

GUILHERME ALVES FERNANDES

**ANÁLISE DO VALOR IDEAL PARA RIGIDEZ TORCIONAL DE UM PROTÓTIPO
BAJA SAE**

GUILHERME ALVES FERNANDES

ANÁLISE DO VALOR IDEAL PARA RIGIDEZ TORCIONAL DE UM PROTÓTIPO
BAJA SAE

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá - SP
2018

F363a	Fernandes, Guilherme Alves Análise do valor ideal para rigidez torcional de um protótipo BAJA SAE / Guilherme Alves Fernandes – Guaratinguetá, 2018. 49 f : il. Bibliografia: f. 48 – 49 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2018. Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins 1. Dinâmica dos corpos rígidos. 2. Automóveis – Projetos e construção. 3. Torção I. Título CDU 629.113
-------	--

Pâmella Benevides Gonçalves
Bibliotecária/CRB-8/9203

GUILHERME ALVES FERNANDES

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM NOME DO CURSO"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM NOME DO CURSO

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Orientador UNESP-FEG

ANTONIO DOS REIS DE FARIA NETO
UNESP-FEG

EVERTON COELHO DE MEDEIROS
UNESP-FEG

DADOS CURRICULARES

Guilherme Alves Fernandes

NASCIMENTO	08.03.1990 – Poços de Caldas / MG
FILIAÇÃO	Edelcio Fernandes Lucedir de Jesus Alves Fernandes
2011/2018	Curso de graduação Engenharia Mecânica – UNESP Guaratinguetá

Dedico este trabalho aos meus pais,
Edelcio e Lucedir, minha irmã, Larissa e meu irmão, Adriano,
por estarem sempre do meu lado e sempre me apoiando durante
todo o curso e antes dele, também.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família por ter me proporcionado a oportunidade de realizar esse curso de graduação, e por ter me apoiado durante todo ele.

À toda a Equipe Piratas do Vale, por todos os ensinamentos e amizades feitas dentro da oficina e cultivadas fora dela, em especial ao *Prof. Dr. Angelo Caporalli Filho* por toda a dedicação ao projeto Baja SAE.

À República Amoribunda por ter me fornecido um verdadeiro lar e uma segunda família.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins* por toda a paciência, compreensão e dedicação durante todo o desenvolvimento deste trabalho.

À todos os professores, técnicos e funcionários da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá por todos os ensinamentos e suporte prestados.

RESUMO

Neste trabalho, procura-se identificar a influência da rigidez torcional do chassi de um protótipo Baja SAE em sua performance dinâmica. Tem como objetivo principal, analisar diversas curvas resultantes de transferência lateral de carga do veículo, onde foram considerados diferentes configurações de determinados parâmetros. O chassi é o componente que promove a sustentação do conjunto da suspensão, e por isso influi diretamente na performance do mesmo, uma vez que toda a carga absorvida pelo conjunto é transferida para a estrutura. E como não há registro de nenhum material que seja completamente rígido, ao ser submetida a tal carga, a estrutura veicular sofre uma certa deformação, assim como outros componentes do carro. Dessa forma, a rigidez torcional atuando juntamente com a rigidez de rolagem do sistema de suspensão determina o valor da transferência lateral de carga, que varia de acordo com a configuração de determinados parâmetros. E, como demonstra o trabalho, o comportamento da transferência lateral de carga está diretamente relacionado com a distribuição de massa ao longo dos eixos de referência do veículo, assim como com a rigidez de rolagem do sistema de suspensão, o que faz sentido pois como as rigidezes estão sendo consideradas em série e juntamente atuam na sustentação da transferência lateral de carga, resultante do posicionamento do centro de gravidade do carro. Sendo assim, é possível definir um intervalo de valores para a rigidez torcional, considerando a variação dos valores de transferência lateral de carga de maneira que o sistema de suspensão ainda possa ser considerado ajustável através dos valores de rigidez de rolagem.

PALAVRAS-CHAVE: Rigidez torcional. Transferência lateral de carga. Baja SAE. Chassi.

ABSTRACT

This paper goal is to identify the real influence of the torsional stiffness of a Baja SAE prototype in its dynamic performance. Its main objective is to analyze several data from lateral load transfer of the vehicle considering different configurations for certain parameters. The chassi is the component that provides coupling for the suspension system, therefore it has direct influence in suspension performance. Since there is no fully stiff material, when the chassi is under some load, it tends to deform, like other components of the car. Thus, the torsional stiffness working with the roll stiffness results in some value of lateral load transfer that varies according to the definition of certain parameters. And, as this paper shows, the results for lateral load transfer are directly related with the distribution of the total mass of the car along the front and rear axles, and also with the roll stiffness of the suspension, which makes sense because the rigidities are being considered in series, and together they hold up the lateral load transfer caused by the position of the center of gravity. So, it is possible to set a range of values for the torsional stiffness considering different values of lateral load transfer in a way that the suspension system can be considered adjustable through different values of roll stiffness.

KEYWORDS: Torsional stiffness. Lateral load transfer. Baja SAE. Chassi.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Descrição das dimensões da gaiola segundo o regulamento SAE.	17
Figura 2 – (a) Chassi de um carro popular; (b) Chassi esportivo tubular.....	18
Figura 3 – Eixos de referência.	20
Figura 4 – Torque aplicado à extremidade do veículo.	21
Figura 5 – Geometria da suspensão para simulação.....	22
Figura 6 – Esquema do ensaio de rigidez torcional.....	23
Figura 7 – Barras rígidas substituindo os amortecedores.....	23
Figura 8 – Fixação da parte traseira.....	24
Figura 9 – Detalhe da fixação traseira.....	24
Figura 10 – Fixação e sustentação da parte dianteira.....	25
Figura 11 – Prato de sustentação das anilhas.....	25
Figura 12 – Posicionamento do relógio comparador.....	26
Figura 13 – Aplicação das anilhas e medição das deformações.....	26
Figura 14 – Reta dos valores medidos em comparação com a regressão linear desses valores pelos mínimos quadrados.	27
Figura 15 – Transferência lateral de carga em uma curva.....	28
Figura 16 – Esquema dos parâmetros de um corpo rígido.....	29
Figura 17 – Constante k_C de torção da estrutura.....	32
Figura 18 – Esquema dos parâmetros de um corpo flexível.....	32
Figura 19 – Proporção da Transferência Lateral de Carga (χ) x Proporção da Rigidez de Rolagem (λ).....	34
Figura 20 – Proporção da Transferência Lateral de Carga (χ) x Rigidez Torcional Normalizada (μ).....	35
Figura 21 – Modelo MB1114 renderizado através de software CAD.....	36
Figura 22 – Protótipo MB1114, na Competição Baja SAE Brasil, Etapa Sudeste 2015.	36
Figura 23 – Variação de ΔF_{zF} em relação à k_C	38
Figura 24 – Variação de ΔF_{zR} em relação à k_C	39
Figura 25 – Proporção da Transferência Lateral de Carga (χ) x Proporção da Rigidez de Rolagem (λ).	41
Figura 26 – χ x λ , para $k_T = 1.200,00$ Nm/grau.....	41
Figura 27 – χ x λ , para $k_T = 200,00$ Nm/grau.....	42

Figura 28 – Proporção da Transferência Lateral de Carga (χ) x Rigidez Torcional

Normalizada (μ).....44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros do Protótipo MB1114.	37
Tabela 2 – Parâmetros calculados.	38
Tabela 3 – Variação da transferência lateral de carga dianteira (ΔF_{zF}).	38
Tabela 4 – Variação de ΔF_{zR}	39
Tabela 5 – Variação de λ	40
Tabela 6 – Variação de k_C	40
Tabela 7 – Variação de μ	43

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	Computer-Aided Design
CG	Centro de Gravidade
ECPA	Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo
MB1114	Mini-Baja 1114
SAE	Society of Automotive Engineers
TLC	Transferência Lateral de Carga
UNESP	Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

LISTA DE SÍMBOLOS

x	eixo longitudinal do carro
y	eixo lateral do carro
z	eixo vertical do carro
p	direção do movimento de rolagem
q	direção do movimento de <i>pitch</i>
r	direção do movimento de <i>yaw</i>
k_C	rigidez torcional da estrutura
T	torque
θ	ângulo de torção
U_x	translação no eixo x
U_y	translação no eixo y
U_z	translação no eixo z
ϕ_x	rotação no eixo x
ϕ_y	rotação no eixo y
ϕ_z	rotação no eixo z
ΔF	taxa de transferência lateral de carga
ΔF_{zF}	taxa de transferência lateral de carga dianteira
ΔF_{zR}	taxa de transferência lateral de carga traseira
m	massa total do protótipo com o piloto
m_F	massa total dianteira
m_R	massa total traseira
h_G	altura do CG
a_y	aceleração lateral
k_F	rigidez de rolagem dianteira
k_R	rigidez de rolagem traseira
k_T	rigidez de rolagem total
d_s	diferença entre h_s e z_s
h_s	altura do CG da massa suspensa
h_{sF}	altura do CG da massa suspensa dianteira
h_{sR}	altura do CG da massa suspensa traseira
z_s	altura do centro de rolagem neutro
z_F	altura do centro de rolagem dianteiro
z_R	altura do centro de rolagem traseiro
h_{uF}	altura do CG da massa não suspensa dianteira
h_{uR}	altura do CG da massa não suspensa traseira
m_{uF}	massa não suspensa dianteira
m_{uR}	massa não suspensa traseira
m_s	massa suspensa total
m_{sF}	massa suspensa dianteira
m_{sR}	massa suspensa traseira
t_F	bitola dianteira
t_R	bitola traseira
l	entre eixos
λ	proporção de rigidez de rolagem
μ	rigidez torcional normalizada
$\mathcal{X}$	proporção de transferência lateral de carga

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVO	15
1.2	JUSTIFICATIVA	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1	A ESTRUTURA	16
2.2	A SAE	16
2.3	O CHASSI	18
2.3.1	Chassi Veicular	18
2.3.2	Tipos de Chassi	19
2.4	A RIGIDEZ TORCIONAL	19
2.4.1	A Rigidez Torcional no protótipo Baja	20
2.4.2	Ensaio da Rigidez Torcional	22
2.5	A TRANSFERÊNCIA LATERAL DE CARGA	27
3	ANÁLISES	31
3.1	A ESTRUTURA FLEXÍVEL	31
3.2	RELAÇÃO ENTRE OS PARÂMETROS	33
4	O MODELO BAJA MB1114	36
5	RESULTADOS	37
5.1	VARIAÇÃO DE k_C	38
5.2	VARIAÇÃO DE λ	40
5.3	VARIAÇÃO DE μ	43
6	CONCLUSÃO	46
7	SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	47
	REFERÊNCIAS	48

1 INTRODUÇÃO

Em projetos como o Baja SAE (Society of Automotive Engineers), os parâmetros que mais são analisados quando se trata de uma validação do chassi do carro são, o peso e a rigidez. Dois parâmetros inversamente proporcionais, dado que quanto menos componentes estruturais, menor seu peso, porém menor sustentação se tem. Por isso, hoje em dia há diversos estudos sobre propriedades dos materiais com o intuito de substituir materiais mais pesados, como os metais, por materiais mais leves, como fibras e polímeros, no entanto com mesma rigidez, resistência ou dureza. As propriedades dos materiais possuem um importante papel, pois influenciam diretamente no comportamento dos mesmos ao serem submetidos a diferentes cargas, neste caso, relacionadas a dinâmica veicular.

