado no mercado, Adams/Car®.

Foi verificada então a convergência entre os resultados gerados em ambas análises, para isto foram analisados os seguintes gráficos: cambagem, câster, convergência e inclinação do pino mestre, parâmetros relacionados à manga de eixo e a ponta de eixo.

6.1. CRIAÇÃO DO MODELO EM AMBIENTE MULTICORPOS (ADAMS/CAR®)

Primeiramente na modelagem, é necessário que se crie o modelo em um ambiente denominado *template*, onde é preciso definir toda a geometria da suspensão e dos seus componentes.

Define-se então o posicionamento da manga, inclinação do amortecedor, posicionamento dos braços de direção, fixação do subsistema no chassi, juntas de ligação dentre outras características.

Com isso, o modelo está completo e pronto pra ser simulado, como mostrado na Fig. (53) abaixo.

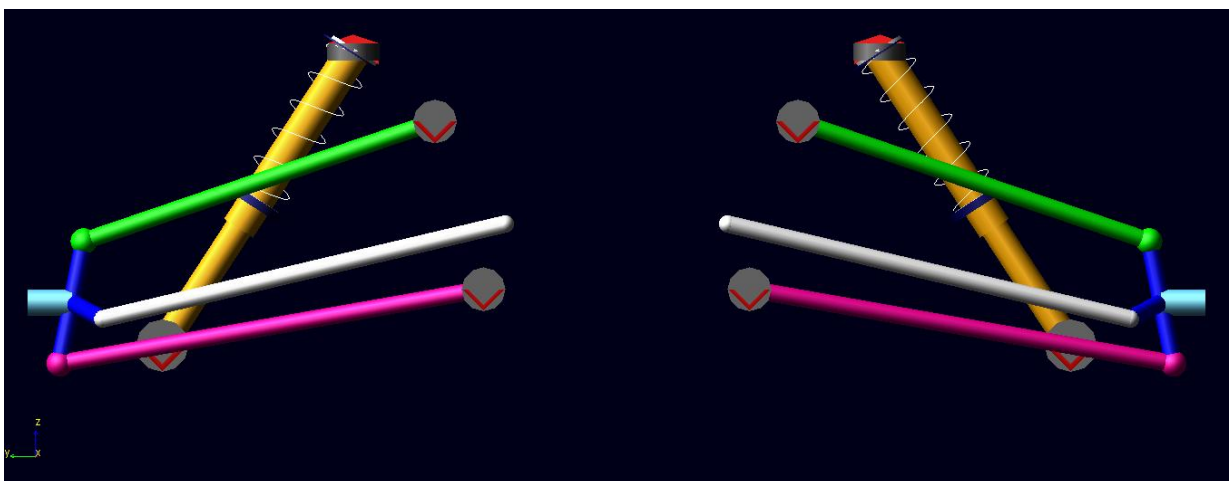


Figura 53 - Suspensão modelada em ambiente multicorpos

De posse do modelo, foi realizada uma análise elastocinemática da suspensão (*Parallel Wheel – Travel*) mostrado na Fig. (54) abaixo, que permite olhar

como os parâmetros importantes de uma suspensão variam durante todo curso vertical da mesma.

