

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

**FELIPE SCHMIT CORSO**

**ESTUDO SOBRE A SUBSTITUIÇÃO DA SUSPENSÃO TRASEIRA DE FEIXE DE  
MOLAS POR UM SISTEMA COILOVER EM UM CHEVROLET CORVETTE**

**CAXIAS DO SUL**

**2023**

**FELIPE SCHMIT CORSO**

**ESTUDO SOBRE A SUBSTITUIÇÃO DA SUSPENSÃO TRASEIRA DE FEIXE DE  
MOLAS POR UM SISTEMA COILOVER EM UM CHEVROLET CORVETTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Automotiva da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador Prof. Me. Adelair Lino Colombo

**CAXIAS DO SUL**

**2023**

**FELIPE SCHMIT CORSO**

**ESTUDO SOBRE A SUBSTITUIÇÃO DA SUSPENSÃO TRASEIRA DE FEIXE DE  
MOLAS POR UM SISTEMA COILOVER EM UM CHEVROLET CORVETTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Automotiva da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador Prof. Me. Adelair Lino Colombo  
**Aprovado em** \_\_/\_\_/\_\_\_\_

**Banca Examinadora**

---

Prof. Me. Adelair Lino Colombo  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

---

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

---

Prof. Dr. Vagner do Nascimento  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Para todos que, de alguma forma, me apoiaram e incentivaram nesta jornada.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus por ter me dado a oportunidade de estar cursando um sonho desde criança e de me manter no caminho correto para a realização do mesmo.

Agradeço à toda minha família, meus pais Daltro e Lucivane, pelo apoio durante todo o percurso, compreendendo os momentos de frustração, apoiando e incentivando em cada passo.

Sou grato também, pela empresa Prathauto Restauração, que cedeu toda sua estrutura e conhecimento para que este trabalho fosse realizado, permitindo também o acesso aos veículos GM Corvette, modelo C1, para a comparação entre o veículo original e modificado.

Por fim, sou grato a todos os professores do curso de engenharia automotiva da Universidade de Caxias do Sul, em especial, ao orientador deste trabalho, Prof. Me. Adelaír Lino Colombo, que sanou minhas dúvidas e apoiou minhas ideias diante do tema proposto, visando o sucesso deste trabalho.

*“Nós criamos nosso destino pela maneira como fazemos as coisas. Temos que aproveitar as oportunidades e sermos responsáveis por nossas escolhas.” – Benjamin Carson*

## RESUMO

O objetivo deste trabalho é analisar a substituição da suspensão traseira de feixe de molas por um sistema de coilover, juntamente com a troca da suspensão traseira por um four-link em um Chevrolet Corvette C1, visando melhorar a dirigibilidade, desempenho e conforto do veículo.

A suspensão traseira de feixe de molas é vantajosa para o transporte de cargas e possui um baixo custo de manutenção. No entanto, para atingir um equilíbrio entre conforto e desempenho, optou-se pela substituição por um sistema de coilover.

O coilover oferece uma melhora significativa na relação entre desempenho e conforto de rodagem. No entanto, essa substituição requer modificações na suspensão, uma vez que o feixe de molas original faz parte da sustentação do eixo traseiro. Além disso, o custo de substituição e manutenção é mais elevado.

Para que ocorresse essa substituição do sistema de amortecimento da suspensão, foi necessária uma modificação do sistema original de suspensão, portanto foi realizada a troca da suspensão traseira por um four-link. Essa modificação otimiza a transferência de peso durante as movimentações longitudinais, além de melhorar a tração nas rodas motrizes. O four-link proporciona maior controle, estabilidade, reduzindo a inclinação da carroceria em curvas, além de um melhor contato dos pneus com o solo.

**Palavras-chave: Engenharia Automotiva, suspensão traseira, feixe de molas, four-link, coilover, amortecimento, suspensão automotiva**

## ABSTRACT

The objective of this work is to analyze the replacement of the rear leaf spring suspension with a coilover system, along with the substitution of the rear suspension with a four-link setup in a Chevrolet Corvette C1, with the goal of enhancing the vehicle's drivability, performance, and comfort.

The rear leaf spring suspension is advantageous for cargo transport and has a low maintenance cost. However, to achieve a balance between comfort and performance, the decision was made to replace it with a coilover system.

The coilover provides a significant improvement in the trade-off between performance and ride comfort. Nevertheless, this replacement necessitates modifications to the suspension, as the original leaf spring is integral to supporting the rear axle. Additionally, the cost of replacement and maintenance is higher.

To facilitate the replacement of the suspension damping system, a modification of the original suspension system was required. Thus, the rear suspension was exchanged for a four-link setup. This modification optimizes weight transfer during longitudinal movements and enhances traction on the driving wheels. The four-link system offers greater control, stability, reduces body roll in corners, and ensures better contact of the tires with the ground.

**Keywords: automotive engineering, rear suspension, leaf spring, four-link, coilover, damping, automotive suspension**

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de coordenadas do veículo .....	19
Figura 2 – <i>Double A arm</i> .....	22
Figura 3 – Feixe de molas longitudinal .....	24
Figura 4 – Ângulo longitudinal do feixe de molas em curva .....	25
Figura 5 – Four-Link Paralelo .....	27
Figura 6 – Four-Link Triangular .....	28
Figura 7 – Entre eixos ( <i>Wheelbase</i> ).....	29
Figura 8 – Bitola ( <i>Track Width</i> ) .....	30
Figura 9 – Inclinação do Pino Mestre.....	31
Figura 10 – Inclinação do Pino Mestre.....	32
Figura 11 – Ângulos de Cambagem .....	33
Figura 12 – Ângulo do Caster .....	34
Figura 13 – Convergência e Divergência .....	35
Figura 14 – Modelo simplificado de ¼ de veículo .....	36
Figura 15 – Distribuição de massas do veículo .....	37
Figura 16 – Pontos de fixação de suspensões.....	38
Figura 17 – Fator de amortecimento .....	41
Figura 18 – Fluxograma .....	42
Figura 19 – GM Corvette C1 1959 .....	44
Figura 20 – Sistema Four-link Paralelo.....	46
Figura 21 – Fixação Sistema Four-link .....	47
Figura 22 – Esboço Four-link Paralelo.....	47
Figura 23 – Conjunto Coilover completo .....	48
Figura 24 – Mola sistema Coilover .....	49
Figura 25 – Amortecedor sistema Coilover.....	50

## **LISTA DE QUADROS**

Quadro 1 – Frequência da massa suspensa para diferentes modelos de veículos .....	40
---	----

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados Mecânicos Corvette C1 1959.....	45
Tabela 2 – Dados Dimensionais Corvette C1 1959.....	45
Tabela 3 – Distribuição de Massa Corvette C1 1959.....	52
Tabela 4 – Cálculos Suspensão Original Corvette C1 1959.....	52
Tabela 5 – Medidas Mola e Amortecedor Coilover.....	53
Tabela 6 – Cálculos Suspensão Coilover.....	54
Tabela 7 – Comparativo entre Suspensão Original e Suspensão Coilover.....	54

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C_s$	Coeficiente de amortecimento
$F_b$	Força atuante sobre massa suspensa [N]
$F_d$	Força do eixo dianteiro [N]
$f_n$	Frequência natural não amortecida [rad/s]
$F_t$	Força do eixo traseiro [N]
$F_w$	Força atuante sobre massa suspensa [N]
$K_s$	Rigidez da mola principal [N/m]
$K_t$	Rigidez do pneu [N/m]
$K_w$	Efeito da mola [N/m]
$M_d$	Massa da suspensão dianteira [kg]
$M_t$	Massa da suspensão traseira [kg]
$M_{total}$	Massa total do veículo [kg]
$\zeta$	Fator de amortecimento
$\theta_{K_s}$	Ângulo entre a mola e o plano horizontal do veículo [ ° ]
$\omega_d$	Frequência natural amortecida [rad/s]
$\omega_n$	Frequência natural [rad/s]

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CG	Centro de gravidade e/ou Centro de massa
CR	Centro de rolagem
MR	Taxa de movimento ( <i>motion rate</i> )
RR	Rigidez equivalente ( <i>ride rate</i> )
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SLA	<i>Short long arm</i>

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1 JUSTIFICATIVA .....	16
1.2 OBJETIVOS .....	17
<b>Objetivo geral.....</b>	<b>17</b>
<b>Objetivos específicos.....</b>	<b>17</b>
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>18</b>
2.1 DINÂMICA VEICULAR .....	18
2.2 DEFINIÇÃO DE SUSPENSÃO .....	19
2.3 TIPOS DE SUSPENSÃO.....	20
<b>2.3.1 Suspensões Independentes .....</b>	<b>21</b>
<b>2.3.1.1 Double A arm .....</b>	<b>21</b>
<b>2.3.2 Suspensões Dependentes .....</b>	<b>23</b>
<b>2.3.2.1 Feixe de molas .....</b>	<b>23</b>
<b>2.3.2.2 Four-Link .....</b>	<b>25</b>
<b>2.3.2.2.1 Four Link Paralelo .....</b>	<b>26</b>
<b>2.3.2.2.1 Four Link Triangular.....</b>	<b>27</b>
2.4 PARÂMETROS DE CONFIGURAÇÃO DE UMA SUSPENSÃO.....	28
<b>2.4.1 Entre eixos (<i>Wheelbase</i>).....</b>	<b>28</b>
<b>2.4.2 Bitola (<i>Track Width</i>) .....</b>	<b>29</b>
<b>2.4.3 Centro de rolagem (<i>Roll Center</i>) .....</b>	<b>30</b>
<b>2.4.4 Eixo de rolagem (<i>Roll Axis</i>) .....</b>	<b>31</b>
<b>2.4.5 Pino Mestre (<i>Kingpin</i>) .....</b>	<b>31</b>
<b>2.4.6 Cambagem (<i>Camber</i>).....</b>	<b>32</b>
<b>2.4.7 Caster.....</b>	<b>33</b>
<b>2.4.8 Convergência/Divergência (<i>Toe Angle</i>) .....</b>	<b>34</b>
<b>2.4.9 Massa suspensa e massa não suspensa.....</b>	<b>35</b>
<b>2.4.10 Coeficiente de mola equivalente .....</b>	<b>37</b>
<b>2.4.11 Associação de molas .....</b>	<b>38</b>
<b>2.4.12 Frequência Natural Não Amortecida .....</b>	<b>39</b>

<b>2.4.13 Coeficiente de Amortecimento .....</b>	<b>40</b>
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>42</b>
3.1 DADOS GERAIS DO VEÍCULO.....	43
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>46</b>
4.1 ESCOLHA DOS COMPONENTES .....	46
4.1.1 Sistema Four-link Paralelo .....	46
4.1.2 Conjunto de Coilover .....	48
4.2 EQUACIONAMENTOS .....	50
<b>5 CONCLUSÃO.....</b>	<b>55</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>56</b>
<b>ANEXO A – GM CORVETTE C1 1959 ORIGINAL .....</b>	<b>57</b>
<b>ANEXO B – GM CORVETTE C1 1959 COM FOUR-LINK E COILOVER .....</b>	<b>59</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A suspensão de um veículo desempenha um papel crucial na estabilidade, conforto e segurança durante a condução. No decorrer dos anos, diversos sistemas de suspensão foram desenvolvidos e aprimorados para atender às demandas dos motoristas em diferentes condições de estrada. Um dos avanços notáveis nesse campo é a substituição da suspensão traseira por feixes de molas pela configuração denominada de four-link.

O sistema de suspensão traseira por feixes de molas consiste em um feixe de molas individual para cada lado da carroceria, localizados na parte traseira do chassi. Embora esse modelo de suspensão ofereça uma grande simplicidade para o projeto, além de resistir grandes volumes de cargas, ela apresenta algumas limitações em termos de conforto e utilização. Essas limitações podem ser atribuídas à tendência de um único ponto onde a suspensão transmite a carga e as forças do terreno diretamente para a carroceria do veículo.

Por outro lado, o sistema four-link oferece uma abordagem mais avançada para lidar com as diferentes cargas e forças exercidas durante a condução do veículo. Essa configuração utiliza quatro pontos de fixação, compostas por braços superiores e inferiores, distribuindo assim de forma mais eficiente as forças transmitidas pelas rodas para o restante do chassi.