A geometria estrutural de um protótipo baja possui diversas restrições devido ao regulamento da própria SAE sobre as competições. As regras impõem diversas limitações sobre as dimensões dos componentes estruturais da mesma forma que exige o acréscimo de componentes, caso certas medidas forem consideradas insuficientemente seguras. A principal preocupação da SAE ao publicar o regulamento é a segurança dos pilotos, pois sabe-se dos riscos que envolvem uma competição automotiva. Mesmo com todas as limitações dimensionais, a gama de possibilidades para a criação da estrutura do carro é enorme. Com isso, para determinação de uma estratégia para a confecção da gaiola é necessário analisar, não apenas suas características relacionadas à segurança, mas também relacionadas à dinâmica veicular.

Muito se discute sobre rigidez torcional, qual o seu papel e como determinar seu valor ideal. Todas as cargas impostas sobre o sistema de suspensão do carro são parcialmente dissipadas pelos amortecedores e molas, enquanto a outra parte é absorvida pelo próprio chassi, na interação entre a suspensão e a estrutura. E como todo material, a estrutura possui seu próprio coeficiente de elasticidade com sua devida deformação quando aplicada determinada carga sobre ela. Em uma estrutura idealmente rígida, toda carga não absorvida pela suspensão é absorvida pela estrutura sem deformação alguma.

Ao realizar uma curva, independente da velocidade em que se encontra, o veículo sofre uma transferência de massa devido a aceleração lateral e o momento do centro de gravidade do veículo em relação ao solo, fazendo com que a carga sobre o conjunto da suspensão do lado de fora da curva aumente de maneira proporcional à diminuição da carga sobre o conjunto do lado de dentro. Dessa maneira, o ideal é que essa carga seja distribuída de maneira equilibrada entre os eixos dianteiro e traseiro para que não haja situações de

oversteer ou *understeer*. Para realizar o cálculo da transferência lateral de carga são utilizadas diversas variáveis, e levando em consideração que se trate de um corpo flexível, a rigidez torcional se torna uma dessas variáveis, justamente pelos fatores citados anteriormente e assim determinado por Sampò (2011).

Dito isso, e focando no cálculo da transferência lateral de carga, observou-se a situação de diferentes perspectivas, ou seja, alterando certos parâmetros foi gerada uma série de curvas que ao serem analisadas nos permitem compreender seu comportamento e, consequentemente, o do carro. A comparação entre o corpo rígido e o flexível é onde se é possível enxergar o papel da rigidez da estrutura. Ou seja, ao inserir a rigidez torcional na equação, é possível traçar uma meta para determinado valor de rigidez da estrutura, juntamente com a projeção da suspensão do carro.

Ao submeter as variáveis a diferentes cenários, foi possível determinar a real influência da rigidez torcional na transferência lateral de carga. Como será demonstrado, o posicionamento do centro de gravidade do carro, a rigidez de rolagem, tanto dianteira quanto traseira, e a rigidez torcional definiram diferentes comportamentos para as curvas traçadas para a transferência lateral de carga. Para cada configuração de suspensão existente, são gerados valores diferentes, e atualmente, dentro da equipe, ainda não se possui informações sobre o comportamento da rigidez torcional, tanto como parâmetro na dinâmica veicular, quanto em relação ao projeto do protótipo como um todo.

1.1 OBJETIVO

Este trabalho tem por objetivo criar uma metodologia onde se é possível dimensionar a geometria do chassi embasado não apenas nos regulamentos e segurança, mas também na performance do veículo, enaltecendo a importância do subsistema e do projeto da gaiola.

1.2 JUSTIFICATIVA

A realização deste trabalho surgiu da necessidade do valor da rigidez torcional ter uma utilidade dentro do projeto, de modo que a confecção da estrutura passe a ter metas preestabelecidas através de embasamento teórico considerando a otimização da performance do veículo.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 A ESTRUTURA

O chassi possui, primeiramente, a função de conectar todos os componentes que vão fazer com que o conjunto todo possa passar a ser chamado de veículo. O propósito do chassi de um veículo automotor é conectar todas as quatro rodas com uma estrutura que seja rígida em flexão e torção. Deve ser capaz de sustentar todos os componentes e absorver todas as cargas sem fletir indevidamente (COSTIN E PHIPPS, 1974).

Ao longo dos anos foram desenvolvidas diversas geometrias diferentes de estrutura, cada uma visando uma meta diferente; design, leveza, robustez. Mas ao se aproximar dos dias atuais, considerando a indústria automotiva, tanto na indústria popular, quanto na esportiva, ambas demonstram preocupação no quesito eficiência do veículo. Complementando a definição de eficácia; a eficiência leva em consideração a quantidade de recurso, tanto na matéria-prima quanto na mão de obra, utilizado para atingir determinado objetivo. A partir do pensamento de que “menos é mais”, a indústria, hoje, busca a melhor performance dinâmica utilizando-se menos recursos assim como no consumo de combustível. E quando tratamos apenas da estrutura entramos na questão já citada; massa versus rigidez.

Dito isso, afirma-se que o design do chassi influencia diretamente na dinâmica veicular do protótipo, sem deixar de considerar, é claro, o papel de prover a máxima segurança para o condutor.

2.2 A SAE

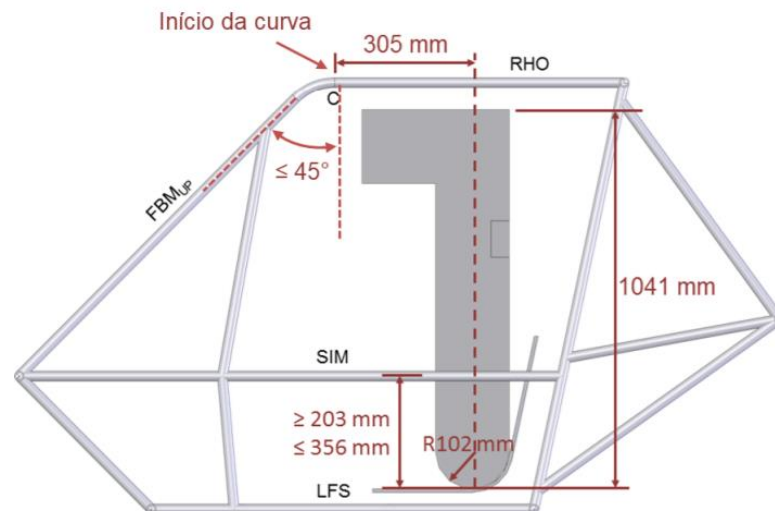
As competições de projeto Baja SAE são organizadas pela SAE Brasil, que reúne diversas universidades nacionais com intuito de, não apenas projetar, mas também construir um protótipo *off-road*. O projeto, com origem nos Estados Unidos, teve sua primeira competição em 1976. No Brasil, a primeira competição ocorreu no ano de 1995. Desde então, foram realizadas várias versões da competição até o que em 2002, o ECPA (Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo) passou a ser o local onde seriam realizadas as próximas competições, pelo menos até o ano de 2016. São ministradas também competições regionais (sudeste, sul e nordeste), através da regência das seções regionais da própria SAE Brasil.

As etapas são divididas entre estáticas e dinâmicas, uma vez que as estáticas envolvem validações, tanto do projeto como das documentações do veículo, e as dinâmicas onde o protótipo é posto à prova em circuitos contendo os mais diversos tipos de obstáculos, como

troncos de árvores, pedras entre outros objetos que sirvam para simular as condições de um terreno extremamente acidentado. São validados, não apenas o desempenho, durabilidade e confiabilidade do carro, mas também sua apresentação visual, acabamento, acessibilidade, viabilidade e manutenção.

Na seção B6 do regulamento da SAE Brasil, é possível encontrar a maior parte das regras envolvendo todos os componentes obrigatórios e suas dimensões mínimas e máximas de acordo com os critérios da própria organização, onde se encontra a seguinte descrição; “O objetivo da gaiola é manter um espaço mínimo ao redor do piloto. A gaiola deve ser projetada e fabricada para prevenir qualquer falha de sua integridade. ” (Item B6.1.1 – Regulamento Baja SAE Brasil).

Figura 1 – Descrição das dimensões da gaiola segundo o regulamento SAE.



Fonte: Regulamento Baja SAE Brasil (RATBSB) – Emenda 1 (2018).

Apesar de tantas restrições, é possível notar a grande diversidade de geometrias que são criadas com metas e objetivos diferentes, de acordo com cada projeto. Por isso o estudo, o planejamento e o desenvolvimento são tão importantes. Um projeto é executado com determinados propósitos e o resultado é justamente a reflexão deles, tenham sido eles alcançados ou não. Assim como qualquer outra pesquisa realizada, os resultados nos auxiliam, sendo positivos ou até mesmo negativos, e é exatamente isso que a SAE cobra das equipes participantes das competições.

2.3 O CHASSI

2.3.1 Chassi Veicular

Dada a definição do propósito do chassi, de certa forma podemos dizer que ele é “um meio para atingir um fim”, ou seja, todos os componentes funcionais devem estar conectados através dele, formando, eventualmente, o conjunto final do veículo (COSTIN E PHIPPS, 1974). Além de sua função estrutural, um dos papéis mais importantes do chassi é manter o piloto isolado de todas as outras partes do automóvel, de maneira segura.

Como mostra a Figura 2, os chassis da maioria dos carros populares, normalmente são construídos de longarinas e, ou, chapas ou painéis de metal estampadas, formando uma única estrutura, o chassi monobloco. É um método comercial e atende os requisitos mínimos de performance, projeto e segurança. Mas carros projetados para uso esportivo normalmente utilizam componentes tubulares, justamente por suas propriedades estruturais e influência na performance, assim como também utilizam metais com diferentes propriedades, porém mais caros o que inviabiliza a aplicação em carros populares.

Figura 2 – (a) Chassi de um carro popular; (b) Chassi esportivo tubular.



Fonte: (a) DS Smith (2018); (b) Race Dezert (2018).

É importante lembrar que, para que o automóvel seja comercializado, é necessário que ele atenda uma série de normas em inúmeros aspectos, incluindo o chassi, que são avaliados pelos respectivos órgãos responsáveis. E automóveis esportivos, ou fabricados para participações em determinadas competições, não costumam ser comercializados justamente por não atenderem as leis e normas necessárias, porém também passam por validações, arquitetadas pelas próprias instituições organizadoras dos eventos de competição.

A definição, tanto da geometria quanto da localização dos pivôs e fixações, é de extrema importância, pois são eles quem definirão o posicionamento de todos os componentes e, conseqüentemente, o comportamento dos seus respectivos sistemas de atuação. Desse modo

esses componentes e suas posições influenciarão diretamente no centro gravitacional do carro, assim como na distribuição de massa, presentes nos cálculos de diversos outros parâmetros dinâmicos, influenciando também os pontos onde serão aplicadas as cargas diretamente no chassi.