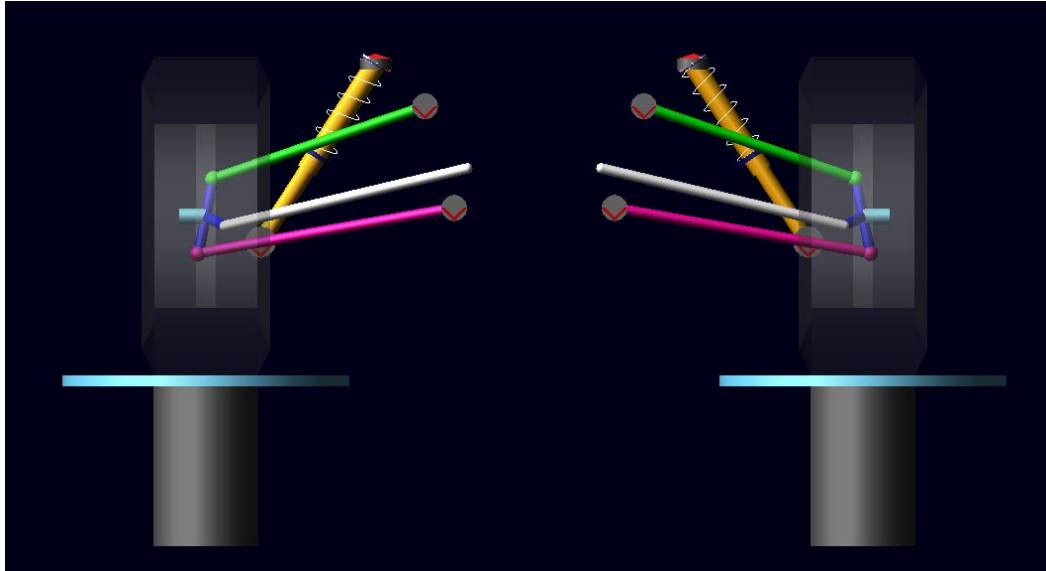


Figura 54 - Suspensão em simulação

Com a simulação concluída é possível realizar a análise dos resultados com auxílio do módulo *Post/Processor*, responsável pelo pós-processamento dos resultados encontrados na simulação, como exemplo o gráfico da variação da cambagem mostrada na Fig. (55).

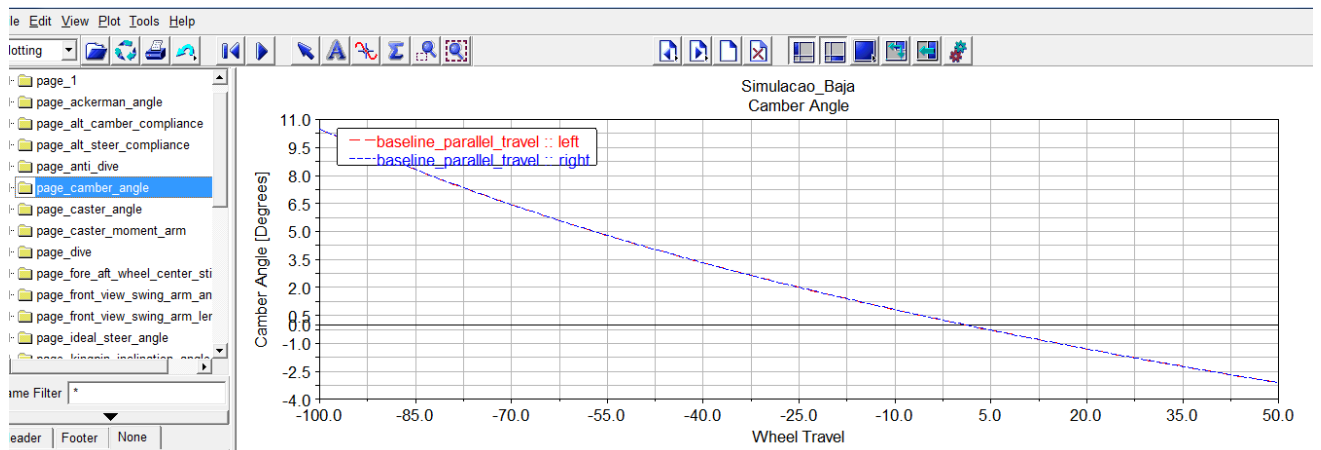


Figura 55 - Ambiente *Post/Processor*

O módulo conta com gráficos pré-definidos em sua biblioteca, na qual constam os principais parâmetros do subsistema de suspensão, incluindo quatro dos

parâmetros resultantes da rotina matemática desenvolvida, sendo eles a cambagem, inclinação do pino mestre, convergência e câster.

A seguir são mostrados os comparativos dos resultados obtidos para os principais parâmetros entre a rotina desenvolvida em MatLab® e a análise elastocinemática realizada em ambiente multicorpos no software comercial ADAMS/CAR®

6.2. INCLINAÇÃO DO PINO MESTRE

Utilizando um *software* matemático para ler o conjunto de arquivos “.txt” e plotar os resultados correspondentes em um mesmo gráfico é possível obter o seguinte resultado para a variação da inclinação do pino mestre, mostrado na Fig. (56) a seguir.

