

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
FATEC SANTO ANDRÉ**

Tecnologia em Mecânica Automobilística

Gilberto Patron Filho

Caio Augusto Yendo

Santo André
2018

**CENTRO PAULA SOUZA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
FATEC SANTO ANDRÉ**

Tecnologia em Mecânica Automobilística

Gilberto Patron Filho

Caio Augusto Yendo

SIMULAÇÃO DE COMPORTAMENTO DE SUSPENSÃO DE VEÍCULOS COMERCIAIS E SEUS IMPACTOS NO SISTEMA DE DIREÇÃO DURANTE SITUAÇÃO DE BUMP STEERING UTILIZANDO FERRAMENTA CAD

Trabalho de Conclusão de Curso entregue à Fatec Santo André como requisito parcial para obtenção do título de Tecnólogo em Mecânica Automobilística.

Orientador: Prof. Dr.
Roberto Bortolussi

Santo André
2018



Faculdade de Tecnologia de Santo André

CENTRO PAULA SOUZA

GOVERNO DO ESTADO DE SÃO PAULO

LISTA DE PRESENÇA

SANTO ANDRÉ, 15 DE DEZEMBRO DE 2018

LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA "SIMULAÇÃO DE COMPORTAMENTO DE SUSPENSÃO DE VEÍCULOS COMERCIAIS E SEUS IMPACTOS NO SISTEMA DE DIREÇÃO EM SITUAÇÃO DE BUMP STEERING UTILIZANDO FERRAMENTA CAD" DOS ALUNOS DO 6º SEMESTRE DESTA U.E.

BANCA

PRESIDENTE: PROF. ROBERTO BORTOLUSSI _____

MEMBROS: PROF. FERNANDO GARUP DALBO _____

PROF. CLEBER WILLIAM GOMES _____

ALUNOS:

CAIO AUGUSTO YENDO _____

GILBERTO PATRON FILHO _____

www.fatecsantoandre.com.br fatecsdo@gmail.com

Rua Prefeito Justino Paixão, 150 - Centro - Santo André - SP - CEP: 09020-130

Fone (0xx11) 4437-2215

AGRADECIMENTOS

Aos professores Fernando Garup Dalbo, Roberto Bortolussi e Cleber William Gomes, que nos auxiliaram em complexas definições teóricas e técnicas e, principalmente, incentivaram e motivaram nos momentos mais complicados.

Ao Eng. Francisco Azevedo, por fornecer seu conhecimento e suporte em elementos finitos.

À Profa. Cecilia Ferreira, por nos iluminar com seus conhecimentos em língua portuguesa.

RESUMO

A suspensão veicular é um sistema dinâmico com elevado grau de liberdade, influenciado por diversos fatores como relevo, aceleração, frenagem, rolagem, carga entre diversos outros eventos. Assim os eixos do veículo podem transladar e rotacionar. A movimentação tem impacto direto no comportamento dinâmico do veículo, sendo estritamente necessário o posicionamento adequado dos *hard points* da suspensão para a garantia de bom comportamento dinâmico. Além disso, o volume geométrico limite, gerado pela movimentação dos componentes da direção e suspensão do veículo, deve ser determinado para viabilizar o projeto dos demais componentes periféricos e principalmente os sistemas solidários aos seus movimentos.

Este trabalho de conclusão de graduação propõe um método de desenvolvimento do sistema direcional em conjunto com a suspensão dianteira para veículos que utilizam suspensão do tipo feixe de molas. Esta metodologia consiste em obter as posições e geometrias de seus componentes no *layout* do veículo de forma dinâmica, reduzindo o custo em horas de simulações de elementos finitos e dinâmica veicular, através de um modelo CAD otimizado.

Baseado nessas premissas aborda-se o desenvolvimento dos sistemas de suspensão e direção para veículos comerciais com suspensão do tipo feixe de molas, visando validar uma metodologia técnica em que exista a otimização do comportamento do veículo considerando a movimentação da suspensão nas suas diversas situações de trabalho, influências de forças como frenagem e irregularidades de solo.

Palavras chave: Dinâmica veicular, Suspensão feixe de molas, Sistema de direção, Simulação Cinemática CAD.

ABSTRACT

The vehicle suspension is a dynamic system with a high degree of freedom, being influenced by several factors such as relief, acceleration, braking, rolling, loading, etc., so that the axles of the vehicle can translate and rotate. This movement has a direct impact on the dynamic behavior of the vehicle, and an adequate positioning of the suspension's hard points is strictly necessary. In addition, the limit geometric volume, generated by the movement of the vehicle suspensions, must be determined in order to enable the design of the other systems nearby and especially the systems in solidarity with their movements.

This course competition assignment proposes a methodology for the development of the directional system combined with the front suspension of vehicles that use suspension of leaf spring type, obtaining the positions and geometries of its components in the vehicle layout dynamically and reducing the cost in hours of dynamic (MBS) and structural analysis (FEA), and optimize CAD design.

Based on these premises, it is approached on the development of the suspension and steering systems for commercial vehicles with spring-type suspension, aiming to validate a technical methodology where there is optimization of the driving of the vehicle considering the movement of the suspension in its various work situations, influences of forces such as braking and ground irregularities.

Key words: Vehicle Dynamics, Leaf Spring Suspension, Steering System, CAD Kinematic Simulation.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	10
LISTA DE TABELAS	12
LISTA DE ABREVIATURAS	14
1	INTRODUÇÃO	15
	1.1. Motivação	16
	1.2. Objetivos	18
	1.3. Metodologia e cronologia	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
	2.1 Tipificação de sistemas de suspensão de veículos Comerciais	22
	2.2 Efeito Bump Steering	22
3	DESIGN GEOMÉTRICO DA MOLA SEMIELÍPTICA	28
	3.1. Design da suspensão conforme HS-788	28
	3.2. Design da suspensão conforme metodologia proposta em CAD	34
	3.3. Comparação dos resultados entre os métodos HS 788, CAE e CAD proposto	36
	3.4. Análise HS 788 de movimentação do feixe de molas	36
	3.5. Análise FEA de movimentação do feixe de molas	38
4.	ELABORAÇÃO DE MODELO CINEMÁTICO DO VEÍCULO	43
	4.1. Principais componentes	44
	4.2. Caracterização das funções e cinemática do sistema de direção	45
	4.3. Caracterização das funções e cinemática do sistema de suspensão	47

4.4.	Caracterização das funções e cinemática do sistema de eixo direcional ...	51
4.5.	Considerações	52
5.1.	Representação do sistema de eixo direcional em <i>Wireframe</i>	53
5.2.	Aplicação das restrições cinemáticas	55
6.	IMPACTOS DA MOVIMENTAÇÃO DA SUSPENSÃO NO SISTEMA DE DIREÇÃO	56
7.	OTIMIZANDO A GEOMETRIA DOS SISTEMAS	58
8.	CONCLUSÃO	58
8.1.	Propostas Futuras de Pesquisa	59
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	60
	APÊNDICE A - MODELO CINEMÁTICO EM VIDEO	61

Lista de Figuras

Figura 1 - Fluxograma genérico do cenário atual.....	16
Figura 2 - Fluxograma genérico do cenário proposto.....	17
Figura 3 - Ilustração de chassi de veículo comercial com segundo eixo direcional, pode-se observar os sistemas de direção, suspensão e eixo direcional.	21
Figura 4 – Sistema de suspensão com feixe de molas semielíptico	22
Figura 5 - Sistema de direção genérico	22
Figura 6 - Vista lateral do sistema de direção e suspensão	23
Figura 7 - Vista frontal direção e suspensão.....	24
Figura 8 – Vista lateral com dimensão da distância absoluta entre o braço <i>Pitman</i> e braço de direção e componente no eixo X.	25
Figura 9 - Impacto na direção em <i>jounce</i> devido a variação da distância entre braço <i>Pitman</i> e braço de direção considerando sua componente no eixo X.....	26
Figura 10 - Impacto na direção em rebound devido variação da distância entre braço pitman e braço de direção considerando sua componente no eixo X.....	27
Figura 11 - Exemplo de geometria para molas semielípticas com olhais modelo A – Berlin eye, B – Upturned eye, C Downturned eye, e seus braços virtuais.....	29
Figura 12 - Método utilizado para design de feixe de molas.....	30
Figura 13 - Design da Geometria de suspensão com base na HS 788.	31
Figura 14 - Design de uma mola tipo feixe com base na HS-788.	33
Figura 15 - Design da Geometria de suspensão em Sketch no software CATIA V5 R19.	35
Figura 16 - Curvas resultantes do estudo do feixe de molas conforme HS 788.....	36
Figura 17 - Variação entre curvas resultantes do estudo de trajetória do feixe de molas conforme metodologia proposta e método HS 788.	37
Figura 18 - Modelo FEA do feixe de molas em software Abaqus.	38
Figura 19 - Modelo FEA do feixe de molas representado juntamente com sua escala de deslocamento.	38
Figura 20 - Modelos FEA do feixe de molas em condição de carga e repouso.	39

Figura 21 - Pontos obtidos pelo deslocamento do feixe de molas em análise de elementos finitos	39
Figura 22 - <i>Polyline</i> gerada ligando os pontos da Tabela 5 de coordenadas do deslocamento do feixe de molas.....	40
Figura 23 - Círculo gerado considerando pontos superior, central e inferior da trajetória sobreposto à <i>Polyline</i>	41
Figura 24 - Sobreposição dos círculos gerados pela trajetória da análise de elementos finitos e pela metodologia proposta.....	42
Figura 25- Sistemas de direção e suspensão.....	45
Figura 26 - Ilustração de Sistema de direção de um veículo comercial, modelo genérico.	46
Figura 27 - Ilustração de Sistema de suspensão de um veículo comercial, modelo genérico ..	47
Figura 28 - Simulação em elementos finitos de um feixe molas.....	48
Figura 29 - Ilustração do <i>Sketch</i> , traçado em software CATIA, da suspensão estudada.	50
Figura 30 - Ilustração de eixo direcional genérico para veículo comercial.....	51
Figura 31 - Imagem eixo direcional e sua representação em <i>wireframe</i> . Autoria própria.	53
Figura 32 - Sistema de direção e sua representação em <i>wireframe</i>	54
Figura 33 - Eixo e suspensão em <i>wireframe</i>	54
Figura 34 - Imagem da <i>Toolbar Kinematic Joints</i> do software CATIA V5.....	55
Figura 35 - Modelo 3D em <i>wireframe</i> após aplicação das restrições cinemáticas.....	55
Figura 36 - Posições do eixo direcional dentro da cinemática do estudo.....	57
Figura 37 - Ilustração de caracterização de movimentação de um sistema de suspensão. Na figura estão representados em modelo 3D os componentes e suas características.	61

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Project Model Canvas	19
Tabela 2 - Dados de entrada para design da mola.	28
Tabela 3 - Coordenadas de deslocamento do ponto central da lâmina superior do feixe de molas.	40
Tabela 4 - Caracterização de movimentação das juntas cinemáticas básicas.....	44

Lista de Gráficos

Gráfico 1 - Gráfico para determinar ponto M em um sistema de suspensão de 3 links.32

Lista de Abreviaturas

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
KIN	<i>Kinematics</i>
MBS	<i>Multi Body Systems</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>

1 Introdução

“A simplicidade é o último grau de sofisticação”

Leonardo da Vinci, (1452-1519)¹

Os sistemas de direção e suspensão seguem a evolução dos veículos e suas aplicações que se fazem necessárias, assim, para cada necessidade de aplicação há modelos de direção e suspensão adequados. A suspensão com molas do tipo semielípticas, ou feixe de molas, surgiu primeiramente em carruagens na Inglaterra após 1750, (Sheldon Axle Company, 1912), e seu conceito é aplicado desde então, principalmente em veículos comerciais.

O presente trabalho tem como tema abordar uma nova metodologia de desenvolvimento de sistemas de suspensão e direção para aplicação em veículos comerciais, utilizando ferramentas computacionais CAD de forma parametrizada para a definição dos principais pontos geométricos da suspensão. Desta forma, o teste e ajuste necessários para otimização destes pontos geométricos torna-se mais simples e rápido que o *looping*, utilizando as análises de elementos finitos atuais.

São apresentados também o panorama atual e os métodos de desenvolvimento mais comumente utilizados, bem como estrutura e componentes que influenciam no presente estudo e, por fim, será apresentada a metodologia proposta. Como conclusão, são comparados os resultados técnicos e consumo de horas entre métodos.

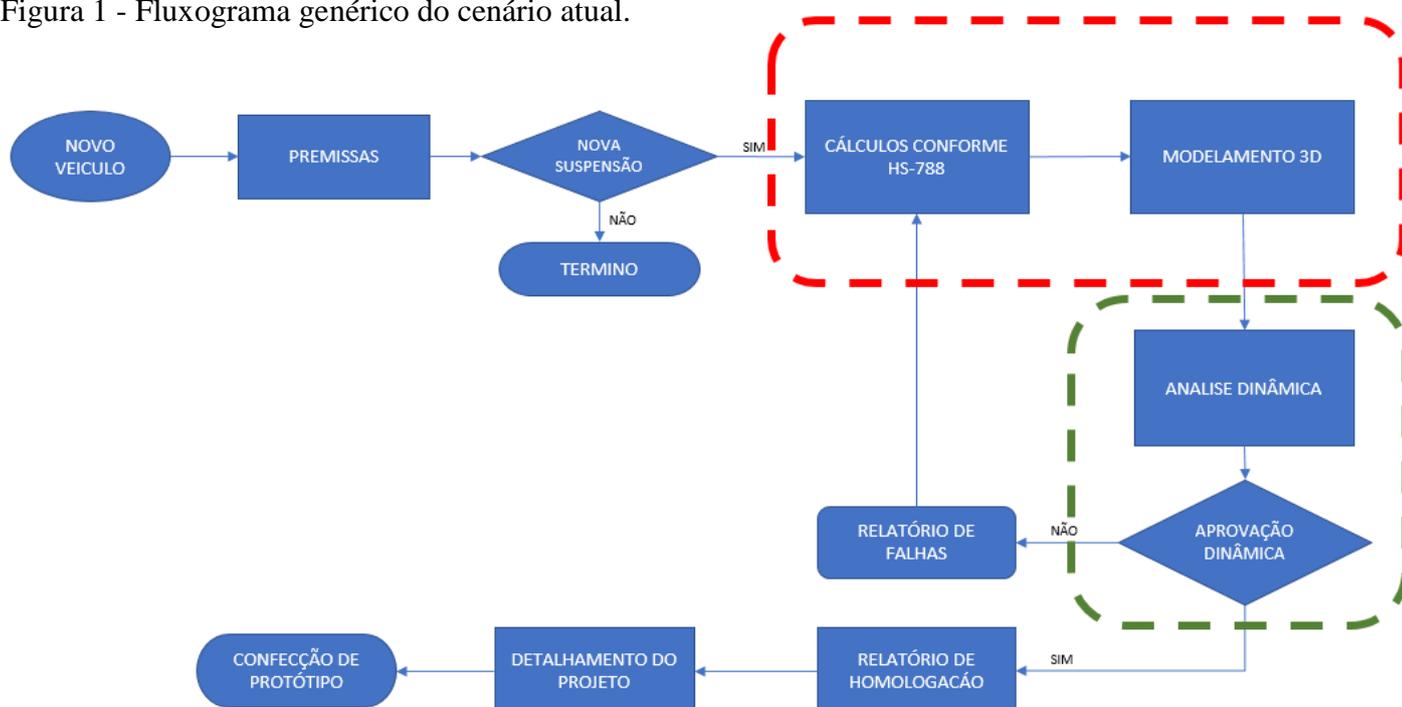
Este estudo tem a intenção de auxiliar a crescente necessidade de redução dos prazos de desenvolvimento na engenharia automotiva, aplicada diretamente no projeto de sistemas de direção e suspensão de veículos comerciais. Será abordado nesta metodologia, especificamente, o sistema de suspensão do tipo feixe de molas simétrico em conjunto com eixo rígido e caixa de direção hidráulica, que é a configuração responsável pelo maior volume de vendas dentre os veículos comerciais.

1.1. Motivação

As principais motivações que nos levam a desenvolver e propor essa metodologia para projetos de sistemas de suspensão e direção em suas primeiras etapas é a necessidade de viabilizar a grande possibilidade de redução de prazos e custos de desenvolvimento dos projetos de engenharia.

No cenário atual, na maioria dos casos, o projeto de um sistema de suspensão e direção e suas correlações atendem a um fluxograma genérico como apresentado na figura 1.