Para que seja desenvolvido um projeto de chassi é necessário considerar em qual o contexto o automóvel estará inserido, para que assim ele atenda tanto os requisitos legais, quanto os de performance.

2.3.2 Tipos de chassi

Os principais tipos de chassi, de acordo com Costin e Phipps (1974), são:

- Chassi Escada;
- Multi-tubular;
- Space frames;
- Monobloco.

2.4 A RIGIDEZ TORCIONAL

Como já citado anteriormente, as transferências de massa que ocorrem durante as manobras do veículo e as irregularidades do terreno aplicam diferentes tipos de carga na estrutura, uma vez que se tem o conjunto completo do veículo, e ao sofrer influência dessas cargas, o chassi torce, pois elas não são aplicadas uniformemente e igualmente distribuídas nas quatro rodas.

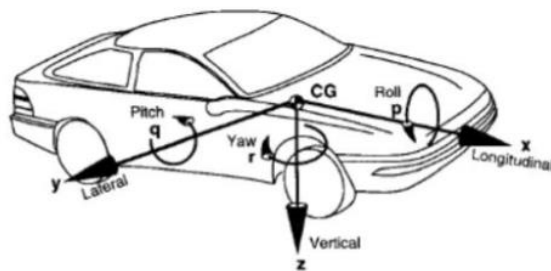
Diversas variáveis agem sobre o veículo durante a dinâmica veicular, e a rigidez certamente é uma de extrema importância. Quando o chassi não é rígido o suficiente, pode influenciar de maneira negativa na atuação, não apenas no sistema de suspensão, mas como em todos os sistemas do carro causando excessivas vibrações indesejáveis, assim diminuindo a durabilidade do próprio veículo, uma vez que é exigido maior trabalho sobre as articulações que acabam sofrendo um desgaste maior, ou também em conjuntos que devido a sua funcionalidade e montagem não deveriam desempenhar determinadas movimentações, acabam se deteriorando com maior rapidez. Com uma estrutura mais rígida, a resposta que se obtém do veículo é mais assertiva, não apenas pelos motivos citados, mas também por estabelecer uma maior sincronização entre os componentes e sistemas, e também entre a região dianteira e a traseira (DANIELSSON E COCAÑA, 2015).

2.4.1 A Rigidez Torcional no protótipo Baja

Atualmente não se tem um dispositivo para realizar a medição da rigidez, por isso ela é realizada através de um software de CAD que utiliza o método de elementos finitos para reproduzir a simulação das aplicações de carga e gerar resultados que se aproximam da realidade.

Tomando como referência os eixos representados na Figura 3:

Figura 3 – Eixos de referência.



Fonte: Gillespie (1995).

onde:

- x – eixo longitudinal;
- y – eixo lateral;
- z – eixo vertical;
- p – direção do movimento de rolagem (*roll*);
- q – direção do movimento de *pitch*;
- r – direção do movimento de *yaw*;

temos definidos, a rolagem facilmente observada em eventos de curvatura, quando o carro “rola” devido à transferência lateral de carga. Já o *pitch* ocorre em acelerações e frenagens, facilmente notado quando há agachamento (*squat*) da suspensão traseira ou mergulho (*dive*) da suspensão dianteira. Por fim, o *yaw*, que se correlaciona fortemente com a manobrabilidade do veículo, é facilmente visto quando o carro apresenta fortes características de sobre-estreçamento (*oversteer*) ou subesterçamento (*understeer*)” (SILVA, 2016).

A rigidez no chassi do modelo baja em questão é medida através do deslocamento do ponto de conexão entre a roda e o cubo de roda, uma vez que é a carga amortecida é transferida do solo para a roda, e da roda para o sistema de suspensão. Aplica-se uma carga sobre esse ponto e uma de valor igual, porém com sentido contrário e do lado oposto

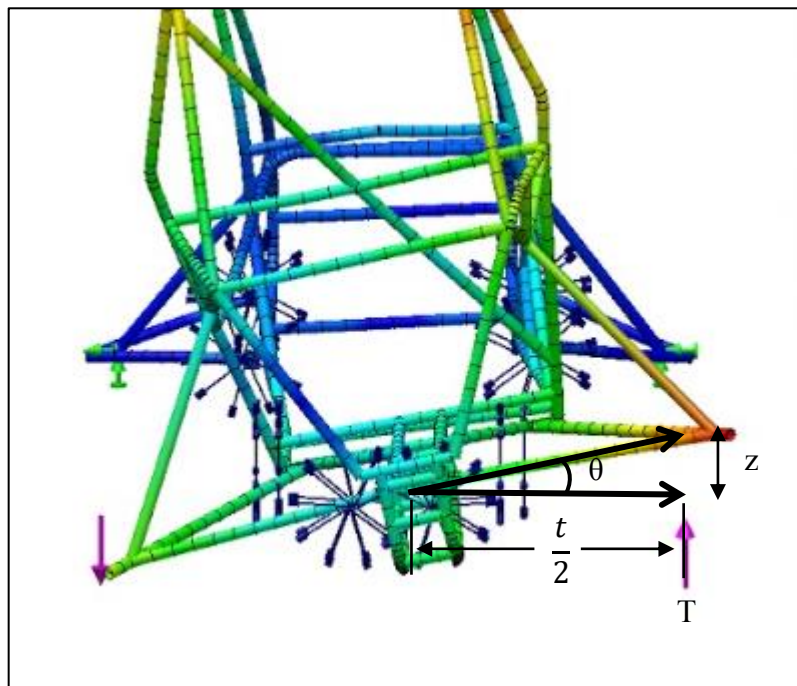
resultando em um torque aplicado sobre a própria estrutura em relação ao seu plano médio, e ao mesmo tempo mantendo-a fixa em determinados nós da parte traseira para simular uma situação real de torção.

A equação da rigidez torcional se dá pela Equação 1:

$$k_C = \frac{T}{\theta} \quad (1)$$

onde k_C é o coeficiente da rigidez, o T o torque aplicado e θ o ângulo de torção, como demonstrado na Figura 4, abaixo.

Figura 4 – Torque aplicado à extremidade do veículo.

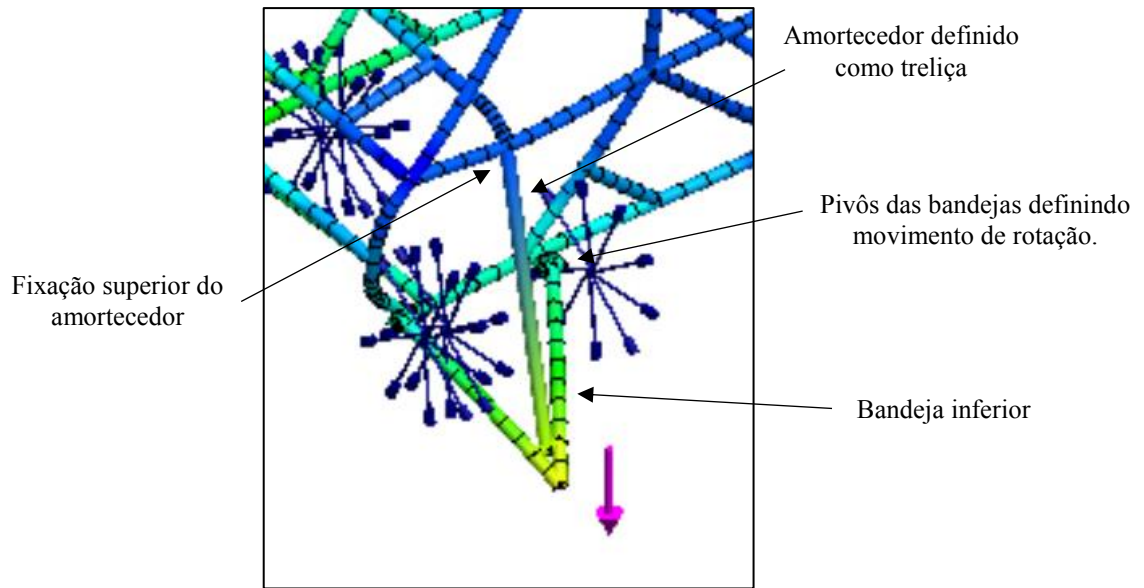


Fonte: Equipe Piratas do Vale (2015).

A variável z representa o deslocamento vertical do ponto de referência em relação a sua origem, e $\frac{t}{2}$ a distância entre o plano central do veículo e o ponto de aplicação da carga, e através do $\arctg = \left[\frac{z}{(0,5t)} \right]$, obtém-se θ ; assim k_C , tendo como unidade Nm/grau.

Em termos de projeto, para realizar a avaliação e até mesmo a validação dos valores pré-estabelecidos são realizadas simulações dentro do software através dos vários recursos que ele possui e como ele interpreta as interações entre os corpos presentes na simulação. Como demonstrado na Figura 5, é preciso realizar a montagem com cuidado e definir a utilização de critérios para que se crie um cenário onde o valor obtido seja o mais próximo da realidade possível.

Figura 5 – Geometria da suspensão para simulação.



Fonte: Equipe Piratas do Vale (2015).

Os pivôs das bandejas da suspensão possuem grau de liberdade apenas para rotação que permitem a movimentação vertical do conjunto das rodas. Definindo o amortecedor como corpo rígido (treliça), para que não haja flexão no mesmo, faz com que a carga aplicada sobre ela seja transferida para a fixação superior do amortecedor fixada na estrutura.

Diferentes valores de carga são aplicados resultando diferentes deslocamentos (z) e ângulos de torção (θ). Dessa maneira é possível traçar a curva “Torque x Ângulo” onde o coeficiente angular equivale a rigidez torcional (k_C) do veículo, Equação 2 a seguir:

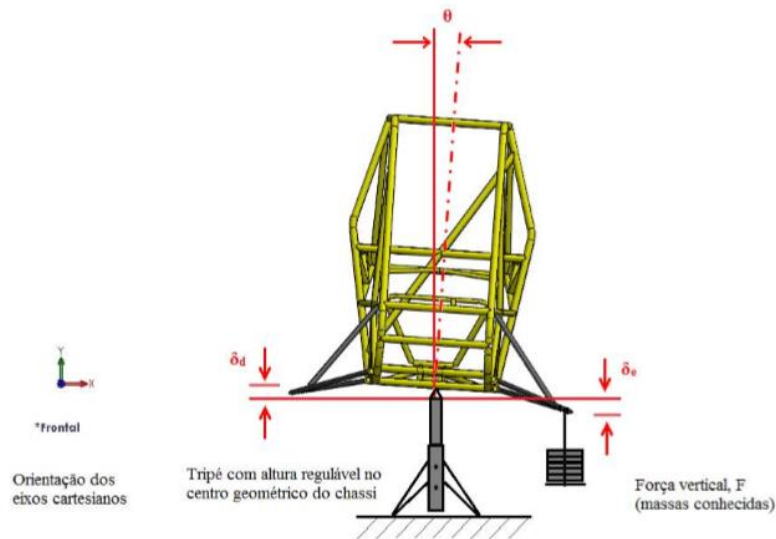
$$k_C = \frac{(T_1 - T_0)}{(z_1 - z_2)} \quad (2)$$

2.4.2 Ensaio da Rigidez Torcional

Barbosa (2015) realizou um ensaio de rigidez torcional no campus da UNESP, em Guaratinguetá, na oficina da Equipe Piratas do Vale, no protótipo MB1114. O ensaio foi realizado para que se validasse o resultado gerado pela simulação através de software, que utiliza o método de elementos finitos, e o valor do ensaio, fazendo com que o parâmetro de rigidez torcional seja utilizado como ferramenta de projeto da estrutura do carro, fornecendo valores reais e confiáveis durante o desenvolvimento do mesmo.

