

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Otimização topológica dos elementos de suspensão do Adamastor Fúria

Marta de Sousa Andrade



Mestrado em Engenharia Mecânica

Orientador na FEUP: Professor José Ferreira Duarte

Orientador na Empresa: Engenheiro Frederico Tomé Ribeiro

6 de fevereiro de 2026

Otimização topológica dos elementos de suspensão do Adamastor Fúria

Marta de Sousa Andrade

Mestrado em Engenharia Mecânica

Resumo

A presente dissertação tem como objetivo principal otimizar estruturalmente os elementos de suspensão de um veículo de alta performance. No contexto do desporto automóvel, pretende-se obter a melhor performance com o menor peso possível, sem que se comprometa a integridade mecânica do sistema.

O estudo incide na otimização topológica dos principais componentes da suspensão, nomeadamente as mangas de eixo, os braços superiores e inferiores e os *pushrods*. Através da otimização topológica pretende-se reduzir o peso destes elementos, mantendo o desempenho mecânico das peças.

De forma a estabelecer as otimizações nos diferentes componentes, foi necessário determinar as forças atuantes no veículo. Para esse efeito, foi desenvolvida uma ferramenta de cálculo em *Excel*, capaz de determinar os principais parâmetros do sistema de suspensão e, conseqüentemente, as forças aplicadas no veículo quando sujeito a vários casos de carga considerados no projeto. Conhecidas estas variáveis, procedeu-se à modelação 3D dos *design spaces* dos componentes a otimizar, dando-se início à fase primordial desta dissertação.

Durante esta fase, o trabalho desenvolvido consistiu na otimização topológica dos elementos da suspensão. Devido a limitações associadas às restrições de volume, capazes de deformar geometricamente as peças, foram implementadas metodologias complementares à otimização topológica. Assim, após a execução da otimização topológica, recorreu-se à *field optimization* para as mangas de eixo e à técnica de *variable shell* para os braços de suspensão e *pushrods*.

O conjunto destas técnicas, permitiu alcançar o máximo potencial de redução de massa que não seria possível concretizar apenas com a aplicação da otimização topológica. Esta metodologia de otimização permitiu obter geometrias orgânicas, leves e simultaneamente eficientes do ponto de vista mecânico, explorando soluções de design inovador que dificilmente seriam alcançadas através dos métodos de conceção convencionais.

Abstract

The main objective of this dissertation is to topologically optimize the suspension elements of a high-performance vehicle. In the context of motor sports, the aim is to achieve the best performance with the lowest possible weight, without compromising the mechanical integrity of the system.

The study focuses on the topological optimization of the main suspension components, namely the uprights, upper and lower arms, and pushrods. Through topological optimization, the aim is to reduce the weight of these components while maintaining the mechanical performance of the parts.

In order to establish the optimizations in the different components, it was necessary to determine the forces acting on the vehicle. For this purpose, a mathematical tool was developed in Excel, capable of determining the main parameters of the suspension system and, consequently, the forces applied to the vehicle when subjected to various load cases considered in the project. Once these variables were known, 3D modeling of the design spaces of the components to be optimized was carried out, marking the beginning of the crucial phase of this dissertation.

During this phase, the work consisted of the topological optimization of the suspension elements. Due to limitations associated with volume constraints, capable of geometrically deform the parts, methodologies complementary to topological optimization were implemented. Thus, after performing the topological optimization, field optimization was used for the uprights and the variable shell technique for the suspension arms and pushrods.

The combination of these techniques achieved the maximum potential for mass reduction, which would not have been possible with topological optimization itself. This optimization methodology created organic, lightweight, and mechanically efficient geometries, exploring innovative design solutions that would have been difficult to achieve using conventional design methods.

Agradecimentos

Como autora desta dissertação gostaria de expressar o meu sincero reconhecimento a todos que de alguma forma, direta ou indireta contribuíram tanto para a concretização deste projeto, como também para o meu desenvolvimento pessoal, académico e profissional.

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, o professor José Ferreira Duarte. Pela sua dedicação e disponibilidade que se mostraram fundamentais para o desenvolvimento desta dissertação.

À equipa Adamastor, agradeço a forma como fui acolhida e recebida. Um agradecimento particular ao Eng. Frederico não só por me proporcionar esta oportunidade tão importante para mim, mas também pela mentoria e tempo disponibilizado. Ao João Passos e ao Eng. Gerardo Menezes pela partilha de conhecimento e por todas as boleias oferecidas.

À minha família e amigos que me apoiaram desde sempre sem hesitar. Obrigada por estarem sempre lá, incansavelmente, durante estes 5 anos.

Marta Andrade

Índice

1	Introdução	1
1.1	Adamastor	1
1.2	Contextualização e Objetivos	2
1.3	Estrutura da Dissertação	2
1.4	Ferramentas	3
1.4.1	<i>Excel</i>	3
1.4.2	<i>SolidWorks</i>	3
1.4.3	<i>nTop</i>	3
2	Revisão Bibliográfica	5
2.1	Sistema de um veículo	5
2.1.1	Sistema de Eixos	5
2.1.2	Eixos	6
2.1.3	Ângulos	6
2.2	Suspensão	7
2.2.1	Componentes Funcionais	8
2.2.2	Sistemas de suspensão	8
2.2.3	Sistema <i>Double Wishbone</i>	8
2.2.4	Sistema <i>pushrod</i>	9
2.2.5	Geometria de Suspensão do Adamastor Fúria	10
2.3	Dinâmica de Veículos	11
2.3.1	Massa suspensa e não suspensa	11
2.3.2	Subviragem e sobreviragem	13
2.3.3	Centro de Gravidade	13
2.3.4	<i>Roll Center</i>	14
2.3.5	Roll Angle	15
2.3.6	<i>Pitch Center</i>	16
2.3.7	Transferência de Massa	16
2.3.8	Momentos de Inércia	20
2.3.9	Geometria <i>Ackermann</i>	21

2.4	Características dos Pneus	22
2.4.1	Tração versus Carga	22
2.4.2	<i>Contact patch</i>	23
2.4.3	<i>Slip angle</i> e <i>Slip ratio</i>	23
2.4.4	<i>Camber</i>	25
2.4.5	<i>Caster</i>	27
2.4.6	Comportamento em curva	28
2.4.7	Pressão e temperatura	29
2.4.8	<i>Toe Angle</i>	30
2.4.9	<i>Scrub radius</i>	30
2.5	<i>Downforce</i> Aerodinâmico	31
2.6	Forças de Reação	33
2.7	Otimização Estrutural Topológica	34
2.7.1	Contextualização	34
2.7.2	Conceitos de Otimização	34
2.7.3	Otimização Topológica	36
3	Modelação matemática - Ferramenta de cálculo desenvolvida	39
3.1	Inputs e Cálculos Iniciais	39
3.1.1	Cálculo da posição do CG da massa suspensa	40
3.1.2	Cálculo do <i>Roll Center</i>	42
3.1.3	Cálculo do <i>Pitch Center</i>	43
3.1.4	Cálculos das Transferências de Massas	43
3.2	Casos de Carga	44
4	Modelação 3D dos componentes - <i>Design Space</i>	49
4.1	<i>Design Space</i>	50
4.1.1	Mangas de eixo	50
4.1.2	Braços de suspensão	51
4.1.3	<i>Pushrods</i>	52
5	Otimização Topológica no Software <i>nTop</i>	53
5.1	Metodologia de trabalho	53
5.2	Mangas de eixo	54
5.3	Braços	62
5.4	<i>Pushrods</i>	66
6	Conclusões e trabalhos futuros	69
	Referências bibliográficas	71

A Resultados: Braços de suspensão	73
B Resultados: <i>Pushrods</i>	76

Lista de Figuras

1.1	Adamastor Fúria [24].	2
2.1	Sistema de eixos SAE de um veículo [10].	5
2.2	Representação de <i>roll</i> , <i>pitch</i> e <i>yaw</i> [8].	6
2.3	Ilustração do <i>heading</i> , <i>sideslip</i> e <i>steering angle</i> [15].	7
2.4	Sistemas de suspensão [4].	8
2.5	Sistema <i>double wishbone</i> [22].	9
2.6	Sistemas de <i>pushrod</i> e <i>pullrod</i> [13].	9
2.7	Sistema de suspensão dianteira do Adamastor Fúria.	10
2.8	Sistema de suspensão traseira do Adamastor Fúria.	11
2.9	Decomposição da massa suspensa e não suspensa.	12
2.10	Comportamento neutro, subvirador e sobrevirador [29].	13
2.11	Esquema exemplificativo para determinar o RC [17].	14
2.12	Representação do <i>roll axis</i> [18].	15
2.13	Movimento de <i>pitch</i> num veículo em aceleração (<i>squat</i>) ou travagem (<i>dive</i>) [27].	16
2.14	Transferência de massa longitudinal [15].	18
2.15	Transferência de massa lateral [15].	20
2.16	Tipos de geometria de direção [6].	21
2.17	Curva de performance do pneu [20].	23
2.18	<i>Slip angle</i> [11].	24
2.19	Deformação na zona de contacto com o solo [26].	24
2.20	Relação entre <i>slip angle</i> e força lateral [15].	25
2.21	<i>Camber</i> positivo e negativo, respetivamente [23].	25
2.22	Medida de temperatura em pontos de um pneu [14].	26
2.23	Exemplo de <i>camber</i> negativo excessivo [14].	27
2.24	<i>Camber thrust</i> [2].	27
2.25	<i>Caster angle</i> [5].	28
2.26	Vetor de força resultante em curva [23].	28
2.27	Representação de diferentes tipos de pressão [28].	29
2.28	Representação de <i>toe-in</i> e <i>toe-out</i> [12].	30
2.29	<i>Scrub radius</i> através de uma vista de topo [19].	31