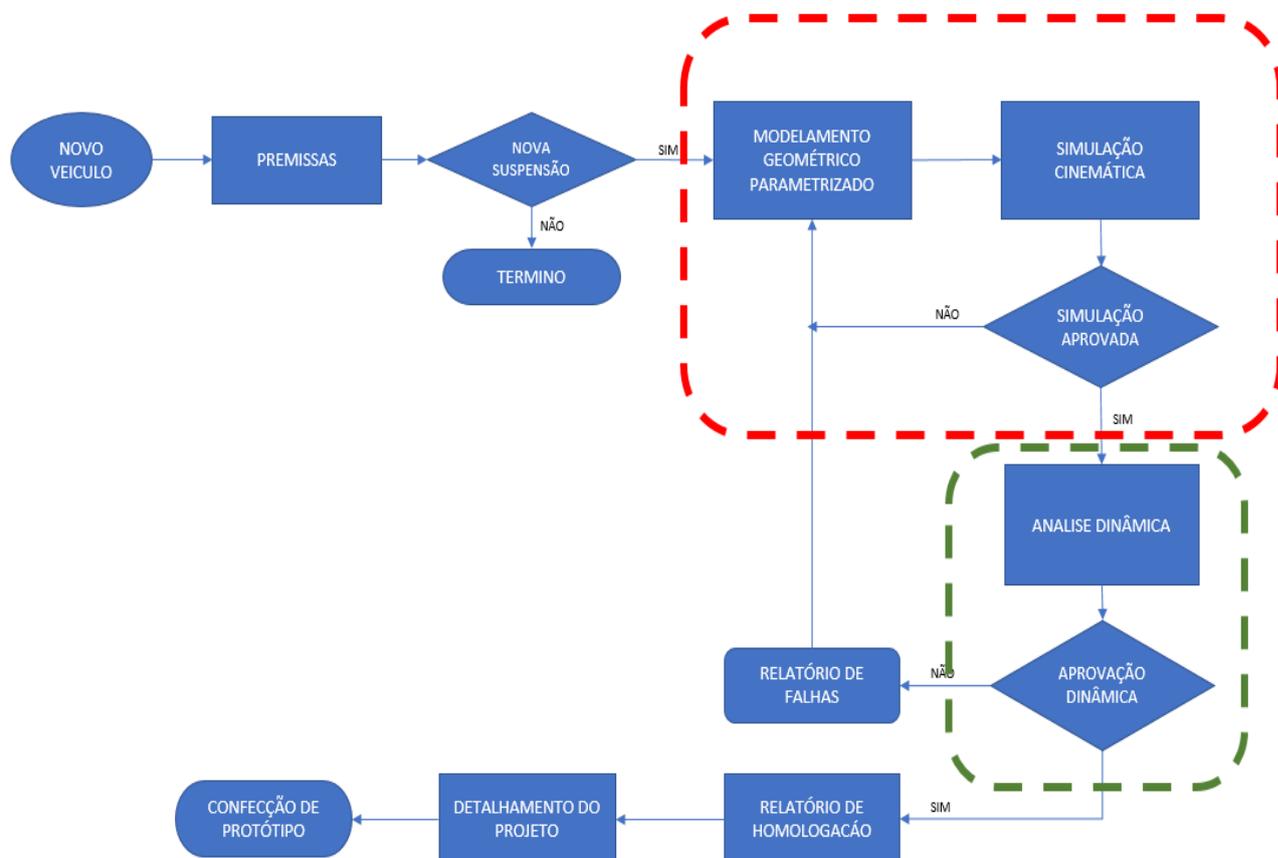
Figura 1 - Fluxograma genérico do cenário atual.



Fonte: autoria própria

Já a figura 2 apresenta o fluxograma da proposta defendida neste trabalho, que pode ser descrita como utilização de ferramentas CAD para definição dos *hard points* da suspensão e direção, que visa otimizar os resultados das atividades dentro da linha tracejada em vermelho, e diretamente impacta na redução do número de *loopings* de projeto das atividades dentro da linha tracejada em verde.

Figura 2 - Fluxograma genérico do cenário proposto.



Fonte: autoria própria

A vantagem da substituição destas etapas é a substituição do processo de cálculo numérico utilizado na HS788 por geometrias definidas em modelo 3D parametrizado.

Outro impacto positivo proposto, é a utilização de modelo cinemático em três dimensões, para a otimização dos *hard points* desde os primeiros estudos, visando assim minimizar o número de *loopings* de cálculos dinâmicos (MBS). Neste caso, a proposta é elaboração de um modelo cinemático parametrizado em que as alterações mantenham os *links* de geometria nos componentes adjacentes, o que no caso do cálculo MBS não é viável.

Unindo estas duas variantes otimizadas, é possível afirmar que seja bastante plausível a otimização de prazos e custos, principalmente diminuindo o número de análises de MBS necessárias, uma vez que o valor médio da hora de serviços em CAD é bastante inferior ao valor hora de análise dinâmica de MBS conforme os dados de mercado de engenharia atuais.

1.2. Objetivos

As etapas desta análise estão subdivididas em alguns tópicos descritos como subatividades, cada qual com seu objetivo:

- a) Estudar e descrever o comportamento dos sistemas de mola e direção de veículos comerciais e suas interrelações;
- b) Estudar viabilidade de criação de modelo matemático em 3D, compreendendo a geometria de suspensão metálica do tipo feixe de molas de um veículo comercial;
- c) Verificar com ferramenta FEA o comportamento de um feixe de molas metálico sob carregamento e comparar sua geometria com o modelo 3D proposto no objetivo A;
- d) Caso o objetivo C demonstre viabilidade de correlação, estudar forma de parametrizar modelo matemático do objetivo B;
- e) Elaborar modelo cinemático do veículo completo com intenção de simular a movimentação da suspensão;
- f) Utilizar o modelo cinemático para quantificar os impactos na direção causados pela movimentação da suspensão;
- g) Utilizar modelo matemático para otimizar posições e configurações dos *hard points* de forma a minimizar impacto direcional durante a movimentação da suspensão.

1.3. Metodologia e cronologia

Utilizado modelo *Project Model Canvas* presente na Tabela 1 para uma estrutura dinâmica da proposta.

Tabela 1 - Project Model Canvas



Fonte: autoria própria

2 Fundamentação Teórica

O sistema de suspensão em qualquer veículo automotor é um dos principais responsáveis pelo bom comportamento dinâmico do conjunto. Essa característica afeta diretamente a segurança do veículo em diversas situações de dirigibilidade, daí sua importância.

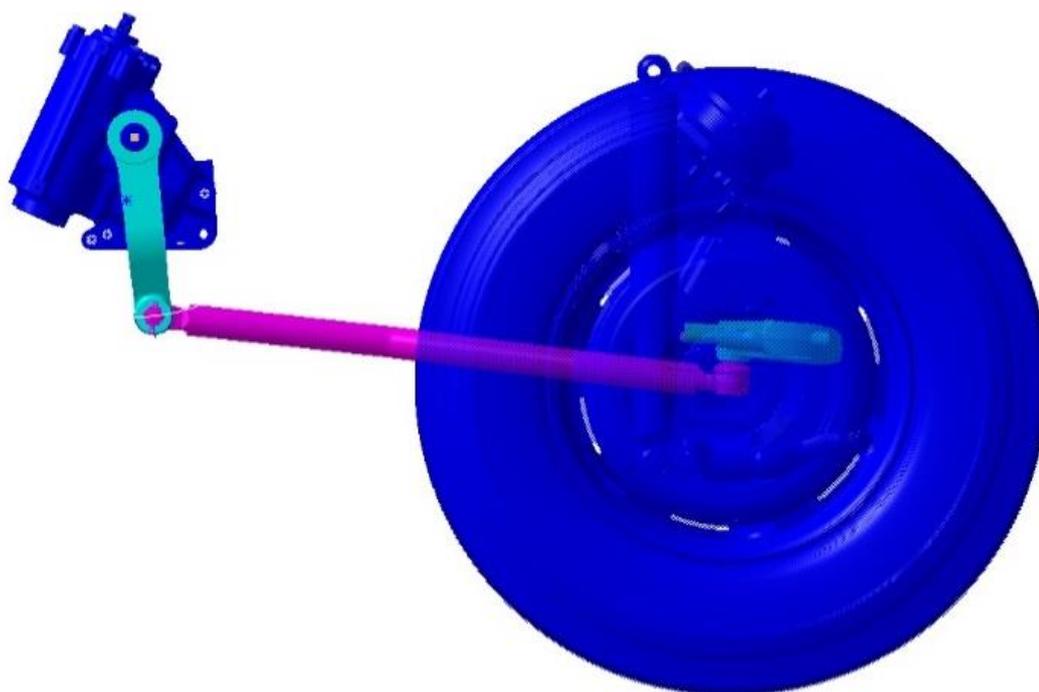
Quando o universo dos veículos comerciais é analisado, principalmente em função do *packaging* específico e baixo volume de produção se comparado aos veículos de passeio, os componentes dos sistemas de suspensão e direção são, muitas vezes, compartilhados entre diferentes tipos de chassis, dificultando a tarefa unir a comunização dos componentes a um eficiente comportamento dinâmico.

Devido as características mecânicas dos componentes do sistema, ilustradas na figura 3, é possível perceber a ligação intrínseca entre a movimentação da suspensão e a influência direta no posicionamento dos componentes do sistema de direção. Desta forma, estudar a interrelação destes dois sistemas é a etapa inicial para se compreender a necessidade de um bom posicionamento dos *hard points* dos sistemas de suspensão e direção.

Em virtude da importância do tema, discute-se neste capítulo os principais componentes dos sistemas de direção e suspensão e, particularmente, os efeitos de *bump steer* e *roll steer*. Entretanto, não se pretende discutir tecnicamente temas voltados à dinâmica veicular aplicada, pois existem inúmeros trabalhos e obras que discorrem detalhadamente sobre o tema. Sugere-se ao leitor interessado consultar *Fundamentals of vehicle dynamics* (Gillespie, 1992), *Vehicle Dynamics: Theory and Application Corr. 3rd printing* (Jazar, 2009) e *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics* (Blundell & Harty, 2004) para a visão estritamente técnica do tema.

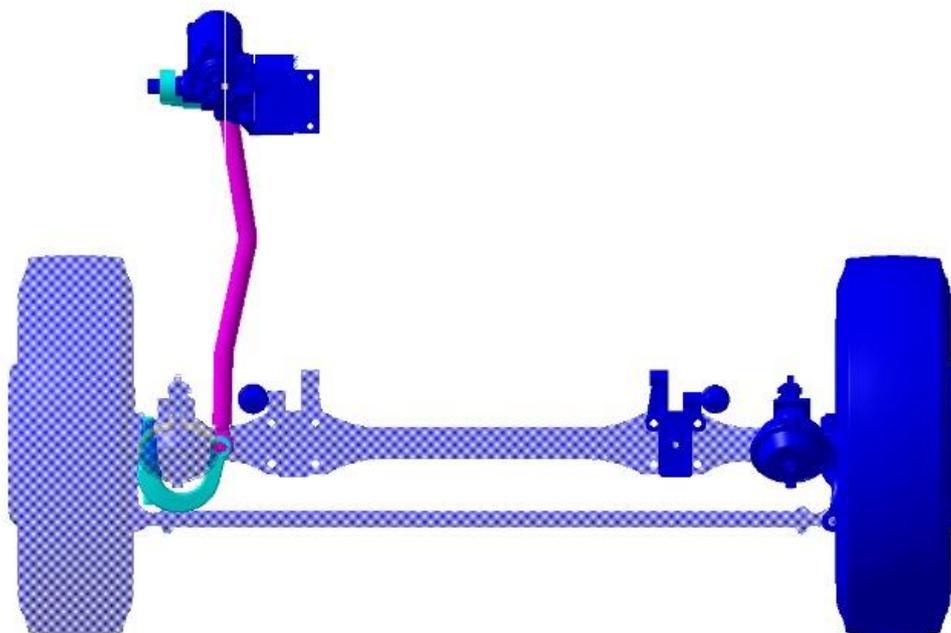
Devido às características mecânicas dos componentes dos sistemas de suspensão e direção ilustradas nas Figura 6 e Figura 7, pode-se perceber a ligação intrínseca entre a movimentação da suspensão e a influência direta no posicionamento dos componentes do sistema de direção. Desta forma, estudar a interrelação destes dois sistemas é a etapa inicial para se compreender a necessidade de um bom posicionamento dos *hard points* dos sistemas de suspensão e direção.

Figura 6 - Vista lateral do sistema de direção e suspensão



Fonte: autoria própria

Figura 7 - Vista frontal direção e suspensão



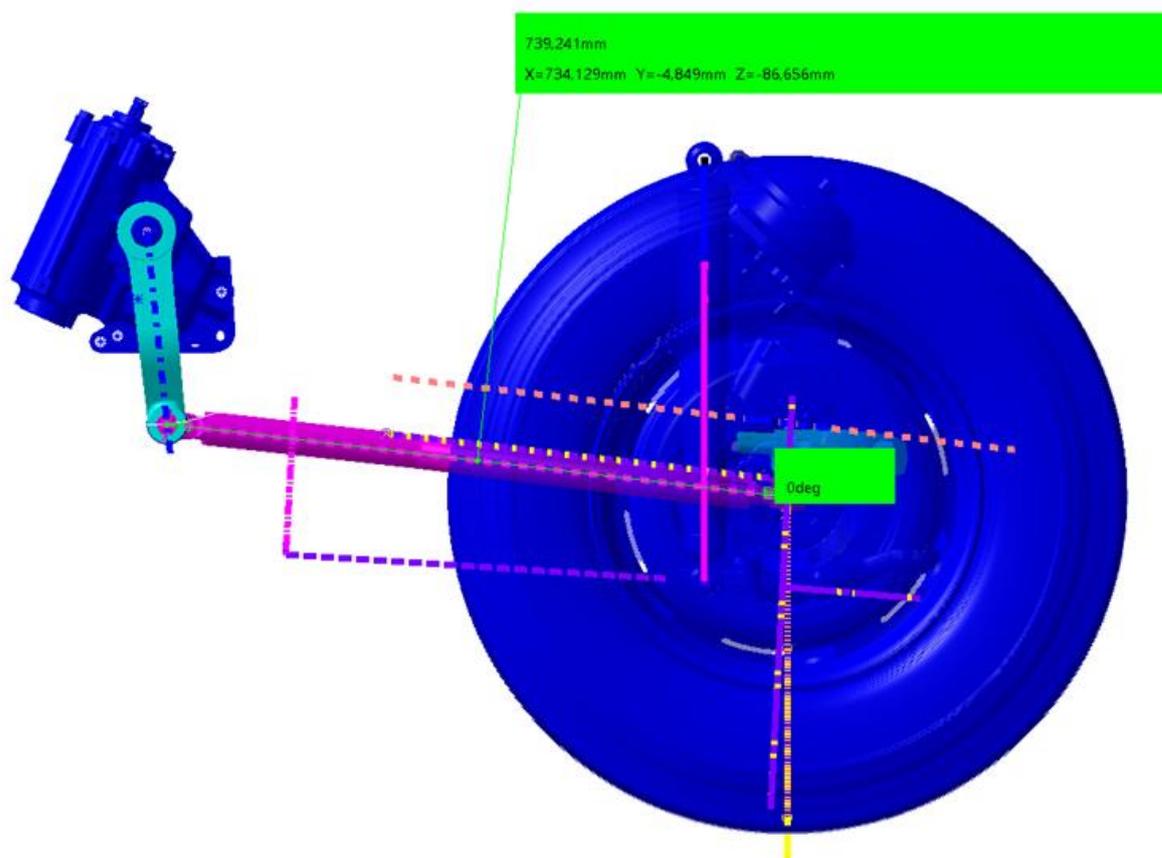
Fonte: autoria própria

Na Figura 6, vista lateral do veículo, observam-se os principais componentes responsáveis pelos efeitos *bump steer* e *roll steer*. Os braços *Pitman* e de direção, respectivamente ligados na caixa de direção e manga de eixo, são elementos rígidos e estão ilustrados na cor ciano. A barra de direção, ilustrada na cor magenta, liga estes dois elementos também de maneira rígida e tem seu comprimento fixo.

Observada a rigidez do sistema, e considerando a movimentação da suspensão em *jounce* ou *rebound*, percebe-se o impacto da movimentação da suspensão no sistema direcional. Durante a movimentação da suspensão, observa-se a variação da distância entre os braços *Pitman* e de direção e dada a característica da barra de direção, que é rígida e de comprimento fixo, resulta no efeito colateral de esterçamento indesejado das rodas.

Na Figura 8 é apresentada uma vista lateral dos sistemas de direção e suspensão, demonstrando a dimensão total da distância absoluta entre os braços *Pitman* e de direção e suas componentes nos eixos X, Y e Z. Além das distâncias entre os braços, é dimensionado também o ângulo de esterçamento colateral indesejado para melhor compreensão do efeito *bump steering*.