Ao adotar uma suspensão four-link, é imprescindível a realização dos cálculos de cargas de molas e amortecedores, a fim de garantir o desempenho ideal do sistema. Esses cálculos envolvem a determinação das taxas de mola necessárias, a frequência adequada de amortecimento dos amortecedores e uma melhor configuração das geometrias dos braços de sustentação da four-link. As cargas de mola a ser utilizada é definida através de vários fatores, como o peso do veículo, distribuição dessas cargas ao longo da carroceria, além de características dinâmicas empregadas ao modelo em específico que realizará a alteração (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

Além disso, os amortecedores desempenham um papel fundamental na absorção de choques e dissipação de energia durante a compressão e a extensão das molas. A seleção adequada dos amortecedores é essencial para garantir um comportamento de suspensão controlado, minimizando os movimentos excessivos e proporcionando um rodar suave do veículo (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

O vigente trabalho propõe abordar a substituição de uma suspensão traseira de feixes de molas, por uma configuração four-link. Serão apresentados os cálculos baseados nas cargas de molas e amortecedores, considerando as necessidades específicas do veículo em termos de desempenho e dirigibilidade. Ao final do estudo, espera-se fornecer uma base sólida para a

implementação eficiente de uma suspensão four-link, contribuindo para um desempenho aprimorado e uma experiência de condução mais satisfatória do que a originalmente proporcionada.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Com o passar dos anos, as montadoras tendem cada vez mais buscar por melhorias na condução do veículo. Entre os itens que vem tendo aprimoramentos são as suspensões, quando comparados aos modelos utilizados no passado. As suspensões são responsáveis por promover a estabilidade e conforto do automóvel nas estradas. Configurações de molas e amortecedores são itens determinantes para a mudança de comportamento.

Quando comparamos a suspensão de modelos de veículos esportivos antigos, especialmente montados sob o sistema de chassi e carroceria, onde majoritariamente utilizavam-se de tração no eixo traseiro do veículo, o padrão de suspensão traseira mais utilizado era o de feixe de molas, que consiste em uma sequência de lâminas de aço arqueadas e sobrepostas, que têm por finalidade absorver os impactos da via. Atualmente, quando é feita a restauração de veículos como descrito acima, comumente é realizado a substituição do modelo padrão por um sistema four-link, onde o padrão de montagem consiste em quatro braços de apoio soldados junto ao chassi, utilizado para sustentar estrutura do automóvel. Essa suspensão, além de ser mais compacta que a original, ajuda na sustentação do eixo junto à carroceria, suavizando as movimentações verticais do eixo.

A partir dessa mudança, é necessário modificar o sistema de amortecimento do veículo, visto que não haverá mais os feixes de mola, que faziam essa função. Neste caso, será utilizado um sistema moderno de coilovers, onde o sistema de suspensão combina uma mola helicoidal e um amortecedor em uma única unidade.

A finalidade principal deste estudo é realizar comparativos entre os padrões de molas e amortecedores de uma suspensão traseira original de um GM Corvette C1, com a substituição por um modelo de suspensão moderno, do tipo four-link, mantendo a geometria do padrão original, apenas com alterações no sistema de amortecimento.

## 1.2 OBJETIVOS

### **Objetivo geral**

O objetivo do presente estudo é analisar analiticamente uma suspensão tipo feixe de molas, em substituição, por uma suspensão do tipo coilover, em um Chevrolet Corvette, modelo C1.

### **Objetivos específicos**

Do objetivo geral derivam-se os específicos como sendo:

- a) Obter parâmetros de mola e amortecimento do sistema de suspensão atual;
- b) Definir os parâmetros de configuração de suspensão;
- c) Realizar cálculos de rigidez e amortecimento da suspensão;
- d) Comparar os parâmetros dimensionais dos diferentes modelos de suspensão.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Na substituição do sistema de suspensão por feixe de molas originais do GM Corvette modelo C1 por um sistema de suspensão traseira four-link, com a utilização de amortecedores coilover, espera-se obter melhorias no desempenho e na dirigibilidade do veículo, como por exemplo, nos âmbitos de ajustabilidade, melhoria no manuseio e na tração, além de um maior conforto de rodagem.

Os amortecedores coilover possuem regulagens que permitem o ajuste da rigidez da suspensão de acordo com a preferência ou necessidade específica. Com isso, existe uma imensa gama de possibilidades de configuração da suspensão, facilitando a obtenção de um melhor equilíbrio entre conforto e desempenho. Além disso, é possível um pequeno ajuste na altura do veículo, impactando no CG e na estabilidade da carroceria.

Portanto, neste capítulo, é apresentado uma revisão dos conceitos, características e aplicabilidade aos componentes de um sistema de suspensão traseira. Será pautado também, diferentes sistemas de suspensão, como: feixe de molas, molas helicoidais e sistemas four link. Ao final do capítulo, como o intuito da pesquisa é a substituição do sistema de amortecimento original do veículo, é abordado também algumas equações utilizadas para o correto dimensionamento dos novos padrões de amortecimento do novo sistema de suspensão selecionado.

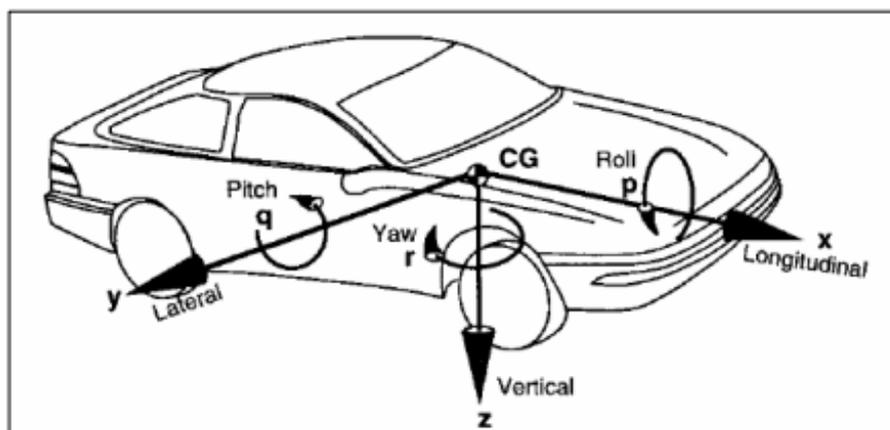
Para que seja realizado as medições comparativas entre a suspensão original do veículo e o novo sistema de amortecimento traseiro four-link, será levado em consideração os valores resultantes analiticamente através dos dados fornecidos pela montadora, para o caso da suspensão original, e valores estimados e calculados através da suspensão escolhida, visando uma dirigibilidade mais esportiva, para a suspensão com amortecimento por coilover.

### 2.1 DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica, em um contexto geral, baseia-se no estudo do movimento e dos esforços que deram origem ao mesmo. A dinâmica veicular estuda o movimento de veículos e suas partes aos esforços exercidos pela via e aos comandos do motorista (COSTA NETO, 2006).

Por convenção, a SAE (*Society of Automotive Engineers*) padronizou um sistema de coordenadas dos veículos, partindo do CG (centro de gravidade ou centro de massa) do veículo em questão.

Figura 1 – Sistema de coordenadas do veículo



Fonte: GILLIESPIE (1992).

A dinâmica veicular é dividida em três áreas: vertical, longitudinal e lateral. A dinâmica vertical estuda o movimento na vertical ao eixo Z e as rotações em torno dos demais eixos X (*roll*) e Y (*pitch*) provenientes das irregularidades do piso. A dinâmica longitudinal compreende o movimento longitudinal em X e as rotações em torno do eixo Y (*pitch*) resultantes do torque aplicado às rodas. A dinâmica lateral abrange o movimento lateral em Y e as rotações em Z (*yaw*) e X (*roll*) provindas de atuações da direção do veículo (COSTA NETO, 2006).

## 2.2 DEFINIÇÃO DE SUSPENSÃO

A suspensão é o sistema responsável pela união das rodas com a carroceria do veículo e tem como sua principal característica a absorção das vibrações causadas por irregularidades da via (COSTA NETO, 2006).

Os sistemas de suspensão dos veículos desempenham papel fundamental para o isolamento das vibrações resultantes de excitações provenientes do piso em que o veículo trafega ou provenientes do motor, roda e transmissão e seus principais objetivos são: melhoria do conforto dos passageiros, conservação da integridade das cargas e aumento da segurança proporcionando melhores condições de adesão no contato pneu-piso (FREITAS, 2006).

As principais funções da suspensão são: Permitir deslocamento vertical, de modo que as rodas sigam sobre uma estrada irregular isolando o chassi de irregularidades; manter as rodas alinhadas e com inclinação apropriada; resistir aos movimentos de rotação do chassi e manter os pneus em contato com a superfície com variação mínima de carga (GILLESPIE, 1992).

Com as características citadas acima, percebe-se uma contradição à área de dinâmica veicular. Enquanto um veículo com suspensão mais macia é capaz de proporcionar melhor conforto aos passageiros e filtrar melhor as frequências da via, um veículo com suspensão mais rígida apresenta melhores resultados de aderência entre os pneus e o solo, mantendo boa dinâmica, já que a transferência de peso entre as rodas é menor.

As suspensões dos veículos devem satisfazer um certo número de requisitos onde os objetivos parcialmente entram em conflito devido a diferentes condições de operação, sejam elas com o veículo carregado ou descarregado, acelerando ou freando, em pista nivelada ou irregular, linha reta ou com obstáculos. (REIMPELL, 2001).

Assim sendo, para que um projeto seja dimensionado de forma correta, é indispensável ter em mente qual é o objetivo principal do veículo em questão, para que assim possa-se adequar os parâmetros corretos para a finalidade designada, sempre mantendo o compromisso com a boa dirigibilidade, desempenho e conforto.

### 2.3 TIPOS DE SUSPENSÃO

Com a finalidade de atender as demandas exigidas por diferentes modelos de veículos, cada qual com suas características, existe uma extensa gama de modelos de suspensão e geometrias desenvolvidas levando em consideração itens como conforto, segurança e dinâmica.

Atualmente as suspensões veiculares podem ser divididas entre: suspensão de eixo rígido (suspensão dependente), onde as rodas são interligadas por um eixo rígido, dependendo uma da outra; suspensão independente, onde as rodas trabalham independentemente uma da outra (CROLLA, 2009).

Nas suspensões dependentes, a movimentação vertical de uma roda afeta diretamente a roda oposta de mesmo eixo, visto que ambas estão ligadas a um mesmo eixo rígido. Ao transmitir o efeito das imperfeições da via de uma roda para a outra, os ângulos de cambagem e convergência são alterados, prejudicando a dinâmica do veículo com a variação das forças de contato entre o pneu e o solo. Outro ponto negativo é o seu alto peso. A quantidade de massa não suspensa causa uma diminuição no conforto do veículo e perda de estabilidade. Contudo esse tipo de suspensão apresenta uma grande vantagem quando se trata da capacidade de suportar peso e pelo fato de a cambagem ser mantida durante a rolagem do chassi, proporcionando também uma menor manutenção no sistema, visto que o mesmo apresenta menos componentes que possam ser danificados (REIMPELL, 2001).

Já nas independentes, as rodas trabalham sem interferir na movimentação da roda oposta de mesmo eixo, permitindo uma movimentação individual de cada roda no sentido vertical. Por apresentar vantagens na instalação do *powertrain* e melhores resistências a vibração, praticamente todos os veículos apresentem o uso desta configuração na dianteira, já os veículos destinados a competição usam, na grande maioria, este tipo de suspensão tanto nas rodas dianteiras como traseiras (GILLESPIE, 1992).

Devido as características do veículo analisado ser um modelo de concepção mais antiga e tradicional, é utilizado um sistema de suspensão independente na dianteira e dependente na traseira portanto, serão abordados a seguir os diferentes modelos de suspensões do tipo dependente e independente utilizados no veículo GM Corvette C1, a fim de demonstrar as diferenças de funcionalidades entre os modelos e compreender a razão pela qual houve uma substituição do modelo de suspensão dependente no eixo traseiro.

### **2.3.1 Suspensões Independentes**

Baseando-se na separação do veículo inicialmente pela parte frontal, iniciaremos pela suspensão independente, onde é o sistema utilizado na dianteira do carro em questão.

Embora seja um sistema que requer uma maior manutenção e custos de instalação, devido a maior utilização de componentes, este modelo a vantagem de permitir controlar diversos parâmetros de geometria, cada qual com sua aplicação específica para as exigências impostas pelo modelo de veículo em que se encontra, tais como: centro de rotação, variação de bitola e um melhor controle nos movimentos das rodas no sentido vertical.