2.30	Representação das forças aerodinâmicas [3].	32
2.31	Coeficiente de arrasto para diferentes formas [7].	33
2.32	Tipos de otimização [30].	34
2.33	<i>Infill field optimization</i> [16].	37
2.34	Fluxograma da metodologia aplicada para as otimizações topológicas [9].	38
3.1	<i>Anti-roll moment</i> para os diferentes componentes de cada eixo.	40
3.2	Massas e alturas dos CG representados em cada roda.	41
3.3	Esquema para determinar a posição do IC e RC - suspensão dianteira.	42
3.4	Esquema para determinar a posição do IC e RC - suspensão traseira.	43
3.5	Cálculo da Transferência de Massa Longitudinal para 1g.	44
3.6	Cálculo da Transferência de Massa Lateral para 1g.	44
3.7	Compilação dos valores das forças fornecidos para cada caso de carga.	45
3.8	Comparação dos valores obtidos e os valores reais para a roda dianteira esquerda.	45
3.9	Comparação dos valores obtidos e os valores reais para a roda traseira esquerda.	46
3.11	Compilação de todas as forças determinadas analiticamente.	46
3.10	Valores das forças determinadas analiticamente para cada caso de carga.	47
4.1	Sistema de suspensão dianteiro com elementos a serem otimizados destacados a cores.	49
4.2	Sistema de suspensão traseiro com elementos a serem otimizados destacados a cores.	50
4.3	<i>Design space</i> das mangas de eixo de ambas as suspensões.	51
4.4	<i>Design space</i> dos braços da suspensão dianteira.	51
4.5	<i>Design space</i> dos braços da suspensão traseira.	52
4.6	<i>Design space</i> do <i>pushrod</i> de ambas as suspensões.	52
5.1	CAD importado para o <i>nTop</i>	55
5.2	Definição das regiões críticas.	55
5.3	Malha de 3 mm criada nas mangas de eixo de ambas as suspensões.	56
5.4	<i>Volume fraction constraints</i> aplicadas em ambas as mangas de eixo.	56
5.5	<i>Passive region constraint</i> aplicada nos <i>holes faces</i> da manga de eixo dianteira.	57
5.6	Forças aplicadas na origem do conector rígido.	58
5.7	Resultados da otimização topológica da manga de eixo da suspensão dianteira.	58
5.8	Resultados da otimização topológica da manga de eixo da suspensão traseira.	59
5.9	Tensões resultantes dos <i>smoothen bodies</i> de ambas as suspensões.	59
5.10	Secção de corte da peça com a <i>field optimization</i> aplicada.	60
5.11	<i>Static analysis</i> do modelo proveniente da <i>field optimization</i>	60
5.12	Mangas de eixo finais otimizadas.	61
5.13	Variações na máxima deformação em função da <i>volume fraction constraint</i>	63
5.14	Força aplicada e conector rígido.	63
5.15	Resultados das otimizações topológicas dos braços para a suspensão dianteira.	64

5.16	Resultados das otimizações topológicas dos braços para a suspensão traseira.	64
5.17	Resultados das otimizações topológicas dos braços para a suspensão traseira.	65
5.18	Secção de corte da <i>variable shell</i>	65
5.19	Resultados das otimizações topológicas dos <i>pushrods</i> para a suspensão dianteira.	66
5.20	Resultados das otimizações topológicas dos <i>pushrods</i> para a suspensão traseira.	67
A.1	Malha de 3 mm aplicada nos braços de suspensão.	73
A.2	<i>Passive regions</i> com 5 mm de espessura.	73
A.3	Tensões resultantes dos <i>smoothen bodies</i> obtidos da suspensão dianteira.	74
A.4	Tensões resultantes dos <i>smoothen bodies</i> obtidos da suspensão traseira.	74
A.5	Tensões resultantes dos <i>variable shell bodies</i> obtidos da suspensão dianteira.	74
A.6	Tensões resultantes dos <i>variable shell bodies</i> obtidos da suspensão traseira.	75
B.1	Malha de 3 mm aplicada nos <i>pushrods</i>	76
B.2	Conector rígido.	76
B.3	<i>Passive regions</i> com 5 mm de espessura.	77
B.4	Tensões resultantes dos <i>smoothen bodies</i> obtidos de ambas as suspensões.	77
B.5	Tensões resultantes dos <i>variable shell bodies</i> obtidos de ambas as suspensões.	77

Lista de Tabelas

3.1	Valores das massas para cada roda.	39
3.2	Distâncias desde eixos até CG total e suspenso.	40
5.1	Propriedades dos materiais dos elementos de suspensão.	53
5.2	Massas obtidas para as mangas de eixo.	61
5.3	Massas dos componentes otimizados finais.	61
5.4	Massas obtidas para as mangas de eixo.	65
5.5	Massas dos componentes otimizados finais.	66
5.6	Massas obtidas para os <i>pushrods</i>	67
5.7	Massas dos componentes otimizados finais.	67

Lista de Acrónimos

agl	<i>above ground level</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CAE	<i>Computer-Aided Engineering</i>
CAM	<i>Computer-Aided Manufacturing</i>
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
IC	Instant center
PC	<i>Pitch Center</i>
RC	<i>Roll Center</i>
RBE3	<i>Interpolating Rigid Body Element 3</i>
TopOpt	Otimização Topológica

Lista de Símbolos

A	área da superfícies onde a força é aplicada
a	Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade
b	Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade
a_x	Aceleração longitudinal
A_x	Força g longitudinal
a_y	Aceleração lateral
A_y	Força g lateral
ARM_{axle}	<i>anti-roll moment</i> do eixo
ARM_{total}	<i>anti-roll moment</i> total
CG	Centro de gravidade total
C_D	Coeficiente de arrasto, <i>drag</i>
C_L	Coeficiente de sustentação, <i>lift</i>
CG	Centro de Gravidade
D	Diâmetro da barra
$f(\vec{x})$	Função objetivo
F_x	Força longitudinal
F_y	Força lateral
F_z	Força vertical
g	Aceleração da gravidade
$g_i(\vec{x})$	Restrições de desigualdade
$h_j(\vec{x})$	Restrições de igualdade
h_{CG}	Altura do centro de gravidade total
$h_{CG_{NS}}$	Altura do centro de gravidade da massa não suspensa
h_{CG_S}	Altura do centro de gravidade da massa suspensa
h_{PC}	Altura do <i>Pitch Center</i>
h_{RC}	Altura do <i>Roll Center</i>
h_{CG_SRA}	distância z entre o CG da massa suspensa e o <i>roll axis</i> em vista frontal
$h_{CG_{NSF}}$	altura do CG não suspenso para o eixo dianteiro
$h_{CG_{NSR}}$	altura do CG não suspenso para o eixo traseiro
I_x	Momento de inércia longitudinal
I_y	Momento de inércia lateral
l	Distância entre eixos (<i>wheelbase</i>) ou largura (no contexto de inércia)
L	Força de sustentação (<i>Downforce</i>)
W	Peso total do veículo
t	Largura de via ou <i>track width</i>
V	Velocidade instantânea
V_x	Velocidade longitudinal
V_y	Velocidade lateral
V_z	Velocidade vertical
W_F	Massa assente no eixo dianteiro

W_{NS}	Massa não suspensa
W_S, W_{SM}	Massa suspensa
W_{NS_F}	massa não suspensa no eixo dianteiro
W_{NS_R}	massa não suspensa no eixo traseiro
$\%SM_F$	distribuição da massa suspensa para o eixo dianteiro em percentagem
$\vec{x}$	Vetor de variáveis de projeto
α	<i>Slip angle</i>
β	<i>Sideslip angle</i>
δ	<i>Steering angle</i>)
ΔW_x	Transferência de massa longitudinal
ΔW_y	Transferência de massa lateral
W_{NS_y}	Transferência de massa não suspensa
W_{G_y}	Transferência de massa geométrica
W_{E_y}	Transferência de massa elástica
θ	<i>Pitch angle</i>
μ	Coefficiente de atrito
ρ	Densidade do ar
ϕ	<i>Roll angle</i>
ψ	<i>Yaw angel</i>
Ψ	<i>Heading Angle</i>

Capítulo 1

Introdução

1.1 Adamastor

A Adamastor foi fundada com a missão de mitigar a lacuna existente entre o mundo académico e o empresarial, permitindo estimular a inovação industrial e o desenvolvimento tecnológico em Portugal. Com sede em Perafita, a empresa especializa-se na produção de baixo volume, focando principalmente na retenção de talentos e na criação de oportunidades para engenheiros portugueses, que muitas vezes se sentem forçados a emigrar em busca de projetos mais desafiantes e relevantes nas suas áreas. O nome "Adamastor" vai além da figura mitológica de Luís de Camões na obra "Os Lusíadas". Enquanto a lenda representa os perigos que os navegadores enfrentavam, a marca reinterpreta este nome para simbolizar os obstáculos que o empreendedorismo enfrenta em Portugal e a resiliência necessária para os superar.

Desde que foi fundada em 2010, a Adamastor tem trabalhado em diversos protótipos de alta performance, culminando no Fúria, que é o foco desta dissertação. O Adamastor Fúria destaca-se como o primeiro supercarro de produção portuguesa, com especificações técnicas que o colocam na categoria dos *hypercars*. Com uma potência superior a 600 cv e um peso total de 1100 kg, o veículo destaca-se pela sua eficiência aerodinâmica, alcançando uma força aerodinâmica descendente, *downforce*, que ultrapassa uma tonelada. Esta performance é também resultado de uma arquitetura de suspensão inovadora, cujos detalhes técnicos e metodologias de otimização são o foco deste trabalho de pesquisa.

O sistema de suspensão foi totalmente desenvolvido pela marca, que se destaca pela sua habilidade de desacoplar e controlar os movimentos de *roll* e *pitch* de maneira independente e reativa. Esta arquitetura é crucial para a estabilidade da plataforma aerodinâmica, permitindo que o veículo aproveite ao máximo o efeito Venturi gerado pelo fundo plano e pelo difusor. Desta forma, é garantida uma aderência constante entre o veículo e a pista e a versatilidade necessária para se adaptar a diferentes condições dinâmicas.



Figura 1.1: Adamastor Fúria [24].

1.2 Contextualização e Objetivos

Embora o foco principal desta dissertação esteja na otimização topológica dos componentes da suspensão, a execução da mesma requer uma análise dinâmica prévia e rigorosa. Estudar a dinâmica veicular é fundamental para determinar com precisão os parâmetros que influenciam o comportamento do mesmo, fundando a base de dados necessária para as simulações numéricas.

Desta forma, o presente relatório une os seguintes objetivos principais:

- **Fundamentação teórica:** Apresentação do estudo teórico de sistemas de suspensão, dinâmica veicular e otimização topológica.
- **Análise de Forças e Parâmetros:** Com os *inputs* adquiridos da fundamentação teórica, criou-se uma folha de cálculo capaz de determinar as variáveis de suspensão necessárias para determinar as forças resultantes aplicadas na área de contacto dos pneus, considerando vários casos de carga.
- **Simulação Numérica e Otimização:** Conhecidas as carga aplicadas no veículo, executa-se a otimização topológica de componentes críticos, como a manga de eixo, os braços de suspensão e os *pushrods*, seguida de análises de validação do modelo final.