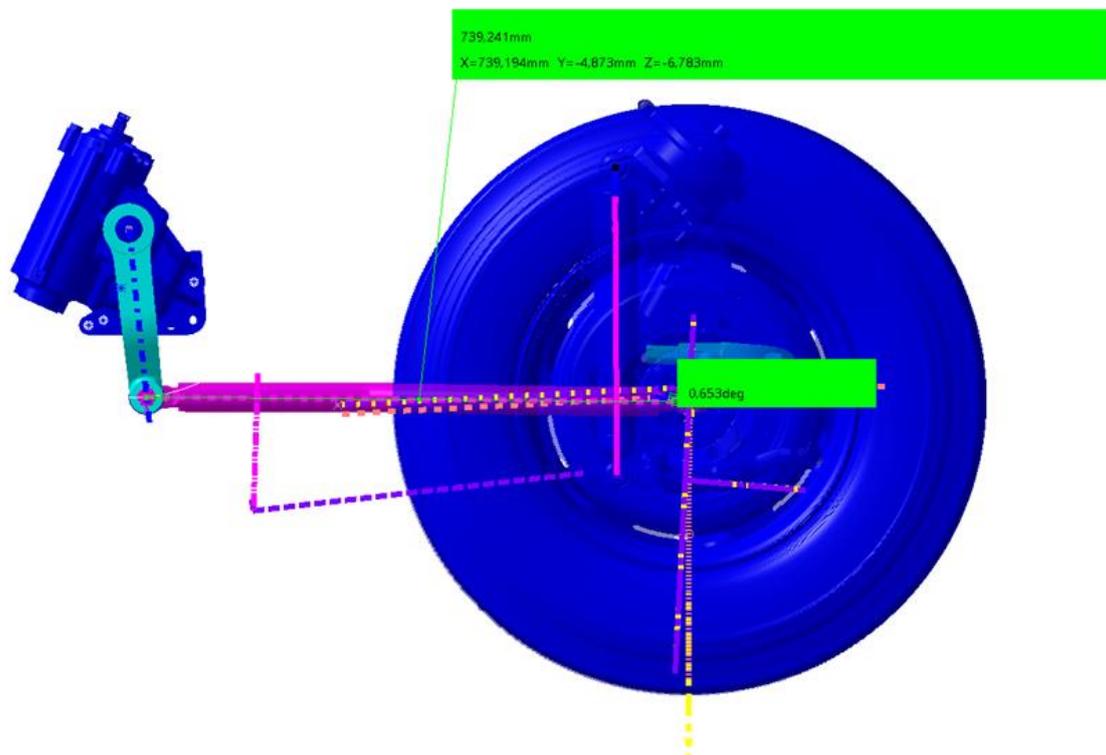
Figura 8 – Vista lateral com dimensão da distância absoluta entre o braço *Pitman* e braço de direção e componente no eixo X.



Fonte: autoria própria

A Figura 9 representa a movimentação em *jounce* da suspensão no valor de 80 mm, nela observa-se que o comprimento da barra de direção é fixo, porém sua componente no eixo X entre os braços *Pitman* e de direção aumenta. Como o comprimento da barra de direção é fixo, o resultado colateral é de 0,653 graus de esterçamento indesejado.

Figura 9 - Impacto na direção em *jounce* devido a variação da distância entre braço *Pitman* e braço de direção considerando sua componente no eixo X.

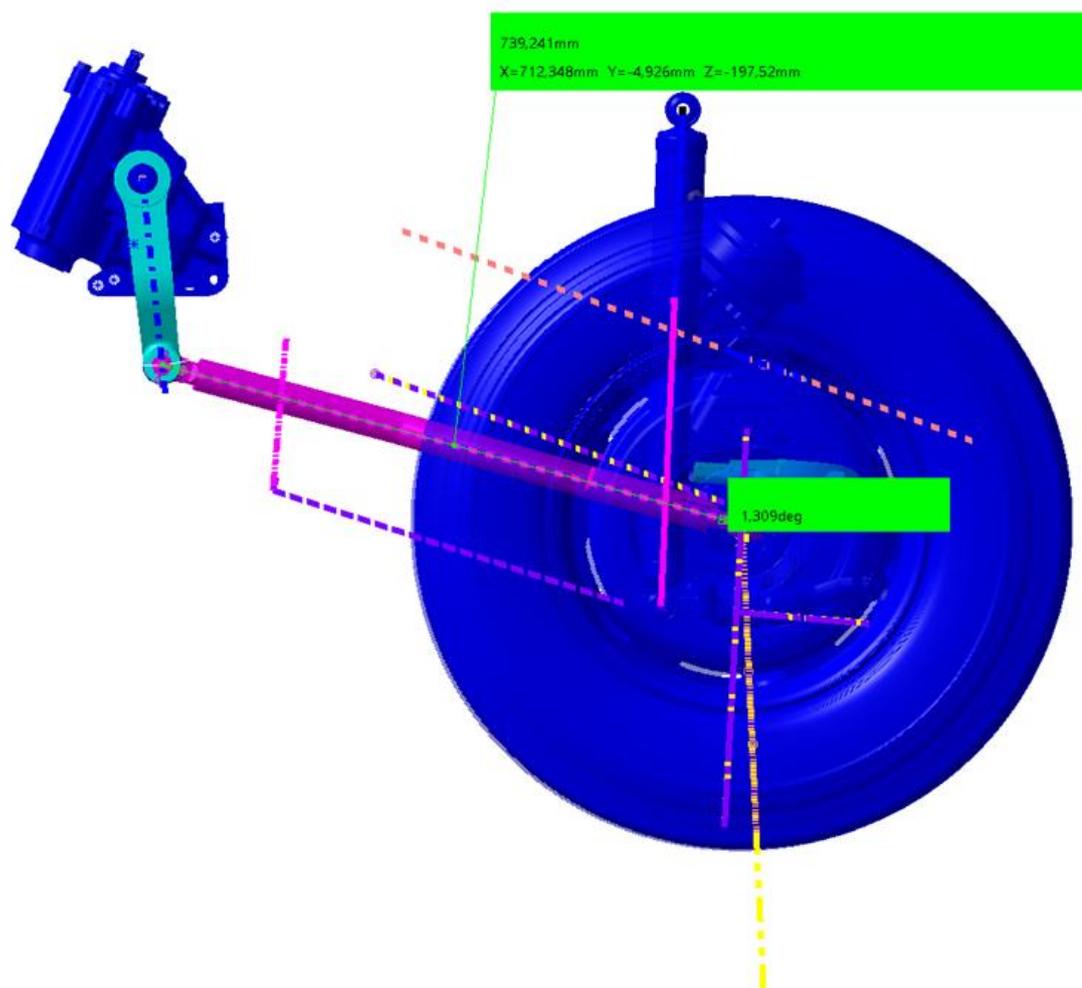


Fonte: autoria própria

Já a Figura 10 representa a movimentação em *rebound* da suspensão no valor de 100 mm, nela observa-se que a distância da componente no eixo X entre os braços *Pitman* e de direção diminui. Como o comprimento da barra de direção é fixo, o resultado colateral é de 1,309 graus de esterçamento indesejado das rodas.

Um veículo caracterizado por um *bump steer* excessivo tem seu desgaste de pneus aumentado e, em casos extremos, torna-se inseguro quando conduzido em estradas irregulares. Este efeito pode ser mensurado como ângulo de esterçamento em graus por deslocamento da suspensão em milímetros.

Figura 10 - Impacto na direção em rebound devido variação da distância entre braço pitman e braço de direção considerando sua componente no eixo X.



Fonte: autoria própria

Com base nestes valores, são executadas as otimizações das posições dos *hard points* e configuração dos sistemas de direção e suspensão, visando atingir os limites destes parâmetros que geralmente são definidos pelo fabricante do veículo.

3 Design Geométrico da mola semielíptica

A criação da geometria da suspensão considera as características do desenho da mola semielíptica, formato dos olhais, modelo do perfil e dimensões da mola como espessura e comprimento. Os dados de entrada do modelo proposto são descritos na tabela 2.

Tabela 2 - Dados de entrada para design da mola.

L	1400	Mm	Comprimento total da mola
a	700	Mm	Comprimento da metade frontal da mola
b	700	Mm	Comprimento da metade traseira da mola
h	62	Mm	Distância do eixo até centro da primeira lâmina da mola
m	70	Mm	Comprimento dianteiro inativo
n	70	Mm	Comprimento traseiro inativo
Ra	525	Mm	75% de a
Rb	525	Mm	75% de b
ea	29	Mm	Excentricidade do centro do olhal diant. e centro da primeira lâmina
eb	29	Mm	Excentricidade do centro do olhal tras. e centro da primeira lâmina
t	28	mm	Espessura da primeira lâmina
K	193289,07	Nm	Coefficiente de elasticidade da mola
Ka	96644,535	Nm	Coefficiente da metade frontal da mola
Kb	96644,535	Nm	Coefficiente da metade traseira da mola

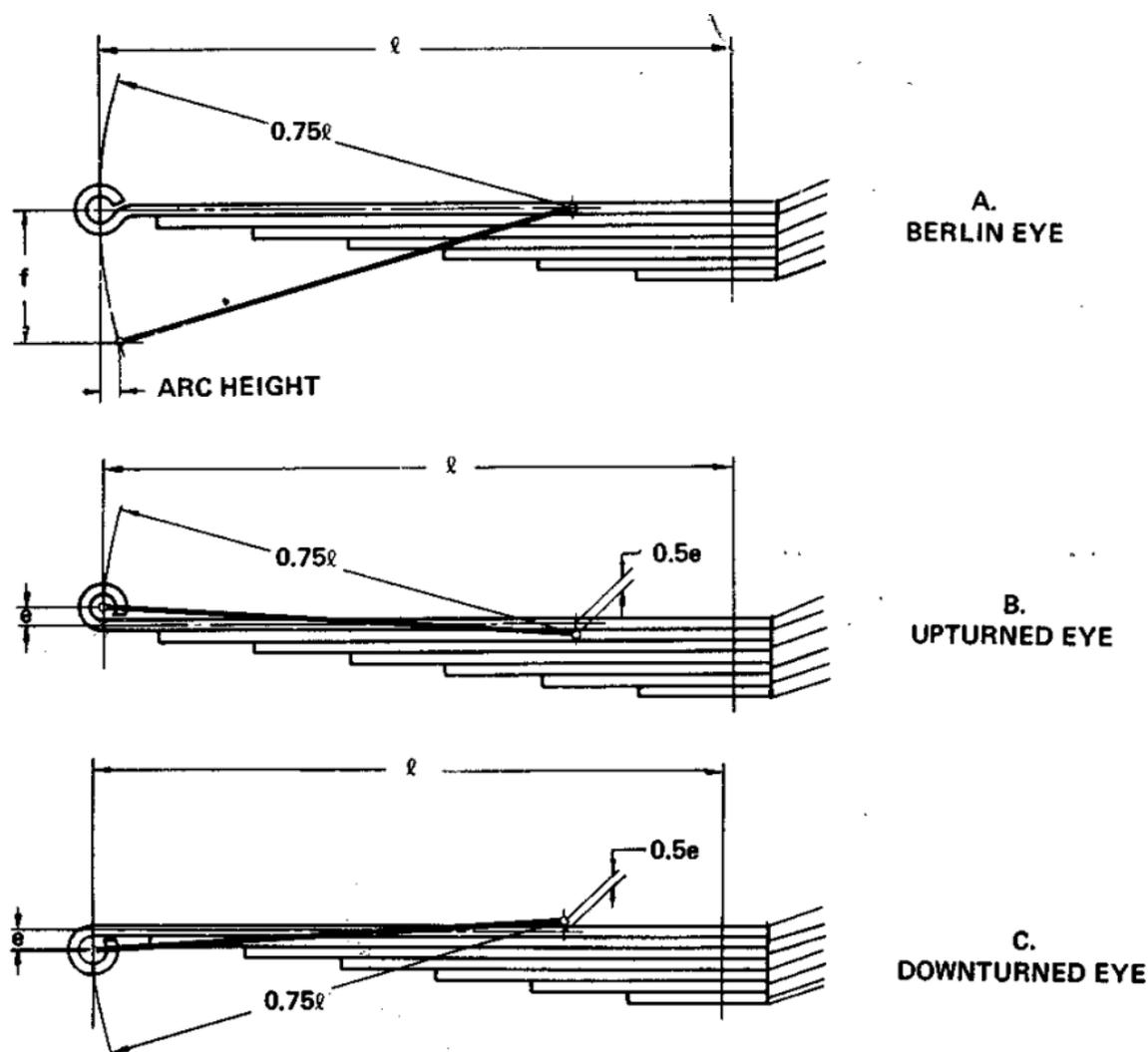
Fonte: autoria própria

O movimento da mola e eixo é o ponto principal do design, na HS-788 e no método proposto, este movimento é descrito por um arco, tritangente às posições do eixo nas condições de veículo carregado, batente, e descarregado, chamado RM. Determinado o percurso RM, é possível analisar os desvios dimensionais que podem ocorrer no layout de suspensão e direção devido a *bump steering*.

3.1. Design da suspensão conforme HS-788

Conforme Figura 11, utiliza-se o modelo de 3 braços virtuais. Levando em conta seu modelo de olhal para definição dos braços.

Figura 11 - Exemplo de geometria para molas semielípticas com olhais modelo A – Berlin eye, B – Upturned eye, C Downturned eye, e seus braços virtuais.



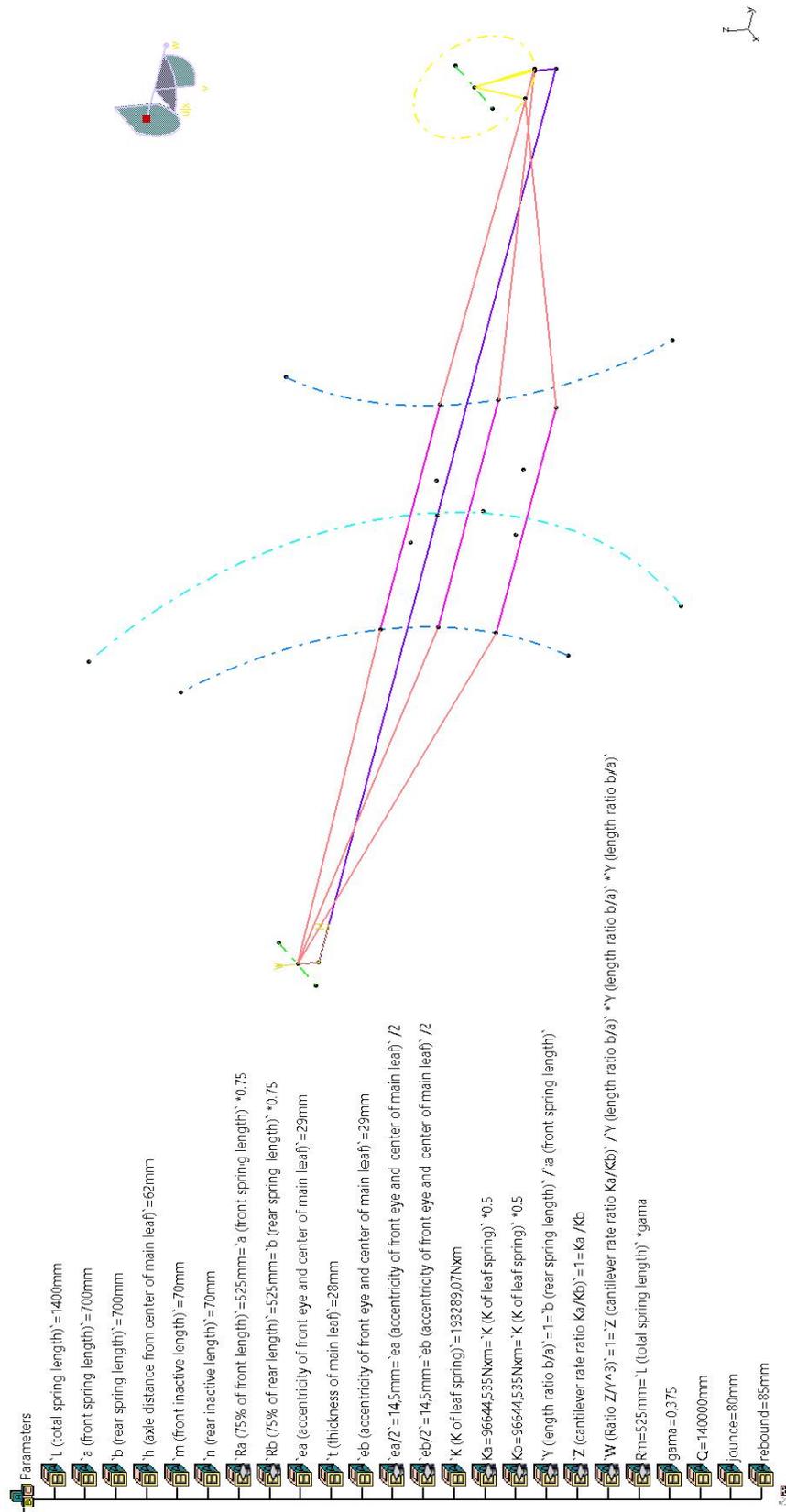
Fonte: (788, SAE HS - Design and Application of Leaf Sptings, 1980)

Para encontrar o arco virtual necessário para determinar o layout de suspensão e direção, este método nos apresenta o gráfico 1 que fornece uma constante intitulada neste manual como λ , parâmetro que determina o R_m , raio virtual do movimento do ponto M, que é o ponto de intersecção entre a ligação DE (determinada pelo método da HS-788) com o centro do espigão.