#### **2.3.1.1 Double A arm**

Conhecida também como *Double wishbone* ou *Short long Arm (SLA)* esta configuração de suspensão se caracteriza pela presença de duas bandejas em formato similar à letra “A”, podendo serem de mesmo tamanho ou de tamanhos diferentes, onde a superior geralmente apresenta um tamanho menor que a inferior, como mostra a Figura 2. Por ocupar um volume considerável e pela posição do amortecedor, esse sistema dificulta o posicionamento de semieixos de transmissão, tornando assim seu uso mais aconselhável na porção dianteira dos veículos e, à veículos que possuem tração traseira.

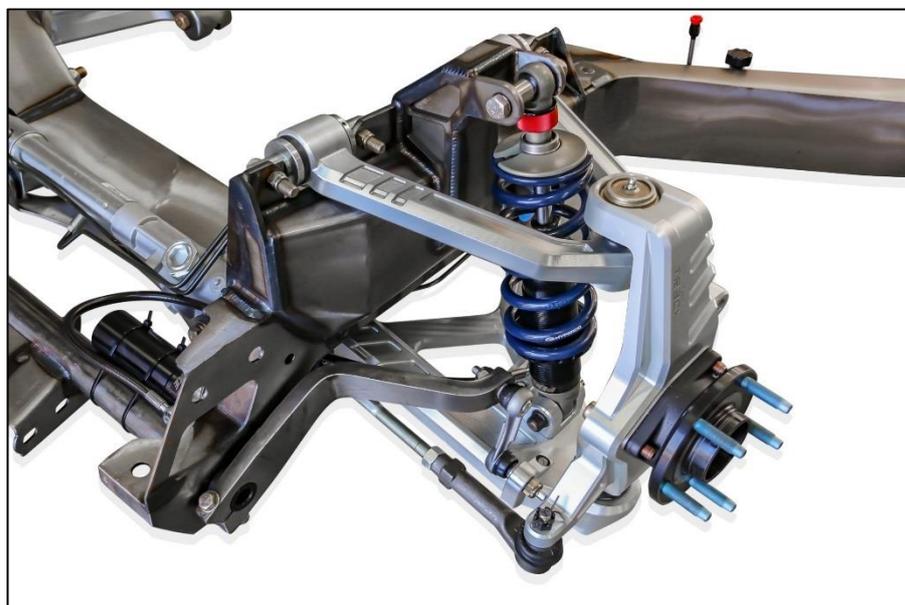
Nesse sistema, o amortecedor e a mola são colocados entre o chassi e um dos braços do duplo A afim de suavizar o movimento vertical. Alguns projetos de suspensão que utilizam

esse modelo, focam na otimização de determinados índices de desempenho, como por exemplo: cáster; cambagem; convergência e divergência e; inclinação do pino mestre (REDDY et al., 2006).

As principais vantagens da suspensão duplo A são suas possibilidades cinemáticas. As posições dos braços de suspensão em relação um ao outro pode determinar a altura do CG da carroceria e do centro de arfagem (*pitch*) do mesmo. Além disto os diferentes comprimentos dos braços influenciam nos movimentos angulares das rodas em compressão e ressalto, ou seja, influencia diretamente na bitola (*track width*) e cambagem (*camber*) da suspensão. Com a suspensão superior mais curta, os braços de controle das rodas que estão sob compressão ficam com a cambagem mais negativa, enquanto a outra roda fica com cambagem positiva (CROLLA, 2009).

O design de suspensão do tipo duplo A oferece grande vantagem em relação aos demais tipos, pois usa braços de controle rígidos para conectar as juntas frontais ao chassi. Esses braços evitam deflexões durante curvas difíceis, o que garante uma direção e alinhamento das rodas sempre constante. A maioria dos fabricantes de carros utiliza esse sistema devido sua excelência (ADAMS, 1993).

Figura 2 – *Double A arm*



Fonte: [www.palmbeachcustoms.com](http://www.palmbeachcustoms.com)

### **2.3.2 Suspensões Dependentes**

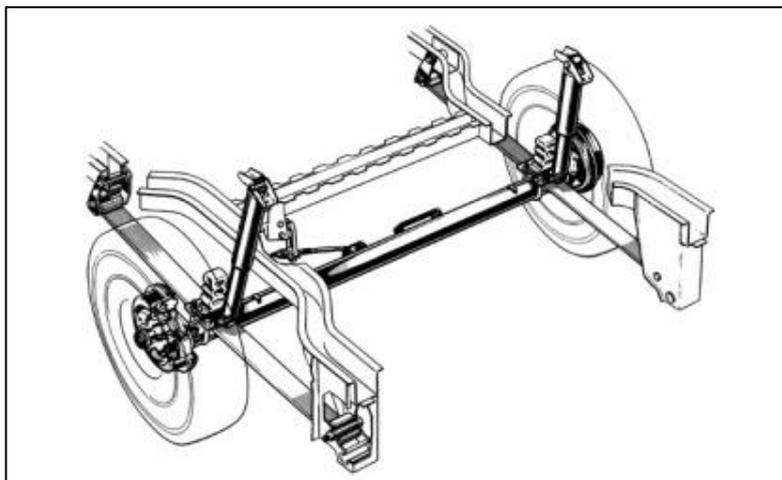
O modelo de suspensão dependente é um tipo de suspensão em que as rodas de um mesmo eixo são interligadas por uma barra rígida, fazendo com que as duas compartilhem o movimento vertical do chassi do veículo. Embora ela ofereça uma maior simplicidade de montagem e robustez, pode-se apresentar limitações em termos de conforto, capacidade dinâmica e na transferência de absorções de impactos quando comparada com sistemas de suspensão independentes.

As vantagens da suspensão dependente estão na simplicidade e robustez de todo o sistema, sendo mais resistente e de manutenção mais em conta, além de que, em alguns casos, pode oferecer uma maior estabilidade em altas velocidades e uma melhor capacidade de carga. Em contrapartida, como as rodas de um mesmo eixo estão interligadas através de um eixo rígido, o movimento de uma roda pode afetar o conforto e aderência da roda de mesmo eixo.

#### **2.3.2.1 Feixe de molas**

Na suspensão por feixe de molas, as molas são projetadas em forma de lâmina e são fixadas longitudinalmente no chassi do veículo. O conjunto de molas conhecido como feixe de molas é responsável por proporcionar flexibilidade e suporte ao eixo em todas as três direções dimensionais, conforme vimos na Figura 3. As suspensões por feixe de molas são amplamente utilizadas nos dias atuais em veículos comerciais e veículos utilitários, devido à sua capacidade de lidar com grandes cargas e oferecer durabilidade em condições exigentes. Neste sistema, as molas de feixe trabalham em conjunto para fornecer estabilidade e resistência, proporcionando uma condução sólida e confiável. Embora não ofereça a mesma suavidade de uma suspensão independente, a suspensão por feixe de molas é valorizada por sua simplicidade, robustez e capacidade de lidar com cargas pesadas (CROLLA, 2009).

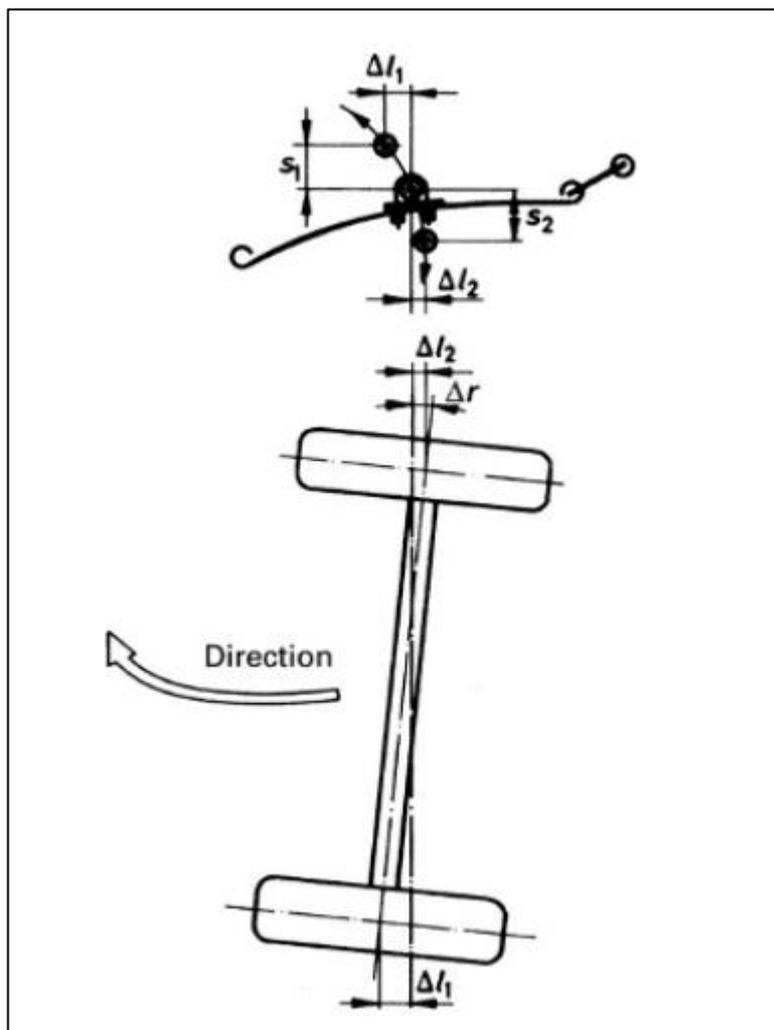
Figura 3 – Feixe de molas longitudinal



Fonte: CROLLA (2009).

Os pontos de fixação comumente utilizados em carros de passeios são ao nível do banco traseiro e sob a ponta traseira do chassi. Isso reduz o estresse na extremidade traseira da carroceria quando o porta-malas estiver carregado, e o estresse na estrutura do chassi sob carga total. As molas de lâmina longitudinais podem ser montadas inclinadas, com vantagem de que durante uma curva, o eixo traseiro rígido estará em um pequeno ângulo em relação ao veículo. Precisamente, o lado de distância do eixo na lateral externa quando em uma curva encurta em alguns milímetros, enquanto o lado interno da curva alonga em mesma proporção, fazendo com que o eixo “gire” a favor da curva (Figura 4) e, em outras palavras, é forçado a se autodirigir para uma subviragem (CROLLA, 2009).

Figura 4 – Ângulo longitudinal do feixe de molas em curva



Fonte: CROLLA (2009).

### 2.3.2.2 Four-Link

A suspensão four-link, também conhecida como suspensão de quatro braços ou 4-link, pois utiliza quatro braços ou links para conectar a carroceria do veículo ao eixo. Cada roda é conectada à carroceria através de dois braços superiores e dois braços inferiores, formando um arranjo de quatro braços. Esses braços são ajustáveis em comprimento e ângulo, permitindo afinar a suspensão para melhorar o desempenho em diferentes condições de condução.

Este sistema de suspensão foi projetado para otimizar a transferência de peso durante as movimentações *pitch* (ao longo do eixo Y, decorrentes de torque), melhorando a tração das

rodas traseiras, que é o eixo motriz do veículo em questão. Isso reduz a movimentação do eixo, beneficiando em situações de arrancada e acelerações, por exemplo, permitindo um melhor aproveitamento do conjunto mecânico. (GILLIESPIE, 1992).

A suspensão four-link em um eixo rígido oferece vantagens como melhor controle do movimento das rodas, capacidade de ajuste e resposta precisa às irregularidades da estrada. Ela também ajuda a minimizar o movimento lateral do eixo, resultando em uma condução mais estável e de melhor controle. A suspensão four-link é frequentemente utilizada em veículos off-road e de alto desempenho que possuem eixo rígido, mas ainda há a necessidade de controle independente das rodas. A suspensão four-link em um eixo rígido permite uma articulação mais eficaz das rodas e melhora a tração e a capacidade de lidar com terrenos acidentados.