1.3 Estrutura da Dissertação

A presente dissertação tem como intuito proporcionar ao leitor os conhecimentos necessários para uma compreensão aprofundada do tema de estudo. Numa primeira fase, a estrutura do trabalho expõe os conceitos teóricos fundamentais relacionados com suspensões, dinâmica de veículos e os princípios de otimização estrutural. Concluída a revisão da literatura, o foco transita para a aplicação prática dos fundamentos teóricos previamente apresentados, desde o cálculo dos parâmetros da suspensão, das forças atuantes e posterior simulação de otimização estrutural nos componentes de suspensão. Esta organização sequencial permite uma compreensão clara de todas as etapas envolvidas na presente investigação. Deste modo, a dissertação é organizada da seguinte forma:

- O capítulo 2 apresenta a fundamentação teórica do projeto, incidindo sobre os domínios de sistemas de suspensão, dinâmica veicular e otimização estrutural. Conceitos como a massa suspensa e não suspensa, bem como o *roll center* e *pitch center* são introduzidos. A análise estende-se aos fenómenos de transferência de massa, comportamento do veículo em curva e às características

principais dos pneus, detalhando a influência do *slip angle*, *camber*, entre outros, nos mesmos. A literatura teórica é concluída com a introdução dos princípios de otimização estrutural bem como a metodologia estabelecida para as simulações dos diferentes componentes.

- No seguimento dos fundamentos teóricos apresentados no capítulo 2, o capítulo 3 apresenta o modelo matemático que suporta a ferramenta de cálculo desenvolvida pela autora em *Excel*. Os parâmetros geométricos fundamentais da suspensão são determinados, bem como o cálculo das forças atuantes para cada caso de carga considerado no projeto.
- Com o cálculo das forças dado por terminado, reúnem-se as condições necessárias para dar início à otimização estrutural dos elementos da suspensão. Neste estudo, a otimização realizada recai sobre os componentes do lado esquerdo do veículo para ambas as suspensões, dianteira e traseira, nomeadamente as mangas de eixo, os braços superiores e inferiores e os *pushrods*. Assim, o capítulo 4 incide sobre a modelação 3D dos *design spaces* destes componentes em *SolidWorks*.
- Uma vez estabelecidos os *design spaces* de cada componente, o capítulo 5 debruça-se sobre a fase final de otimização estrutural no software *nTop*. Com o objetivo de manter o desempenho estrutural dos componentes e reduzir, se possível, a massa final dos mesmos, pretende-se elevar a performance do veículo em estudo.
- O capítulo 6 encerra este projeto, apresentando as principais conclusões retiradas durante o trabalho desenvolvido, incluindo notas finais, possíveis melhorias e propostas para trabalhos futuros. A importância deste projeto no contexto académico e no desenvolvimento de competências técnicas e profissionais é igualmente enfatizada.

1.4 Ferramentas

Nesta secção são descritas as ferramentas computacionais que suportam o trabalho desenvolvido, revelando-se essenciais para o mesmo.

1.4.1 *Excel*

Atualmente, o *Excel* é a ferramenta líder para a criação de folhas de cálculo e análise de dados. Por esse motivo, foi a escolhida para a criação da ferramenta matemática.

1.4.2 *SolidWorks*

O software *SolidWorks*, enquanto plataforma multidisciplinar, é amplamente utilizada no desenvolvimento, construção, análise e preparação de fabrico de componentes mecânicos. Para este projeto, o software auxiliou na modelação 3D dos *design spaces* dos componentes a serem otimizados.

1.4.3 *nTop*

O *nTop* foi fundado em 2015 com o intuito de ser capaz de criar peças estratégicas capazes de redefinir as diversas indústrias, desde a engenharia aeroespacial, automóvel, dispositivos médicos e bens de consumo. Permite aos usuários criar geometrias complexas, otimizar e automatizar fluxos de trabalho de forma a desenvolver componentes inovadores. Este software foi a ferramenta computacional que suportou o objetivo do projeto presente, todas as análises de elementos finitos e otimizações estruturais foram realizadas nos componentes através do *nTop*.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Sistema de um veículo

Para uma análise compreensiva do desempenho de um veículo é imperativo definir previamente o sistema de eixos do mesmo. Este sistema permite estabelecer e quantificar as diversas variáveis que atuam no automóvel, nomeadamente a velocidade, aceleração, forças externas e outras atuantes no automóvel.

2.1.1 Sistema de Eixos

O sistema de eixos usado serve como referência para uso em problemas mais complexos descritos ao longo da dissertação. Na indústria automóvel, é comum considerar o sistema de eixos definidos pela SAE, ilustrado na Figura 2.1.

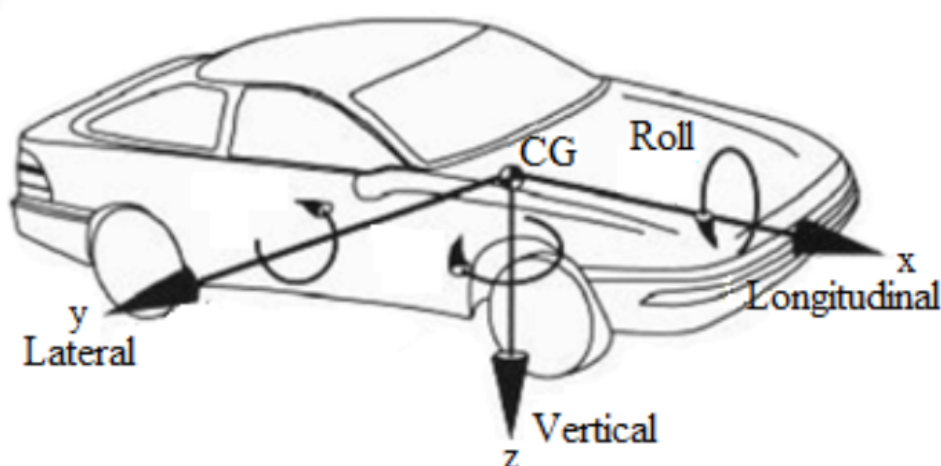


Figura 2.1: Sistema de eixos SAE de um veículo [10].

O ponto denominado por CG na Figura 2.1 é o centro de gravidade do veículo e é o ponto de referência do mesmo, será mais adiante desenvolvido na secção 2.3.3. O sistema de eixos é aplicado na massa suspensa ou *sprung mass*, detalhada em mais pormenor na secção 2.3.1, com o eixo x horizontal e paralelo ao plano longitudinal de simetria do veículo, o eixo y perpendicular ao plano longitudinal do veículo e com sentido positivo da esquerda para a direita, o eixo z com sentido positivo de cima para baixo.

2.1.2 Eixos

O sistema de eixos descreve o movimento tridimensional e orientação do automóvel, pelo que ajuda na análise de vários parâmetros comportamentais do mesmo, incluindo, movimento, forças e estabilidade.

- Eixo x : A translação ocorre nesta direção com velocidade V_x e aceleração longitudinal, a_x . A rotação em torno deste eixo denomina-se de *roll* e resulta da aceleração lateral. O fenómeno de *roll* surge do braço da força gerado entre o CG e o *roll axis*, explicado mais adiante em 2.3.4 e ocorre quando o veículo, maioritariamente em curva, inclina-se para o lado exterior da curvatura.
- Eixo y : Neste eixo a translação já não ocorre tão livremente como no eixo x , no entanto, resulta do *slip angle* - secção 2.4.3. A rotação em torno deste eixo é denominada como *pitch* e ocorre durante aceleração longitudinal, quando a parte dianteira ou traseira do veículo inclina-se para a frente ou para trás durante a aceleração ou travagem, respetivamente.
- Eixo z : A translação na direção z toma a velocidade V_z e é a aceleração normal do veículo. A rotação em torno deste eixo denomina-se como *yaw* e é observada quando o veículo muda de direção, por exemplo durante manobras.

A representação dos movimentos de *roll*, *pitch* e *yaw* são mostrados na Figura 2.2.

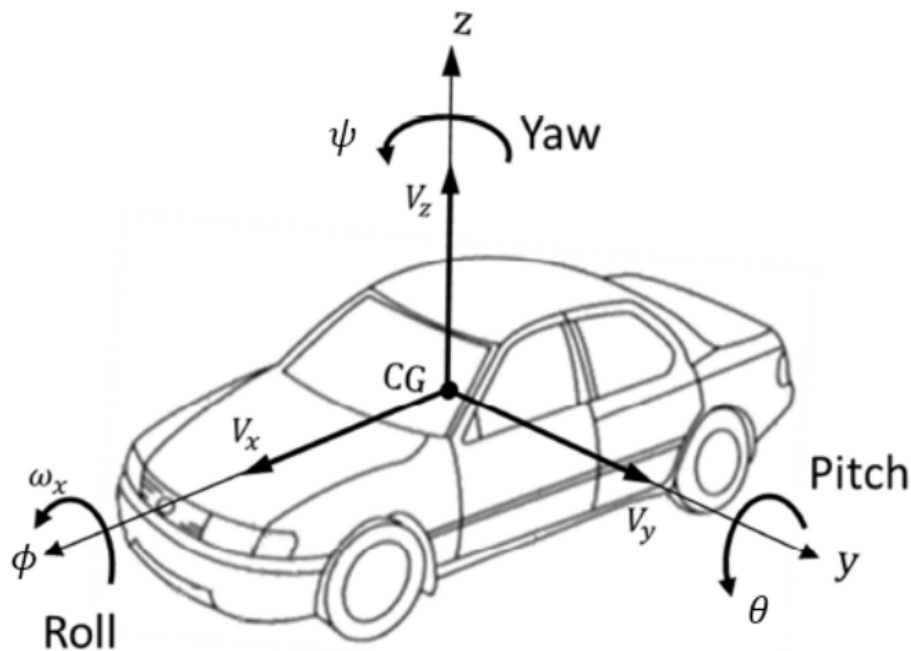


Figura 2.2: Representação de *roll*, *pitch* e *yaw* [8].

2.1.3 Ângulos

Durante o controlo do veículo, o *heading*, *sideslip* e *steering angle* são conceitos que descrevem diferentes aspetos do movimento e orientação do veículo. Estes parâmetros tornam-se fundamentais para entender o comportamento do mesmo e como este reage a certas forças externas.