O coeficiente λ relaciona a relação de comprimento Y e a taxa de balanço Z, para determinar o “momento de torque equivalente”, apresentado como a reta Q, que é apresentada na Figura 12, e descrito no capítulo 6, *equivalent torque arm for vertical load*, da HS-788.

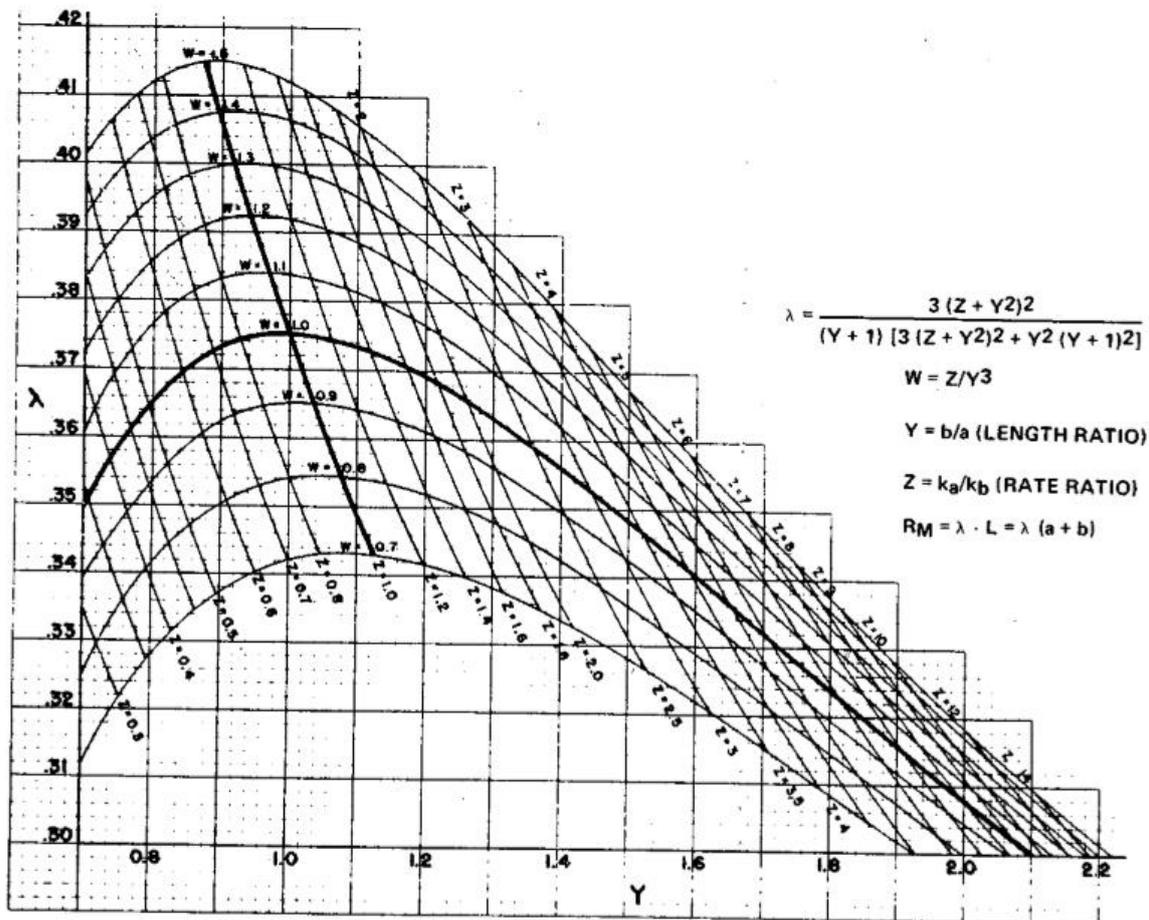
Esta metodologia foi aplicada no sistema estudado para comparar com o método proposto, Figura 13.

Figura 13 - Design da Geometria de suspensão com base na HS 788.



Fonte: Autoria Própria.

Gráfico 1 - Gráfico para determinar ponto M em um sistema de suspensão de 3 links.



Fonte: (788, SAE HS - Design and Application of Leaf Sptings, 1980)

Para determinar o λ utiliza-se a seguinte formula:

$$\lambda = \frac{3(Z + Y^2)^2}{(Y + 1)(3(Z + Y^2)^2 + Y^2(Y + 1)^2)}$$

Para isso, calcula-se a relação de comprimento Y:

$$Y = \frac{b}{a}$$

E a relação de taxa de balanço Z:

$$Z = \frac{k_a}{k_b}$$

No caso estudado $\lambda = 0,375$, logo:

$$RM = \lambda \cdot L$$

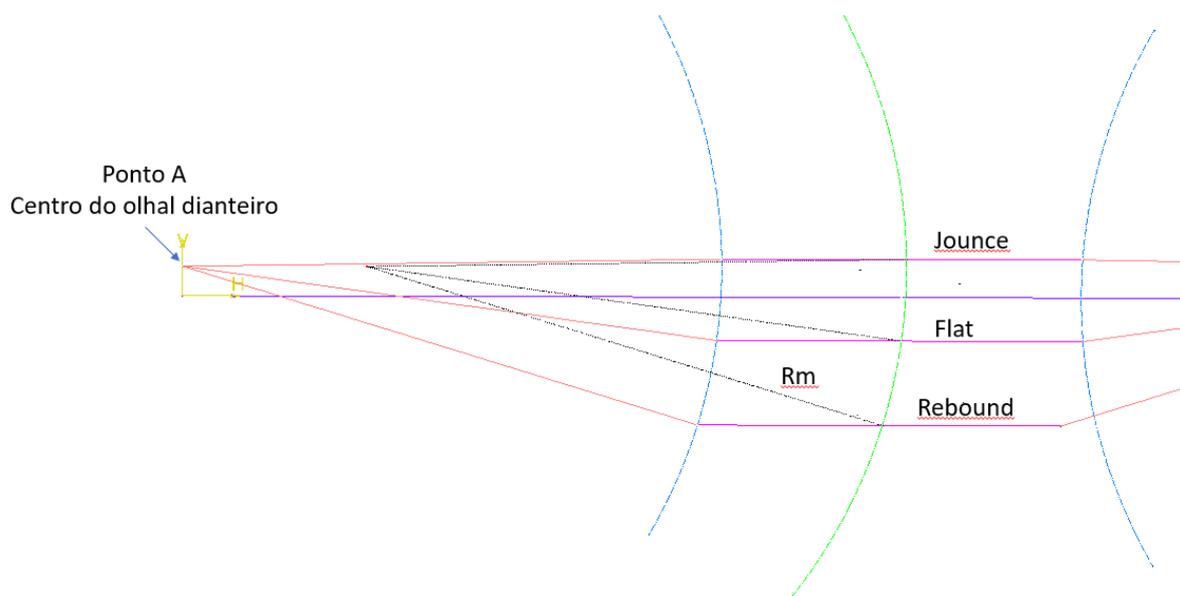
RM do estudo de 525mm

O centro de RM é encontrado traçando a reata AO, para isso determinasse a distância Q (vide Figura 12)

$$Q = \frac{a \cdot b}{a + b}$$

Computada a distância Q, é necessário traçá-la como extensão do link central (DE), localizando o ponto O, o centro de Rm estará dentro da reta AO, conforme Figura 14.

Figura 14 - Design de uma mola tipo feixe com base na HS-788.



Fonte: Autoria própria.

Lista de símbolos

a = Comprimento dianteiro da mola	n = Comprimento inativo traseiro
b = Comprimento traseiro da mola	Q = Distância entre pontos O e M (momento de torque equivalente)
e = Excentricidade do olhal da mola	Ra = 0,75 (a.m)
h = Distância do centro do eixo até a centro da primeira lâmina da mola	Rb = 0,75 (b.n)
k = Coeficiente de elasticidade	Rm = Raio descrito pelo ponto M
ka = coeficiente de elasticidade dianteiro	t = espessura da primeira lâmina
kb = coeficiente de elasticidade traseiro	W = Razão Z/Y^3
L = comprimento total da mola	Y = Razão de comprimento (b/a)
m = Comprimento inativo dianteiro	Z = Razão da taxa de balanço (ka/kb)
	λ = parâmetro para determinar Rm

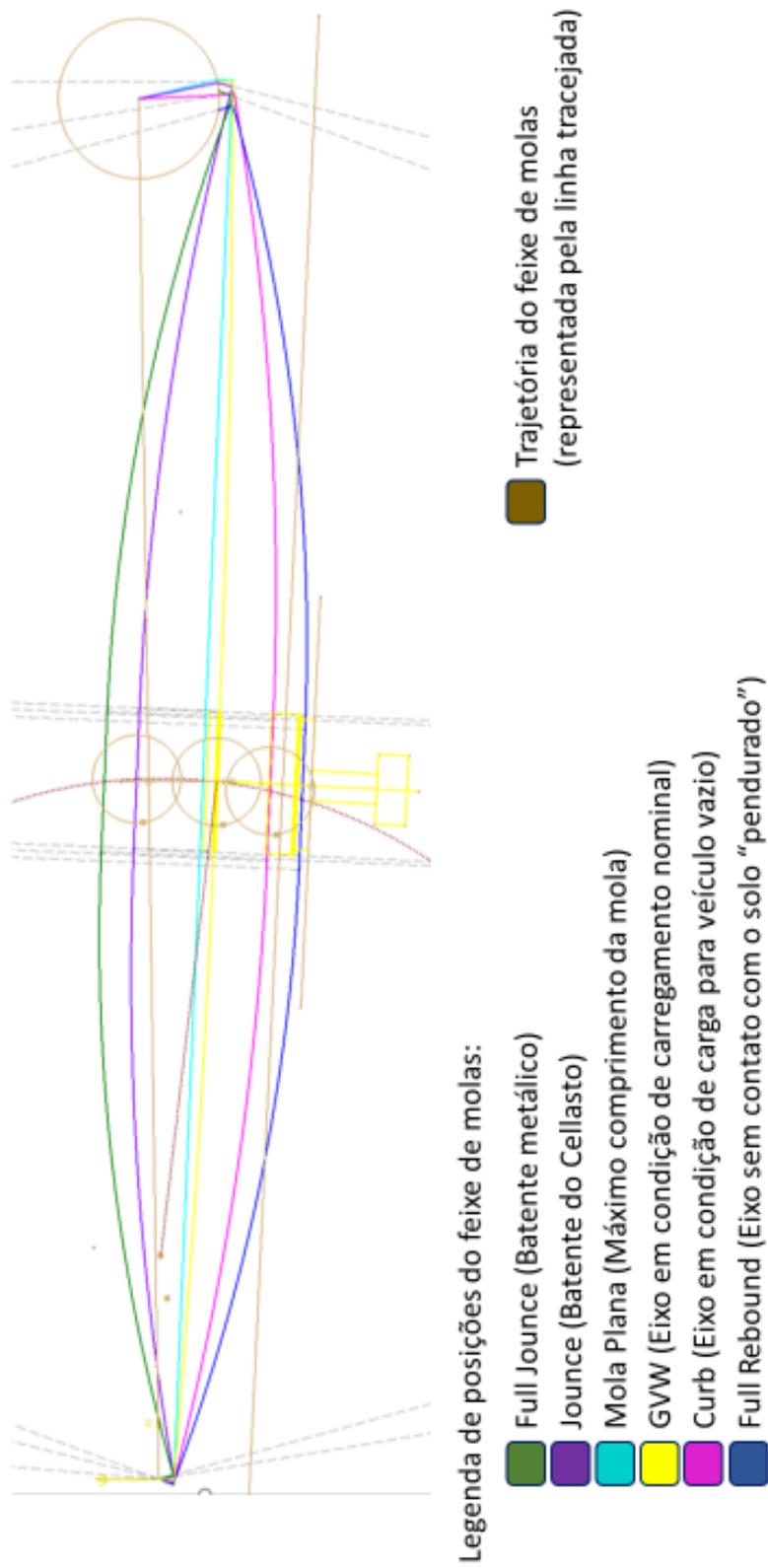
3.2. Design da suspensão conforme metodologia proposta em CAD

Baseando-se na teoria proposta pelo método HS 788, a metodologia proposta em CAD propõe a aproximação da trajetória do feixe de molas a um semicírculo. Esta teoria da trajetória circular exercida pelo feixe de molas permite a adoção do conceito aplicado ao *Sketch*, o que auxilia a parametrização do estudo. A parametrização do estudo é o elemento central que permitirá posteriores ajustes e edições das características da suspensão, simplificando os diversos *loopings* de geometria, conforme apresentado na Figura 15.

O *Sketch* é baseado nos princípios de geometria descritiva e conceitos de movimentação obtidos no documento SAE HS 788 e análises de FEA. A partir das premissas de posicionamento das lâminas do feixe de molas, da movimentação circular do feixe de molas e seu perímetro das lâminas com valor constante, é possível simular as devidas posições do ponto central da lâmina superior do feixe de molas.

Para meios de estudo, geralmente são utilizadas ao menos as posições de *rebound*, *jounce* e mola plana para a obtenção da trajetória de movimentação do feixe de molas.

Figura 15 - Design da Geometria de suspensão em Sketch no software CATIA V5 R19.



Fonte: Autoria própria

Este *Sketch* contém as informações básicas de movimentação do feixe de molas durante o *travel* do eixo. Desta forma, o início da representação geométrica em CAD torna-se necessária para a elaboração do modelo cinemático completo.

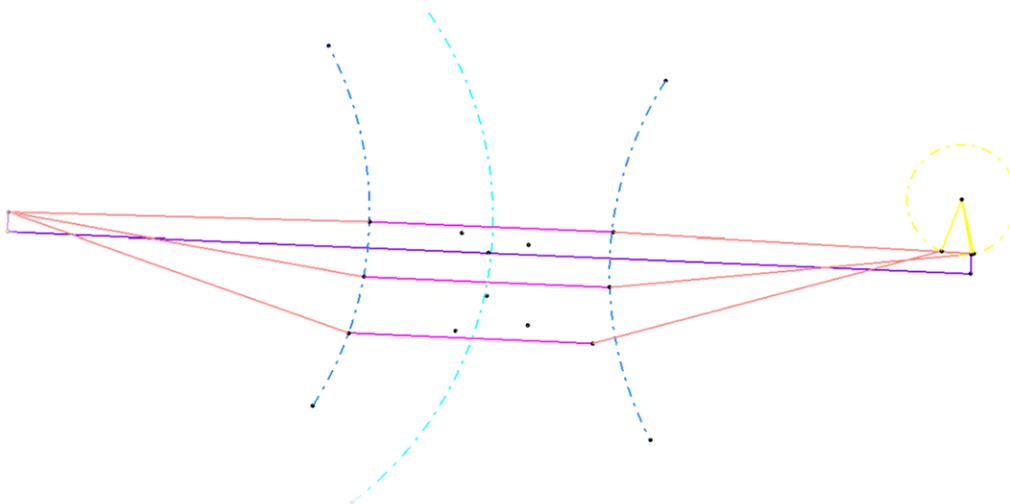
3.3. Comparação dos resultados entre os métodos HS 788, CAE e CAD proposto

Para validação da metodologia, foi utilizada a estratégia de comparação dos resultados de movimentação do feixe de molas obtido no método CAD proposto e sua correlação com os resultados obtidos no método HS 788 e CAE. A partir da comparação, caso a trajetória do feixe de molas definida pela metodologia proposta tenha divergência máxima de 1,5 mm em relação à trajetória dos métodos HS 788 e CAE, é possível considerar o método proposto um sucesso, pois este valor é inferior aos valores de tolerâncias dimensionais e de montagem do sistema de suspensão.