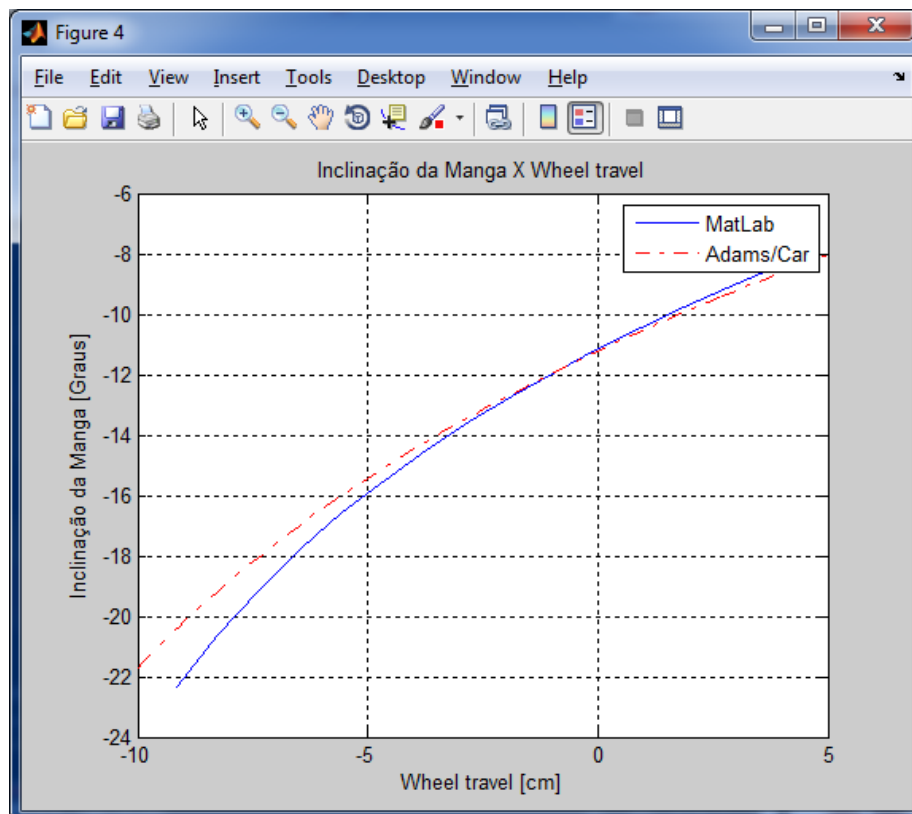


Figura 56 - Comparação dos resultados obtidos para inclinação da manga

Na comparação dos resultados encontrados para a inclinação do pino mestre, é perceptível a convergência entre os resultados. Entretanto à medida que a suspensão se aproxima de seu deslocamento inferior máximo (*Rebound*) nota-se

uma pequena divergência dos resultados, sendo que para valores próximos de -9 cm a divergência chega a ser de aproximadamente 10%.

6.3. CAMBAGEM

De forma semelhante à utilizada na comparação dos resultados referentes à inclinação do pino mestre, a cambagem encontrada em ambiente multicorpos e no cálculo analítico para o estudo de caso são plotadas em um único gráfico, mostrado na Fig. (57) abaixo.