- *Heading angle*, Ψ : Refere-se à orientação ou direção para a qual um veículo está apontado.
- *Sideslip angle*, α , (*attitude angle* β): Representa a diferença entre a direção em que um veículo se está a mover e a direção para a qual o veículo está apontado.

- *Steering angle*, δ : É o ângulo de viragem das rodas dianteiras em relação ao eixo longitudinal do veículo e quantifica o grau em que o condutor virou o volante.

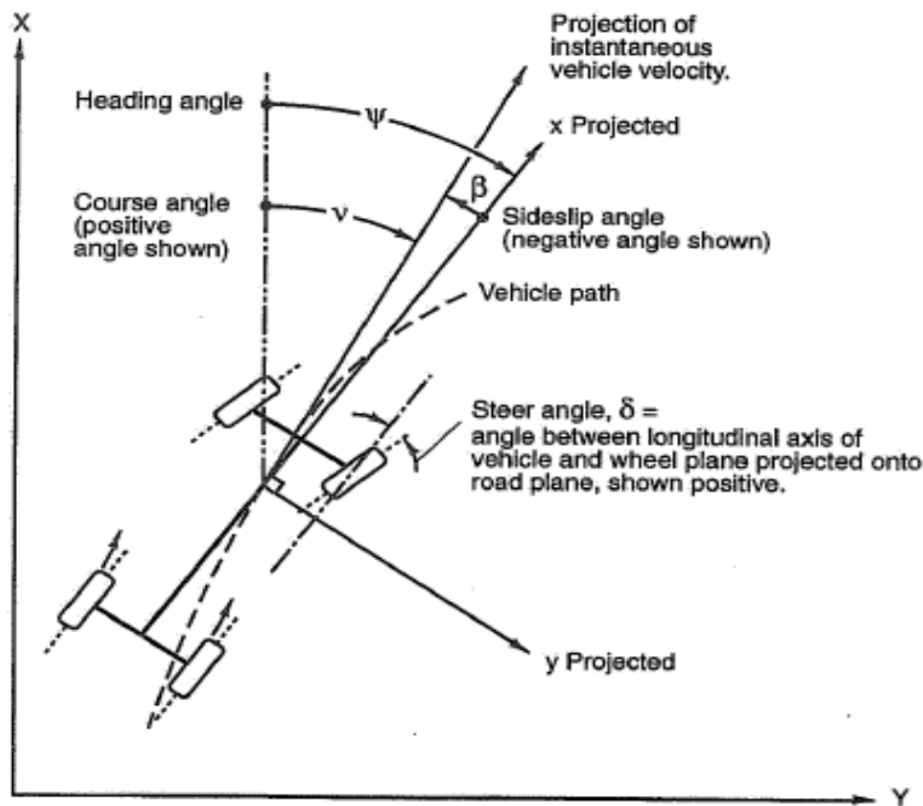


Figura 2.3: Ilustração do *heading*, *sideslip* e *steering* angle [15].

2.2 Suspensão

Embora a performance de um veículo seja frequentemente associada à potência e ao binário do motor, a eficácia do desempenho dinâmico reside na capacidade de controlo, ou *handling* que o piloto tem sobre o veículo. O sistema de suspensão, assume um papel preponderante nesta função, pois proporciona não só conforto aos ocupantes, como também garante estabilidade e segurança, maximizando o contacto dos pneus com o solo e reduzindo o *roll* da carroçaria.

A suspensão atua como interface entre o chassis e a estrada, transmitindo todas as forças e momentos que influenciam o desempenho dinâmico do veículo. Estruturalmente, os componentes de suspensão estabelecem a ligação entre a massa suspensa e não suspensa (explicação em mais detalhe em 2.3.1). No desporto automóvel, é fundamental reduzir a massa não suspensa, uma vez que um peso excessivo nestes componentes pode comprometer a qualidade da condução e a capacidade de absorção de irregularidades.

De forma a alcançar este equilíbrio, recorre-se a materiais leves e a técnicas avançadas de cálculo estrutural. A durabilidade é também um requisito essencial, pelo que o sistema deve suportar ciclos de fadiga e altas pressões sem comprometer a integridade do veículo. Neste contexto, a otimização topológica apresenta-se como a solução perfeita que permite equilibrar a redução de peso com a integridade estrutural exigida num supercarro.

2.2.1 Componentes Funcionais

O sistema de suspensão é composto por três pilares essenciais: os elementos estruturais, que definem a cinemática e suportam a carga, as molas, que armazenam e transformam a energia cinética em energia potencial e os amortecedores, que dissipam a energia cinética de forma a suavizar as oscilações.

Enquanto as molas isolam o chassi das irregularidades do solo e mantêm a altura de condução, os amortecedores regulam a velocidade de compressão e tração, garantindo que o pneu permaneça em contacto permanente com a pista. Além disso, os braços de suspensão criam a conexão mecânica entre as rodas e o chassi, permitindo o movimento vertical necessário para absorver impactos.

Tradicionalmente, o *roll* é controlado pela barra estabilizadora ou *anti-roll bar*. No entanto, na geometria do veículo de competição em questão, esta função é integralmente assumida pelos amortecedores, cuja configuração visa eliminar a necessidade de um componente físico adicional, otimizando o peso e espaço sem comprometer a estabilidade de veículo. Durante o desenvolvimento deste projeto, a utilização do termo "*anti-roll bar*" remete para o conjunto de amortecedores que desempenha esta função específica.

2.2.2 Sistemas de suspensão

A geometria da suspensão controla como a transmissão das forças entre as duas massas é feita e controla a trajetória do movimento relativo da roda. Existem inúmeras geometrias de suspensão, cada uma com as suas vantagens e desvantagens. Os sistemas são classificados segundo a relação entre as duas rodas de cada eixo. Se o movimento de uma roda depende do movimento da roda oposta então o sistema diz-se dependente, pelo que é caracterizado por um eixo sólido que conecta as duas rodas. Por outro lado, quando ambas tomam comportamentos independentes então o sistema é denominado como independente, Figura 2.4.

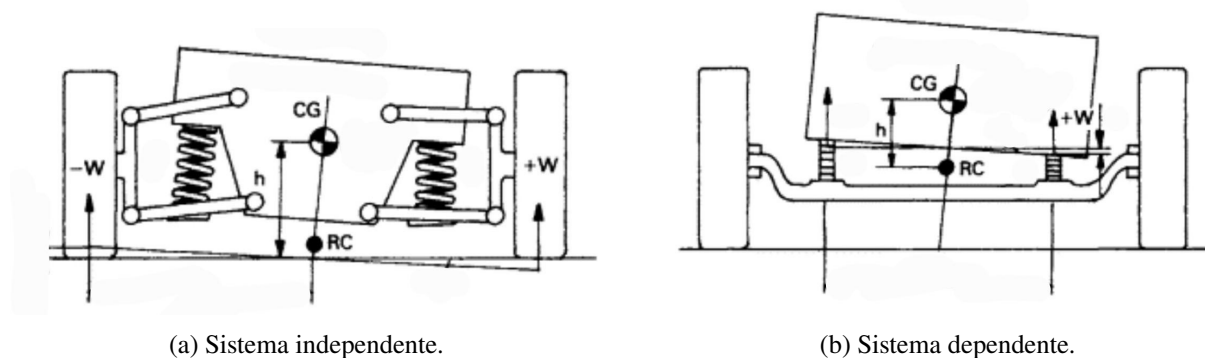


Figura 2.4: Sistemas de suspensão [4].

O sistema independente acarreta mais vantagens quando comparado com o sistema dependente, pelo que permite um acondicionamento mais compacto dos elementos e também maior resistência a movimentos oscilatórios.

2.2.3 Sistema *Double Wishbone*

O sistema de suspensão *double wishbone* é um exemplo de um sistema independente, caracterizado por wishbones, braços em forma de "V", sobrepostas, como representado na Figura 2.5.

Este sistema permite ao veículo rodar ligeiramente ao longo do eixo x quando o veículo curva ou é sujeito a uma superfície mais irregular. Isto é alcançado devidas às *ball joints* que conectam a suspensão ao chassi. O sistema permite aos braços de suspensão seguirem o movimento do veículo, enquanto mantém a estabilidade do chassi e o *handling*. Para além disso, favorece um ganho de *camber* negativo com

movimentos verticais das rodas (conceito detalhado posteriormente em 2.4.4). Por garantir a liberdade independente de vários elementos da suspensão também facilita a manipulação dos mesmos de forma a alcançar a configuração ideal do sistema.

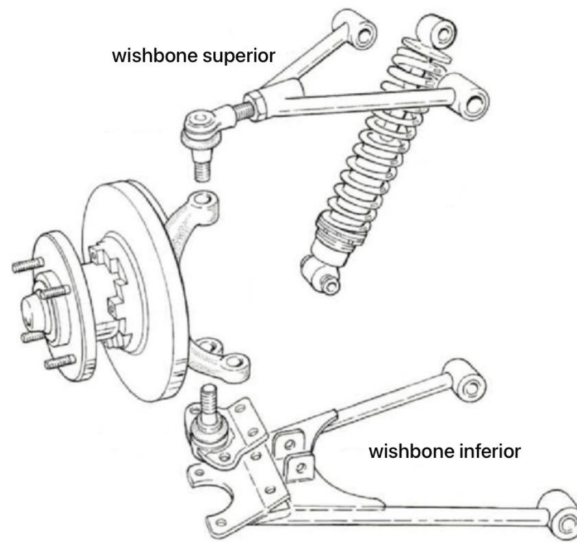


Figura 2.5: Sistema *double wishbone* [22].

2.2.4 Sistema *pushrod*

Nas suspensões do tipo *pushrod* e *pullrod* as molas e os amortecedores existentes em sistemas convencionais (ilustradas na Figura 2.5) são substituídos por uma barra rígida, designada por *pushrod* ou *pullrod*. Estes elementos são responsáveis pela ligação entre a manga de eixo e o *rocker* e atuam como uma alavanca que transmite as forças aos componentes elásticos e de amortecimento. Estes componentes ficam posicionados no interior do chassis, minimizando o número de elementos expostos ao escoamento de ar e beneficiando assim a aerodinâmica do veículo, pelo que os braços da suspensão e a *pushrod* ou *pullrod* são os únicos componentes exteriores ao chassis. Esta característica reduz a massa não suspensa, oferece maior flexibilidade no ajuste geométrico e favorece de forma mais eficiente o peso do veículo.