A Figura 6 demonstra de maneira simplificada o esquema de como foi realizado o ensaio.

Figura 6 – Esquema do ensaio de rigidez torcional.



Fonte: Barbosa (2015).

Assim como na simulação, os amortecedores foram substituídos por componentes rígidos, Figura 7, para que a carga aplicada fosse transferida diretamente para a estrutura.

Figura 7 – Barras rígidas substituindo os amortecedores.



Fonte: Barbosa (2015).

Como a aplicação do torque foi efetuada nas pontas de eixo dianteiras, foi necessário fixar o sistema de direção, pois o conjunto é passível de esterçamento, o que deslocaria o sistema de medição montado, afetando os resultados do ensaio.

A fixação da parte traseira, Figuras 8 e 9, foi feita através de dois cavaletes parafusados ao chão e envolvendo as pontas dos semi-eixos traseiros, assim como na simulação,

restringindo todos os seus graus de liberdade de translação ($U_x = U_y = U_z = 0$) e seus graus de liberdade de rotação em torno dos eixos y e z ($\phi_y = \phi_z = 0$), mantendo o ϕ_x livre.

Figura 8 – Fixação da parte traseira.



Fonte: Barbosa (2015).

Figura 9 – Detalhe da fixação traseira.



Fonte: Barbosa (2015).

A sustentação da parte dianteira foi feita através de um tripé de altura regulável. A importância da regulação do tripé é garantir o posicionamento para que quando aplicado o torque, ele fosse perpendicular ao eixo longitudinal do veículo. O tripé foi feito de modo que possuísse uma parte de sustentação superior com o mínimo de área de contato possível para

representar apenas um ponto de apoio, como mostra a Figura 10. O tripé dianteiro foi posicionado no centro do tubo dianteiro transversal do assoalho.

Figura 10 – Fixação e sustentação da parte dianteira.



Fonte: Barbosa (2015).

A aplicação da carga foi realizada através do empilhamento de anilhas padronizadas, de aproximadamente 7,6kg cada uma, sobre um prato sustentado por um haste fixada em uma das pontas de eixo dianteiras do carro. O encaixe da haste na ponta de eixo foi feita através de dois furos, ligeiramente maiores que o diâmetro do eixo, para que através da gravidade, apenas forças verticais fossem aplicadas ao chassi.

Figura 11 – Prato de sustentação das anilhas.



Fonte: Barbosa (2015).

Para medir os deslocamentos verticais, foram utilizados quatro relógios comparadores digitais, com capacidade de medir até 12,7mm com resolução de 0,01mm. Em cada ponta de eixo dianteira foi posicionado um relógio comparador, enquanto outros dois relógios mediram a deflexão na extremidade dos semieixos traseiros.

Figura 12 – Posicionamento do relógio comparador.



Fonte: Barbosa (2015).

Os relógios comparadores ficaram posicionados sobre bases magnéticas, e logo abaixo das bases foram fixadas chapas de aço na superfície dos bancos onde ficaram apoiados.

Mediu-se as distâncias entre os relógios para que se fosse possível calcular o ângulo de torção da estrutura. Foram registradas as medições em todos os relógios e foi realizada a aplicação de carga em ambas pontas de eixo dianteiras em dois momentos; no acréscimo de uma anilha a cada medição e na retirada de uma anilha a cada medição.

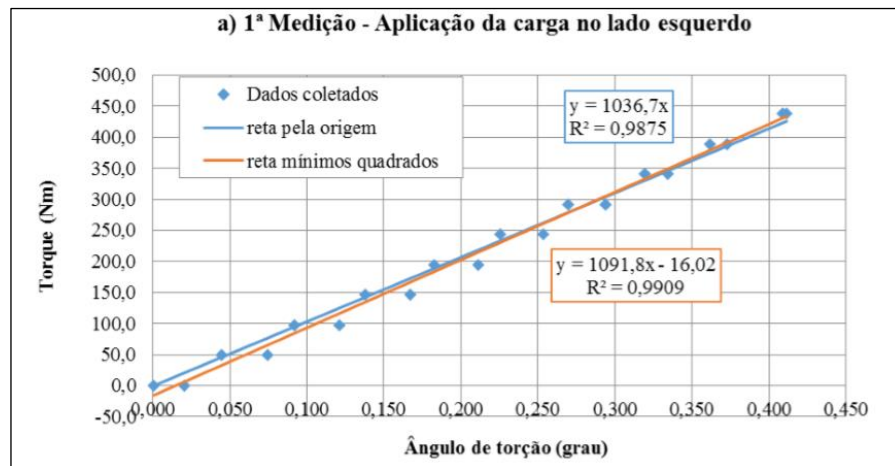
Figura 13 – Aplicação das anilhas e medição das deformações.



Fonte: Barbosa (2015).

Através de todos os dados coletados, tanto de cargas aplicadas, quanto de deslocamentos medidos, foi possível traçar as retas, Figura 14, que no final da validação representariam os valores da rigidez torcional medida do chassi, considerando as eventuais histereses e possíveis erros de medição.

Figura 14 – Reta dos valores medidos em comparação com a regressão linear desses valores pelos mínimos quadrados.



Fonte: Barbosa (2015).

Considerando diferentes cenários, foram comparados os valores obtidos no ensaio e os vários valores obtidos nas simulações por elementos finitos, a fim de encontrar o melhor modelo de simulação que se aproxima da realidade. E como concluiu Barbosa (2015), o caso que mais se assemelha ao ensaio reproduziu uma diferença de 13,8% entre os valores finais, com um erro experimental de 3,0%, resultando na validação da metodologia utilizada pela equipe.

2.5 A TRANSFERÊNCIA LATERAL DE CARGA

Uma vez que existe uma aceleração lateral, a transferência lateral de carga se dá devido a ação da inércia que produz um momento do centro de gravidade do carro em relação à sua distância do solo. O CG é a posição do centro de massa do veículo quando considerado um só corpo. É possível observar essa transferência através da rolagem do carro, que se dá pela inclinação do carro justamente no momento em que realiza uma curva, Figura 15.

Figura 15 – Transferência lateral de carga em uma curva.



Fonte: FlatOut Brasil (2018).

O CG, a rigidez de rolagem, a transferência de carga, dentre outros, são parâmetros reguladores do comportamento do automóvel ao realizar uma manobra, uma vez que performance da suspensão, e consequentemente do carro, é definida através desses parâmetros sempre que o carro realiza uma curva ou qualquer outra manobra dinâmica relacionada ao momento resultante do centro de gravidade do carro e que exija a atuação dos amortecedores, e do sistema de suspensão como um todo.

A equação da transferência lateral de carga, definida por Milliken (1995) em um corpo rígido é representada pela Equação 3:

$$\Delta F = \frac{m h_G a_y}{t} \quad (3)$$

onde m é a massa suspensa, h_G a altura do centro de gravidade, a_y a aceleração lateral e t a bitola (distância entre os centros das rodas entre o lado direito e esquerdo) de determinado eixo (dianteiro ou traseiro).

Quando representada como fração da massa total, tem-se a Equação 4:

$$TLC = \frac{h_G a_y}{t} \quad (4)$$

onde TLC representa a taxa de transferência de massa, ou seja, a quantidade de carga que o conjunto de suspensão de um lado do carro está assumindo em relação ao outro lado. Por exemplo, se TLC for 0,30, em uma curva para a direita, em um carro idealmente balanceado onde a carga é igualmente distribuída entre as rodas dianteira e traseira (50% - 50%), a quantidade de massa que o conjunto esquerdo está sustentando é $0,50 + 0,30 = 0,80$; 80% da massa total do carro, enquanto o conjunto direito, de dentro da curva, está sustentando apenas $80\% - 100\% = 20\%$ da massa do carro, durante a manobra, desconsiderando a distribuição

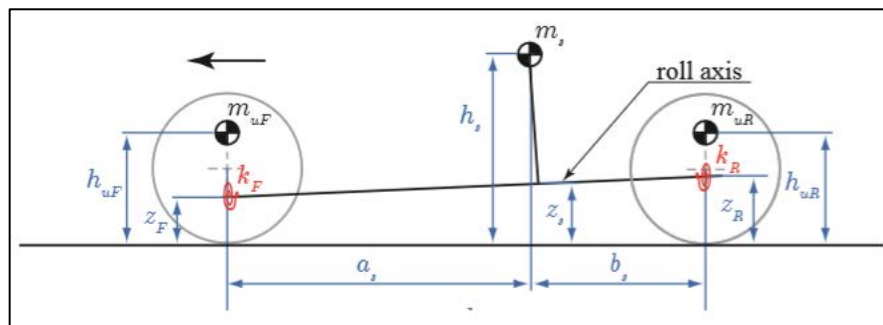
entre dianteira e traseira. Se caso a distribuição de massa não fosse centralizada e igualmente distribuída entre os lados do carro, o cálculo da proporção das cargas seria o mesmo (MILLIKEN, 1995).

Para entrar em maiores detalhes sobre a relação entre a rigidez torcional e transferência lateral de carga, antes é necessário definir;

- Todo automóvel possui dois sistemas de massa, **a massa suspensa e a massa não suspensa**. A massa não suspensa é o conjunto de componentes que não sofrem ação do sistema de amortecimento do veículo, ou seja, que não sofrem rolagem, por exemplo a roda, o cubo da roda, a ponta de eixo, a pinça de freio; já a massa suspensa, é o conjunto dos componentes que de alguma forma sofrem rolagem, *yaw* ou *pitch*, comportamentos do sistema de amortecimento, por exemplo o habitáculo, a estrutura e o próprio piloto.
- **Centro de rolagem;** é o ponto pertencente ao plano médio do carro (equidistante dos centros das rodas) com a altura do solo onde quando uma força é aplicada à massa suspensa, essa carga não causa deslocamento angular, ou seja, de rolagem da massa suspensa.
- **Eixo neutro de rolagem;** é a linha traçada quando se junta o centro de rolagem traseiro com o centro de rolagem dianteiro.
- **Rigidez de rolagem ou taxa de rolagem;** capacidade do conjunto independente da suspensão de se restaurar após sofrer uma carga ou deslocamento, ou seja, a resistência que o sistema de suspensão possui e que age contra a rolagem do carro ao realizar uma manobra, dada também por [Nm/grau] (GILLESPIE, 1992).