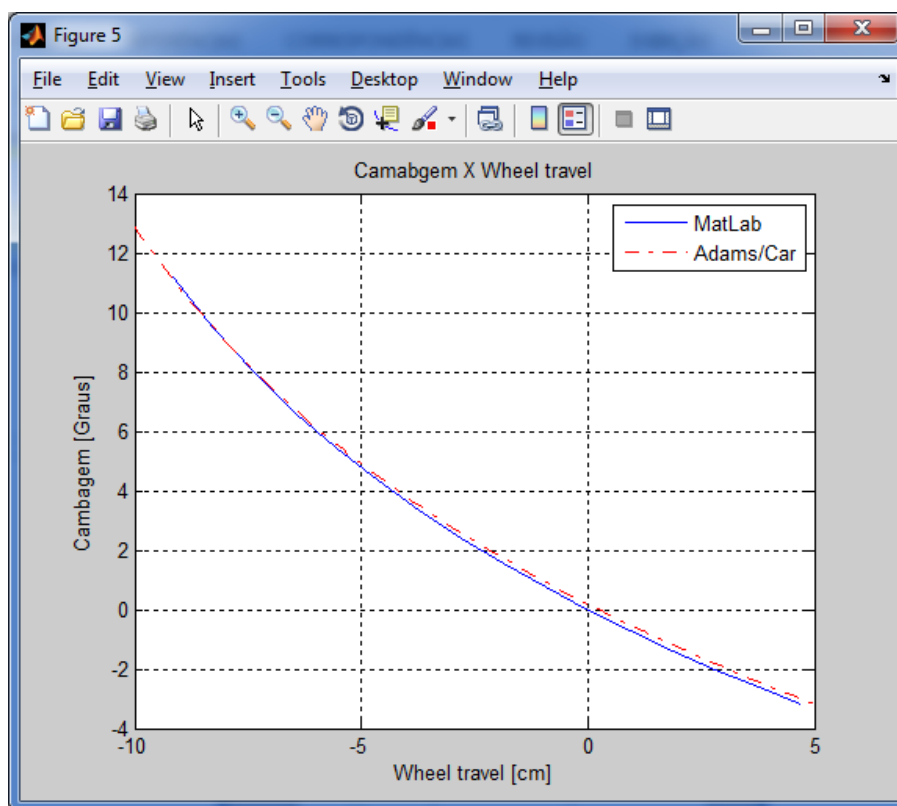


Figura 57 - Comparação dos resultados obtidos para cambagem

Já na comparação dos resultados encontrados para a cambagem, a convergência entre os resultados é notável e a diferença máxima encontrada para este estudo de caso foi de menos de 1% no caso do deslocamento máximo superior do conjunto de suspensão.

6.4. CÁSTER

Para a análise da convergência entre os resultados encontrados na rotina e no ADAMS/CAR® os mesmos são plotadas em um único gráfico, mostrado na Fig. (58) abaixo.