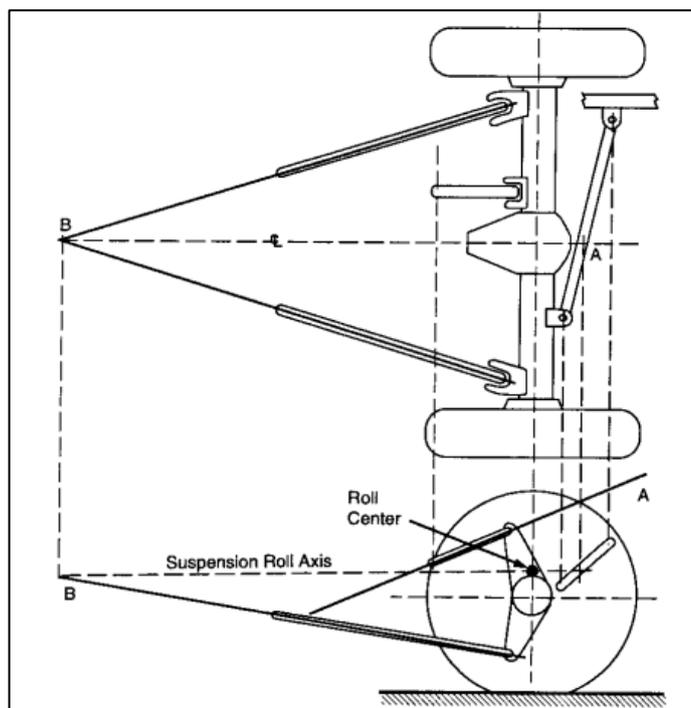
Embora existam diversas teorias sobre qual tipo de 4-link é o mais adequado, os modelos que serão abordados no relatório são os modelos paralelos e triangular, já que realizam o mesmo trabalho. Todo o estudo se baseia no espaço disponível para a instalação e a preferência da montadora. Ambos possuem dois braços inferiores para manter o eixo na posição longitudinal e dois braços superiores que impedem a rotação do eixo, mantendo o ângulo do pinhão o mais constante possível.

#### **2.3.2.2.1 Four Link Paralelo**

Um four-Link paralelo é a alternativa mais comum encontrada nas linhas de produção devido à sua facilidade de instalação e menor quantidade de recursos para sua funcionalidade. Porém, para manter o eixo centralizado, é necessária a utilização de uma barra na porção traseira do eixo, denominada como barra *Panhard*. Essa barra corre perpendicularmente à estrutura e horizontalmente em relação ao veículo, induzindo uma pequena quantidade de movimento lateral da carroceria em relação ao eixo durante o curso da suspensão, não sendo suficientemente perceptível no conforto do veículo, mas alterando em alguns momentos a geometria de funcionamento.

Conforme demonstrado na Figura 5, os braços da suspensão de quatro barras são paralelos e seu ponto de reação virtual é infinito. Portanto, o eixo de rolamento desta geometria deve ser uma barra paralela aos links inferiores conforme demonstrado na Figura. Essa barra, denominada *panhard*, é de extrema importância neste tipo de suspensão, já que é ela quem dita o alinhamento do eixo traseiro em relação ao cardã e ponta de acoplamento da caixa de transmissão. (GILLIESPIE, 1992).

Figura 5 – Four-Link Paralelo



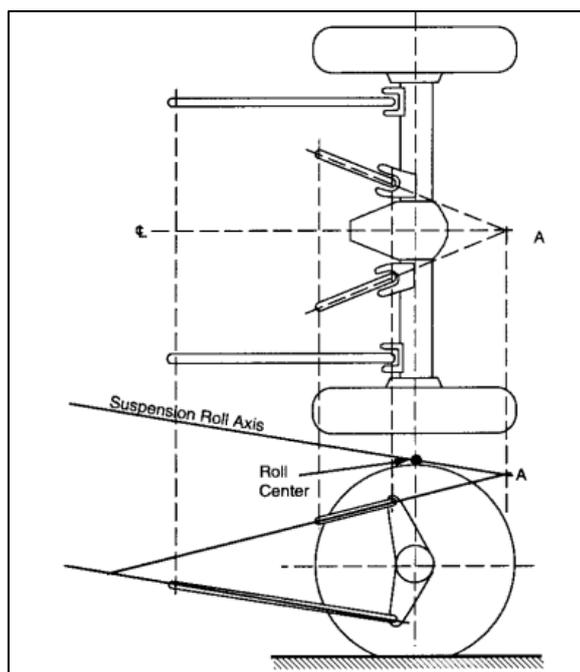
Fonte: GILLIESPIE (1992).

#### 2.3.2.2.1 Four Link Triangular

Na geometria de uma suspensão four-link, a mudança na inclinação do eixo de rolagem durante as curvas é relativamente grande em comparação com outros modelos de suspensões de eixo rígido. Isso significa uma mudança considerável na rotação, direção e transferência de carga lateral, que são efeitos indesejáveis. Além disso, o centro de rolagem está localizado relativamente alto em comparação com outras suspensões, deixando um momento de rolagem excessivo nas rodas traseiras. Por outro lado, o alto centro de rolagem ajuda a reduzir o deslocamento e trepidações do eixo (GILLESPIE, 1992).

Em um four-link triangular (Figura 6), as barras superiores são colocadas em ângulo com relação à linha central do veículo. Quando conectadas ao quadro do veículo, elas formam um “triângulo”, dando o nome ao modelo e, isso mantém o eixo traseiro centralizado, não havendo a necessidade de uma barra lateral, como é o caso do modelo de *four-link* paralelo.

Figura 6 – Four-Link Triangular

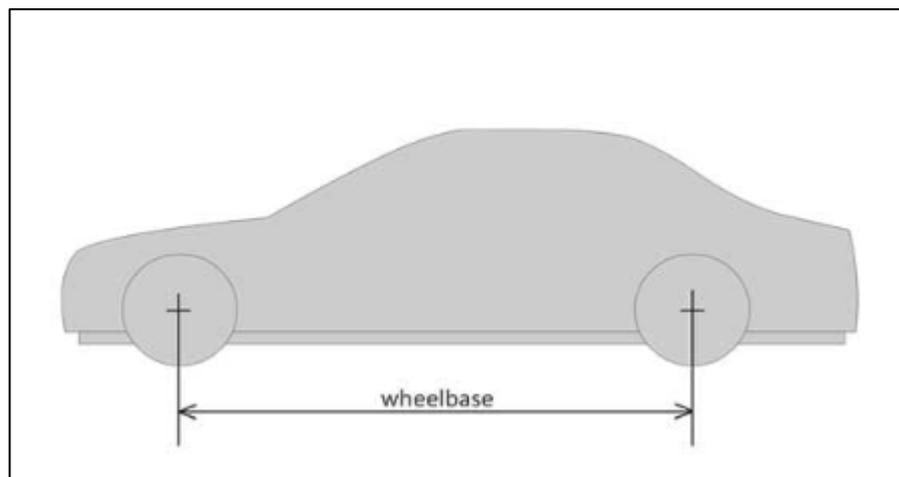


Fonte: GILLIESPIE (1992).

## 2.4 PARÂMETROS DE CONFIGURAÇÃO DE UMA SUSPENSÃO

### 2.4.1 Entre eixos (*Wheelbase*)

A distância entre eixos de um veículo é a medida entre o centro do eixo dianteiro e o centro do eixo traseiro do mesmo (Figura 7). É uma variável de grande importância nas propriedades de condução e movimentação do veículo. Uma longa distância entre eixos dispõe de um maior espaço para acomodar os passageiros e reduz a influência do carregamento na distribuição da carga do eixo, diminuindo assim as oscilações em situações de aceleração ou frenagem e possibilitando a instalação de molas de menor carga, o que proporciona um maior nível de conforto aos passageiros. Em contrapartida, uma curta distância entre eixos apresenta melhores respostas de direção, reduzindo o raio de esterçamento do veículo (REIMPELL, 2001).

Figura 7 – Entre eixos (*Wheelbase*)

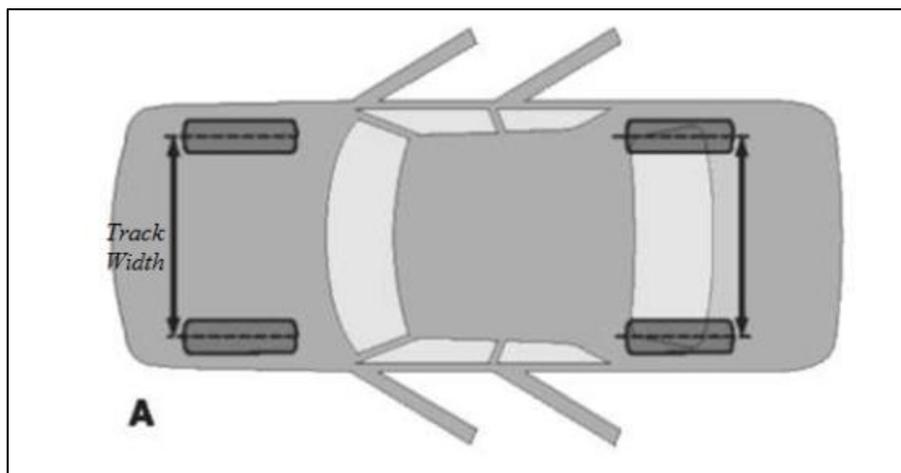
Fonte: [www.cargister.com](http://www.cargister.com)

#### 2.4.2 Bitola (*Track Width*)

A bitola é a medida de entre centros das bandas de rodagem dos pneus montados em um mesmo eixo (Figura 8). Um mesmo automóvel pode apresentar diferentes tipos de bitolas para os eixos dianteiro e traseiro, dependendo da versão ou requisitos do projeto.

O tamanho da bitola tem grande influência no comportamento do veículo em curvas, quanto maior a bitola, menor é a transferência lateral no eixo e assim, mais fácil será de controlar o veículo em curvas de alta velocidade, porém maior será a dificuldade em curvas de raios pequenos.

Variações indesejadas de bitola ocorrem em praticamente todas as suspensões de eixos independentes devido ao trabalho da suspensão, esta alteração causa um arrasto do pneu, resultando em uma força lateral que afeta a estabilidade do veículo, portanto é importante que essas variações sejam mantidas a um mínimo possível recomendado (REIMPELL, 2001).

Figura 8 – Bitola (*Track Width*)

Fonte: [www.suspensionexplained.blogspot.com](http://www.suspensionexplained.blogspot.com)

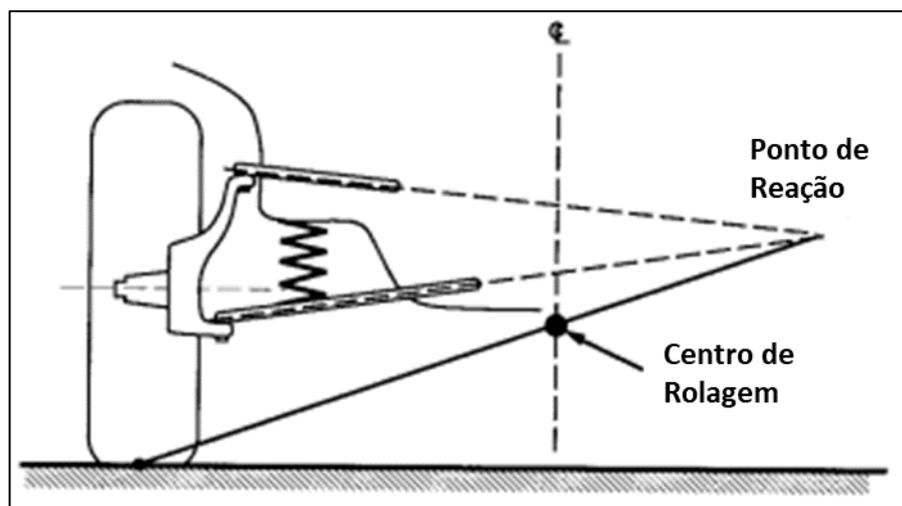
#### 2.4.3 Centro de rolagem (*Roll Center*)

O centro de rolagem das suspensões dianteiras e traseiras é o centro de rotação da massa suspensa em relação ao solo, ou seja, é o ponto onde são aplicadas as forças laterais exercidas pelos pneus durante uma curva (JAZAR, 2008).

Quanto maior a distância entre o centro de rolagem e o centro de gravidade do veículo maior é o momento de rolagem do eixo, devido ao braço de alavanca produzido. Um baixo centro de rolagem é indicado para veículos de competição que transitam em pista lisa, já um centro de gravidade alto é indicado para veículos que exijam mudanças rápidas de direção, tornando-os mais responsivos (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

A posição do centro de rolagem de suspensão se define pelo prolongamento dos eixos imaginários dos braços de suspensão e uma linha que liga o ponto de encontro entre os eixos e o contato do pneu com o solo, realizando uma distribuição de massa igual para todos os lados do veículo e um desenho de suspensão simétrico. O centro de rolagem se encontra na linha média do veículo, como pode ser visto na Figura 9.

Figura 9 – Definição de Centro de Rotação



Fonte: Adaptado de GILLIESPIE (1992).

#### 2.4.4 Eixo de rolagem (*Roll Axis*)

O eixo de rolagem do chassi é obtido a partir da ligação dos centros de rotação das suspensões dianteiras e traseiras por uma linha imaginária, a qual o veículo rola quando sujeito a acelerações laterais (JAZAR, 2008).