Relativamente às diferenças entre *pushrod* e *pullrod*, esta reside apenas na orientação geométrica das barras e por isso no sentido do esforço. No sistema *pushrod* a barra liga a zona inferior da manga de eixo a um ponto superior no chassis, trabalhando à compressão, enquanto que o *pullrod* estende-se desde a parte superior da manga de eixo para um ponto inferior no chassis, trabalhando à tração. Esta distinção pode ser verificada na Figura 2.6.

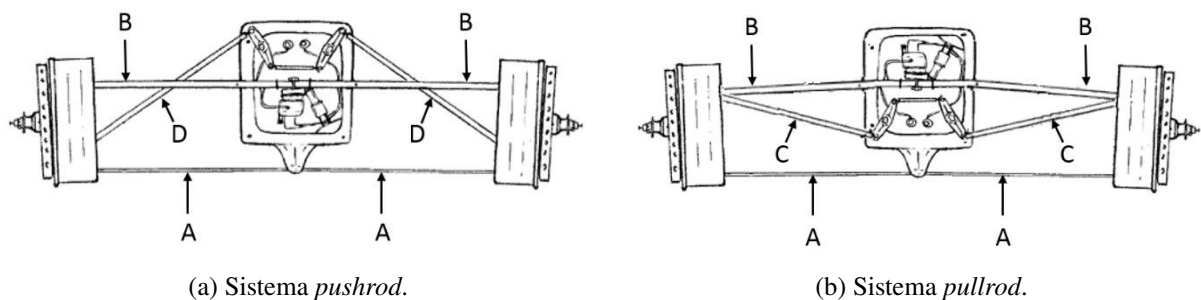


Figura 2.6: Sistemas de *pushrod* e *pullrod* [13].

Onde A e B representam os braços inferiores e superiores da suspensão, respetivamente, C representa a *pullrod* e D a *pushrod*.

Geralmente, estes sistemas são configurados em conjunto com o sistema de *double wishbone*, como é o caso do Adamastor Fúria.

2.2.5 Geometria de Suspensão do Adamastor Fúria

A arquitetura do sistema de suspensão do Adamastor Fúria reflete a sua herança de alta performance. Ambos os sistemas dianteiro e traseiro são projetados de forma a serem capazes de conciliar a performance dinâmica de um carro de competição com a integridade estrutural necessária de um *hyper car*. O conjunto destaca-se pela configuração de *double wishbone* acionada pelo sistema *pushrod*.

As inclinações dos braços da suspensão foram desenhadas para oferecer características de *anti-dive* e *anti-squat*, restringindo o movimento de compressão da suspensão dianteira durante a travagem e da suspensão traseira durante a aceleração, respetivamente. Dessa forma, as transferências de carga longitudinais são minimizadas durante travagens fortes e acelerações repentinas, mantendo a estabilidade do corpo do veículo. Adicionalmente, a configuração permite ajustes de *camber*, *toe* e do *roll center*, conferindo maior agilidade dinâmica e uma previsibilidade essencial para a condução em pista.

A suspensão dianteira é apresentada na Figura 2.7. O sistema *pushrod* transmite as forças para o *rocker* que por sua vez atua sobre o conjunto mola-amortecedor interior ao chassis. O sistema é complementado pela cremalheira de direção exposta na posição inferior e pelo conjunto de reservatórios hidráulicos visíveis na secção central do chassis.

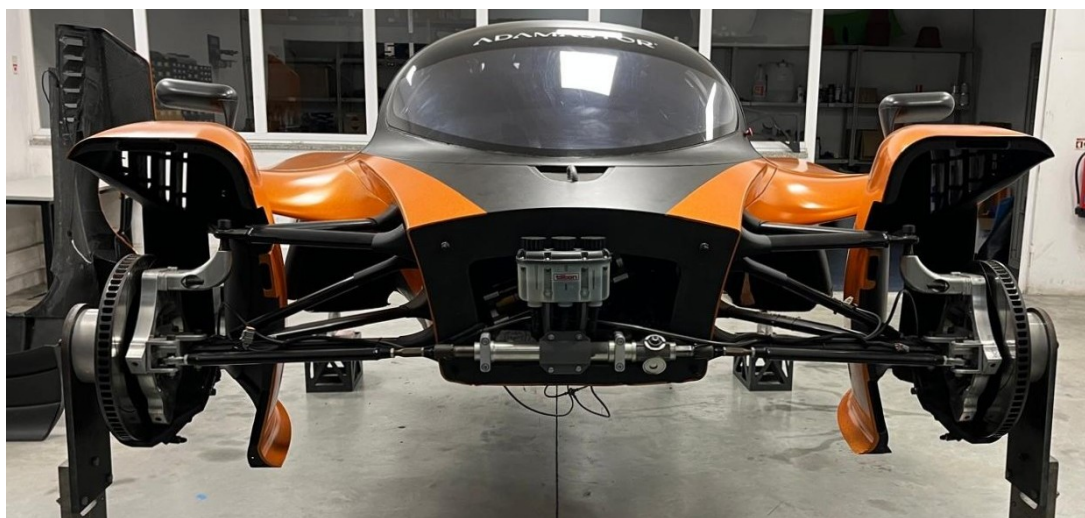


Figura 2.7: Sistema de suspensão dianteira do Adamastor Fúria.

A suspensão traseira, Figura 2.8, apresenta uma particularidade caracterizada pelo conjunto de amortecimento, onde os *rockers* convertem o movimento vertical das rodas num movimento horizontal que comprime o conjunto mola-amortecedor instalado transversalmente sobre a transmissão. Este posicionamento horizontal do conjunto otimiza o acoplamento traseiro, ao disponibilizar mais espaço para o difusor aerodinâmico e para os escapes do veículo.

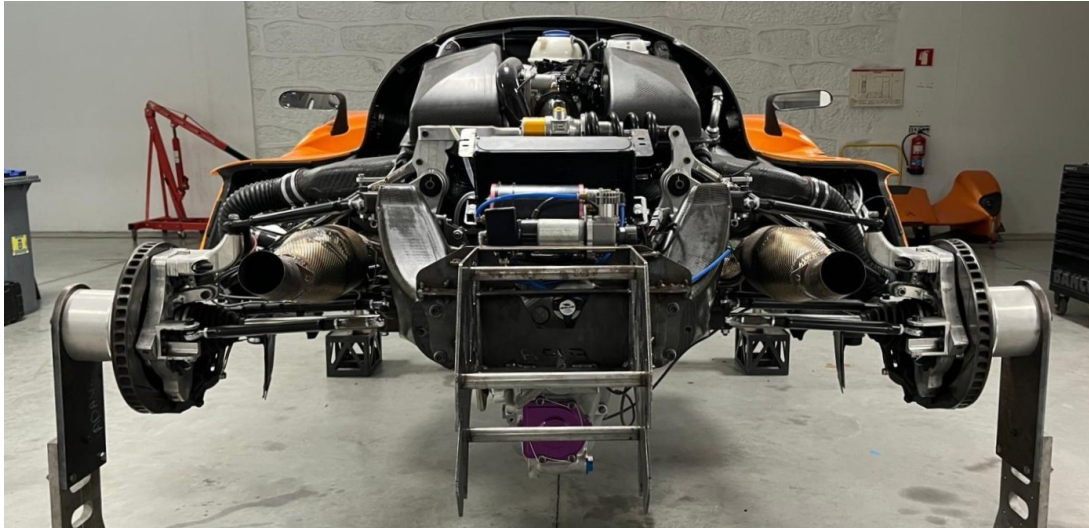


Figura 2.8: Sistema de suspensão traseira do Adamastor Fúria.

2.3 Dinâmica de Veículos

A dinâmica veicular dedica-se ao estudo e otimização do comportamento de veículos. No âmbito do presente projeto, o foco recai sobre o desporto automóvel, analisando as complexas interações existentes entre o veículo, solo e o piloto. Tem como objetivo obter a melhor performance global assegurando sempre a segurança e um *handling* ideal.

Em carros de competição e de alta performance, o sistema de suspensão tem um papel fundamental no controlo da dinâmica do veículo. Inclui fatores como *camber*, *toe* e *caster angle* que estão cuidadosamente ajustados de forma a otimizar o *contact patch* com o solo e a controlar a transferência de massa durante a aceleração, travagem e curva. Os automóveis desportivos são projetados para apresentarem um comportamento ótimo em alta velocidade e em condições de elevadas tensões.

Neste capítulo são abordados os conceitos teóricos de dinâmica de veículos essenciais à elaboração da primeira parte desta dissertação, a criação das ferramentas de cálculo necessárias para determinar os parâmetros de suspensão do Adamastor Fúria e assim possibilitar o cálculo das forças atuantes para diferentes casos de carga.

É importante notar que o estudo da dinâmica de veículos, assim como o desporto automóvel têm as suas raízes no Reino Unido e por esse motivo, ao longo do relatório presente, serão utilizadas termos em inglês destacadas em *italico*.

2.3.1 Massa suspensa e não suspensa

Um automóvel é combinado pelo conjunto de massa suspensa, ou *sprung mass* e massa não suspensa, *unsprung mass*.

A massa suspensa refere-se à parte do veículo que é suportada, ou suspensa, pelo sistema de suspensão e move-se perante irregularidades na estrada. Inclui a estrutura primordial do automóvel, nomeadamente o *body*, motor, transmissão, e outros componentes que estão sustentados pelo sistema de suspensão. Variações na massa suspensa comprometem significativamente o *handling* e a performance do veículo.

A massa não suspensa é formada por todos os componentes do veículo que não são sustentados pela suspensão. Estes componentes encontram-se em contacto direto com o solo e são fundamentais para estabelecer a interação entre o solo e a massa suspensa do veículo. É importante otimizar a distribuição da massa não suspensa de forma a melhorar o desempenho e a estabilidade do veículo. Tal envolve

considerar todos os componentes que fazem parte da massa não suspensa e como é que eles interagem com a suspensão e com o solo. Ao otimizar a distribuição da massa não suspensa, é possível melhorar a eficiência do veículo e proporcionar uma direção mais segura e confortável. A distribuição correta da massa não suspensa também pode influenciar o consumo de combustível e a durabilidade dos componentes do veículo. Assim, tornar-se essencial entender como a massa não suspensa afeta o desempenho do veículo e como otimiza-la para alcançar os melhores resultados.