Considerando a abordagem de Sompò (2011):

Figura 16 – Esquema dos parâmetros de um corpo rígido.



Fonte: Sompò (2011).

através da substituição das definições dos parâmetros de m e h_G , para a transferência lateral de carga em um corpo rígido, é possível definir as Equações 5 e 6, partido da Equação 3:

$$\Delta F_{zF} = \left(\frac{k_F}{k_F + k_R} d_s m_s + z_F m_{sF} + h_{uF} m_{uF} \right) \frac{a_y}{t} \quad (5)$$

$$\Delta F_{zR} = \left(\frac{k_R}{k_F + k_R} d_s m_s + z_R m_{sR} + h_{uR} m_{uR} \right) \frac{a_y}{t} \quad (6)$$

onde k_F e k_R representam a rigidez de rolagem dianteira e traseira, $d_s = h_s - z$ sendo a distância entre a altura do centro de gravidade da massa não suspensa e a altura do centro de rolagem, e m_{sF} e m_{sR} as partes de massa suspensa relativa de cada eixo.

É possível considerar a massa suspensa do sistema como sendo dividida em duas partes, massa suspensa traseira e dianteira, cada uma posicionada diretamente em cima do seu respectivo eixo de rolagem.

Dessa maneira, temos as Equações 7 e 8:

$$\Delta F_{zF} = \left(\frac{k_F}{k_F + k_R} d_{sF} m_{sF} + \frac{k_F}{k_F + k_R} d_{sR} m_{sR} + z_F m_{sF} + h_{uF} m_{uF} \right) \frac{a_y}{t} \quad (7)$$

$$\Delta F_{zR} = \left(\frac{k_R}{k_F + k_R} d_{sF} m_{sF} + \frac{k_R}{k_F + k_R} d_{sR} m_{sR} + z_R m_{sR} + h_{uR} m_{uR} \right) \frac{a_y}{t} \quad (8)$$

onde $d_{sF} = h_{sF} - z_F$ e $d_{sR} = h_{sR} - z_R$.

3 ANÁLISES

Como objetivo deste trabalho, as seguintes análises foram aplicadas ao projeto para que o desenvolvimento do mesmo seja elaborado através de metas estrategicamente definidas em termos de performance e viabilidade, porém considerando as seguintes situações:

- A rigidez de rolagem dianteira e traseira são medidas separadamente;
- O CG e os respectivos centros de rolagem estão localizados no plano central do carro;
- Uma carga horizontal lateral aplicada em qualquer ponto do eixo neutro de rolagem não provoca rolagem no conjunto da massa suspensa do veículo (GILLESPIE, 1992);

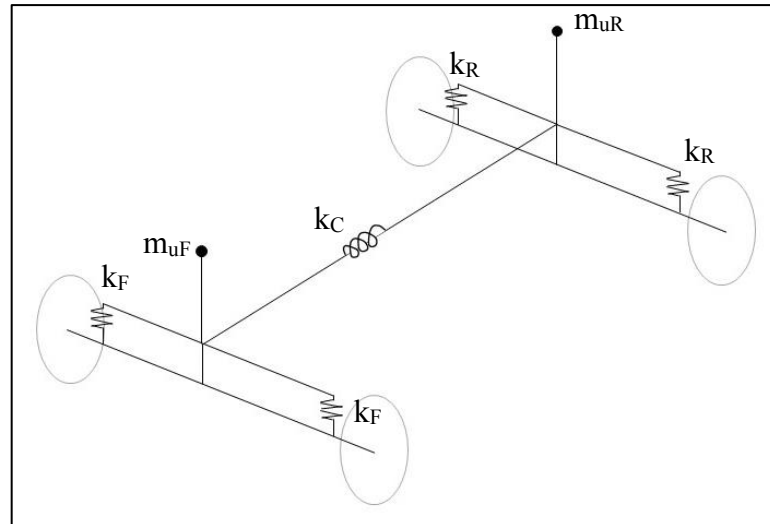
3.1 A ESTRUTURA FLEXÍVEL

A partir do momento em que há a transferência lateral de carga e o papel da resistência deixa de ser do conjunto da suspensão e passa a ser da estrutura é quando a preocupação com a rigidez dela se destaca.

Como mostram as Equações 7 e 8, temos a medida da transferência lateral de carga, porém para um corpo rígido, ou seja, a rigidez torcional tendendo ao infinito. Na teoria seria o ideal, pois estaríamos eliminando uma variável da questão, sendo menos um fator influenciador da dinâmica veicular, mas como já discutido, entraríamos em conflito com a massa do próprio chassi, que para atingir esse valor seria muito elevada, impactando negativamente a performance do carro.

O conceito de corpo flexível definido por Sampò (2011) leva em consideração a torção da própria estrutura, ou seja, o componente estrutural que conecta os conjuntos dianteiro e traseiro do veículo, possui sua própria constante de torção, como ilustrado na Figura 17:

Figura 17 – Constante k_C de torção da estrutura.

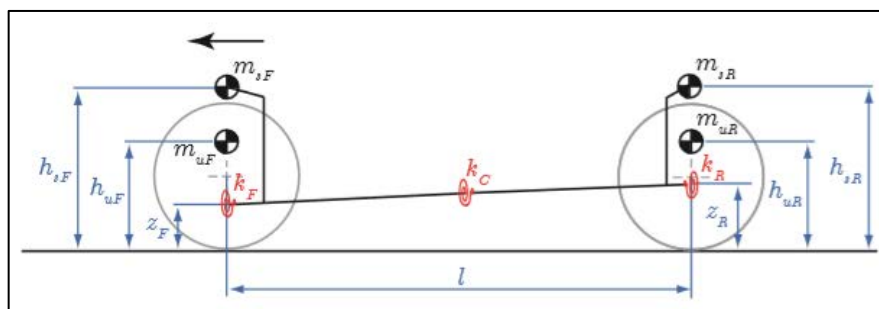


Fonte: Autor.

Sampò (2011) propôs uma análise mais completa do comportamento da dinâmica veicular, considerando a estrutura como um corpo flexível. De acordo com sua análise, parte da carga gerada pela transferência de carga do conjunto dianteiro do carro que seria transferida para a traseira, encontra em seu caminho uma mola de torção que se refere a rigidez torcional da estrutura. Dessa maneira, e neste caso, pode-se considerar essa mola de torção como estando em série com a rigidez de rolagem traseira, agindo diretamente na interação entre os sistemas de suspensão traseiro e dianteiro.

Seguindo esse raciocínio, considerando as massas suspensa e não-suspensa de cada eixo, tem-se o esquema representado na Figura 18:

Figura 18 – Esquema dos parâmetros de um corpo flexível.



Fonte: Sampò (2011).

Inserindo a rigidez torcional como um fator e tendo a rigidez de rolagem, em série, dentro das Equações 7 e 8, já definidas anteriormente para um corpo rígido, tanto na dianteira, como na traseira, chega-se às seguintes Equações 9 e 10:

$$\Delta F_{zF} = \left(\frac{k_F d_{sF} m_{sF}}{k_F + \frac{k_R k_C}{k_R + k_C}} + \frac{\frac{k_F k_C}{k_F + k_C} d_{sR} m_{sR}}{\frac{k_F k_C}{k_F + k_C} + k_R} + z_F m_{sF} + h_{uF} m_{uF} \right) \frac{a_y}{t} \quad (9)$$

$$\Delta F_{zR} = \left(\frac{\frac{k_R k_C}{k_R + k_C} d_{sF} m_{sF}}{k_F + \frac{k_R k_C}{k_R + k_C}} + \frac{k_R d_{sR} m_{sR}}{\frac{k_F k_C}{k_F + k_C} + k_R} + z_R m_{sR} + h_{uR} m_{uR} \right) \frac{a_y}{t} \quad (10)$$

3.2 RELAÇÃO ENTRE OS PARÂMETROS

Introduzindo a proporção de rigidez de rolagem (λ), conforme a Equação 11:

$$\lambda = \frac{k_F}{(k_F + k_R)} \quad (11)$$

e a relação entre a rigidez torcional e a rigidez de rolagem total, chamada de rigidez torcional normalizada, é representada pela Equação 12:

$$\mu = \frac{k_C}{(k_F + k_R)} \quad (12)$$

chegando, assim, à Equação 13:

$$\chi = \frac{\lambda^2 - (\mu + 1)\lambda}{\lambda^2 - \lambda - \mu} \frac{d_{sR}}{h_G} \frac{m_{sF}}{m} - \frac{\mu\lambda}{\lambda^2 - \lambda - \mu} \frac{d_{sR}}{h_G} \frac{m_{sR}}{m} + \frac{z_F}{h_G} \frac{m_{sF}}{m} + \frac{z_{uF}}{h_G} \frac{m_{uF}}{m} \quad (13)$$

onde $\chi = \frac{\Delta F_{zF}}{\Delta F_z}$.

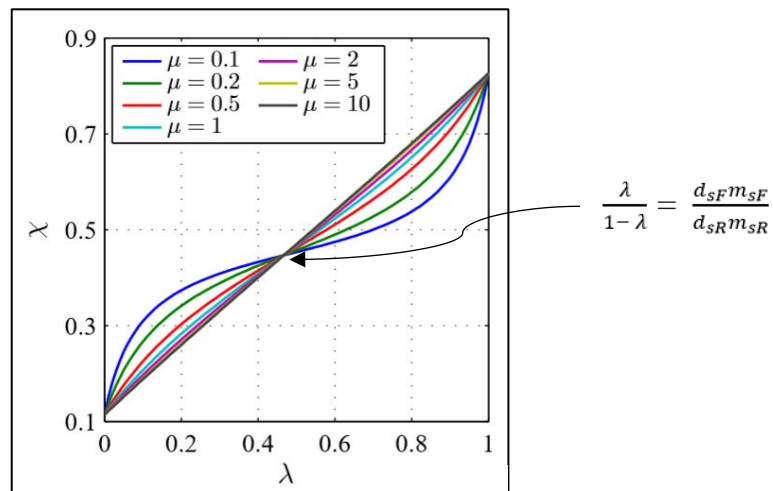
A variável χ pode ser chamada de “Proporção de Transferência Lateral de Carga”, uma vez que ela é a razão da transferência de carga do eixo em questão, dianteiro ou traseiro, sobre a transferência lateral de carga total.

Existem três momentos onde o valor de μ não influencia no valor da proporção de carga lateral; onde $\lambda = 0$ e $\lambda = 1$, quando a rigidez de rolagem frontal é nula e quando a rigidez de rolagem traseira é nula, respectivamente. O terceiro momento se dá pela igualdade dos termos, através da Equação 14, a seguir:

$$\frac{\lambda}{1 - \lambda} = \frac{d_{sF} m_{sF}}{d_{sR} m_{sR}} \quad (14)$$

A equação acima representa o ponto de convergência do gráfico da Figura 19:

Figura 19 – Proporção da Transferência Lateral de Carga (χ) x Proporção da Rigidez de Rolagem (λ).