Esse eixo tem papel fundamental na dinâmica veicular, especialmente na maneira em que é feita a transferência de peso durante curvas e manobras, sendo responsável por determinar como o peso do veículo será transferido de um lado para o outro durante o processo das curvas.

Um carro com um eixo de rolagem mais alto tenderá a ter uma transferência de peso maior para o lado externo da curva, resultando em uma maior inclinação lateral. Por outro lado, quanto menor o eixo de rolagem, mais baixo será essa transferência de peso, tornando a rolagem de carroceria mais equilibrada e menor acentuada.

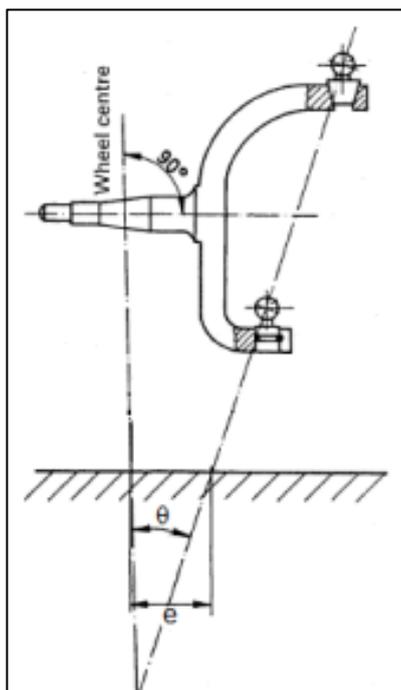
#### 2.4.5 Pino Mestre (*Kingpin*)

O ângulo de pino mestre é o vetor sobre o eixo no qual a roda é esterçada. É traçado entre os pontos de articulação entre a manga de eixo e a balança inferior e a manga de eixo e balança superior, esta inclinação auxilia no retorno da roda para a posição original após o esterçamento (GILLESPIE, 1992).

A inclinação do pino mestre altera a altura do veículo quando as rodas são esterçadas, portanto quanto maior o ângulo de esterço, mais o veículo se levanta. Esta inclinação influencia também na variação da cambagem durante o esterçamento (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

A Figura 10 demonstra a inclinação do pino mestre “ $\theta$ ” e a excentricidade “ $e$ ” que representa a distância entre o ponto de contato do centro do pneu e do vetor do pino mestre com o solo.

Figura 10 – Inclinação do Pino Mestre



Fonte: REIMPELL (2001).

#### 2.4.6 Cambagem (*Camber*)

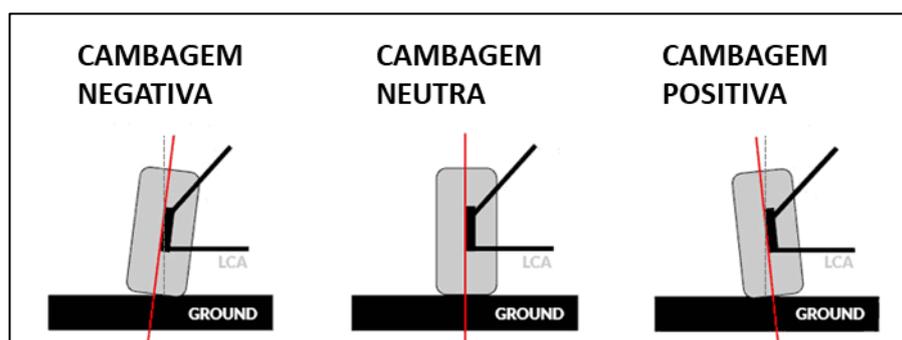
A cambagem é o ângulo de inclinação das rodas do veículo quando visto de frente, em relação ao eixo vertical (Figura 11). Este ângulo pode ser positivo, negativo ou neutro dependendo das configurações e necessidades do projeto.

Cambagem pode ser considerada um dos principais parâmetros de configuração de uma suspensão, já que ela está diretamente relacionada à distribuição da força nominal do veículo no contato do pneu com o solo, a qual tem seus componentes alterados de acordo com o trabalho da suspensão e conseqüentemente, causando mudanças no comportamento do

veículo. Além das forças a cambagem está diretamente relacionada ao desgaste prematuro dos pneus (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

A cambagem negativa melhora o desempenho durante uma curva, devido a força lateral que a roda externa exerce sobre a via. A definição deste valor dá-se apenas pela sua variação em curvas, não havendo assim regras para sua implementação (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

Figura 11 – Ângulos de Cambagem



Fonte: Adaptado de [www.comeanddriveit.com](http://www.comeanddriveit.com)

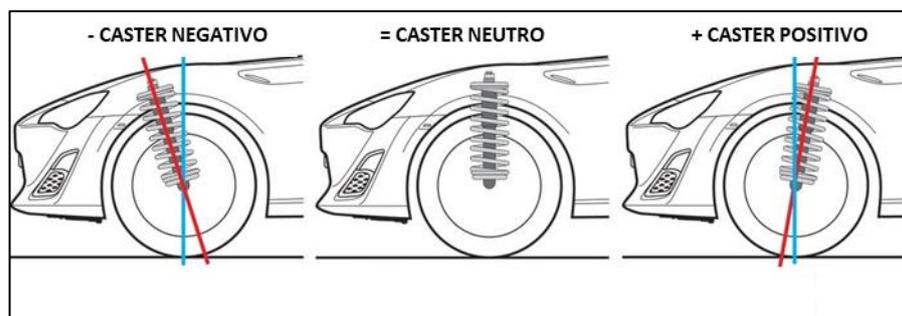
#### 2.4.7 Caster

O ângulo do caster é definido pelo ângulo entre a linha central da roda, perpendicular ao solo e a linha do eixo do pino mestre quando vistos pela lateral de um veículo, conforme demonstra a Figura 12. O caster pode ser positivo quando o ponto de fixação superior do pino mestre estiver posicionado para trás da fixação inferior, negativo quando estiver posicionado a frente e neutro quando os pontos estiverem alinhados (GILLESPIE, 1992).

A principal função do caster é manter a estabilidade da direção do veículo em linha reta quando em altas velocidades e o retorno do volante após uma curva quando montadas sob um ângulo positivo, porém o esforço para alterar a trajetória em baixas velocidades é maior. O contrário ocorre com o ângulo negativo, onde a estabilidade se torna menor, porém facilitando na mudança de direção (JAZAR, 2008).

Este ângulo também influencia na cambagem quando a roda é esterçada, com efeito contrário ao do pino mestre. Com o caster positivo, quando as rodas são esterçadas, irá haver um ganho na cambagem negativa na roda externa e positivo na interna (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

Figura 12 – Ângulo do Caster



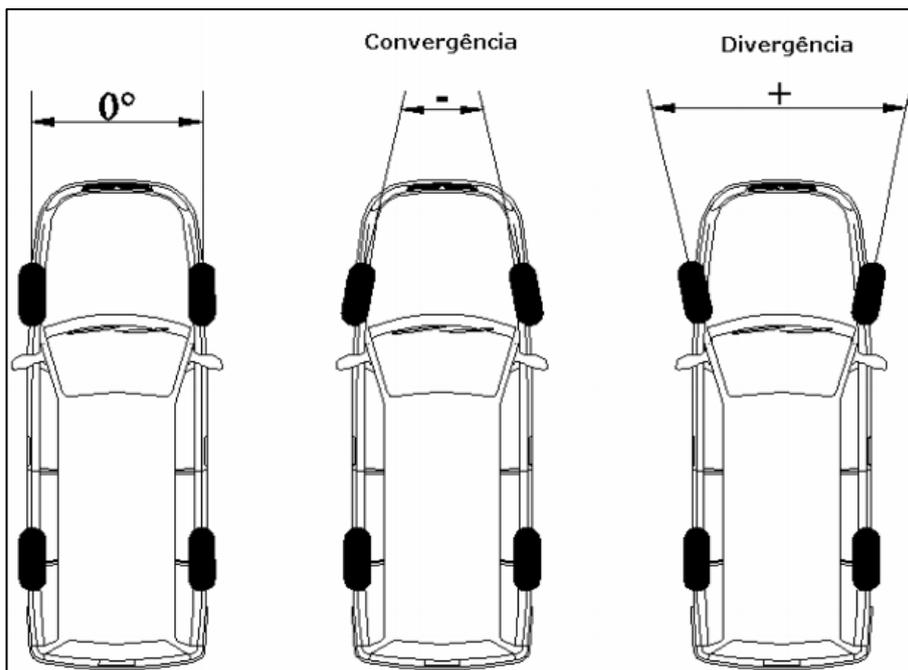
Fonte: Adaptado de [www.dsportmag.com/](http://www.dsportmag.com/)

#### 2.4.8 Convergência/Divergência (*Toe Angle*)

Levando em consideração a vista superior de um veículo, a intenção das rodas de viragem do veículo estarem paralelas em relação ao eixo longitudinal. Quando as rodas convergem em relação a parte frontal do veículo, esse ângulo denomina-se *Toe-in*, e quando elas divergem em relação a frente, é denominado *Toe-out*, como mostra a Figura 13.

Esse ângulo tem a finalidade de manter o paralelismo das rodas durante a trajetória, impedindo fricção lateral dos pneus com o solo, diminuindo o desgaste dos mesmos. A definição desta geometria varia de acordo com o tipo de tração do veículo. Em veículos com sistema de tração traseira, recomenda-se acertos de ângulos divergentes na traseira e convergentes na dianteira. O oposto se aplica a veículos com tração dianteira e os ângulos neutros são indicados para veículos com tração nas quatro rodas. Estes parâmetros são utilizados devido as forças exercidas nos braços de suspensão para frente no caso de tração no eixo e para trás no caso de frenagens. Forças essas provenientes de torque aplicado pelas rodas. (DIXON, 1996).

Figura 13 – Convergência e Divergência



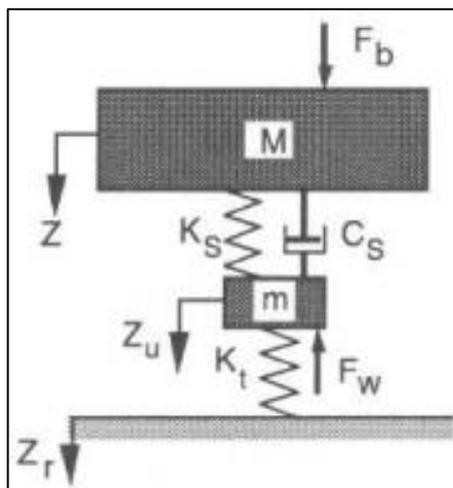
Fonte: [www.eualinhador.blogspot.com](http://www.eualinhador.blogspot.com)

#### 2.4.9 Massa suspensa e massa não suspensa

Denomina-se massa suspensa o somatório de todas as massas que estão sobre o sistema de suspensão do veículo, ou seja, tudo que é suportado pelas molas, sendo eles o motor, transmissão, sistema de direção, bancos, componentes elétricos e a própria carroceria do veículo. Massa não suspensa por sua vez é o somatório de todas as massas ligadas a suspensão, sendo eles, pneus, rodas, sistema de freios, eixos e a própria suspensão (JAZAR, 2008).

Um modelo comumente utilizado para a representação das massas é o  $\frac{1}{4}$  de veículo (modelo simplificado), como mostra a Figura 14, que consiste na representação da massa suspensa “M” suportada por uma suspensão primária que conecta com a massa não suspensa “m”, o pneu é representado na maioria das vezes como uma simples mola “ $K_t$ ” (FREITAS, 2006).

Figura 14– Modelo simplificado de ¼ de veículo



Fonte: FREITAS (2006)

Onde:

$F_b$  = Força atuante na massa suspensa “M” [N]

$F_w$  = Força atuante na massa não suspensa “m” [N]

$Z$  = Deslocamento da massa suspensa “M” [m]

$Z_u$  = Deslocamento da massa não suspensa “m” [m]

$Z_r$  = Deslocamento do solo [m]

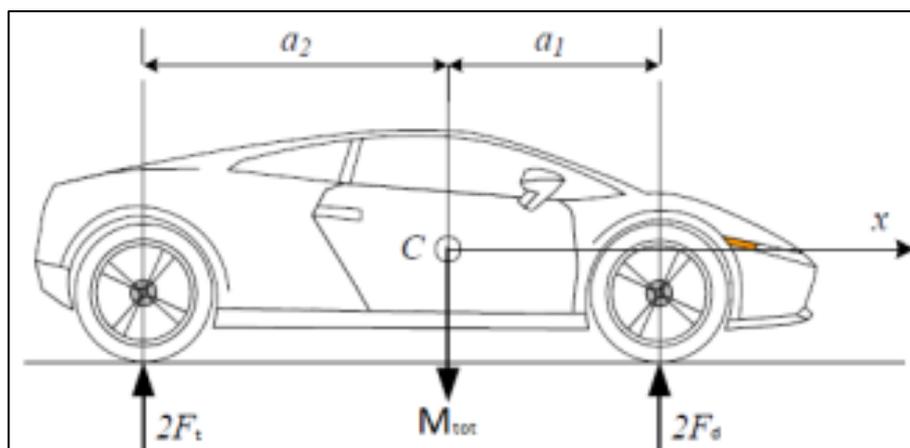
$K_s$  = Rigidez da mola principal [N/m]

$K_t$  = Rigidez do pneu [N/m]

$C_s$  = Coeficiente de amortecimento

Para definição das massas em cada roda, são aplicados o somatório de momentos nos eixos, com base no peso total do veículo, as distâncias entre centro de gravidade e os eixos dianteiros e traseiros e as forças resultantes entre o contato do pneu com o solo, conforme mostra a Figura 15.