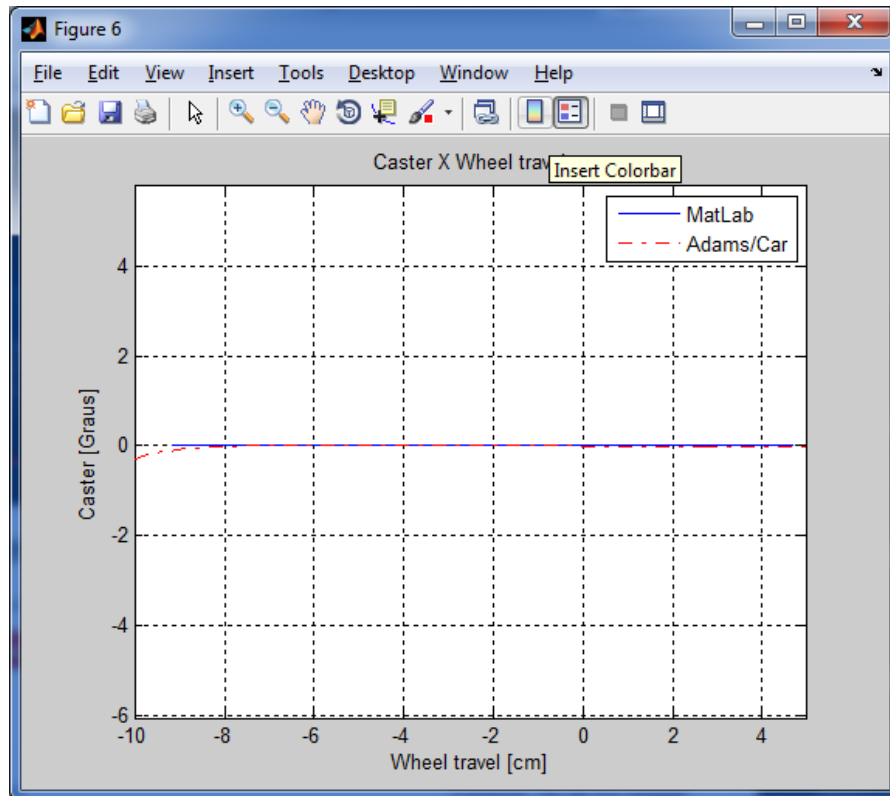


Figura 58 - Comparação dos resultados obtidos para o cáster

Para os resultados encontrados do Cáster, a diferença máxima encontrada para este parâmetro foi de menos de 0,1%.

6.5. CONVERGÊNCIA

Segundo a metodologia utilizada anteriormente, a variação da convergência encontrada em ambiente multicorpos e no cálculo analítico para o estudo de caso são plotadas em um único gráfico, mostrado na Fig. (59) abaixo.

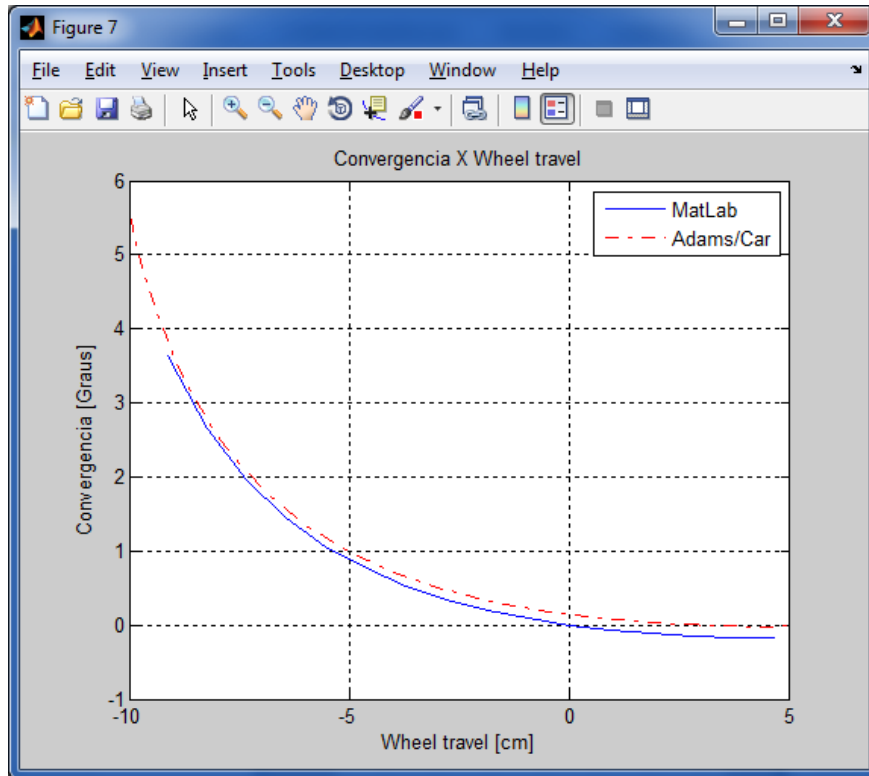


Figura 59 - Comparação dos resultados obtidos para convergência

Na comparação dos resultados encontrados para a convergência, a diferença máxima encontrada para este estudo de caso foi de menos de 1 % no caso do deslocamento máximo superior do conjunto de suspensão (*Bound*).

7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

7.1. CONCLUSÕES

O trabalho desenvolvido teve como o objetivo o desenvolvimento e a verificação de um código, e interface gráfica, para simulação de suspensões do tipo “Duplo A”. A metodologia de cálculo para determinação dos principais parâmetros foi apresentada no presente trabalho, com o intuito de auxiliar a compreensão da rotina desenvolvida.

Afim de verificar a usabilidade da rotina desenvolvida, foi a apresentada a aplicação do código para o desenvolvimento de um sistema de suspensão dianteiro de um veículo off-road SAE Baja. Determinada a variação dos principais parâmetros, quando a suspensão se encontra em trabalho vertical, e sua posterior interpretação dos dados, verificou-se que a suspensão satisfaz as características de projeto requisitadas pela equipe.