3.4. Análise HS 788 de movimentação do feixe de molas

Após a elaboração de todo o estudo, conforme HS 788, tem-se como resultado um conjunto de curvas que representa as condições do feixe de molas em *jounce*, *mola plana* e *rebound*, além do mais importante dado resultante: o círculo que representa a trajetória do feixe de molas. Pode-se observar estas curvas detalhadamente na Figura 16.

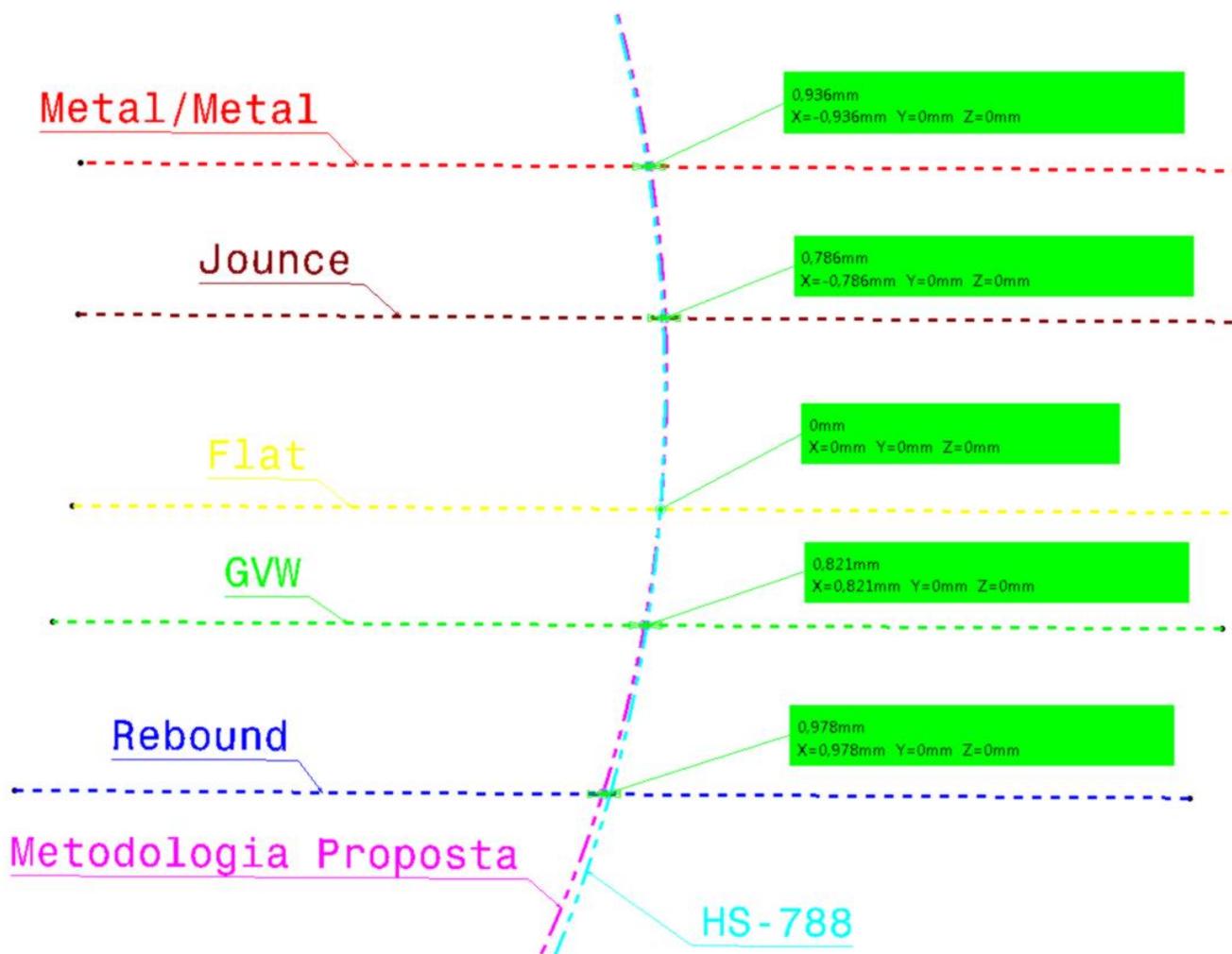
Figura 16 - Curvas resultantes do estudo do feixe de molas conforme HS 788.



Fonte: Autoria própria

Sobrepondo o resultado gerado pelo estudo conforme HS 788 ao *Sketch* gerado pela metodologia proposta, verifica-se a divergência máxima entre as trajetórias resultantes de ambos estudos conforme Figura 17.

Figura 17 - Variação entre curvas resultantes do estudo de trajetória do feixe de molas conforme metodologia proposta e método HS 788.



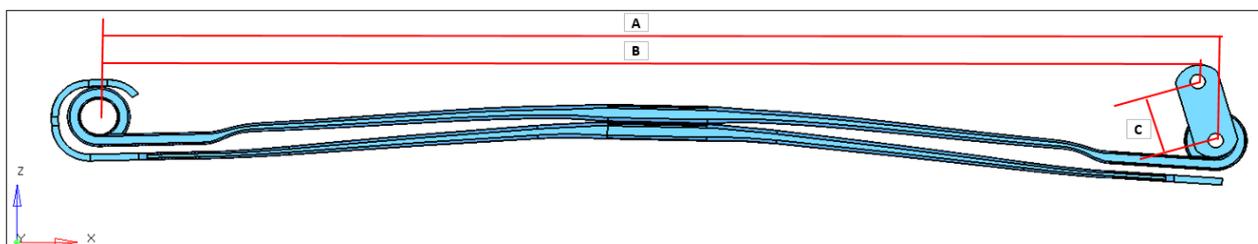
Fonte: Autoria própria

Nesta comparação verifica-se entre a trajetória circular gerada pelo método HS 788 e a trajetória circular gerada pela metodologia CAD proposta uma divergência máxima de 0,978 mm, ou seja, a diferença se limita na casa decimal dos milímetros. Com base neste resultado, é possível concluir que a variação impacta em pouca influência na análise, principalmente considerando que ambas análises ainda seriam refinadas nos processos de verificação e aprovação dinâmicas utilizando ferramentas MBS.

3.5. Análise FEA de movimentação do feixe de molas

Como comparativo adicional da validade do método aplicado, foi elaborada uma simulação de movimentação do feixe de molas utilizando o software Abaqus. A simulação considerou as condições de instalação e funcionamento do feixe de molas e jumelo em um veículo conforme Figura 18.

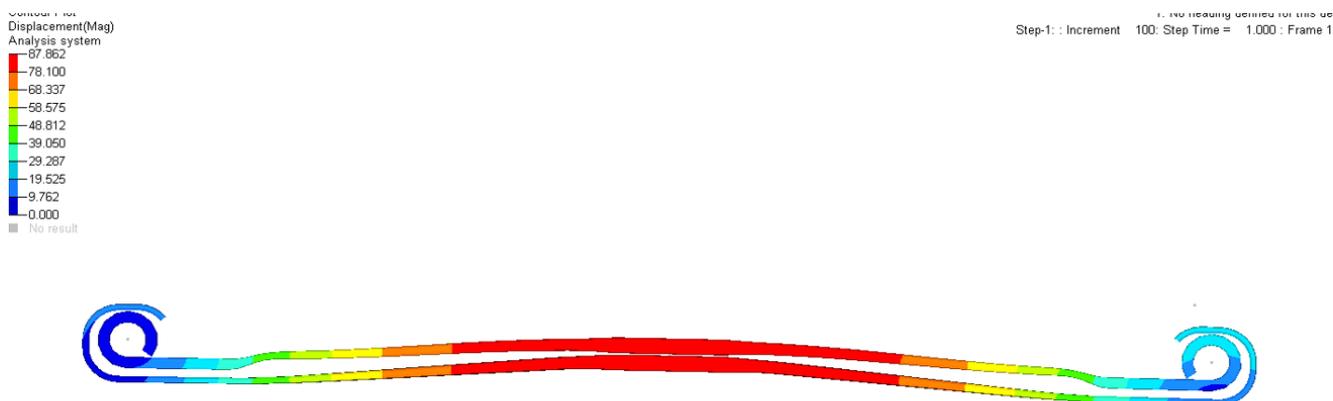
Figura 18 - Modelo FEA do feixe de molas em software Abaqus.



Fonte: Autoria própria

Após a elaboração da malha do modelo do feixe de molas e jumelo, foram aplicadas as características do material, restrições nos pontos fixos da mola e carga na região de apoio da viga de eixo. Como resultante foram obtidos o mapa de tensões e o deslocamento do feixe de molas conforme Figura 19.

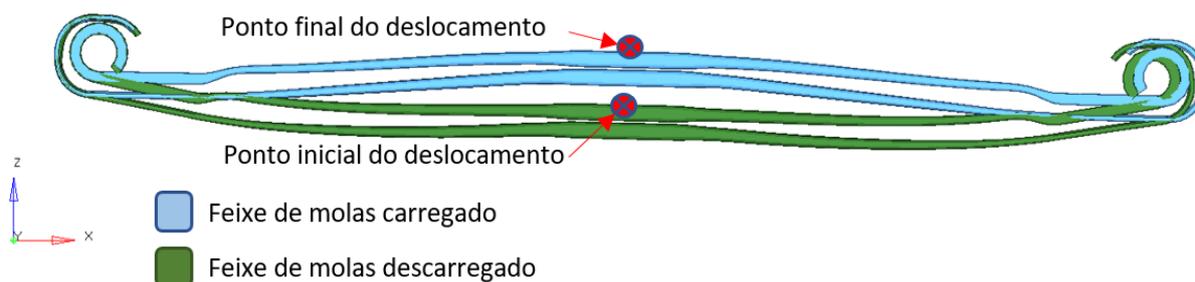
Figura 19 - Modelo FEA do feixe de molas representado juntamente com sua escala de deslocamento.



Fonte: Autoria própria

Para maior fidelidade na representação do movimento da mola, foi aplicada a carga vertical do eixo na área apoiada ao feixe de molas e, a partir dessa entrada, analisou-se o deslocamento do feixe. O deslocamento resultante observado aproximou-se de 87 mm e foi dividido em 11 etapas para medição das coordenadas do ponto central da lâmina superior do feixe de molas, nos eixos absolutos X, Y e Z conforme Figura 20 e Figura 21.

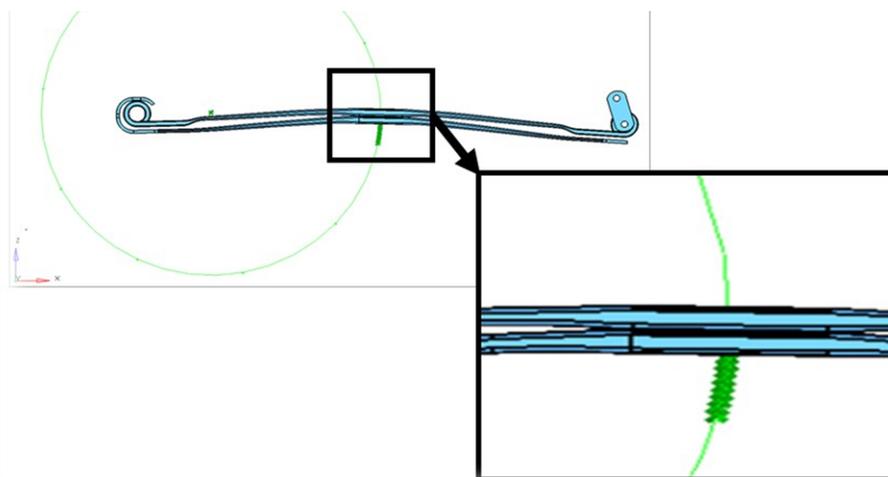
Figura 20 - Modelos FEA do feixe de molas em condição de carga e repouso.



Fonte: Autoria própria

A partir das coordenadas do ponto central do feixe de molas, foram gerados os pontos coloridos em verde na Figura 21, obtidos nas 11 etapas do deslocamento. A Tabela 3 de coordenadas simplifica a visualização dos resultados, pois representa a trajetória do feixe de molas.

Figura 21 - Pontos obtidos pelo deslocamento do feixe de molas em análise de elementos finitos



Fonte: Autoria própria

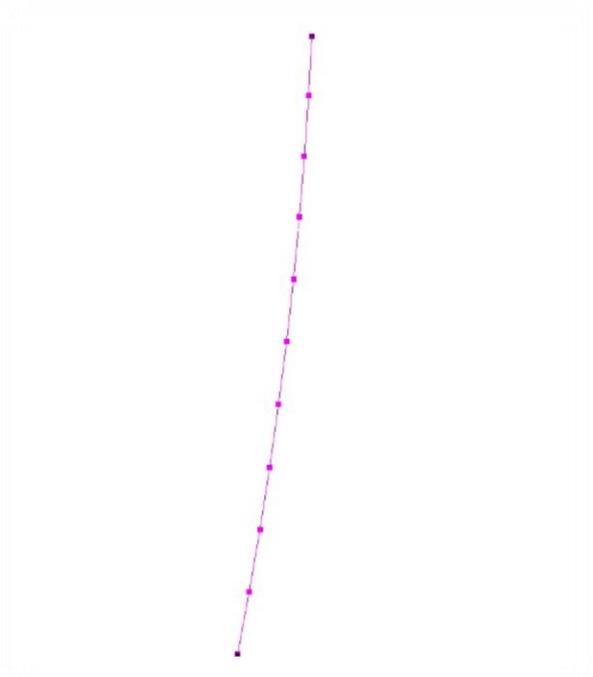
Tabela 3 - Coordenadas de deslocamento do ponto central da lâmina superior do feixe de molas.

Etapa	X	Y	Z
1	-5,0834	-420	-512,492
2	-3,48234	-420	-503,839
3	-1,977	-420	-495,006
4	-0,60015	-420	-486,155
5	0,647825	-420	-477,292
6	1,76279	-420	-468,45
7	2,74272	-420	-459,659
8	3,58779	-420	-450,945
9	4,29991	-420	-442,327
10	4,88236	-420	-433,82
11	5,3393	-420	-425,431

Fonte: Autoria própria

Ligando os pontos apresentados na Figura 21, com uma *Polyline*, ilustrada na Figura 22, percebe-se que a trajetória do feixe de molas aproxima-se a um círculo.

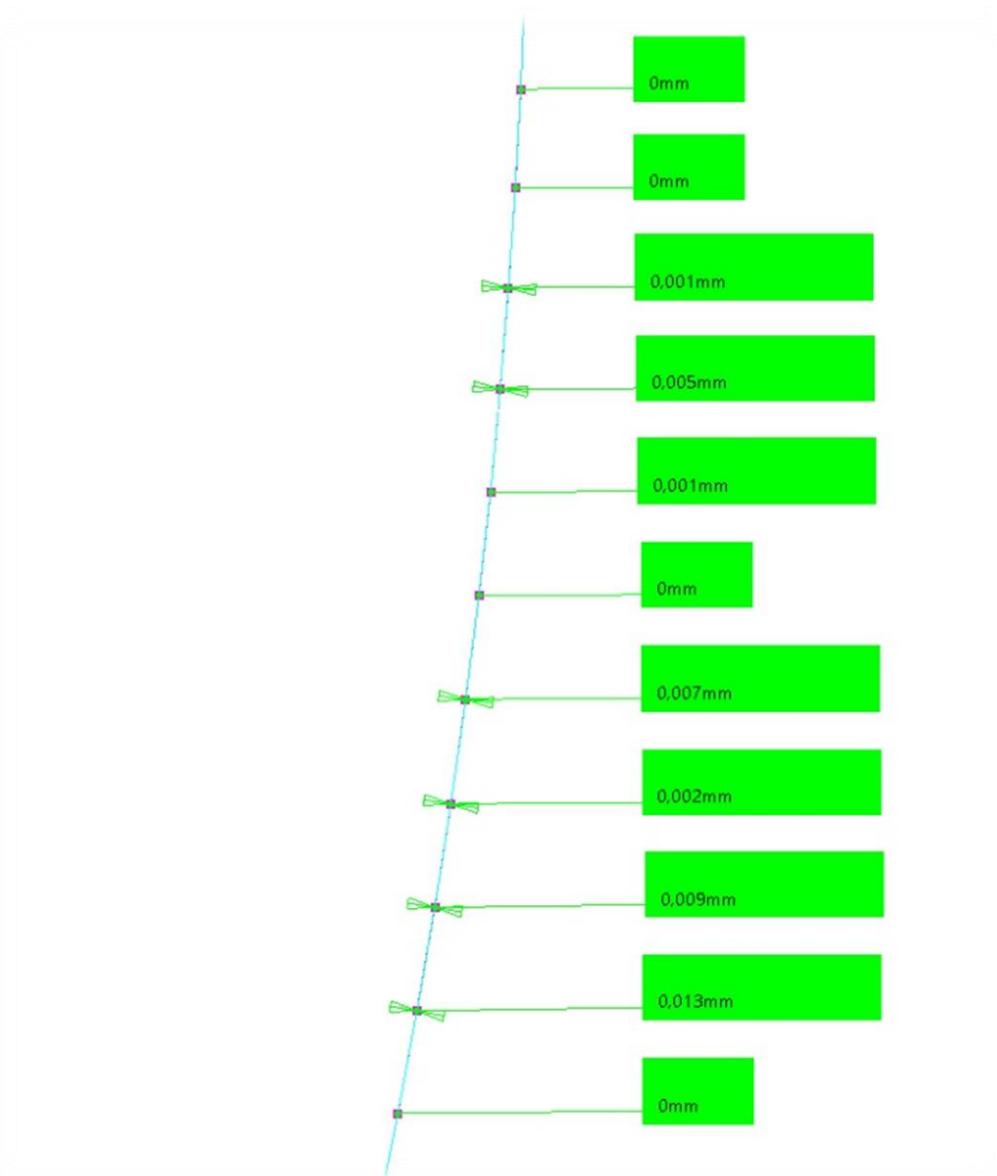
Figura 22 - *Polyline* gerada ligando os pontos da Tabela 5 de coordenadas do deslocamento do feixe de molas



Fonte: Autoria própria

A partir dos pontos superior, central e inferior do deslocamento pôde-se criar um círculo perfeito e verificar a viabilidade de aproximação da trajetória à *Polyline* conforme Figura 23.