Figura 15 – Distribuição de massas do veículo



Fonte: JAZAR (2008)

Sabendo que a força é representada pela quantidade de massa multiplicada pela aceleração da gravidade, e que cada eixo é composto por duas rodas, os valores de massa (Kg) que devem ser suportados pelo conjunto de suspensão dianteiro ( $M_d$ ) e traseiro ( $M_t$ ) podem ser calculados pelas equações 1 e 2

$$M_d = M_{total} \times \frac{a_2}{a_1 + a_2} \times \frac{1}{2} \quad (1)$$

$$M_t = M_{total} \times \frac{a_1}{a_1 + a_2} \times \frac{1}{2} \quad (2)$$

#### 2.4.10 Coeficiente de mola equivalente

Na maioria dos veículos mais antigos, o conjunto de mola e amortecedores são instalados angulados em relação ao eixo vertical do veículo, o que acaba impedindo a análise da rigidez da mola por seu valor total, necessitando assim que seja realizado o cálculo de valor equivalente denominado  $K_w$  (*Spring Effect*) (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

$$K_w = K_s \times (MR)^2 \quad (3)$$

Onde MR é denominado taxa de movimento (*Motion Rate*).

$$MR = \frac{u}{v} \times \sin \theta_{Ks} \quad (4)$$

Onde:

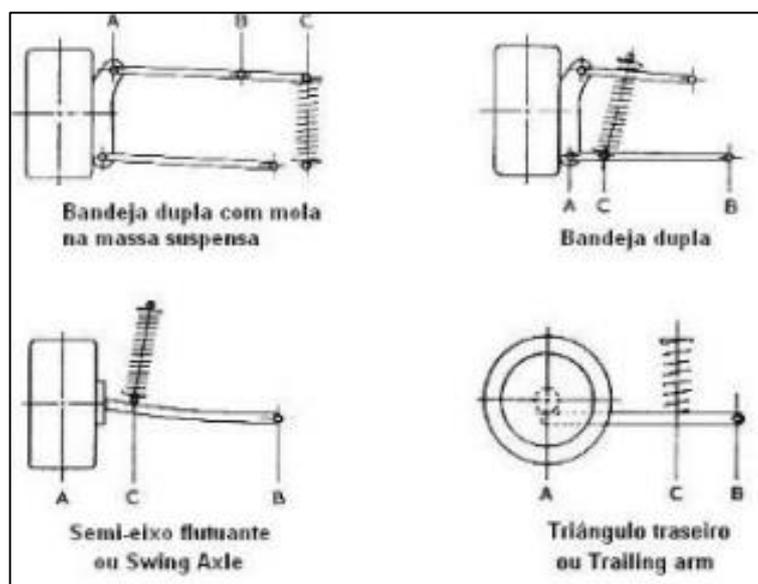
$\theta_{Ks}$  = Ângulo entre a mola e o plano horizontal do veículo [ ° ]

$v$  = Distância entre os pontos A e B conforme demonstra a Figura 16 [mm]

$u$  = Distância entre os pontos B e C de acordo com a Figura 16 [mm]

Os valores das distâncias dos pontos de fixação da suspensão variam conforme os diferentes modelos de suspensões e parâmetros de cada veículo. A Figura 16 demonstra alguns dos modelos mais habituais de pontos de fixação.

Figura 16 – Pontos de fixação de suspensões



Fonte: MEERLING e NETO (2007)

#### 2.4.11 Associação de molas

Conforme apresentado no tópico sobre massa suspensa (Figura 14), é possível analisar a rigidez da mola principal e a rigidez do pneu como a associação em série de duas molas, a

somatória desta associação é denominada de *Ride Rate*, calculada a partir da equação abaixo (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

$$RR = \frac{K_w \times K_t}{K_w + K_t} \quad (5)$$

#### 2.4.12 Frequência Natural Não Amortecida

Comumente chamada de frequência natural ( $\omega_n$ ), determina com que frequência a massa oscila sobre o eixo de referência. Quando a massa é forçada para cima ou para baixo, a mesma irá se mover infinitamente desde que não tenha nenhuma força para dissipar a energia contida nas molas. Conhecendo o valor da frequência natural, pode-se estimar o valor do sistema para que não ocorra ressonância, fazendo o conjunto vibrar de forma indesejável aos ocupantes do veículo (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad (6)$$

Onde:

$\omega_n$  = Frequência natural [rad/s]

RR = Rigidez equivalente [Nm]

M = Massa suspensa sobre o conjunto de suspensão [kg]

Normalmente a massa suspensa apresenta valores inferiores à frequência natural em comparação com a massa não suspensa, o que varia de acordo com o modelo do veículo. Essas variações de frequência influenciam diretamente no conforto e interação pneu-solo do veículo. O quadro 1 apresenta uma faixa de valores que são comumente utilizados em diferentes modelos de veículos, que podem ser aplicados para a determinação da frequência natural não amortecida  $f_n$  em Hertz [Hz].

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \times \omega_n \quad (7)$$

Quadro 1 – Frequência da massa suspensa para diferentes modelos de veículos

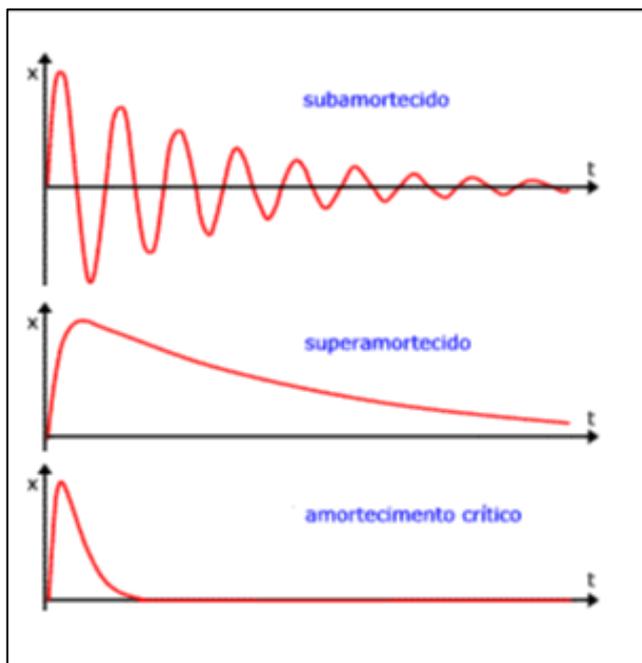
<b>Frequência (Hz)</b>	<b>Aplicação</b>
< 0,83	Perigoso. A massa suspensa do veículo ganha muito movimento
1,00 – 1,33	Para veículos de rua visando conforto
1,33 – 1,67	Para veículos de rua visando esportividade
1,67 – 2,10	Para veículos de corrida
2,10 – 2,90	Para veículos de corrida mais solicitados
> 2,90	Para veículos de Fórmula 1

Fonte: MEERLING e NETO (2007)

#### **2.4.13 Coeficiente de Amortecimento**

O coeficiente de amortecimento é uma importante escala para o dimensionamento do amortecedor, onde normalmente encontra-se entre 0 e 2 para veículos automotores e pode ser classificada em três tipos diferentes, conforme mostrado na Figura 17: amortecimento sub amortecido, quando o fator de amortecimento ( $\zeta$ ) for menor que 1, causando uma oscilação sobre o eixo de referência, decaindo gradativamente a amplitude até estabilizar-se; amortecimento crítico, quando  $\zeta$  for igual a 1, fazendo com que a amplitude decaia suavemente até estabilizar e sem oscilações em torno do eixo de referência; amortecimento superamortecido, quando  $\zeta$  for maior que 1, o amortecimento é similar ao crítico, sem oscilações, porém leva um maior tempo para alcançar o estado de repouso (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

Figura 17 – Fator de amortecimento



Fonte: <http://www.ifsc.usp.br>

Em veículos de passeio, visando um maior conforto, são adotados fatores de amortecimento na faixa de 0,2 a 0,3. Em veículos destinados a competição, esse coeficiente passa para próximo de 1,0 visando um melhor desempenho e dirigibilidade, tornando o veículo mais competitivo. A escolha deste parâmetro dá-se dependendo das condições exigidas pelo projeto, procurando manter sempre um bom equilíbrio entre conforto e dirigibilidade (DIXON, 2007).

Definido o fator de amortecimento adequado, usa-se a equação 8 para o dimensionamento do coeficiente de amortecimento da suspensão  $C$  dado em Nms/rad e a equação 9 para obter os dados da frequência natural amortecida do sistema  $\omega_d$  [rad/s].

$$\zeta = \frac{C}{C_{critico}} = \frac{C}{2 \times \sqrt{RR \times M}} \quad (8)$$

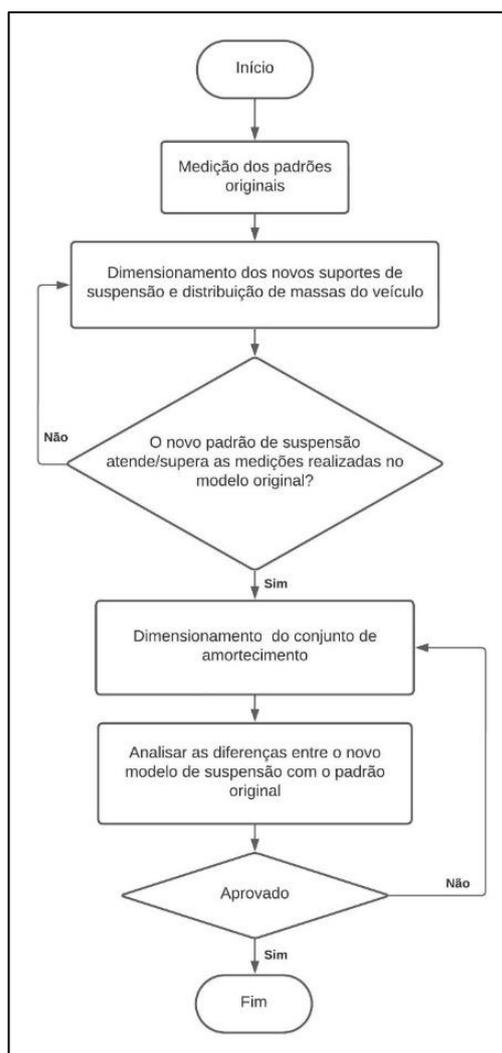
$$\omega_d = \omega_n \times \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (9)$$

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Sabendo que a atualização do modelo de suspensão é algo indispensável no projeto do veículo em questão, foi analisado a melhor maneira de prosseguir com a montagem da nova suspensão, de maneira que os conceitos de dinâmica veicular, os parâmetros e configurações estudados sejam corretamente empregados.

Conforme demonstrado na Figura 18, foi iniciado a fase de desenvolvimento através das medições do chassi e dados de suspensão originais do veículo. Nesta etapa, é realizado pesquisas em bibliografia da época para obtenção dos valores e padrões de instalação originais da suspensão, cargas de amortecimento de molas e amortecedores a fim de estabelecer uma métrica dos parâmetros originais, para que após as modificações se tenha uma base sólida para comparação, não dependendo apenas de dados bibliográficos.

Figura 18 - Fluxograma



Com a modificação do amortecimento no eixo traseiro, perde-se a sustentação original proporcionada pelo feixe de molas, já que o mesmo será removido do sistema. Por esse motivo, estabeleceu-se como parâmetro a instalação de uma suspensão do tipo four-link paralelo, que atende as necessidades propostas com o novo conjunto de amortecimento. Para a instalação do sistema four-link, é necessário a adaptação de novos pontos de fixação das barras que sustentam os braços superiores e inferiores da nova suspensão, que irão ser ajustados junto ao chassi do veículo. As medições originais efetuadas anteriormente são de extrema importância neste ponto, para que os novos pontos de ancoragem estejam sempre de maneira a centralizar o eixo junto ao chassi, e para que os suportes não interfiram na funcionalidade do veículo com as demais peças para o correto uso.