Fonte: Sampò (2011).

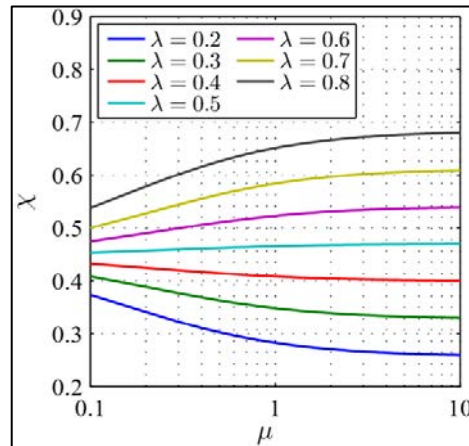
De maneira analítica, sabemos que as situações onde $\lambda = 0$ e $\lambda = 1$, são situações não ideais, pois significariam que um dos sistemas de suspensão, dianteiro ou traseiro, teria que ser totalmente rígido e o outro totalmente flexível, o que, do ponto de vista prático, não seria o ideal e possivelmente traria diferentes consequências para o sistema, não apenas de suspensão, mas para o carro de maneira geral, ou seja, o projeto todo seria considerado de uma maneira diferente. Para a terceira situação, é possível observar que a influência de μ é praticamente nula na variação das curvas, quando λ se aproxima do valor resultante da Equação 14.

É possível observar também que para valores altos de μ , a curva passa a ser linear, porém requer da estrutura uma alta rigidez torcional, o que dependendo do projeto não se é possível obter. Dessa maneira se tem uma relação direta entre χ e λ para diferentes ajustes de rigidez de rolagem.

Deakin (2000), declara como objetivo encontrar um valor de rigidez torcional suficientemente sensível a diferentes valores de rigidez de rolagem, de modo que o sistema de suspensão fosse considerado regulável.

Em um segundo momento, tomando μ como variável e calculando χ , para diferentes valores de λ , tem-se a Figura 20:

Figura 20 – Proporção da Transferência Lateral de Carga (χ) x Rigidez Torcional Normalizada (μ).



Fonte: Sampò (2011).

o que mostra que para $\lambda = 0,5$, quando $k_F = k_R$, o valor de χ quase que não se altera, independente dos valores de rigidez da torcional. Nota-se também que para altos valores de μ , as diferentes curvas de λ tendem às suas assíntotas. Ou seja, para altos valores de rigidez torcional menor é a diferença entre os valores de χ para o mesmo λ . Porém, para se obter o mesmo χ , menor tem que ser a diferença entre a distribuição da rigidez de rolagem, por exemplo, se para $\lambda = 0,7$ temos χ próximo de 0,6; para se obter um valor ainda próximo, porém com valor de λ diferente, não é possível que ele seja muito distante dos mesmos 0,7; diminuindo as possibilidades de ajustes possíveis do conjunto.

4 O MODELO MB1114

A utilização de softwares de CAD, como mostra a Figura 21, auxilia no desenvolvimento do projeto, pois o carro é confeccionado inteiramente pelos alunos, e é através dos softwares que diversos parâmetros são definidos anteriormente à manufatura dos componentes reais do veículo, diminuindo tanto o tempo de criação do projeto, quanto os gastos com manufatura e testes.

Figura 21 – Modelo MB1114 renderizado através de software CAD.



Fonte: Equipe Piratas do Vale (2015).

Os dados utilizados no trabalho foram disponibilizados pela Equipe Piratas do Vale, e são referentes ao protótipo MB1114, Figura 22.

Figura 22 – Protótipo MB1114, na Competição Baja SAE Brasil, Etapa Sudeste 2015.



Fonte: Equipe Piratas do Vale (2015).

Enquanto alguns dos valores foram medidos diretamente do próprio carro, outros são resultados de cálculos de projeto do sistema de suspensão, como mostra a Tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros do Protótipo MB1114.

Parâmetros	Valores	Unidade
m	243,09	kg
m_F	91,39	kg
m_R	151,70	kg
m_S	198,15	kg
m_{sF}	74,49	kg
m_{sR}	123,66	kg
m_{uF}	23,40	kg
m_{uR}	21,54	kg
h_G	0,52	m
h_s	0,67	m
h_{uF}	0,32	m
h_{uR}	0,34	m
h_{sF}	0,59	m
h_{sR}	0,62	m
z_s	0,53	m
z_F	0,46	m
z_R	0,56	m
k_F	89,74	Nm/grau
k_R	200,12	Nm/grau
k_C	1.207,00	Nm/grau
t_F	1,43	m
t_R	1,39	m
l	1,50	m
a_y	1,50	m/s ²

Fonte: Equipe Piratas do Vale (2015).

5 RESULTADOS

Dentre os dados tirados do próprio protótipo, foram calculados os seguintes parâmetros, conforme a Tabela 2, que posteriormente serão utilizados nas análises:

Tabela 2 – Parâmetros calculados.

Parâmetros	Valores	Unidades
ΔF_{zF}	49,18	N
ΔF_{zR}	94,77	N
λ	0,31	-
μ	4,16	-

Fonte: Autor.

5.1 VARIAÇÃO DE k_C .

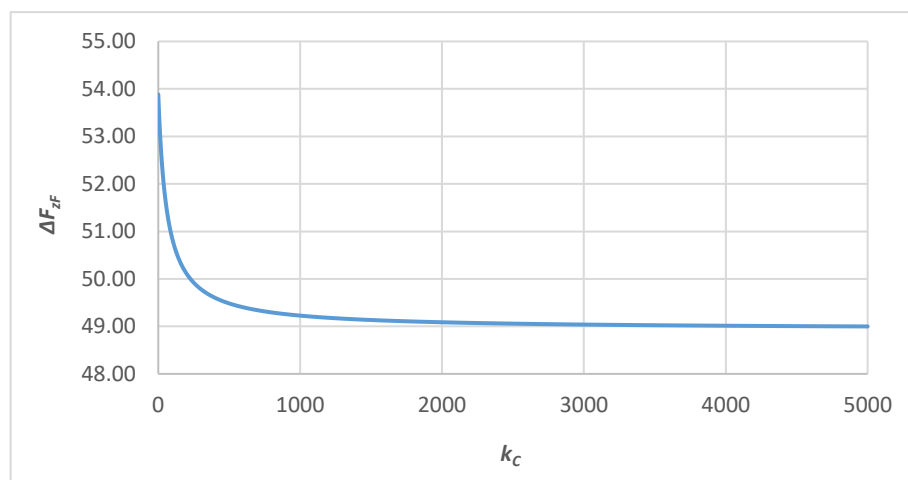
Para avaliarmos qual o comportamento da transferência lateral de carga em relação à rigidez torcional, primeiramente foram calculados diferentes valores de ΔF_z , dianteira e traseira, para diversos valores de k_C . ΔF_{zF} demonstradas na Tabela 3:

Tabela 3 – Variação da transferência lateral de carga dianteira (ΔF_{zF}).

k_C [Nm/graú]	ΔF_{zF} [N]
0,00	53,88
250,00	49,92
500,00	49,48
1.000,00	49,23
1.500,00	49,13
2.000,00	49,09

Fonte: Autor.

É claro observar que a variação de ΔF_z diminui à medida que a rigidez torcional aumenta, o que fica visualmente nítido na Figura 23:

Figura 23 – Variação de ΔF_{zF} em relação à k_C .

Fonte: Autor.

Ou seja, o valor da transferência lateral de carga diminui e tende a sua assíntota, que neste caso, é próxima de 49,00N, para altos valores de rigidez torcional.

Traçando também a curva para a porção traseira da transferência lateral de carga do protótipo, temos a Tabela 4:

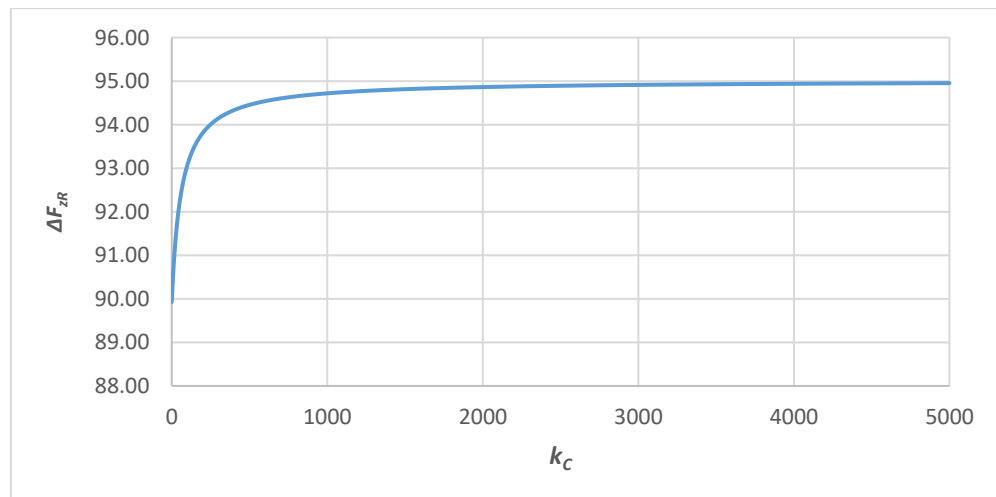
Tabela 4 – Variação de ΔF_{zR} .

k_C [Nm/grau]	ΔF_{zR} [N]
0,00	89,93
250,00	94,01
500,00	94,46
1.000,00	94,72
1.500,00	94,81
2.000,00	94,86

Fonte: Autor.

Apesar de notar-se um comportamento semelhante, onde a curva também tende à sua assíntota, neste caso o sentido se mostra contrário à situação anterior, onde os valores de transferência lateral de carga aumentam ao mesmo tempo que sua variação diminui com a crescente k_C . Observa-se mais claramente na Figura 24, a seguir:

Figura 24 – Variação de ΔF_{zR} em relação à k_C .



Fonte: Autor.

Assim sendo, podemos dizer que a partir de certo valor de rigidez torcional, a própria rigidez deixa de influenciar nos resultados de ΔF_{zR} , se tornando um valor constante. Dependendo do projeto de maneira geral e suas metas, esse valor pode ser considerado atingível ou não.

5.2 VARIAÇÃO DE λ

A segunda análise foi realizada ao variar o parâmetro λ , de 0 a 1, fazendo com que os valores de rigidez de rolagem, k_F e k_R , alterassem entre si, sem que houvesse alteração no valor total k_T , porém alterando o resultado de ΔF_{zF} e ΔF_{zR} , como mostra a Tabela 5:

Tabela 5 – Variação de λ .

λ	k_F [Nm/grau]	k_R [Nm/grau]	ΔF_{zF} [N]	ΔF_{zR} [N]	χ
0	0	289,86	43,49	100,77	0,3015
0,1	28,98	260,87	45,43	98,77	0,3151
0,2	57,97	231,88	47,26	49,02	0,3279
0,3	86,95	202,90	49,02	95,08	0,3402
0,4	115,94	173,91	50,71	93,33	0,3521
0,5	144,92	144,92	52,38	91,62	0,3638
0,6	173,91	115,94	54,04	89,09	0,3754
0,7	202,90	86,95	55,72	88,18	0,3872
0,8	231,88	57,97	57,44	86,41	0,3993
0,9	260,87	28,98	59,22	84,58	0,4118
1,0	289,85	0	61,09	82,66	0,4250

Fonte: Autor.