Figura 23 - Círculo gerado considerando pontos superior, central e inferior da trajetória sobreposto à *Polyline*.

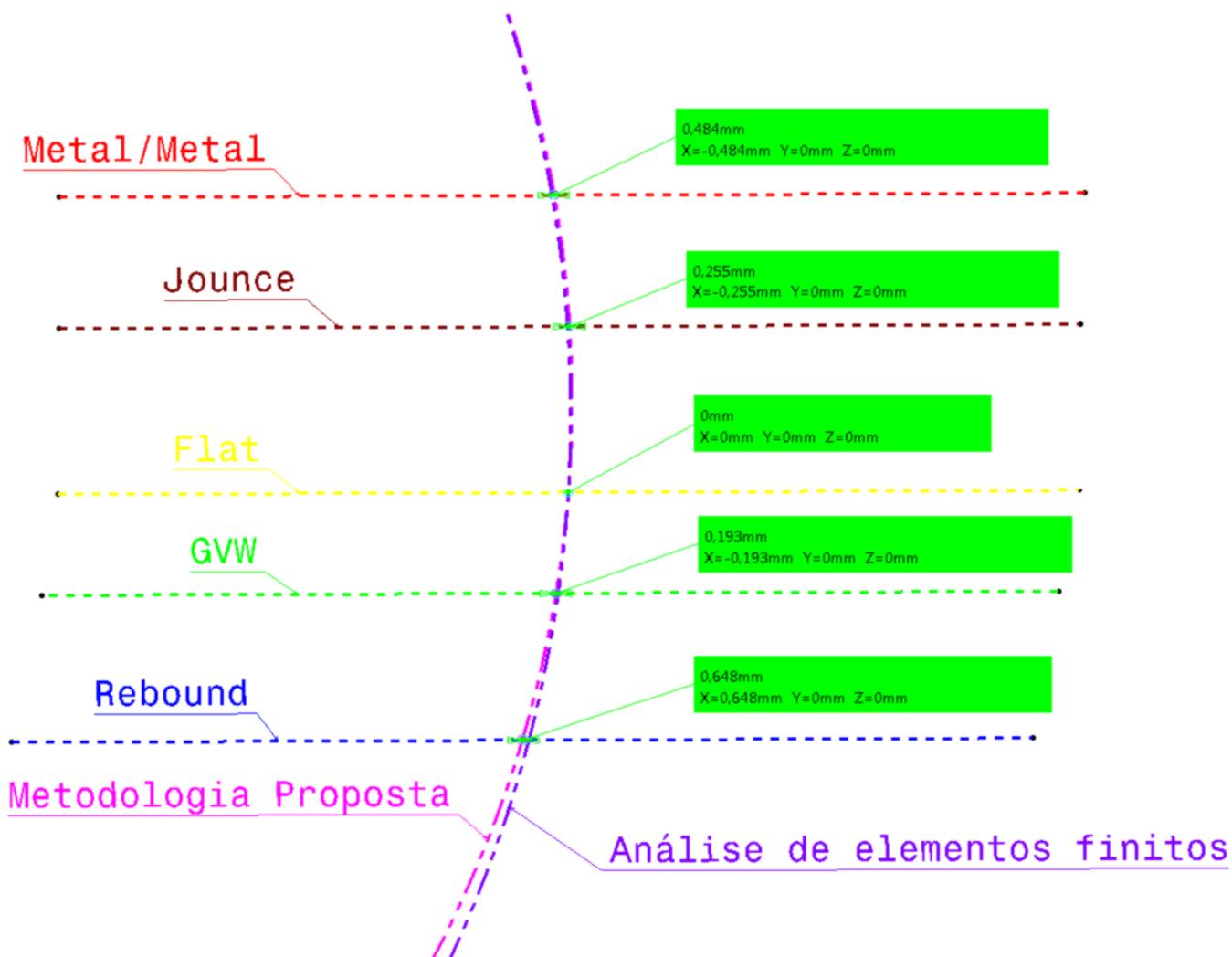


Fonte: Autoria própria

Nesta comparação, verifica-se entre a *Polyline* gerada pelos 11 pontos da Tabela 3 e o círculo, considerando os pontos superior, central e inferior, uma divergência máxima de 0,013mm, ou seja, a diferença se limita na casa centesimal dos milímetros. Com base neste resultado é possível considerar a variação irrelevante, validando o método de aproximação da trajetória da mola a um círculo.

A partir desta validação, a continuidade da comparação entre a trajetória gerada pela metodologia proposta e a trajetória gerada pela análise de elementos finitos torna-se possível. Na Figura 24 observa-se a sobreposição das curvas de trajetória geradas pelos respectivos métodos.

Figura 24 - Sobreposição dos círculos gerados pela trajetória da análise de elementos finitos e pela metodologia proposta.



Fonte: Autoria própria

Nesta comparação, verifica-se entre a trajetória circular gerada pela análise de elementos finitos e a trajetória circular gerada pela metodologia CAD proposta uma divergência máxima de 0,648 mm, ou seja, a diferença se limita na casa decimal dos milímetros. Analisando este resultado, nota-se que a trajetória resultante da metodologia proposta é ainda mais próxima da

trajetória resultante da análise de elementos finitos. Desta forma, a conclusão das comparações entre os métodos verifica que os valores máximos das variações traduzem pouca influência na análise, principalmente considerando que ambas as análises seriam ainda refinadas nos processos de análise e aprovação dinâmicas utilizando ferramentas MBS.

4. Elaboração de Modelo Cinemático do Veículo

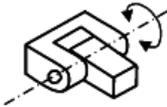
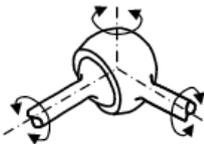
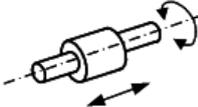
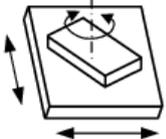
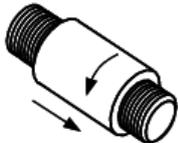
A partir da definição da movimentação mola pelo *Sketch* resultante, pode ser iniciada a construção do modelo matemático completo do veículo. Inicia-se replicando o *Sketch* na posição do segundo feixe de molas, no lado oposto da viga de eixo e utilizando as definições de movimentação do sistema descritas pelas juntas cinemáticas no capítulo 2 deste trabalho é construído o modelo cinemático do eixo e sistema de direção em *Wireframe*.

As seções seguintes discutem a composição do sistema de direção de um veículo comercial, principais itens comunizados entre diferentes tipos de chassis, o funcionamento de cada um dos itens e descrever a interação entre os mecanismos.

Para melhor compreensão do comportamento cinemático de cada componente, a descrição da movimentação será baseada nos conceitos físicos de mecanismos.

A Tabela 4 descreve e ilustra as principais juntas cinemáticas que serão citadas na descrição teórica de cada componente ou sistema nos capítulos seguintes.

Tabela 4 - Caracterização de movimentação das juntas cinemáticas básicas.

JUNTAS CINEMÁTICAS INFERIORES			
Designação	Geometria	Símbolo	Graus de liberdade
Rotação		R	1
Translação ou prismática		T	1
Esférica ou globular		E	3
Cilíndrica		C	2
Plana		P	3
Helicoidal ou de parafuso		H	1

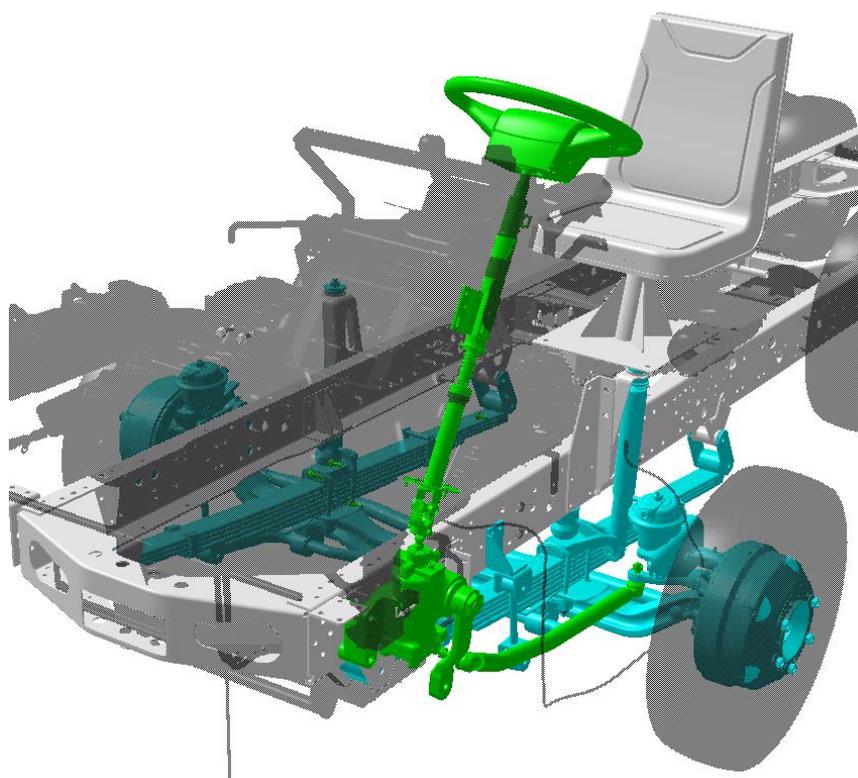
Fonte: (Flores & J.C. Pimenta Claro, 2005)

4.1. Principais componentes

Em um sistema de direção de veículos comerciais, os principais componentes são a coluna de direção, caixa de direção, braço *pitman* e barra de direção. Conectado à barra de direção está o braço de direção que recebe o movimento da barra e introduz o movimento aos componentes do eixo.

Pode-se observar na Figura 25 os componentes separados por grupo entre os sistemas de direção, eixo e suspensão.

Figura 25- Sistemas de direção e suspensão



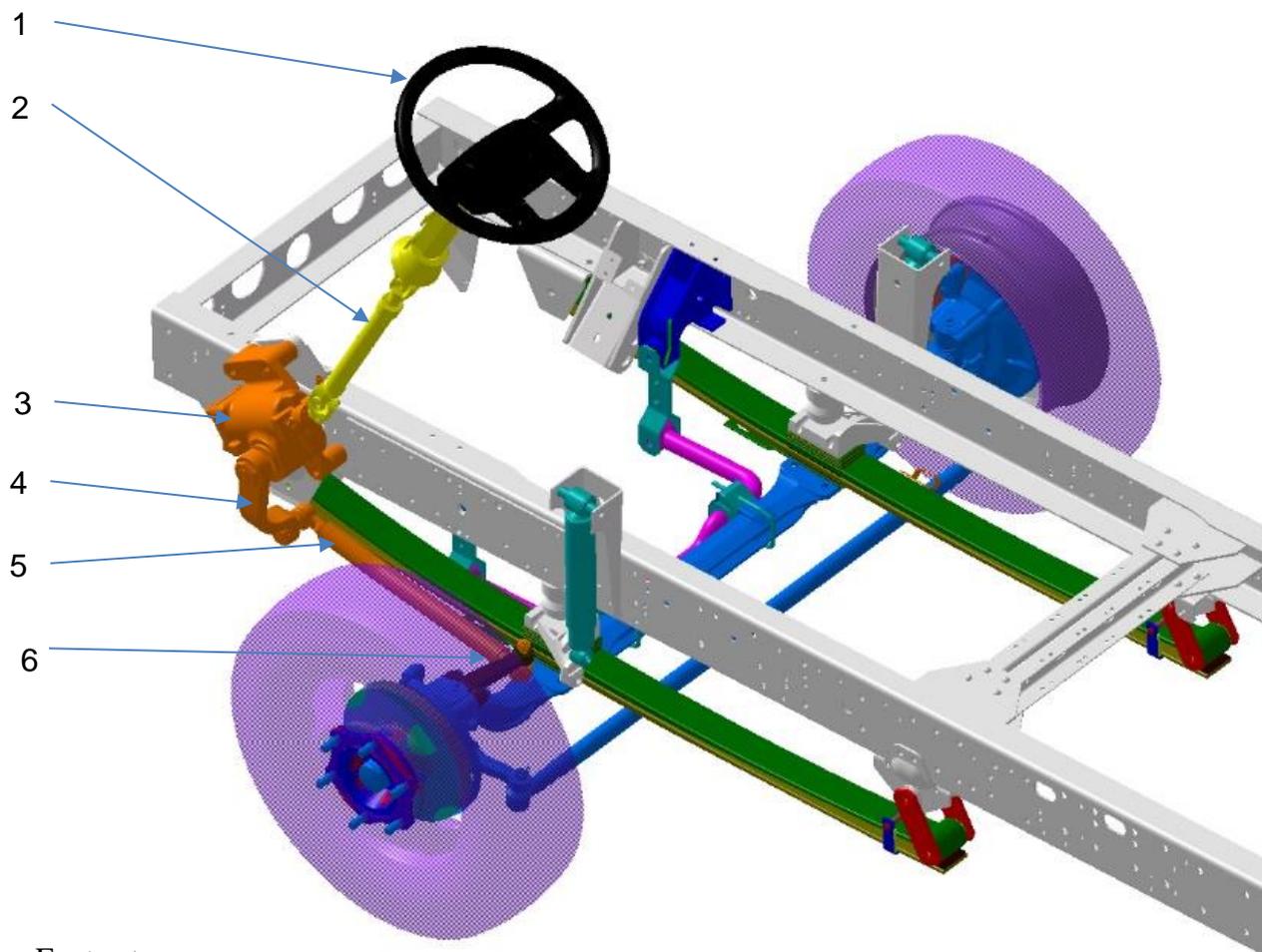
Fonte: autoria própria

A imagem deixa clara a conexão mecânica direta entre os componentes, mostrando a necessidade do bom posicionamento dos principais componentes para a otimização do comportamento do veículo.

4.2. Caracterização das funções e cinemática do sistema de direção

Nesta subseção será discutida a função e movimentação dos principais componentes do sistema de direção e sua caracterização cinemática em veículos comerciais com caixa de direção hidráulica e barra de direção (Figura 26).

Figura 26 - Ilustração de Sistema de direção de um veículo comercial, modelo genérico.