Cada uma destas massas, decompostas na Figura 2.9, têm um centro de gravidade associado, que definem em conjunto o centro de gravidade total do carro. Estão representados na Figura 2.9 por CG_s para massa suspensa e por $CG_{NS_{front}}$ e $CG_{NS_{rear}}$ para a massa não suspensa no eixo dianteiro e traseiro, respetivamente.

Num carro de competição é desejável reduzir a massa total e a altura do centro de gravidade do veículo o máximo possível, de modo a minimizar o momento gerado quando este se encontra em movimento.

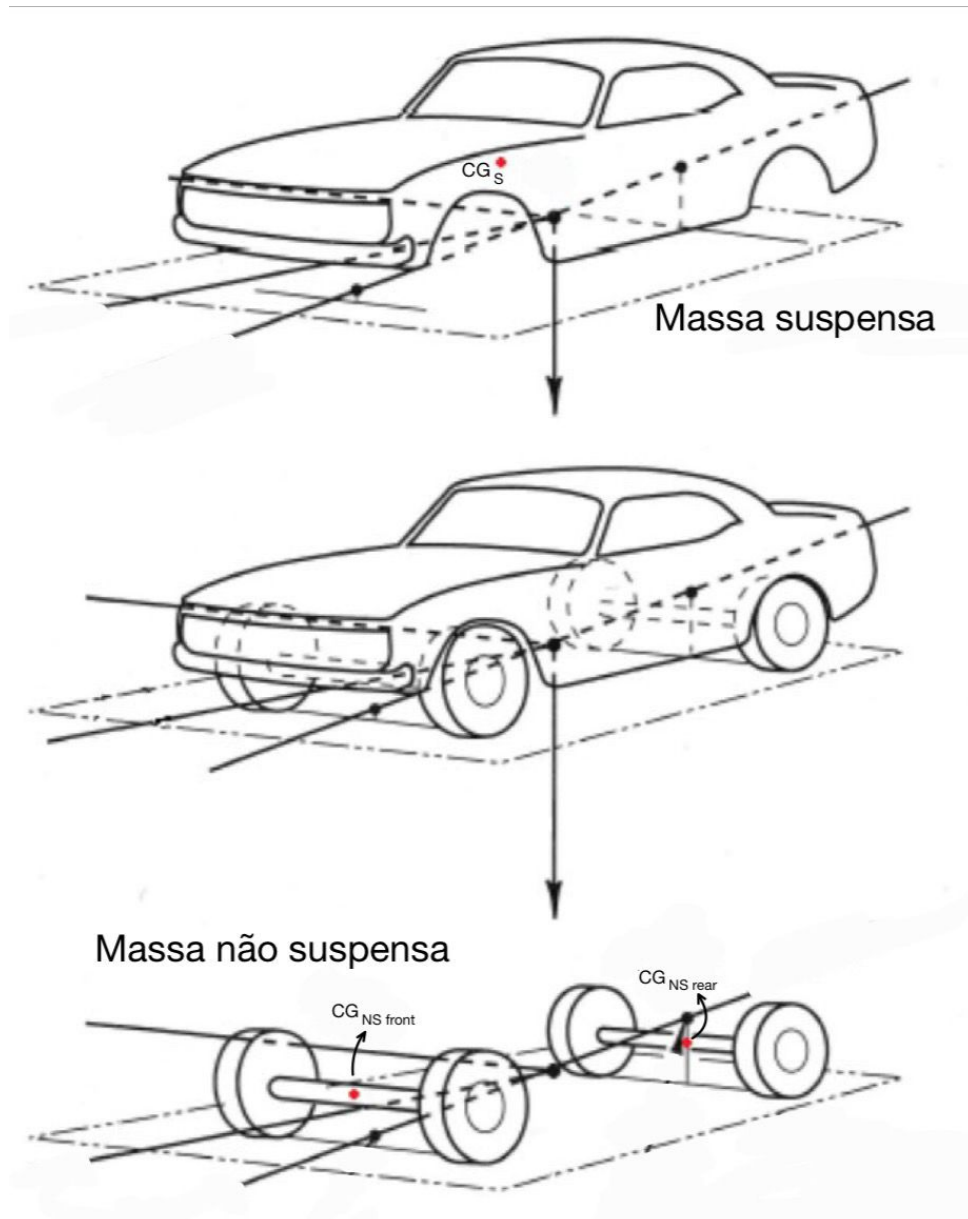


Figura 2.9: Decomposição da massa suspensa e não suspensa.

2.3.2 Subviragem e sobreviragem

Em curva, o comportamento do carro caracteriza-se da seguinte forma:

- Subvirador
- Sobrevirador
- Neutro

A subviragem, ou *understeer*, acontece quando as rodas da frente perdem aderência, fazendo com que o carro siga uma trajetória mais ampla do que o esperado, mesmo quando se tenta virar. Por outro lado, a sobreviragem, ou *oversteer*, ocorre quando as rodas traseiras perdem tração, resultando num deslizamento da parte de trás do veículo e forçando a frente a entrar na curva com um ângulo maior do que o necessário.

Na perspectiva do condutor tal significa que em curva poderá ser necessário aumentar o *steering angle* em caso de subviragem, ou diminuir para sobreviragem. Ou seja, quando não se vira suficientemente as rodas, o ângulo é inferior ao da curva e gera-se sobreviragem, por outro lado, quando se vira demasiado as rodas o ângulo formado é superior ao da curva e ocorre subviragem. Já em comportamento neutro, tal como o nome indica, não há necessidade de correção no *steering angle*. A maioria dos automóveis apresenta um comportamento sobrevirador associado, de forma a garantir maior segurança. Os comportamentos de um veículo em curva encontram-se representados na Figura 2.10.

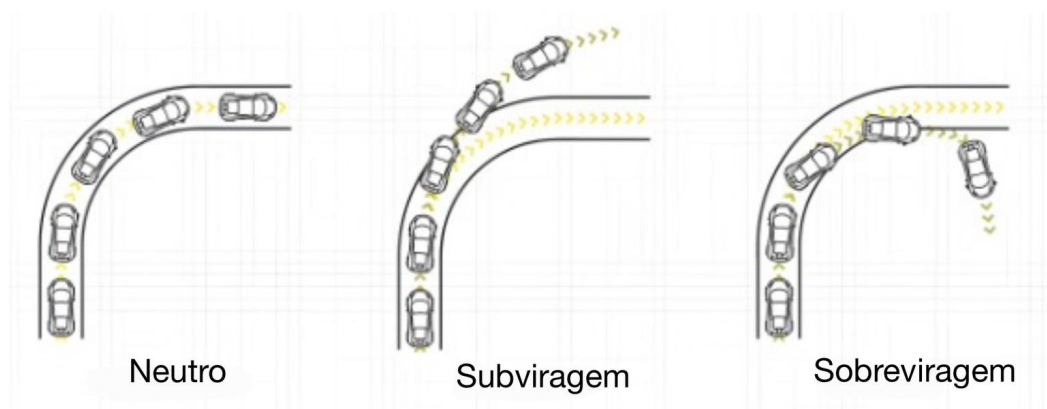


Figura 2.10: Comportamento neutro, subvirador e sobrevirador [29].

Uma das soluções de forma a reduzir a subviragem é aumentar a rigidez torsional da *anti-roll bar* traseira e/ou diminuir a rigidez torsional da *anti-roll bar* dianteira. Pelo contrário, para se reduzir a sobreviragem, o oposto é efetuado, diminuindo-se a rigidez torsional da *anti-roll bar* traseira e/ou aumentando a rigidez torsional da *anti-roll bar* dianteira.

2.3.3 Centro de Gravidade

O centro de gravidade ou centro de massa é um ponto geométrico onde se pode assumir que, para efeitos de cálculo, toda a massa do automóvel está concentrada, uma vez que a aceleração gravítica não é alterada em nenhum ponto do carro.

É importante notar que este ponto geométrico pode mudar enquanto o veículo está em movimento. Tal acontece porque existe um consumo de combustível enquanto o veículo encontra-se em movimento. À medida que a quantidade de combustível diminui, o peso do veículo também diminui e por isso a posição do centro de gravidade altera-se. No entanto, por se tratar de uma alteração muito ligeira, geralmente considera-se desprezável.

Ter o centro de gravidade mais próximo do solo resulta em maior estabilidade, reduzindo a tendência para o *roll* e a transferência de peso.

2.3.4 Roll Center

O *roll center* (RC) ou centro de rolamento é o ponto geométrico sobre o qual a massa sofre rotação durante o movimento.

É no centro de rolamento que as forças laterais geradas nos pneus podem ser aplicadas à massa suspensa sem que se produza qualquer deslocamento angular desta massa. Este conceito é muito importante na dinâmica de veículos, pois estabelece o braço do momento de rolamento gerado pela força centrífuga no centro de gravidade da massa suspensa quando o carro curva, afetando a distribuição de carga vertical aplicada nas rodas que o veículo sofre. Assim, é estabelecido o ponto de acoplamento de força entre as massas não suspensa e suspensa.

O momento de rolamento é calculado como qualquer outro, através da multiplicação da força, neste caso a força centrífuga, pela distância entre o centro de massa e o RC. De maneira a reduzir o momento de rolamento, essa distância deve ser a menor possível. No entanto, se for muito pequena, a suspensão será muito rígida, aumentando assim a transferência de massa para o lado externo da curva, o que intensifica o efeito de subviragem ou sobreviragem [15].

Para determinar a posição do RC é necessário definir três pontos, nomeadamente, o centro de gravidade total do carro (CG) e o centro instantâneo de rotação (IC) que é determinado pela interseção das duas retas de um dos lados da suspensão que contém os braços.

A união do ponto IC com o ponto central de contacto do pneu com o solo permite determinar a posição do RC, como ilustrado na Figura 2.11. A azul estão destacados os IC e a vermelho o RC.