Da mesma maneira, foram traçadas diferentes curvas para diferentes valores de k_C , Tabela 6, o que implica em diferentes valores de μ , e consequentemente diferentes valores de ΔF_z e χ .

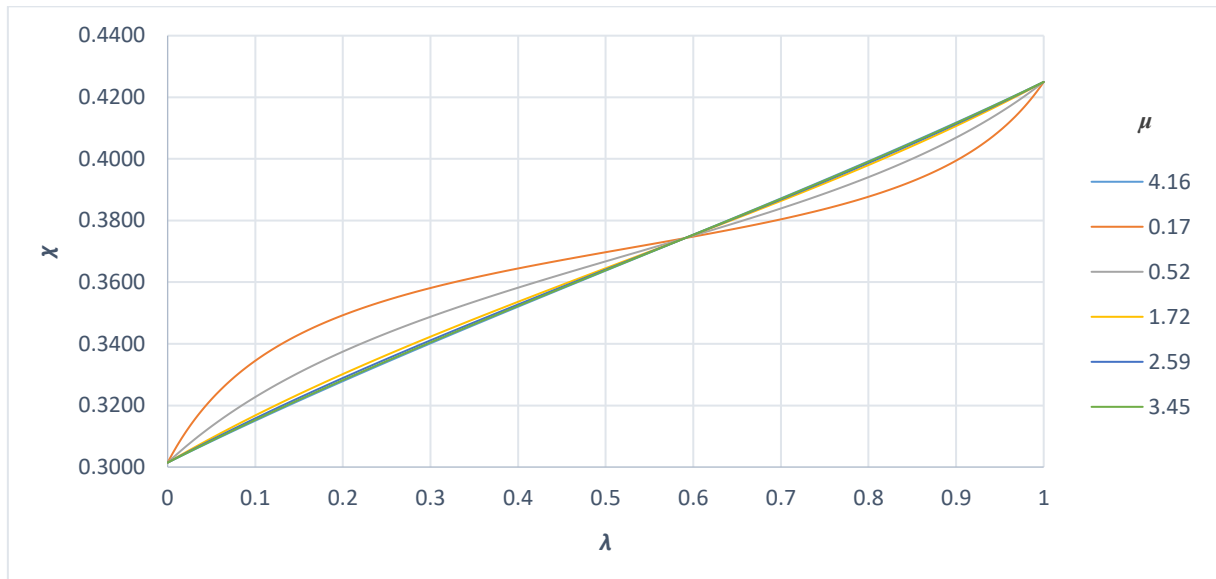
Tabela 6 – Variação de k_C .

k_C	μ
50,00	0,17
150,00	0,52
500,00	1,72
750,00	2,59
1.000,00	3,45
1.207,00	4,16

Fonte: Autor.

Quando consolidamos todos os dados no mesmo gráfico, temos as curvas previamente ilustradas na Figura 19, porém com os parâmetros do protótipo Baja:

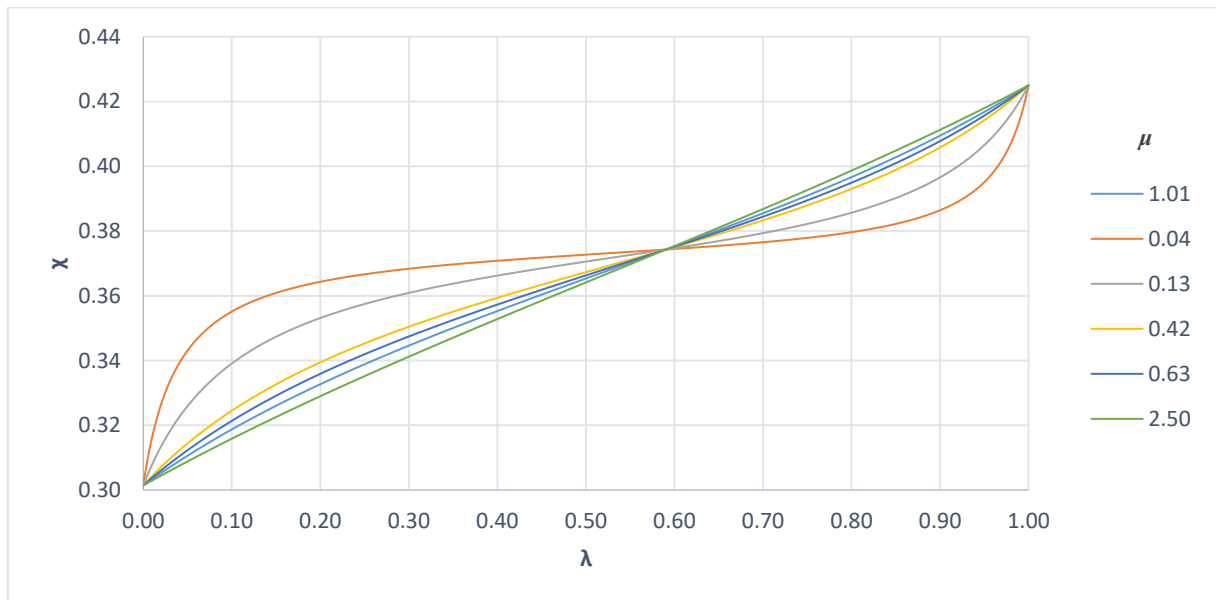
Figura 25 – Proporção da Transferência Lateral de Carga (χ) x Proporção da Rigidez de Rolagem (λ).



Fonte: Autor.

As mesmas curvas foram traçadas para um valor maior de k_T , 1.200,00 Nm/grau.

Figura 26 – χ x λ , para $k_T = 1.200,00$ Nm/grau.

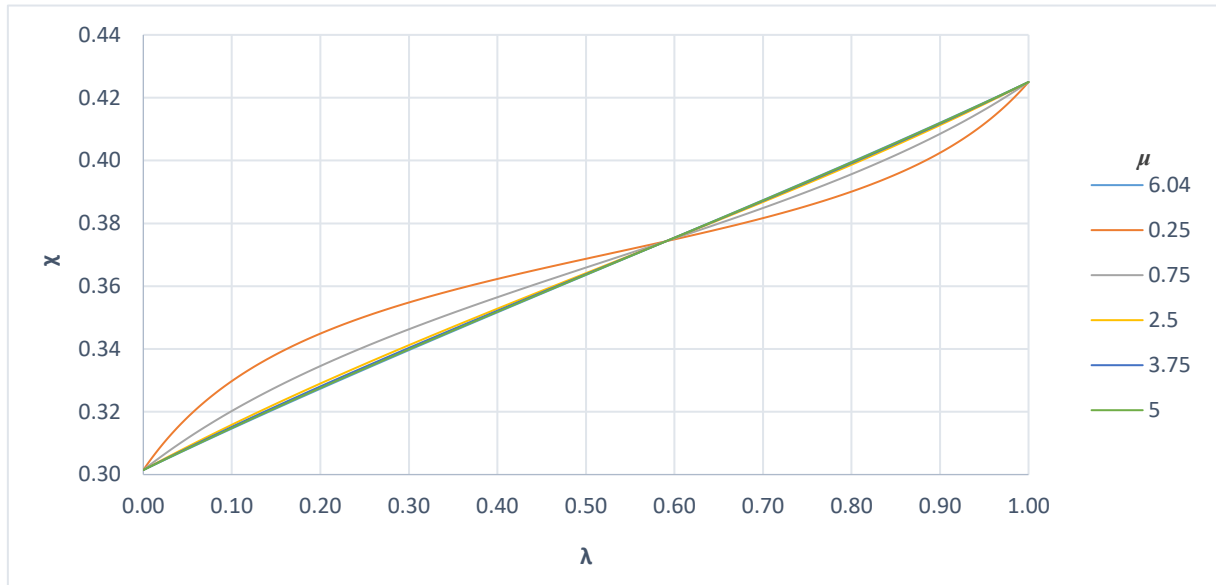


Fonte: Autor.

Podemos notar uma leve diferença no comportamento das curvas entre os gráficos das Figuras 25 e 26, onde χ apresenta uma variação mais acentuada quando o valor de λ é mais baixo, significando que a variação de χ é mais sensível para menores valores de λ , e que para altos valores de k_T , a variação de χ para diferentes μ é maior, enquanto que para menores

valores de k_T , as curvas se tornam mais suaves e a variação de χ diminui para os diferentes valores de μ , como a Figura 27 demonstra:

Figura 27 – $\chi \times \lambda$, para $k_T = 200,00$ Nm/graú.



Fonte: Autor.

Não podemos deixar de observar também o ponto comum entre todas as curvas em ambos os gráficos, que representa a Equação 14, ponto onde μ não possui nenhuma influência na proporção de transferência lateral de carga.

Sendo assim, isolando λ , tem-se a Equação 15:

$$\lambda = \frac{d_{sF}m_{sF}}{d_{sF}m_{sF} + d_{sR}m_{sR}} \quad (15)$$

que substituindo as variáveis pelos valores iniciais do protótipo, chega-se ao valor de $\lambda = 0,59$; que pode-se afirmar que ao olhar novamente para qualquer dos gráficos das Figuras 25, 26 ou 27, o resultado encontrado é correspondente. Caso esse valor seja atingido através da relação entre as rigidezes de rolagem das suspensões, é possível desconsiderar a rigidez como parâmetro determinante da relação da transferência lateral de carga, podendo ser utilizada na definição de outras metas de projeto.

Pode-se observar através da Equação 15 que o valor de λ está diretamente relacionado com o posicionamento do CG do veículo, tanto no eixo x quanto no z , uma vez que os fatores determinantes da equação são m_s e d_s , ou seja, o CG do carro determina sua distribuição entre os eixos, influenciando parâmetros como z , h_s , h_u , dianteiros e traseiros, e consequentemente em d_s , m_s , λ , μ e χ .