Com o intuito de validar o código desenvolvido, o estudo de caso apresentado foi submetido a um teste de verificação. Modelando para isso o subsistema de suspensão em um software multicorpos comercial ADAMS/CAR® e comparando-o com a geometria correspondente na rotina.

Os resultados desta comparação se mostraram satisfatórios, obtendo uma discrepância máxima de 10% na variação da inclinação do pino mestre e de menos de 1% na variação do parâmetros cáster, convergência e ângulo de cambagem da suspensão.

O alto custo de licenças de softwares de sistemas multicorpos e a dificuldade de interpretação e manipulação dos diversos códigos existentes no mercado na área de desenvolvimento elastocinemáticas de suspensões torna o algoritmo aqui criado uma ferramenta com potencial para abranger a necessidade de pequenas e médias empresas e principalmente equipes universitárias automobilísticas, restando então, uma análise de sensibilidade do código criado para sua completa validação.

7.2. TRABALHOS FUTUROS

O trabalho se mostrou eficiente no que foi proposto, entretanto seria válido para o dimensionamento de suspensões a aplicação de uma rotina de otimização

para determinação do melhor posicionamento dos braços de suspensão, poupando tempo do projetista e otimizando a variação dos principais parâmetros da suspensão.

É válido ainda como proposta de trabalhos futuros a inserção do comportamento dinâmico dos mecanismos de suspensão, podendo ser analisados parâmetros mais complexos, que não foram contemplados neste trabalho, como a força atuante no elementos de ligação, a rigidez do conjunto mola amortecedor e até mesmo as máximas tensões atuantes nos componentes.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, V. J. (2007). Parametrização dos valores de geometria do sistema de suspensão de veículos passageiros.
- ANDRADE, G. O. (2012). “Modelagem analítica de uma suspensão duplo “A”: Determinação do curso da manga de eixo.” CREEM – 2012, São Carlos – São Paulo - Brasil.
- ANDRADE, G. O. (2012). “Determinação da posição do centro de rolagem em veículos de competição utilizando ferramentas CAD/CAE.” 7º CONEM – 2012, São Luiz – Maranhão - Brasil .
- ANDRADE, G. O. (2011). “Modelagem multicorpos e análise de suspensões para veículos off-roads do tipo Mini-Baja utilizando o software Adams/Car”, 3º ECT, FGA-UnB, Gama - DF - Brasil.
- ANDRADE, G. O. (2012). “Análise multicorpos cinemática de suspensões Duplo A para veículos off road”, 4º ECT, FGA-UnB, Gama - DF - Brasil.
- BARRETO, M. A. Z. (2005). “Dinâmica Longitudinal: efeitos da geometria de suspensão nas mudanças de atitude da massa suspensa e os esforços nos elementos de suspensão”, Dissertação de mestrado, Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos.
- VALDECK, A. C (2006). Dimensionamento e Calibração de Suspensão Tipo Duplo A para Veículos Mini Baja, Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- DANTE, L. R. (1999). Matemática - Contexto e aplicações.
- DIXON, J. C. (1996). Tires, Suspension and Handling
- GILLESPIE, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE Internacional
- JAZAR, N. R. (2008) *Vehicle Dynamics – Theory and Application*
- MICROSOFT STUDIOS (2011). “Forza Motorsport 4” Racing video game.
- MILIKEN, W. F., & MILIKEN, D. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International.
- PORTELLA, R. A. (2008). Desenvolvimento de Suspensão para Veículo SAE Baja, Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade de Brasília.
- REIMPELL, J., Stoll, H., and BETZLER, J.W. (2001). "The Automotive Chassis: Engineering Principles”, Ed. Butterworth Heinemann, Oxford University.
- SAE J670e (1976). “Surface Vehicle Recommended Practice” Ed. SAE International, Warrendale, USA, 41p.
- SOARES, A. L. V. (2005). Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo de competição off-road em ambiente multicorpos.