Com o conjunto da nova suspensão posicionada no veículo, serão realizadas medições, a fim de garantir que todo o sistema esteja alinhado corretamente, para que não ocorra nenhuma ação indesejada na condução do veículo. Com todas as medições dentro do esperado, é realizada a soldagem final dos braços da suspensão four-link e, com o auxílio de um elevador hidráulico, é posicionado o veículo em sua posição de rodagem a fim de realizar as medições para a instalação do sistema de amortecimento, baseando-se nos cálculos estudados durante a fundamentação teórica do trabalho, a fim de garantir o desempenho e conforto desejados para o projeto do veículo.

Como o sistema de amortecimento por coilovers é instalado de forma que preserve a estética empregada nos amortecedores do sistema original, ou seja, com o amortecimento de forma angulada. Foi realizada a pesquisa em bibliografia da época do lançamento do veículo, para a obtenção dos dados de distribuição de peso do veículo, para o uso das equações 3 e 4.

A partir dos cálculos obtidos, seleciona-se o sistema de amortecimento por coilover compatível. Com esse sistema definido, é feita a comparação entre os dados obtidos através da fundamentação teórica com os obtidos na medição do veículo original.

### 3.1 DADOS GERAIS DO VEÍCULO

O Chevrolet Corvette é um ícone da indústria automobilística americana, conhecido por ser um esportivo de design e desempenho impressionantes desde o seu lançamento. O início da produção foi na década de 1950, quando a GM decidiu criar um veículo esportivo com preço acessível que pudesse competir contra modelos europeus de alta performance.

O primeiro modelo do Corvette, conhecido pela sigla C1, foi lançado em 1953 com um design elegante e bastante aerodinâmico para a época em que era produzido. Com carroceria

conversível de duas portas e linhas sem muitos vincos marcantes (Figura 19). De início, o C1 era impulsionado por um motor de seis cilindros em linha, mas começou a ganhar notoriedade apenas em 1955, quando foi introduzido a mecânica V8. O Corvette C1 de 1959 é particularmente lembrado como um dos modelos mais icônicos da linha, pois foi neste ano que foram implementadas diversas melhorias notáveis em relação aos modelos de anos anteriores.

O Corvette C1 de 1959 apresentava uma frente redesenhada, com faróis duplos que se tornariam uma característica distintiva do carro. A grade frontal também foi modificada para dar uma aparência mais agressiva. A carroceria do C1 de 1959 tinha linhas elegantes, com curvas suaves e diversos elementos de design da época. Neste ano também teve melhorias na suspensão e no sistema de freios, proporcionando uma experiência de direção mais suave e controlada. Além disso, o interior do carro foi refinado, oferecendo maior conforto e luxo.

O Corvette C1 de 1959 é um carro clássico que representa uma época emocionante na história do Corvette. Com seu design icônico e desempenho impressionante para a época, deixou um legado duradouro como um dos carros esportivos mais emblemáticos já produzidos.

Figura 19 – GM Corvette C1 1959



Fonte: [www.ultimatespecs.com](http://www.ultimatespecs.com)

Tabela 1 – Dados Mecânicos Corvette C1 1959

<b>Especificações</b>	
Fabricante Motor	GM Chevrolet Small-Block V-8 283
Tipo de combustível	gasolina
Sistema de combustível	carburador
Características do motor	naturalmente aspirada
Cilindradas	4638 cm <sup>3</sup> / 283 cui
Taxa de Compressão	9.5 : 1
Potência	171.5 kW / 230 hp
Torque	407 Nm / 300 ft-lb
Peso X Potência	8 kg/kW / 13.2 lbs/hp
Transmissão	Manual de 4 marchas
Suspensão dianteira	Braços sobrepostos (Double Wishbone) / molas helicoidais / amortecedores hidráulicos
Suspensão traseira	Eixo rígido / feixe de molas / amortecedores hidráulicos

Fonte: adaptado de [www.automobile-catalog.com](http://www.automobile-catalog.com)

Tabela 2 – Dados Dimensionais Corvette C1 1959

<b>Dimensões</b>	
Comprimento	4501 mm / 177.2 in
Largura	1849 mm / 72.8 in
Altura	1262 mm / 49.7 in
Entre eixos	2591 mm / 102 in
Bitola dianteira	1448 mm / 57 in
Bitola traseira	1499 mm / 59 in
Distância para o solo	152 mm / 6 in
Peso total	1380 kg / 3040 lbs

Fonte: adaptado de [www.automobile-catalog.com](http://www.automobile-catalog.com)

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta etapa, é descrito todos os passos tomados para a escolha dos componentes da nova suspensão, além de fornecer um breve parecer sobre a razão de ter sido escolhido estes modelos em específico. Além disso, são avaliados os resultados analíticos obtidos, comparando os dados da suspensão original de feixe de molas com a modificada, com braços four-link paralelo e sistema de amortecedores coilover.

### 4.1 ESCOLHA DOS COMPONENTES

#### 4.1.1 Sistema Four-link Paralelo

Para a suspensão four-link, foi selecionado o modelo de four-link paralelo, conforme mostrado na Figura 20, fornecido pela empresa americana Ridetech. A escolha pelo sistema de barras paralelas se deve ao espaço proporcionado pela carroceria e chassi do veículo proposto (GM Corvette), que não dispunha de área livre para a instalação do modelo de four-link triangular.

Figura 20 – Sistema Four-link Paralelo

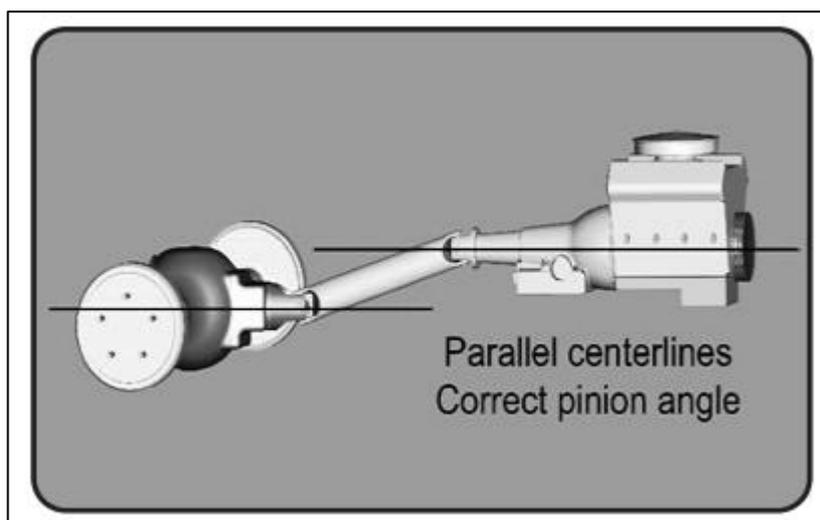


Fonte: [www.ridetech.com](http://www.ridetech.com)

A fixação das barras junto ao sistema de tração do veículo deu-se através de solda, de maneira com que as barras dos braços da suspensão trabalhem de maneira paralela ao solo, para que haja um melhor aproveitamento entre o ângulo de abertura e recolhimento do sistema de amortecimento da suspensão.

Outro cuidado importante na hora de fixar a suspensão é para que o ângulo do pinhão do diferencial não esteja em um ângulo superior a 3 graus de inclinação quando comparado com a saída da transmissão, como explica o manual da fornecedora do kit e ilustrado através da Figura 21.

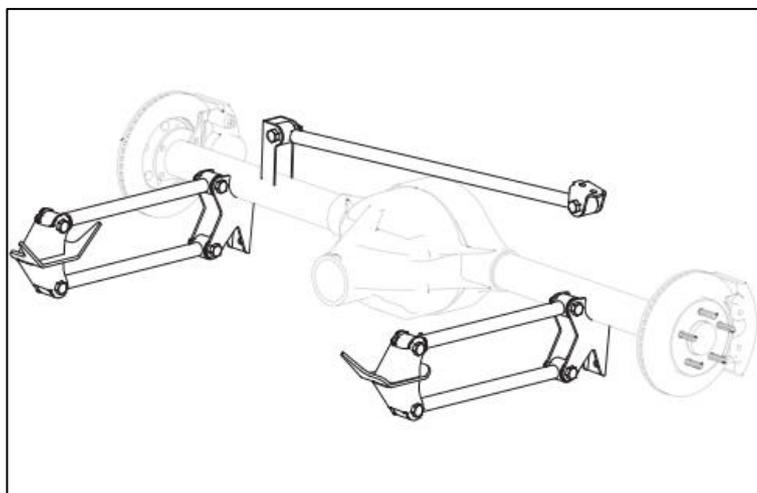
Figura 21 – Fixação Sistema Four-link



Fonte: adaptado de manual de instalação da suspensão fornecedor Ridetech

Para fins de configurações de suspensão, todas as medidas foram mantidas iguais ao sistema original de suspensão traseira, mantendo os parâmetros de configuração de suspensão do carro original. Ao final, o modelo de four-link paralelo é semelhante ao esboço demonstrado através da Figura 22.

Figura 22 – Esboço Four-link paralelo



Fonte: adaptado de manual de instalação da suspensão fornecedor Ridetech

#### 4.1.2 Conjunto de Coilover

Na escolha do conjunto de amortecimento, foi selecionado o fabricante norte americano Ridetech. A seleção da empresa foi baseada na ampla gama de cargas entre mola e amortecedor que ela oferece, o que facilitou a escolha para deixá-lo mais adequado a fim de otimizar o desempenho e as características do veículo.

O sistema coilover foi o preferível dentre as demais opções de amortecimento devido ao pouco espaço fornecido debaixo da carroceria. Assim, como o coilover possui a mola e amortecedores montados em conjunto (Figura 23), reduz a necessidade de adequações junto à carroceria do veículo, mantendo-a o mais próximo do modelo original. Além das facilidades em relação ao espaço fornecido pelo sistema de suspensão e em relação ao ajuste de altura em relação ao solo, é importante destacar as múltiplas regulagens disponíveis no sistema de amortecedores reguláveis que substancialmente aprimoram a dirigibilidade do veículo.

Figura 23 – Conjunto de coilover montado



Fonte: [www.ridetech.com](http://www.ridetech.com)

As molas helicoidais escolhidas para este projeto são fornecidas pela Ridetech e pertencem a uma linha de produtos da marca Hyperco Hypercoils, demonstradas através da Figura 24. Fabricadas a partir de aço cromo-silício de alta resistência, material esse que é reconhecido como o mais nobre disponível para confecção de molas helicoidais, tornando-as mais leves e permitindo um curso adicional antes de as mesmas atingirem a compressão total,

assim possibilitando uma compressão adicional da mola, resultando em um melhor desempenho de curso.

O comprimento específico da mola escolhida, estabelecido em 10 polegadas, foi determinado em função da integração com o amortecedor coilover. A escolha visa atender às expectativas do cliente quanto à altura desejada do veículo, deixando-o com um visual mais agressivo, melhorando o centro de gravidade quando comparado com o original e sem comprometer a funcionalidade do amortecedor, que conseguirá manter o curso tanto para compressão quanto para abertura.

Figura 24 – Mola utilizada no projeto



Fonte: [www.ridetech.com](http://www.ridetech.com)

Para os amortecedores, usou-se a linha HQ Series Universal Coil-overs, também da marca Ridetech, conforme mostra a Figura 25, fazendo assim uma plena integração com as demais peças utilizadas nesta conversão. Para a fixação dos mesmos junto ao sistema de four-link instalado, os amortecedores utilizam terminais Uniball, proporcionando uma conexão mais rígida entre os componentes da suspensão, eliminando as folgas encontradas nas buchas de borracha tradicionalmente utilizadas. Isso traduz-se em uma resposta mais precisa da suspensão, melhorando a sensação de direção e a estabilidade do veículo, especialmente em situações de condução esportiva ou modificações de rota que demandam maior controle.

Embora o uso dos terminais Uniball no dia a dia comprometa a vida útil dos mesmos e um pouco do conforto a bordo, achou-se mais adequado o seu uso devido ao propósito do trabalho, visando uma melhora na dirigibilidade e performance do veículo quando comparado com o modelo original. A escolha pelos terminais Uniball contribui para uma melhor

experiência de condução entre o veículo e o piloto, onde contribui para uma resposta imediata da suspensão, refletindo em uma melhora no desempenho notável e um maior controle sobre o veículo.