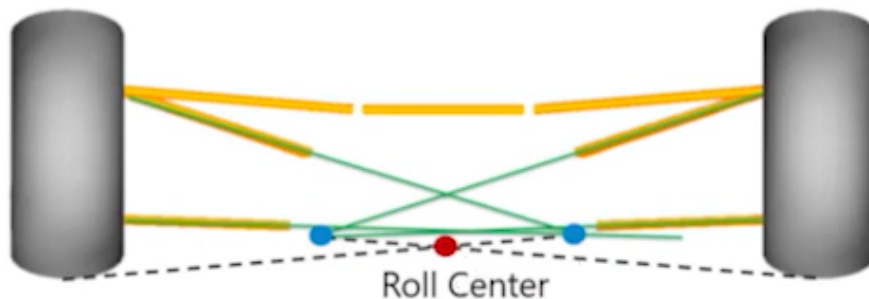


Figura 2.11: Esquema exemplificativo para determinar o RC [17].

O *roll axis* ou eixo de rolamento surge da união dos centros de rolamento de cada eixo, Figura 2.12, e é o eixo sobre o qual a massa suspensa sofre rotação.

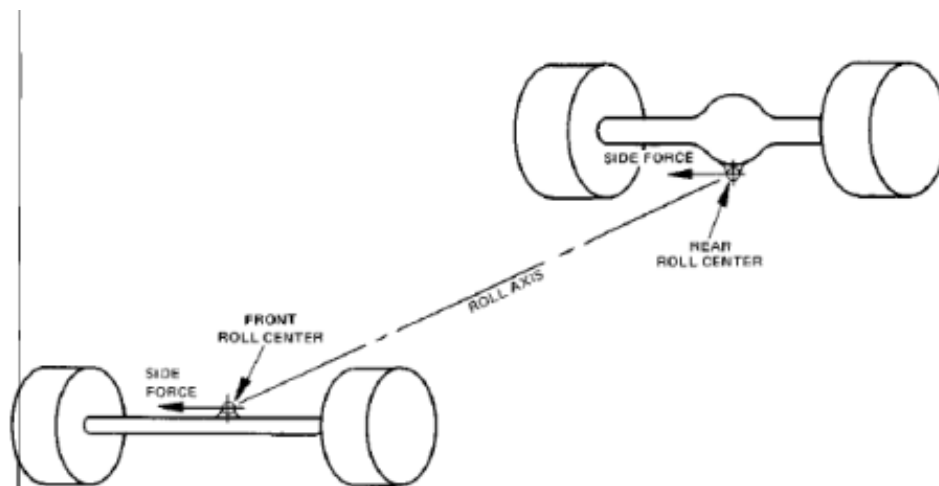


Figura 2.12: Representação do *roll axis* [18].

2.3.5 Roll Angle

Quando um carro curva, inclina-se para o lado de fora da curva, o que afeta a maneira como o carro se comporta na pista. Este movimento é chamado de *body roll*. A variável que quantifica o grau de inclinação a que o veículo é sujeito é designada de *roll angle*. Existem inúmeras maneiras de controlar o *roll angle* e reduzir os seus efeitos negativos na dirigibilidade do veículo. Ao decidir a quantidade de resistência ao *roll* na parte dianteira e na parte traseira, é possível controlar as características de subviragem e sobreviragem do carro [1].

Quando um carro rola, os pneus mudam o ângulo de inclinação em relação à superfície. Como o pneu é mais eficiente, apresenta maior tração, quando está perpendicular ao solo, este ângulo de *camber* (ver Secção 2.4.4) positivo resulta em menor performance em curvas. Quando o carro inclina para um lado, os pneus também se inclinam, e consequentemente o *contact patch* dos pneus é modificado e não se encontra na sua forma desejável. Tal significa que o carro não consegue ir tão rápido nas curvas pois não vai ter a mesma estabilidade que teria em retas com a forma do *contact patch* ideal. Caso o carro tenha um *roll angle* menor, os pneus vão ter um menor *camber* positivo, permitindo ao veículo curvar com maior velocidade.

É possível compensar esta perda de *camber* configurando o carro com *camber* negativo estático, que é a quantidade de *camber* negativo que o carro tem quando se encontra em repouso. No entanto, *camber* negativo estático em excesso pode causar vários problemas.

Para a maioria das aplicações em estrada, o máximo recomendado é de cerca de 1.0° de *camber* negativo estático. Caso contrário, o interior dos pneus irá desgastar-se rapidamente. Já para competição, são frequentemente utilizadas configurações de *camber* negativo estático de 2° ou 3° . As temperaturas dos pneus podem ser utilizadas para otimizar a quantidade de *camber* negativo para a maioria das aplicações (ver Secção 2.4.7) [1].

Roll Stiffness

A rigidez ao rolamento mede como uma suspensão resiste ao movimento de rolamento, ou seja, quando a massa suspensa rola em torno do eixo de rolamento.

A rigidez ao rolamento total do sistema de suspensão de um veículo é igual à soma da rigidez do eixo frontal e da rigidez do eixo traseiro. Este parâmetro resulta da taxa da mola e do pneu, da rigidez da barra estabilizadora e das posições desses elementos, assim como da largura de via do eixo.

As *anti-roll bars* são elementos adicionados quando se pretende aumentar a rigidez da suspensão e limitar

o rolamento da massa suspensa.

De forma a alterar o comportamento do automóvel em curva causado pelo *body roll* é usual limitar o *roll angle*, pelo que é necessário alterar a rigidez da suspensão. Ou seja, ajustando as molas e as barras estabilizadoras é possível reduzir o *body roll* e melhorar a estabilidade do veículo em curva.

Aumentar a rigidez das molas pode reduzir o *roll angle*. Ainda assim, aumentar a rigidez das molas também pode alterar outros aspetos do comportamento do carro.

É possível aumentar também a *roll stiffness* ao aumentar o tamanho ou a eficácia das *anti-roll bars*. Quando um carro rola, uma roda estará em compressão e a outra em inclinação. As *anti-roll bars* limitam o *roll angle* do carro, utilizando a rigidez torsional para resistir ao movimento de uma roda para cima e da outra para baixo. Como as rodas estão ligadas às extremidades da *anti-roll bar*, o movimento faz com que a barra gire. Quanto mais rígida for a barra, maior será a resistência ao *body roll*. Uma vez que as forças que fazem o carro rolar são absorvidas pela *anti-roll bar* e estas forças são transmitidas a cada braço de controlo inferior, a carga nos pneus exteriores aumenta à medida que a barra estabilizadora torce. A rigidez de uma *anti-roll bar* aumenta muito rapidamente à medida que o seu diâmetro aumenta. A rigidez é uma função do diâmetro à quarta potência [1].

$$\text{Stiffness} = D^4 \quad (2.1)$$

2.3.6 Pitch Center

O *pitch center* é o ponto geométrico em que a carroçaria inclina-se para a frente durante a travagem ou para trás durante a aceleração, *dive* ou *squat*, respetivamente.

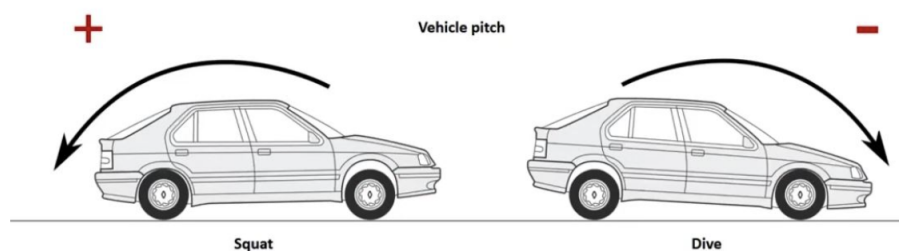


Figura 2.13: Movimento de *pitch* num veículo em aceleração (*squat*) ou travagem (*dive*) [27].

Para determinar o *pitch center* é necessário calcular a posição do IC na vista lateral do veículo para a suspensão dianteira e traseira. O IC é determinado tal como RC mas em vista lateral. Resulta da interseção das linhas imaginárias de prolongamento dos braços da suspensão. Uma vez conhecidas as posições dos IC, unem-se aos pontos centrais dos *contact patch*. O ângulo formado por estas linhas em relação ao solo possibilita quantificar o *anti-dive* e o *anti-squat* do veículo.

A posição do *pitch center* resulta da interseção destas linhas.

A distância vertical entre o CG e o *pitch center* define o braço que quantificará o *dive* ou *squat* a que o veículo será sujeito.

2.3.7 Transferência de Massa

A transferência de massa num automóvel ocorre sempre que este encontra-se sujeito a uma força de aceleração independentemente da direção que esta força tome, ou seja, quando o veículo acelera, trava e curva. É uma lei fundamental da física que não pode ser evitada mas que consegue ser ligeiramente controlada.

Quantificar esta variável revela-se bastante importante no estudo da dinâmica do veículo, uma vez que determina o quanto é que as forças dinâmicas influenciam o comportamento do carro e a aderência dos pneus ao solo.

Este fenómeno ocorre porque o centro de gravidade do veículo, onde a força exercida pelos pneus é aplicada, encontra-se a uma altura superior ao do solo. A força que os pneus exercem para movimentar o carro é menor do que a força do centro de gravidade, gerando um momento que leva à transferência de massa do veículo. Como resultado, a força exercida pelos pneus não é suficiente para contrabalançar a força do centro de gravidade, o que causa a transferência de massa. A diferença de altura entre a força no solo e a resistência do movimento no CG cria um momento que tenta torcer o veículo.

A transferência de massa é a forma como os pneus resistem a este momento, aumentando a força num eixo (movimento longitudinal) ou lado (movimento de curva) e diminuindo no oposto. Caso os pneus sejam iguais é vantajoso que estejam uniformemente carregados. Assim, a transferência de massa deve ser ao máximo minimizada, tanto longitudinal como lateralmente.

A matemática básica da transferência de massa é dada por:

$$\text{Transferência de Peso} = \frac{\text{Força} \times h_{CG}}{\text{Distância entre Rodas}} \quad (2.2)$$

Onde a distância entre rodas é a distância entre eixos (*wheelbase*) para a aceleração ou travagem e a largura de via (*track width*) para o comportamento em curva. Verifica-se que é possível controlar a transferência de peso. Um CG mais baixo resulta numa menor transferência de massa, ou seja, maior *wheelbase* ou *track width* resulta em menos peso transferido.

Transferência Longitudinal de Massa

Quando um veículo trava, aceleração negativa, ocorre transferência de carga das rodas do eixo traseiro para as rodas do eixo dianteiro. Em caso de aceleração, o oposto ocorre, a força de aceleração é positiva e a transferência de carga ocorre do eixo dianteiro para o traseiro.