Fonte: /

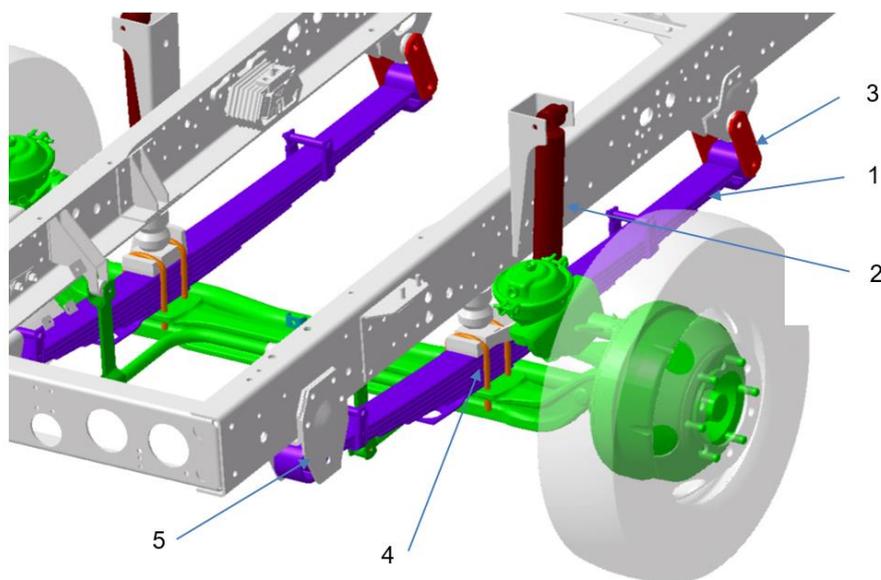
- 1- Volante: recebe a entrada de esterçamento do motorista, seu movimento é unicamente caracterizado como uma junta de rotação. Neste caso, desprezou-se quaisquer movimentos advindos de regulagem de posição do volante, pois nenhum desses movimentos impacta no estudo proposto.
- 2- Coluna de direção: recebe o movimento rotativo advindo do volante e usa seu conjunto de juntas para transmitir a rotação até o eixo de entrada da caixa de direção. Sua movimentação é descrita por juntas dos tipos rotação, cilíndrica e translação.
- 3- Caixa de direção: a partir do movimento mecânico iniciado em seu eixo pela coluna de direção, amplifica a entrada de torque e envia o movimento rotativo ao eixo de saída transversal em que o braço *Pitman* é fixado. Sua movimentação pode ser descrita com juntas rotativas.
- 4- Braço *Pitman*: elemento rígido fixado no eixo de saída da caixa de direção e transmite o movimento rotativo do eixo de saída da caixa de direção à barra de direção.

- 5- Barra de direção / *draglink*: É um elemento rígido ligado ao braço *Pitman* e ao braço de direção, unindo assim o sistema de direção ao eixo direcional. Ela recebe o movimento de translação advindo do braço *Pitman* e traciona o braço de direção do eixo direcional. As diferenças entre as direções teóricas descritas pelos braços *Pitman* e de direção são compensadas pelos terminais da barra que podem ser caracterizados como juntas esféricas.
- 6- Braço de direção / *steering arm*: elemento rígido fixo a manga de eixo que transmite o movimento do *draglink* ao sistema do eixo direcional, este componente faz parte do conjunto manga de eixo do eixo direcional.

4.3. Caracterização das funções e cinemática do sistema de suspensão

Nesta subseção, será discutida a função e movimentação dos principais componentes do sistema de suspensão e sua caracterização cinemática em veículos comerciais, com sistema de feixe de molas, barra de torção e eixo rígido vistos na Figura 27.

Figura 27 - Ilustração de Sistema de suspensão de um veículo comercial, modelo genérico



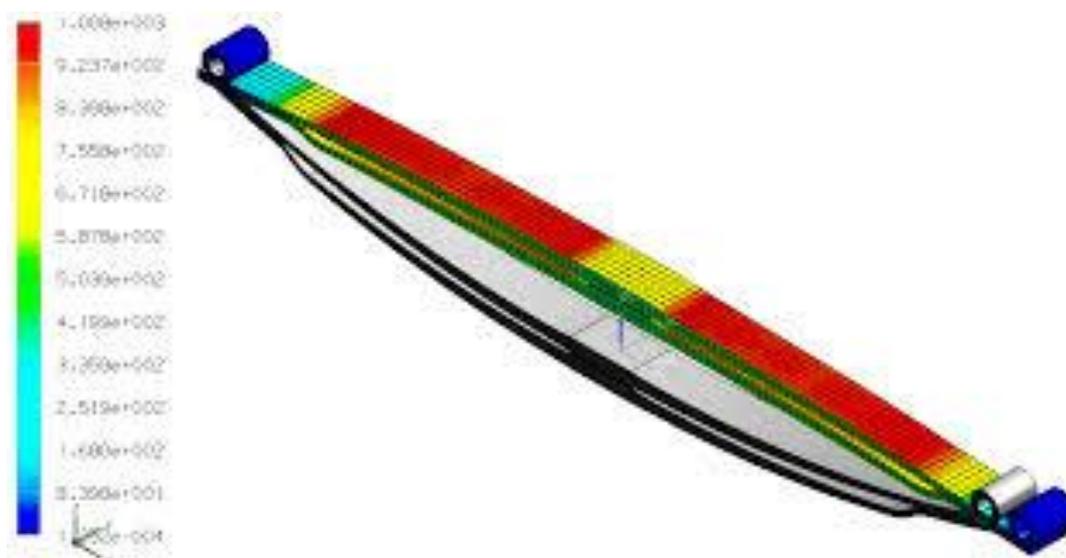
Fonte: ai

1- Feixe de molas:

elemento responsável por absorver a transferência de carga e os deslocamentos do eixo devido as variações de relevo da pista. Pode ser constituído de um grupo ou somente uma única lâmina geralmente de aço. Considerando os dois olhais da mola fixos, seu movimento pode ser descrito como uma translação em uma curva pois enquanto existe a modificação na altura da flecha da mola, existe também

uma diminuição da distância do centro da lâmina para o olhal da mola, compreendendo assim para o ponto central da lâmina, um movimento de translação semicircular durante sua variação de altura da flecha, Figura 28.

Figura 28 - Simulação em elementos finitos de um feixe molas.



Fonte: autoria própria

- 2- Amortecedores: elementos responsáveis pela desaceleração do deslocamento da mola, diminuindo o número de ciclos de oscilação durante o retorno do sistema para condição normal da relação carga x altura da mola. Sua movimentação pode ser descrita por juntas de translação linear e juntas de rotação.
- 3- Jumelo: elemento de ligação móvel que conecta o feixe de molas ao suporte de suspensão. Sua movimentação é descrita pela rotação em relação ao suporte de suspensão o que transfere ao feixe de molas uma componente de translação em relação ao eixo de giro do suporte de suspensão.
- 4- Grampos de mola: elementos de fixação do feixe de molas ao eixo do veículo.
- 5- Buchas de olhal: elementos que conectam os olhais do feixe de molas aos suportes de suspensão. Têm função de absorver uma parte da transferência de carga e reduzir possíveis ruídos caso fosse utilizada uma conexão metálica.

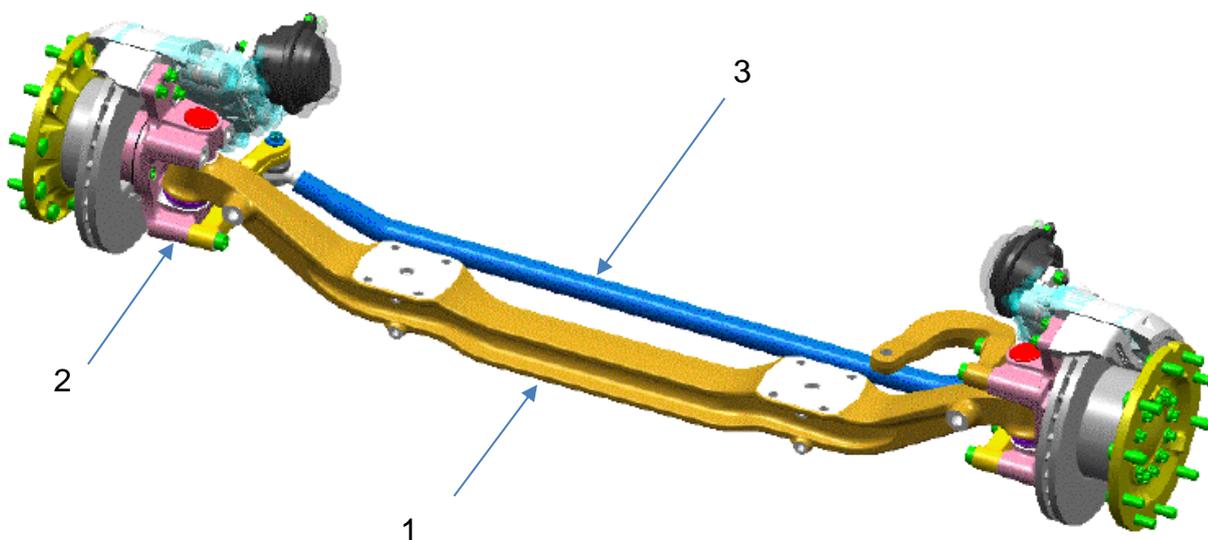
A movimentação de um sistema de suspensão do tipo feixe de molas compreende um movimento complexo devido à geometria do feixe de molas estar ligado ao jumelo, portanto este

movimento não é unidirecional o que torna sua representação o principal desafio do presente trabalho, um modelo parametrizado conforme Figura 29 foi desenvolvido.

4.4. Caracterização das funções e cinemática do sistema de eixo direcional

Um aspecto importante para a caracterização do sistema de direção é a característica física do eixo direcional de veículos comerciais, Figura 30. Devido às questões de volume de vendas e custos, citadas anteriormente, na maioria dos casos o conjunto eixo direcional muitas vezes é compartilhado entre diferentes veículos e, em alguns casos, até entre diferentes montadoras. Desta forma, mais uma vez torna-se inviável comercialmente garantir que todos os componentes representem a posição e geometria ideal dos *hard points*.

Figura 30 - Ilustração de eixo direcional genérico para veículo comercial.



Fonte: (Caballero, 2006)

- 1- Viga de eixo: principal elemento do sistema de eixos, rígido e responsável pela estrutura do conjunto e distribuição da massa suspensa aos conjuntos de manga de eixo. Por ser fixado junto ao feixe de molas, descreve o mesmo movimento cinemático final do sistema de suspensão.
- 2- Conjunto manga de eixo: subconjunto do eixo que conecta o conjunto roda e pneu a viga de eixo. Neste conjunto também são fixados os principais componentes dos sistemas de freio, os braços de direção e braço de ligação, que recebe o movimento advindo da barra de direção e o transmite ao segundo conjunto de manga de eixo respectivamente. Caracteristicamente o conjunto manga de eixo é um conjunto móvel que descreve um movimento de rotação que resulta no esterçamento das rodas, o movimento utiliza o pino mestre como eixo de rotação.
- 3- Barra de ligação: conectada aos braços de ligação, é o elemento responsável por transmitir o movimento de esterçamento de um dos conjuntos manga de eixo ao outro. As diferenças entre as direções teóricas descritas pelos braços de ligação são compensadas pelos terminais da barra que podem ser caracterizados como juntas esféricas.

4.5. Considerações

Até este ponto, o capítulo destacou os principais componentes dos sistemas de forma a esclarecer a função de todos os elementos estudados no presente trabalho, bem como a caracterização cinemática de seus movimentos.

Por mais simples que seja a característica cinemática de cada componente individualmente, o estudo do sistema completo, considerando as movimentações de suspensão, direção e eixo torna o estudo efetivamente complexo. Para caracterizar a movimentação dos sistemas e observar seus resultados, serão utilizados os conceitos práticos e teóricos nas seguintes competências:

- a) Geometria descritiva;
- b) cinemática de mecanismos;
- c) composição dos sistemas automotivos de direção, suspensão e eixos;
- d) modelamento 3D em software CATIA V5 R19;
- e) simulações numéricas utilizando FEA em software Abaqus.

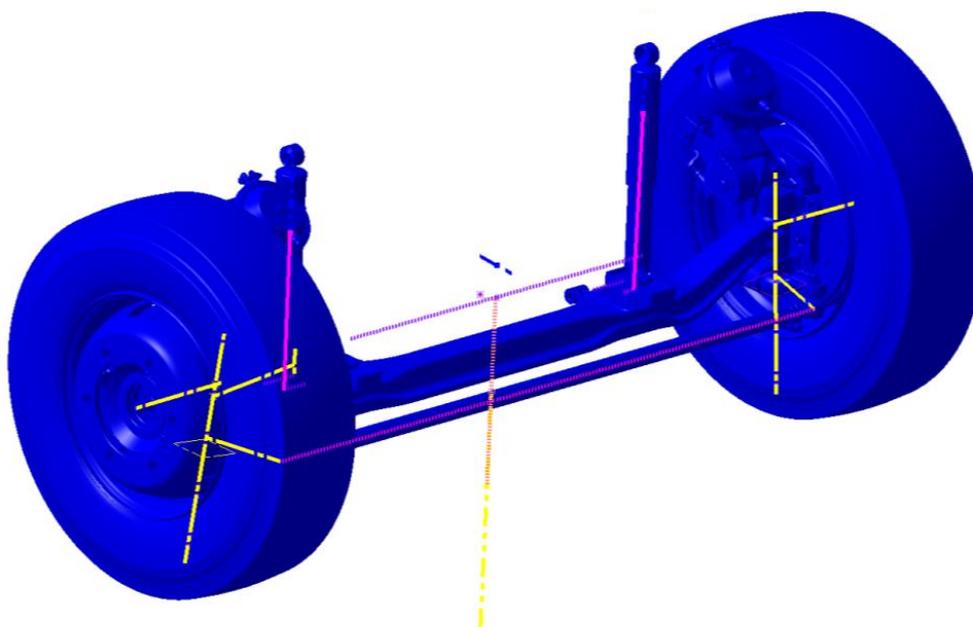
Cada um dos itens listados são temas que, de alguma maneira, estarão relacionados com o trabalho e de suma importância para compreensão e conclusão dos resultados das análises.

É importante também observar que os conceitos aplicados neste estudo descrevem uma proposta de otimização do sistema de desenvolvimento atual de suspensões, portanto diferem do processo atual de forma que impossibilita a comparação direta entre os processos de desenvolvimento.

5.1. Representação do sistema de eixo direcional em *wireframe*

Utilizando as definições básicas de geometria descritiva, pode-se descrever a geometria e movimentação de todo o sistema de eixo utilizando os elementos geométricos básicos, como pontos, curvas e planos. Os elementos geométricos serão relacionados entre si a partir dos comandos de restrição de juntas cinemáticas, portanto, é de suma importância sua exatidão em relação as suas características dimensionais e posicionamento nos eixos cartesianos. Na Figura 31, Figura 32 e Figura 33 podemos observar detalhadamente as representações.

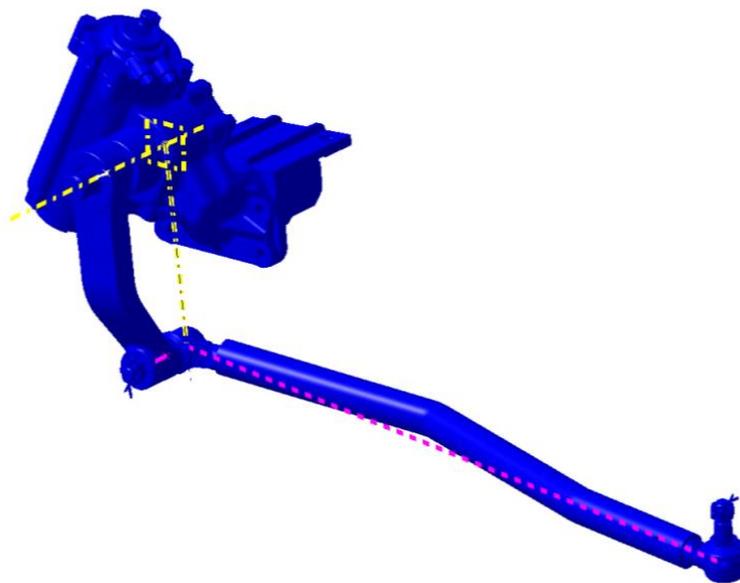
Figura 31 - Imagem eixo direcional e sua representação em *wireframe*. Autoria própria.