Os amortecedores escolhidos apresentam um controle de ajuste de retorno (*rebound*) da pressão em 24 diferentes posições, permitindo uma sintonia precisa de acordo com a preferência de direção e exigências que serão aplicadas ao veículo. O comprimento escolhido foi visando uma aplicação esportiva, mantendo a característica do modelo estudado. O curso do amortecedor varia em até 4 polegadas, mantendo uma altura quando em posição central de aproximadamente 12 polegadas, encaixando perfeitamente com o modelo de mola helicoidal escolhida para que não seja necessário ajustes de posição no corpo do coilover assim, não sacrificando o curso de abertura e fechamento do amortecedor.

Figura 25 –Amortecedor utilizado no projeto



Fonte: [www.ridetech.com](http://www.ridetech.com)

## 4.2 EQUACIONAMENTOS

Para embasar os cálculos fundamentais realizados neste estudo, empreendeu-se uma pesquisa minuciosa em fontes bibliográficas. Foi consultado livros da época em que o veículo fora lançado para obter os dados essenciais, a fim de garantir a fidedignidade nas análises. Esta abordagem em relação aos livros da época assegura uma fundamentação sólida, incorporando informações diretamente relacionadas ao contexto temporal em que as análises originais foram concebidas, buscando assim atender o objetivo geral descrito no trabalho.

Tabela 3 – Distribuição de massa Corvette C1 1959

<b>Distribuição de Massa</b>		
Massa total	1.380 kg	
Massa dianteira	731,40 kg	53 %
Massa traseira	648,60 kg	47 %
Massa suspensa individual por roda (traseira)	324,30 kg	

Fonte: O autor (2023)

Com os dados dos coeficientes das peças originais da suspensão já em mãos, foi realizado o equacionamento, através da equação 3, para a obtenção do coeficiente de amortecimento equivalente, necessário para a comparação, já que o amortecedor trabalha inclinado em  $50^\circ$  quando comparado com a origem. Foi necessário obter os dados da distribuição de peso do veículo (Tabela 3), para que fosse obtido a relação de massa suspensa individualmente para cada roda, medida essa necessária para a realização do cálculo da frequência natural não amortecida ( $\omega_n$ ), que foi o parâmetro utilizado para comparação entre o modelo de suspensão original e novo modelo com sistema four-link, conforme dados encontrados no Quadro 1.

Tabela 4 – Cálculos Suspensão Original Corvette C1 1959

<b>Suspensão Original</b>	
Coeficiente mola (feixe de molas) -( $K_{efetivo}$ )	14.000 N/m
Coeficiente de amortecedor – (c)	58.000 N/m.s
Ângulo de trabalho do amortecedor	$50^\circ$
Coeficiente de amortecimento equivalente – ( $C_{eq}$ )	55.968,03 N/m.s
Fator de amortecimento (original)	0,13
Frequência natural não amortecida ( $\omega_n$ )	1,05 Hz

Fonte: O autor (2023)

Analisando os dados obtidos após a realização dos cálculos (equações 4, 6, 7 e 8) e, com a resposta da frequência natural não amortecida ( $\omega_n$ ), quando analisamos o Quadro 1, notamos que o acerto da suspensão originalmente é visando um carro de rua voltado para o conforto, não condizente com a proposta esportiva adotada pela marca para o posicionamento do veículo junto ao mercado.

Para a realização dos cálculos relacionados à suspensão coilover, foi de suma importância proceder com as medições distintas da mola e do amortecedor, não apenas utilizando os dados disponibilizados pela fornecedora. Esta abordagem permitiu uma obtenção de dados mais precisos e específicos para o uso, essenciais para a correta determinação dos coeficientes de amortecimento visando a plataforma do veículo e a maneira em que eles foram instalados. A separação das medidas de mola e amortecedor proporcionaram a base necessária para uma análise mais detalhada e criteriosa, possibilitando o entendimento aprofundado do comportamento dinâmico do sistema de suspensão. A precisão dessas medições (Tabela 5) foram cruciais para o ajuste do posicionamento dos coilover.

Tabela 5 – Medidas mola e amortecedor coilover

<b>Medidas Coilover</b>		
<b>Amortecedor</b>		
Comprimento amortecedor completo estendido	355,6 mm	14 pol
Espessura da haste	15,8 mm	5/8 pol
Altura da rosca do amortecedor	84 mm	
Altura da rosca em posição de rodagem	42 mm	
<b>Mola</b>		
Modulo de cisalhamento aço mola (aço cromo-silício)	77 GPa	
Altura da mola (descomprimida)	254 mm	10 pol
Número de elos	7	
Diâmetro do fio da mola	9 mm	
Diâmetro interno da mola	41,8 mm	
Diâmetro externo da mola	50,8 mm	2 pol
Diâmetro médio dos elos da mola	5,97 mm	

Fonte: O autor (2023)

Com todas as medidas realizadas, iniciou-se os equacionamentos, utilizando as expressões matemáticas 3, 4, 6, 7 e 9, para a obtenção dos coeficientes de amortecimento e coeficiente de mola equivalentes, necessários visto que o sistema de coilover também trabalha com certa inclinação. Como o chassi do veículo dispunha de pouco espaço livre para uma diferente acomodação dos coilover, seguiu-se as diretrizes para instalação conforme demonstradas no manual de instalação da suspensão four-link, com os suportes dos amortecedores o mais próximo possível das extremidades, respeitando o posicionamento na área interna das barras da suspensão, deixando assim, os coilover em um ângulo de trabalho de

75° em relação a origem. Usou-se novamente os dados de distribuição de peso do veículo (Tabela 3), utilizando a mesma relação de massa suspensa individualmente em cada roda, já que o peso do carro se manteve praticamente o mesmo. Com isso, foi calculado a frequência natural não amortecida ( $\omega_n$ ) desse novo sistema para fins de comparação junto ao sistema de suspensão original.

Tabela 6 – Cálculos Suspensão Coilover

<b>Suspensão Coilover</b>	
Coefficiente mola - (k)	23.937,94 N/m
Coefficiente mola equivalente - ( $k_w$ )	28.174,70 N/m
Ângulo de trabalho do coilover	75 °
Coefficiente de amortecimento – (c)	73.076,45 N/m.s
Coefficiente de amortecimento equivalente – ( $C_{eq}$ )	67.358,31 N/m.s
Fator de amortecimento utilizado	0,60
Frequência natural não amortecida ( $\omega_n$ )	1,48 Hz

Fonte: O autor (2023)

Após o término de todos os equacionamentos, comparou-se o resultado da Frequência natural não amortecida ( $\omega_n$ ), com os dados resultantes no Quadro 1, notando que o acerto obtido com a utilização da nova suspensão four-link em conjunto com o sistema de amortecimento por coilover resultou em um acerto de suspensão mais propenso a um uso visando esportividade, resultando em uma resposta de suspensão mais direta, melhorando a dirigibilidade do carro, porém sacrificando um pouco do conforto a bordo. Conforme demonstrado na Tabela 7, podemos analisar a diferença encontrada entre os valores obtidos através da suspensão original e na suspensão por coilover.

Tabela 7 – Comparativo entre Suspensão Original e Suspensão Coilover

<b>Comparativo entre as suspensões</b>		
	<b>Suspensão Original</b>	<b>Suspensão Coilover</b>
Coefficiente mola - (k)	14.000 N/m	23.937,94 N/m
Coefficiente mola equivalente - ( $k_w$ )	-	28.174,70 N/m
Ângulo de trabalho do coilover	50 °	75 °
Coefficiente de amortecimento – (c)	58.000 N/m.s	73.076,45 N/m.s
Coefficiente de amortecimento equivalente – ( $C_{eq}$ )	55.968,03 N/m.s	67.358,31 N/m.s

---

Frequência natural não amortecida ( $\omega_n$ )	1,05 Hz	1,48 Hz
--	---------	---------

Fonte: O autor (2023)

Com o comparativo entre as duas suspensões evidenciando a resposta mais esportiva do sistema de suspensão coilover que foi projetado para o veículo, pode-se comparar a disposição da suspensão original (Apêndice A) ante o novo sistema four-link paralelo, com amortecedores do tipo coilover (Apêndice B). Nas imagens podemos obter uma idealização visual das alterações sofridas, tanto na carroceria, quanto estrutura do veículo ao receber esse novo sistema.

## 5 CONCLUSÃO

Este trabalho analisou um estudo de suspensão traseira para um veículo esportivo GM Corvette C1, onde o modelo original dispunha de um sistema de feixes de molas, modelo comumente encontrado nos veículos comercializados daquela década. A suspensão por feixes de molas consegue garantir um maior conforto aos ocupantes e um maior suporte no transporte de cargas pesadas, porém sacrificando a esportividade esperada de um veículo com as características do modelo acima descrito. A solução que melhor se adequa aos padrões buscados para a proposta inicial do trabalho foi uma suspensão do tipo four-link trabalhando em conjunto com o sistema de amortecimento por coilovers, onde o sistema four-link garante a fixação do eixo traseiro junto ao chassi do veículo e os coilover por sua vez, fornecem toda a esportividade esperada do modelo.

Os parâmetros de suspensão analisados focaram-se nos equacionamentos em relação a suspensão traseira, onde foi proposto a mudança do sistema de amortecimento de feixe de molas por um modelo mais atual e com melhores resultados, visando a aplicação do veículo. Deve-se salientar que as mudanças em relação ao veículo não ocorreram apenas na suspensão traseira. O veículo em questão está em processo de restauração e modificações para torná-lo mais confortável ao uso visando as necessidades atuais e, com uma proposta mais esportiva, que era o apelo comercial principal na proposta do veículo em seu lançamento.

O dimensionamento e aplicação do novo conjunto de suspensão traseira resultaram em melhoras significativas na dinâmica vertical do veículo, após a substituição do modelo de suspensão, conforme proposto inicialmente pelo estudo e evidenciado pela Tabela 7, concluindo assim que os objetivos relacionados ao mesmo foram atingidos. Como mencionado acima, todo o sistema de suspensão do veículo passou por melhorias visando o uso mais esportivo o que, de fato, irá trazer uma melhora significativa na dirigibilidade.

Em síntese, os equacionamentos e análises realizados ao longo deste trabalho fornecem uma base sólida demonstrando a evolução do sistema de amortecimentos ao longo do período de fabricação do GM Corvette C1 até os dias atuais, transitando de uma abordagem voltada para o conforto para uma configuração mais esportiva. Os resultados obtidos indicam melhorias nos coeficientes de amortecimento, fundamentais para a otimização da dinâmica veicular em cenários de maior desempenho esportivo, respeitando a proposta inicial esperada para o veículo.

Por final, como forma de complementar ainda mais o trabalho executado, sugere-se a proposta de direcionar a pesquisa não somente de forma analítica como ocorreu, mas focar em

testes práticos, com testes de medição experimental das alterações da suspensão e nível de vibrações do veículo.

## **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

ADAMS, H. **Chassis engineering**. N.Y: HP Books, ISBN 1-55788-055-7, 1993.

CANALE, A. C., **Automobilística – dinâmica e desempenho**. Érica, São Paulo, 1989.

COSTA NETO, A. **Dinâmica Veicular**. 2006.

CROLLA, D. A. **Automotive Engineering, Powertrain, Chassis System and Vehicle Body**. 2009.

DIXON, J. C. **The Shock Absorber**. 2ª ed. Chichester, John Wiley & Sons, 2007.

DIXON, J. C. **Tires, Suspension and Handling**. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, London, Arnold, 1996.

FREITAS, Luís M. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, EUA: Society of Automotive Engineers, 1992.

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 1ª ed. Riverdale: Springer Science and Business Media, LLC. New York, NY, USA, 2008.

LEFFINGWELL, R. **Corvette: America's Sports Car**. MotorBooks, 2002.

MERLING, Michael C. C.; NETO, Mauro S. **Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

MILIKEN, W. F., & MILIKEN, D. **Race Car Vehicle Dynamics**. Society of Automotive Engineers, 1995.

MUELLER, M. **Classic Corvette 30 Years**. Crestline Imprints, 2003.

REDDY, K. Vikranth et al. **A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems**. *Mechanism And Machine Theory*, [s.l.], v. 105, p.441- 470, nov. 2016. Elsevier BV

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2ª ed. Society of Automotive Engineers, 2001

**ANEXO A – GM CORVETTE C1 1959 ORIGINAL**



**ANEXO B – GM CORVETTE C1 1959 COM FOUR-LINK E COILOVER**