Deakin (2000) define como meta de projeto o valor da diferença das transferências laterais de carga ($\Delta F_z = F_{zF} - F_{zR}$) de no mínimo 80% da diferença entre as rigidezes de rolagem ($\Delta k = k_F - k_R$), para uma suspensão considerada ajustável para diferentes valores de rigidez de rolagem total (k_T), conforme Equação 16:

$$\Delta F_z \geq 0,80 * \Delta k \quad (16)$$

Para o valor $\lambda = 0,30$ próximo do valor próprio do veículo, temos a diferença entre as rigidezes de rolagem de 0,40, sendo 80% dele igual a 0,32. A menor distribuição de χ para que a diferença seja no mínimo 0,32 é de 34:66. Neste caso, apenas algumas curvas dos gráficos da Figuras 25 e 27 conseguem satisfazer essa condição. Conseguiu-se observar que para valores altos de μ , como 3,45 na Figura 25 e 5,0 na Figura 27, os valores estão próximos da distribuição 34:66 de χ , definindo o valor ideal da rigidez torcional, 1.000,00 Nm/grau para ambos, que acaba por estar na condição linear, ou seja, uma alta rigidez torcional. Isso quer dizer que para a análise de Deakin (2000), o chassi do protótipo é rígido o suficiente para ajustes sensíveis no sistema de suspensão, porém não para valores menores de rigidez, que não se é obtido essa relação, sendo descartadas como valores ideais de rigidez. Além disso, se olharmos novamente às figuras analisadas, vemos que se caso aumentarmos o valor da rigidez torcional, não alterará no resultado já obtido, pois χ já se encontra em uma relação linear com μ . Já no gráfico apresentado pela Figura 26 foi necessária uma rigidez de 3.000 Nm/grau; $\mu = 2,5$, para que a curva chegasse próxima do valor definido como ideal, que mesmo com o valor alto da rigidez, não foi alcançado.

5.3 VARIAÇÃO DE μ

A segunda análise se baseia no valor de λ enquanto se varia k_C , consequentemente variando μ , gerando diferentes valores de transferência lateral de carga. Para valores de $\lambda = 0,31$ do próprio veículo, tem-se os resultados da Tabela 7:

Tabela 7 – Variação de μ .

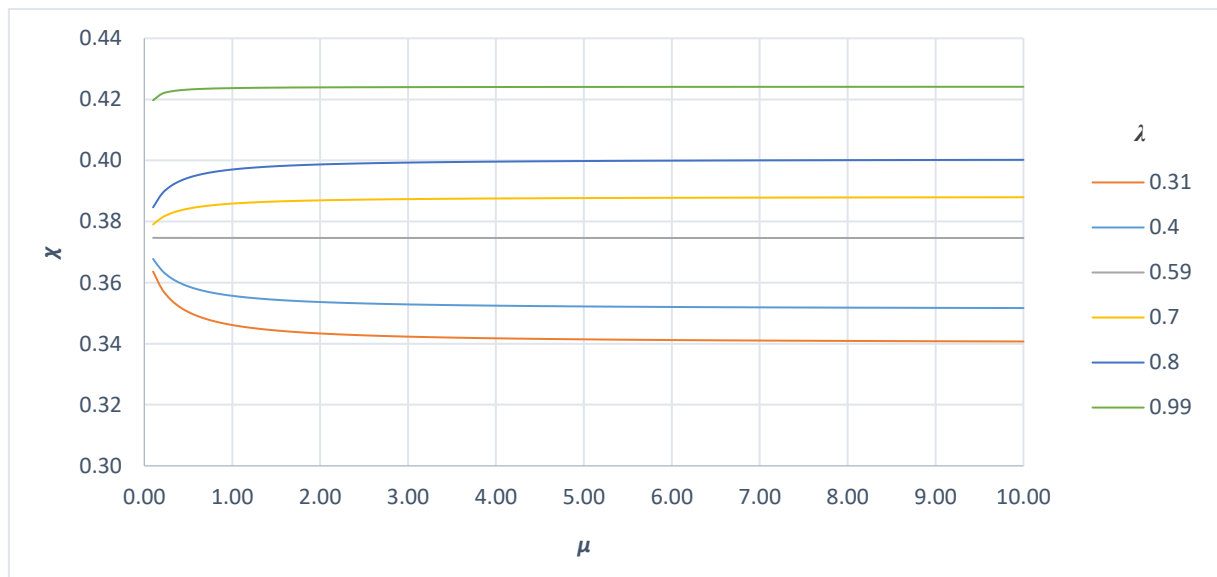
μ	k_C [Nm/grau]	ΔF_{zF} [N]	ΔF_{zR} [N]	χ
0,0	0,00	53,88	89,93	0,3747
1,0	289,86	49,82	94,11	0,3461
2,0	579,72	49,42	94,52	0,3434
3,0	869,58	49,27	94,67	0,3423
4,0	1159,43	49,20	94,75	0,3418
5,0	1449,29	49,15	94,80	0,3414
6,0	1739,15	49,11	94,83	0,3412

7,0	2029,01	49,09	94,86	0,3410
8,0	2318,87	49,07	94,88	0,3409
9,0	2608,73	49,06	94,89	0,3408
10,0	2898,59	49,05	94,90	0,3407

Fonte: Autor.

Traçando diferentes curvas, com valores distintos de λ , temos o seguinte gráfico:

Figura 28 – Proporção da Transferência Lateral de Carga (χ) x Rigidez Torcional Normalizada (μ).



Fonte: Autor.

O gráfico da Figura 28 mostra uma maior variação de χ quando o valor de μ é baixo, porém a curva tende a se estabilizar e quase que se estagnar a um valor constante quando μ ultrapassa o valor aproximado de 4, a não ser apenas quando λ possui o valor de 0,59, onde μ não possui efeito sobre a linha, que mantém-se praticamente constante para todos os seus valores, inclusive os menores. Sendo 0,59 justamente o valor encontrado na sessão 5.2, onde encontramos a solução da Equação 15, ponto demonstrado nos gráficos das Figuras 25, 26 e 27, assim podendo definir a região de λ onde a rigidez torcional não possui influência nos valores de χ .

Como já mencionado acima, das curvas traçadas podemos observar que a partir de certo ponto o valor da rigidez torcional não impacta no valor de χ , entretanto se a relação entre as rigidezes de rolagem é alterada, a relação da transferência lateral de carga varia consideravelmente, a não ser que o valor de μ seja muito baixo.

Ainda analisando a Figura 28, é possível notar que para $\mu = 0,59$, que representa k_C aproximadamente igual a 1.800,00Nm/grau, é a mesma região onde a curva da transferência lateral de carga inicia sua estabilização nas Figuras 23 e 24, que, mais uma vez, representa uma situação onde a rigidez torcional, a partir de determinado valor, deixa de influenciar nos valores de transferência lateral de carga para qualquer valor acima desse.

6 CONCLUSÃO

Com base na metodologia e dados apresentados neste trabalho, é seguro afirmar que a rigidez torcional demonstra influência no comportamento da transferência lateral de carga, e que ela pode funcionar como um parâmetro de desenvolvimento dentro dos objetivos e metas específicas de projetos como o Baja SAE.

As informações geradas podem ser utilizadas em diversas oportunidades de desenvolvimento de trabalhos futuros, onde principalmente a equipe Piratas do Vale pode se beneficiar em termos de embasamento teórico para a aplicação de determinadas metodologias de *design* e confecção do projeto.

Para determinada configuração dos parâmetros do sistema de suspensão consegue-se ajustar os mesmos para obter os resultados esperados dentro da faixa de valores definidos como meta. É preciso ter muito cuidado, pois a quantidade de parâmetros é alta e todos podem influenciar nos resultados, em diferentes intensidades, como mostraram os resultados.

Nos resultados foi possível obter uma resposta direta e visual dos gráficos com facilidade, apenas observando o comportamento das curvas, onde, através da definição de uma condição de contorno, conseguiu-se identificar qual a faixa de valores para a rigidez atenderia essas condições e, ao mesmo tempo, os objetivos do projeto.

É válido ressaltar que, a partir de um certo momento no decorrer do desenvolvimento do projeto, existem parâmetros que são incapazes de serem ajustados, ou determinados ajustes demandariam certo esforço, tempo e recursos que simplesmente não são justificáveis, como por exemplo a própria rigidez torcional da estrutura. Uma vez o chassi, montado e soldado, é extremamente difícil buscar algum ajuste quando voltados ao próprio chassi e componentes estruturais, com ressalvas em situações onde uma adição ou alteração de algum componente estrutural seja feita e que não comprometa a integridade estrutural do protótipo. Sendo assim, é importante que as análises sejam feitas com extrema atenção e objetividade, pois alguma análise interpretada de maneira errada pode resultar na alteração de outros parâmetros do projeto, não chegando a comprometer o projeto como um todo, mas sim gerando um retrabalho excessivo e desnecessário.

Foi observado que a rigidez possui um valor limite de influência, ou seja, a partir de certo valor, todos os valores acima daquele não vão causar alterações nos valores e comportamentos da transferência lateral de carga.

Dito isso, com os resultados demonstrados é possível encontrar um valor de rigidez que seja atingível e que não seja incapaz de ser alcançado, resultando em outros fatores determinantes do projeto como custo e manufaturabilidade.

7 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

O autor sugere uma análise sobre o artigo de Deakin (2000), pois em nenhum momento em seu trabalho é demonstrada a razão pela qual o valor considerado ideal de ΔF_z é 80% de Δk . Uma vez validado ou não, a análise realizada neste trabalho é facilmente cambiável para diferentes valores que possam ser gerados.

REFERÊNCIAS

- BARBOSA, L. F. F. M. **Avaliação da rigidez torcional do chassi de um protótipo Baja SAE através do método de elementos finitos e de ensaio experimental.** 2015. 95 f. Trabalho de Graduação (Bacharel em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.
- COSTIN, M.; PHIPPS, D. **Racing and sports car chassis design.** 2nd ed. London: Batsford, 1974. 147p.
- DANIELSSON, O.; COCAÑA, A. G. **Influence of body stiffness on vehicle dynamics characteristics in passenger cars.** 2015. 68 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) - Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2015. Disponível em: <<http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/219391/219391.pdf>> Acesso em: 12 dez. 2018.
- DEAKIN, A.; CROLLA, D.; RAMIREZ, J. P.; HANLEY, R. **The effect of chassis stiffness on car handling balance.** SAE Technical Paper, 2000-01-3554, 2000.
- DS SMITH. **Catálogo de soluções.** Disponível em: <<http://www.dssmith.com/automotive/solutions/automotive-systems>> Acesso em: 25 nov. 2018.
- FLATOUT BRASIL. **Cambagem negativa: Em busca da máxima aceleração lateral.** Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/cambagem-negativa-em-busca-da-maxima-aceleracao-lateral>> Acesso em: 26 nov. 2018.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics.** SAE. Warrendale: Editora SAE, 1992. 495p.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race car vehicle dynamics.** SAE. Warrendale: Editora SAE, 1995. 890 p.
- RACE DEZERT. **Fórum de discussão de modalidades off-road.** Disponível em: <https://www.race-dezert.com/forum/attachments/img_2592-web-jpg.116282/> Acesso em: 25 nov. 2018.
- SAE BRASIL. **Regulamento administrativo e técnico 2018.** Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/Users/223/39/28639/RATBSB_emenda_02.pdf>. Acesso em: 29 nov. 2018.
- SAMPÒ, E. **Modelling chassis flexibility in vehicle dynamics simulation.** 2011. 171 f. These (Phd) - Faculty of Engineering and Physical Sciences, University of Surrey, Guildford, 2011. Disponível em: <<http://core.ac.uk/download/pdf/16517785.pdf>>. Acesso em: 12 dez. 2018.

SILVA, L. F. S. Simulação da suspensão tipo duplo A de um veículo off-road através do histórico de excitação do solo. 2016. 78 f. Trabalho de Graduação - Curso de Engenharia Mecânica, UNESP - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.