Fonte: Autoria própria

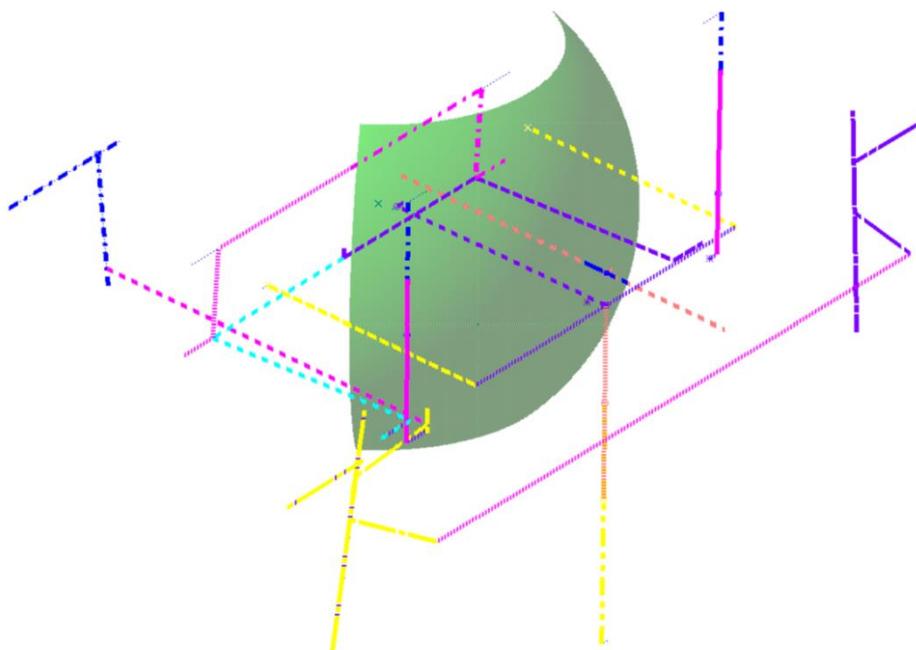
Utilizando os mesmos princípios do sistema de eixo direcional, o sistema de direção e suas características de movimentação são representados com base nos conceitos de geometria descritiva com elementos geométricos básicos.

Figura 32 - Sistema de direção e sua representação em *wireframe*.



Fonte: Autoria própria.

Figura 33 - Eixo e suspensão em *wireframe*.



Fonte: Autoria própria.

5.2. Aplicação das restrições cinemáticas

Com os sistemas de eixo, direção e suspensão posicionados no sistema cartesiano, definidos dimensionalmente e com sua movimentação representada através dos elementos geométricos básicos, é iniciada a etapa de aplicação das restrições cinemáticas, a exemplo a *Toolbar Kinematic Joints* do software CATIA V5, Figura 34.

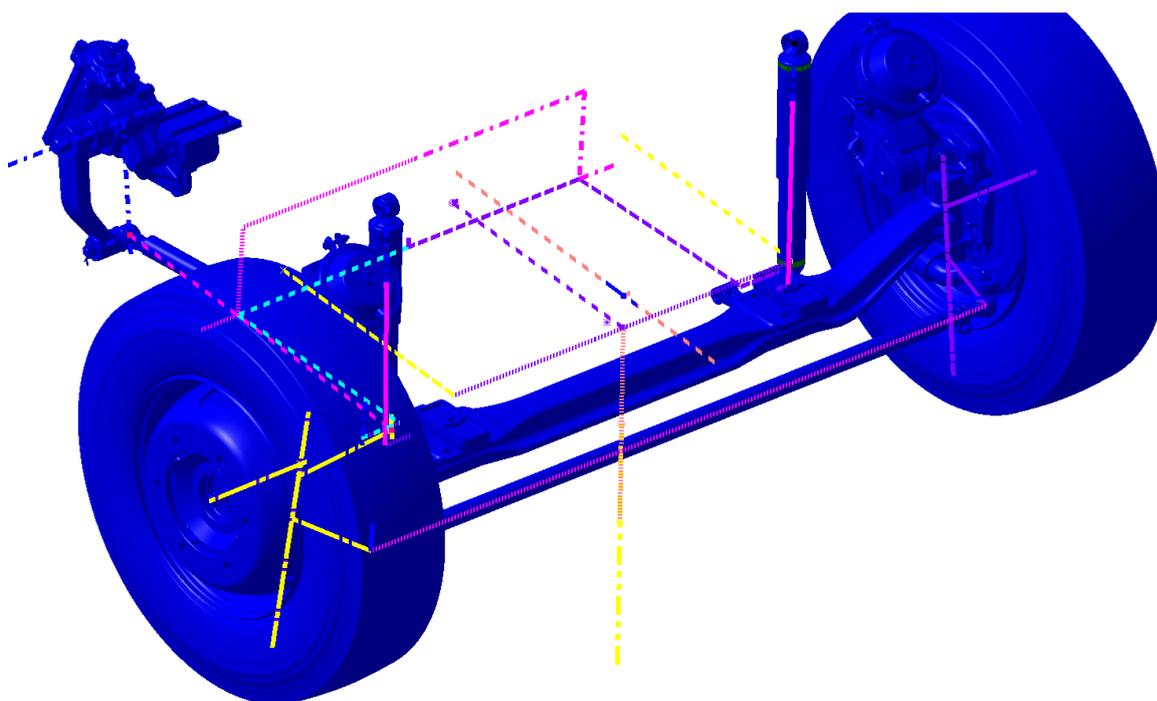
Figura 34 - Imagem da *Toolbar Kinematic Joints* do software CATIA V5.



. Fonte: Catia V5 R19.

As restrições cinemáticas representam a movimentação das juntas dos sistemas, e interligam as construções geométricas dos sistemas, relacionando-as conforme ilustração na Figura 35, utilizando as juntas cinemáticas descritas no capítulo 2 desta monografia.

Figura 35 - Modelo 3D em *wireframe* após aplicação das restrições cinemáticas



Fonte: Autoria própria

Após a aplicação das restrições, foi possível simular a movimentação do eixo considerando *jounce* (movimentação no eixo Z+), *rebound* (movimentação do eixo Z-), *roll* (inclinação do eixo direcional em relação ao solo) além da simulação de *steering* (esterçamento das rodas) conforme geometria de *Ackermann* (Mitchell, Staniforth, & Scott, 2006) do sistema de eixo.

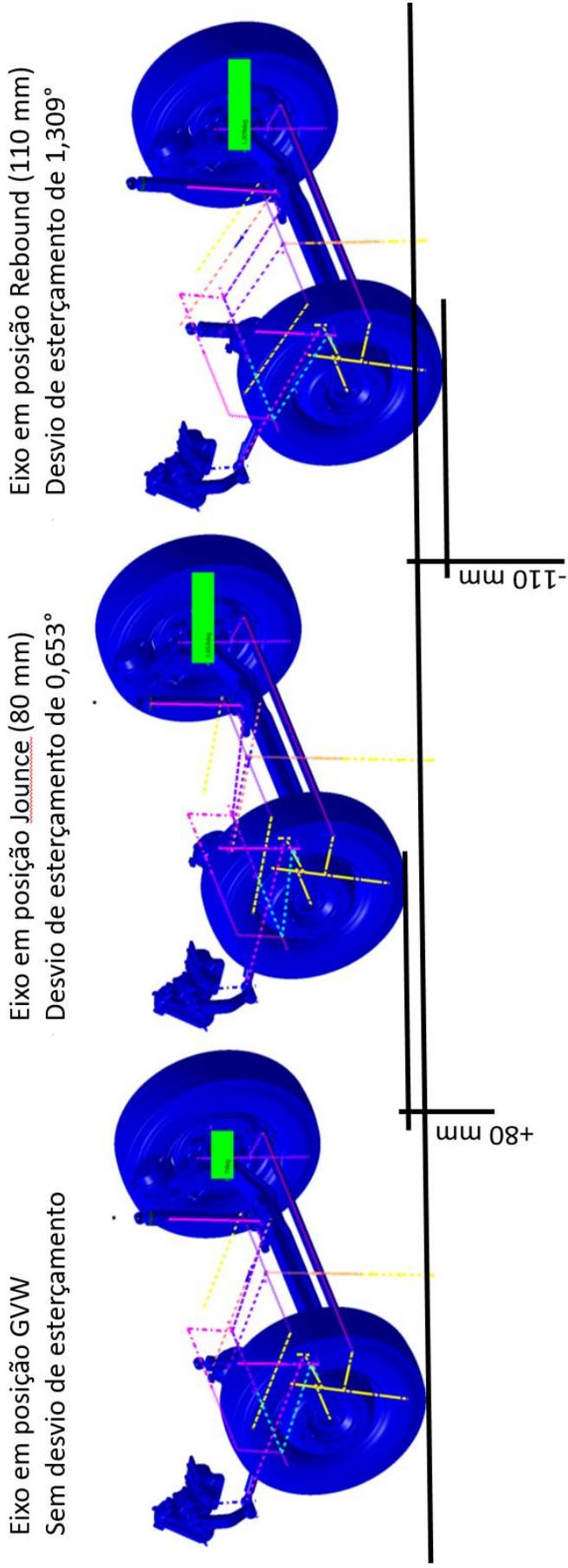
6. Impactos da Movimentação da Suspensão no sistema de Direção

Através da simulação cinemática apresentada no capítulo anterior, pode-se observar que durante os movimentos induzidos ao eixo conforme Figura 36, considerando a caixa de direção alinhada e estática, existe uma movimentação relativa no esterçamento das rodas. A este efeito dá-se o nome de erro de direção devido *bump steering* descrito no capítulo 2. O *bump steering* pode ser seu esterçamento relativo quantificado em graus e, a partir deste valor, comparado aos limites definidos.

O *bump steering* é o principal efeito a ser combatido durante a definição dos *hard points* da suspensão e deve ser quantificado até os limites aceitáveis. Estes limites, geralmente definidos pelas montadoras, são os responsáveis pelos diversos *loopings* no projeto dos sistemas de suspensão, pois é altamente improvável que sejam atingidos durante a definição inicial do sistema.

No Apêndice A, é apresentado, em vídeo, a atuação cinemática com quadros do desvio obtido.

Figura 36 - Posições do eixo direcional dentro da cinemática do estudo.



Fonte: Autoria própria

7. Otimizando a Geometria dos Sistemas

Para verificar as prováveis modificações no sistema de suspensão, cabe complementar a movimentação obtida no modelo cinemático com as geometrias 3D dos componentes propostos, desta forma inicia-se o trabalho de verificação da movimentação real dos volumes dos componentes.

Neste momento, pode ser observado o *packaging* dos componentes de forma dinâmica e durante a movimentação dos mesmos observar a possibilidade de alguma colisão ou proximidade excessiva entre sistemas.

Todos estes parâmetros devem ser levados em conta durante as propostas de otimização, pois a obtenção do posicionamento ideal dos *hard points*, que não gere nenhum resultado negativo de *bump steering*, como apresentado anteriormente é inviável, considerando a premissa de composição inerente aos próprios sistemas de suspensão e direção.

Desta forma, é essencial que esta etapa passe por sequenciais análises, modificações, simulações, dimensionamentos, novas análises e continuidade do ciclo até que sejam atingidos valores otimizados para cada um dos erros de direção.

8. Conclusão

Como conclusão final, foi utilizado o método proposto durante o desenvolvimento de um projeto de sistema de suspensão em paralelo ao desenvolvimento via métodos SAE HS 788, e cálculo de elementos finitos que são os métodos mais comuns nos processos de projetos atuais.

Tecnicamente os resultados de erro de direção causados pelo *bump steering* se mantiveram muito próximos nas análises, principalmente na comparação entre o modelo proposto em relação ao cálculo de elementos finitos. Neste caso, com uma margem de diferença entre 5% e 6%, comparando o sistema nas mesmas condições de movimentação, -110 mm em *rebound* e 80 mm em *jounce*.

Desta forma, em relação aos resultados técnicos obtidos, o modelo proposto pode ser considerado satisfatoriamente equivalente ao modelo de elementos finitos uma vez que as condições teóricas apresentadas ainda devem passar pelos testes físicos e *ride test* para refino dos ajustes de mola e amortecedores, etapa na qual os desvios de resultados entre métodos seriam

reduzidos a valores praticamente irrisórios, portanto, seria possível ignorá-los devido à baixíssima magnitude do impacto direcional.

Em relação ao volume de horas consumido pelas propostas, pode-se avaliar que o método cinemático CAD proposto por esse trabalho, que utiliza o fluxograma exibido, apresentou um consumo de horas inferior tendo um valor na ordem de 30% inferior ao método HS 788 e 40% inferior ao método de elementos finitos. Resultado que levou em consideração a primeira proposta desenvolvida somada a duas rodadas de ajustes dos *hard points*.

Além disso, essa economia no volume de horas tende a aumentar a cada nova rodada de ajuste devido a facilidade de modificação do modelo CAD proposto por esse trabalho.

8.1. Propostas Futuras de Pesquisa

Como proposta futura de pesquisa e de refino do trabalho apresentado, é sugerida uma tentativa de desenvolvimento de um modelo CAD completamente parametrizado com fórmulas que permitam maior agilidade durante a elaboração da proposta inicial do sistema. Os valores das características geométricas das molas, eixo, pneus, bem como as coordenadas de posicionamento espacial de cada componente podem ser construídos em um modelo 3D como *template* e a partir de uma planilha em Excel ou diretamente no modelo CAD estes valores poderiam ser alterados somente com a alteração de novos valores desejados.

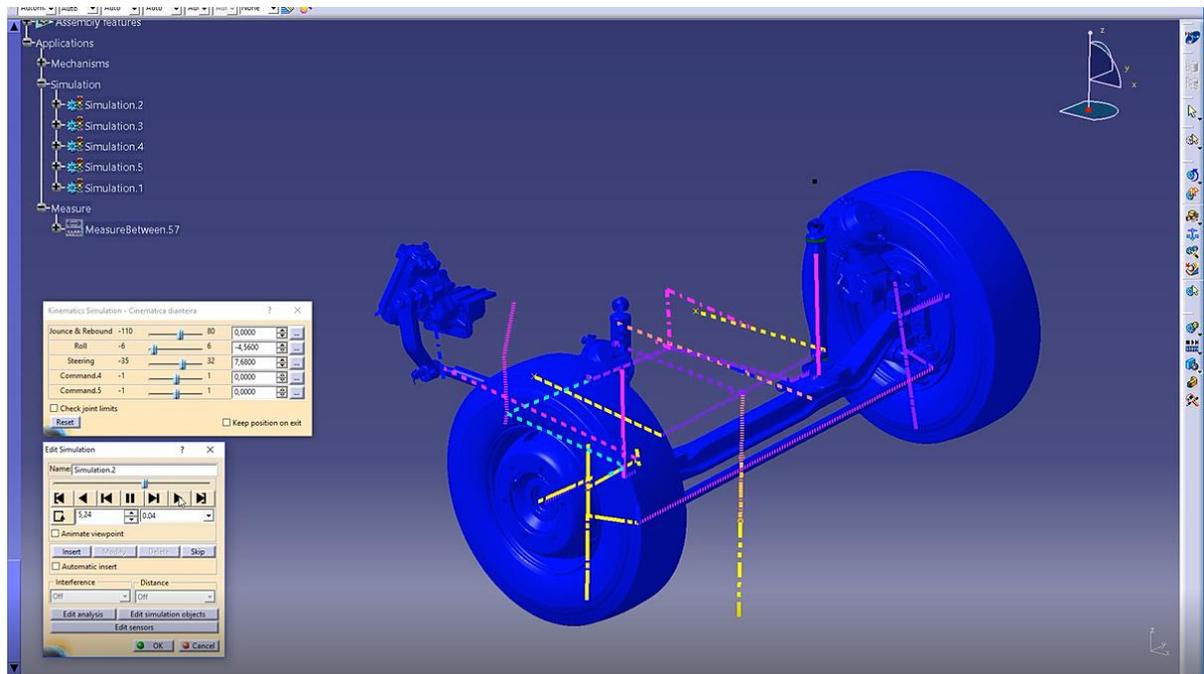
9. Referências Bibliográficas

- 788, *SAE HS - Design and Application of Leaf Springs*. (1980). Warrendale: SAE International.
- Blundell, M., & Harty, D. (2004). *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*.
- Caballero, I. (2006). MAN - The Easy-to-use Steering Design Tool "SimuLENK" as an Application of SIMPACK Code Export, 2006.
- Flores, P., & J.C. Pimenta Claro. (2005). *Cinemática de Mecanismos*.
- Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*.
- Jazar, R. N. (2009). *Vehicle Dynamics: Theory and Application Corr. 3rd printing* .
- Mitchell, W. C., Staniforth, A., & Scott, I. (2006). *SAE 2006-01-3638 - Analysis of Ackermann Steering Geometry*. Warrendale: SAE International.
- Sheldon Axle Company, S. E. (1912). *Leaf Springs: Their Characteristics and Methods of Specification*. The Company.
- Volvo Service Manual, TP 15052/1. (s.d.). <http://www.volvodemort.com/>. Fonte: Volvo Service Manual:
<http://www.volvodemort.com/technical/volvo/manuals/service/tp15052/group72/index.html>

Apêndice A - Modelo Cinemático em vídeo

Um exemplo da complexidade de movimentação pode ser exemplificado no vídeo disponibilizado no site do Youtube, link: <https://youtu.be/I9ESwL9yvKw>, Autoria própria (Apêndice A), Figura 37. Nele são representados os componentes do sistema de suspensão juntamente com a representação da sua movimentação.

Figura 37 - Ilustração de caracterização de movimentação de um sistema de suspensão. Na figura estão representados em modelo 3D os componentes e suas características.



Fonte: autoria própria