Num veículo com tração traseira, a transferência de carga longitudinal é um fenómeno bastante vantajoso. Quando aceleramos, a inércia faz com que a carga se desloque verticalmente para o eixo traseiro, aumentando a força normal nos pneus de traseiros e, assim, melhorando a capacidade de tração. Este aumento na aderência permite uma aceleração mais intensa, criando um ciclo positivo de transferência de carga. No entanto, é importante controlar este efeito. Ainda assim, uma transferência excessiva pode levar à perda de contacto das rodas dianteiras com o solo, o que compromete a direção e limita o desempenho geral do automóvel.

Por outro lado, durante a travagem, a tração aumenta nas rodas da frente e diminui nas traseiras. A intensidade dessa variação de carga depende de fatores essenciais da dinâmica do veículo como a massa total, a força da aceleração ou desaceleração, a altura do centro de gravidade, h_{CG} e a distância entre eixos, *wheelbase*, como se verifica na Figura 2.14. O equilíbrio entre estas variáveis é crucial para garantir que o veículo mantenha a estabilidade e a eficácia em diferentes situações de aceleração.

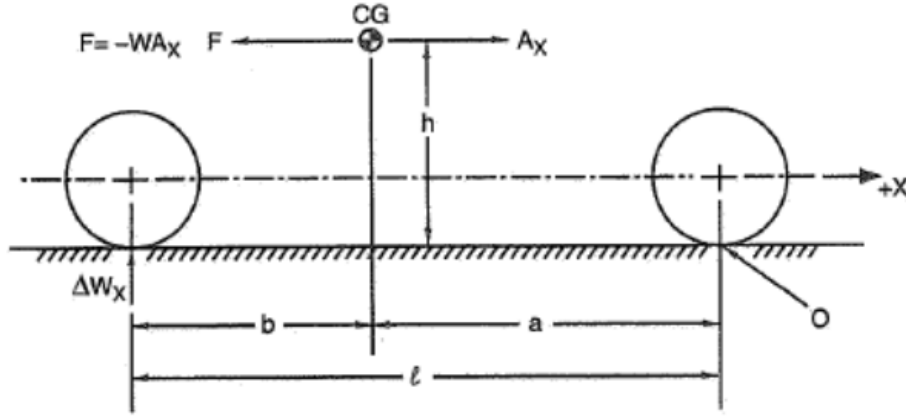


Figura 2.14: Transferência de massa longitudinal [15].

Da Figura 2.14 surge a Equação 2.3.

$$\Delta W_x = \frac{W A_x h_{CG}}{l} \quad (2.3)$$

As distâncias longitudinais do CG aos eixos, representados por a e b na Figura 2.14 podem ser calculados através das Equações 2.4 e 2.5.

$$a = \frac{W_F \times l}{W} \quad (2.4)$$

$$b = l - a \quad (2.5)$$

Onde,

- W : massa total do veículo [kg].
- W_F : massa assente no eixo dianteiro [kg].
- A_x : força g longitudinal [g].
- h_{CG} : altura do CG total [mm].
- l : *wheelbase* [mm].

Em relação à aceleração longitudinal podem surgir variações da altura de condução, que acabam por influenciar a altura do CG. Tal pode ser compensado pelos parâmetros da geometria da suspensão *anti-dive* e *anti-squat*.

A transferência de massa total longitudinal pode ser discretizada em três componentes, nomeadamente: massa não suspensa, geométrica e elástica transferida e podem ser definidas pelas Equações 2.6, 2.7 e 2.8.

A massa elástica ou massa suspensa diz respeito à massa do carro que se inclina perante o *pitch center* e, como tal, é a parte do veículo cujo *pitch* é resistido pelas molas. Por outro lado, a massa geométrica é o elemento de massa suspensa que reage diretamente nos pneus externos através dos *pitch centers* [25]. As transferências de massa longitudinalmente são dadas por:

$$\Delta W_{NS_x} = \frac{W_{NS} A_x h_{CG_{NS}}}{l} \quad (2.6)$$

$$\Delta W_{G_x} = \frac{W_S A_x h_{PC}}{l} \quad (2.7)$$

$$\Delta W_{E_x} = \frac{W_S A_x (h_{CG_S} - h_{PC})}{l} \quad (2.8)$$

Onde,

- A_x : aceleração lateral em g.
- W_{NS} : massa não suspensa [kg].
- W_S : massa suspensa [kg].
- $h_{CG_{NS}}$: altura do centro de gravidade da massa não suspensa [m].
- h_{CG_S} : altura do centro de gravidade da massa suspensa [m].
- l : *wheelbase* [m].
- h_{PC} : altura do *pitch center*.

Transferência Lateral de Massa

Em curva, a transferência de peso ocorre das rodas interiores para as rodas exteriores.

Se a transferência de peso for excessiva (a carga na roda interior se aproximar de zero), o carro pode capotar (*traction roll*).

A tração total diminui quando o carro passa por uma curva, pois a roda exterior, que está carregada, não consegue ganhar tanta tração quanto a roda interior perde quando é aliviada. A roda interior perde assim tração, e essa perda é maior do que o ganho da roda exterior. Como resultado, a tração total é reduzida. Quando tornamos o eixo da frente mais rígido, isso faz com que haja uma maior transferência de peso, que, por sua vez, reduz a tração relativa da frente do carro, o que pode causar mais subviragem. Já quando fazemos o contrário, o efeito é oposto. A transferência de massa é uma forma de alterar o equilíbrio do carro, o que pode ser muito útil em diferentes situações.

Quando um veículo está em uma curva a massa do veículo começa a ser transferida do par de rodas que interiores à curva para o par de rodas exterior. Isso ocorre devido à aceleração centrífuga gerada em curva.

A quantidade de massa transferida lateralmente do par de rodas interior para o par exterior depende de vários fatores, tais como, a velocidade, altura do centro de gravidade e do raio de curva, como pode ser verificado pela Figura 2.15. A distribuição da transferência lateral de massa entre o eixo da frente e o eixo de trás é uma forma de controlar o equilíbrio do automóvel, ou seja, o efeito de subviragem e sobreviragem.

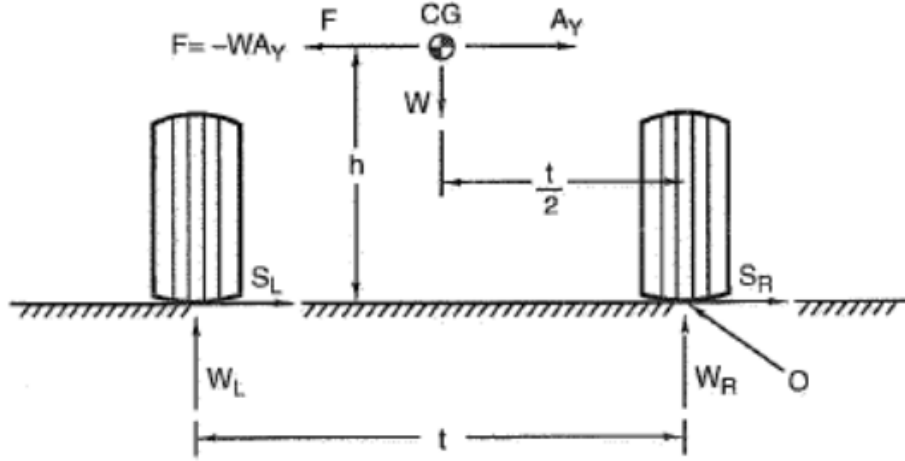


Figura 2.15: Transferência de massa lateral [15].

O cálculo obtido recorrendo à Figura 2.15 apenas envolve as variáveis dependentes do conjunto total do veículo. No entanto, é possível discretizá-la também nas seguintes equações. Neste caso, a massa elástica ou massa suspensa diz respeito à massa do carro que se inclina perante o eixo entre os centros de rolamento dianteiro e traseiro e, como tal, é a parte do veículo cujo rolamento é resistido pelas molas e *anti-roll bars*. Por outro lado, a massa geométrica é definida pela massa suspensa que reage diretamente nos pneus externos através dos *roll centers*.

Transferência de massa não suspensa:

$$\Delta W_{NS_y} = \frac{W_{NS} h_{CG_{NS}}}{t} A_y \quad (2.9)$$

Transferência de massa geométrica:

$$\Delta W_{G_y} = \frac{W_S h_{RC}}{t} A_y \quad (2.10)$$

Transferência de massa elástica:

$$\Delta W_{E_y} = \frac{W_{SM} h_{CG_{SMRA}} ARM_{axle}}{ARM_{total} t} \quad (2.11)$$

Onde,

- h_{RC} : altura do *roll center* dianteiro ou traseiro [m].
- t : *track width* dianteira ou traseira [m].
- $h_{CG_{SMRA}}$: distância z entre o CG da massa suspensa e o *roll axis* em vista frontal [m].
- ARM_{axle} : *anti-roll moment* do eixo, resultante dos elementos de molas, *anti-roll bar* e pneus [Nm/°].
- ARM_{total} : *anti-roll moment* resultante do conjunto de ambas as suspensões dianteira e traseira.

2.3.8 Momentos de Inércia

Os momentos de inércia desempenham um papel crucial na agilidade e na forma como o veículo responde aos comandos do piloto. Quando se inicia uma manobra de curva, a rapidez com que o veículo muda

de trajetória depende do momento polar de inércia em torno do eixo vertical, também denominado como eixo de *yaw*.

Com o aumento da inércia do veículo, maior vai ser a dificuldade do automóvel a responder ao piloto. Assim, quanto menor for esse valor, menos resistência haverá à rotação, resultando numa resposta mais rápida e numa manobrabilidade superior, especialmente em situações de alta performance.

Para calcular o momento de inércia total do veículo, somam-se as contribuições de cada componente individual, utilizando o Teorema de *Steiner*. Este princípio afirma que o momento de inércia é calculado multiplicando a massa de cada elemento pelo quadrado da distância entre o centro de gravidade (CG) desse componente e o centro de gravidade global do monobloco. Assim, centralizar as massas próximas ao CG é uma estratégia essencial para melhorar a dinâmica do veículo e a velocidade de resposta.

Aproximando-se o veículo em estudo a um paralelepípedo com massa e material uniformes, o momento de inércia lateral, I_y e longitudinal, I_x são dados por:

$$I_y = \frac{m}{12} \times (h^2 + c^2) \quad (2.12)$$

$$I_x = \frac{m}{12} \times (h^2 + l^2) \quad (2.13)$$

Onde,

- m: massa total [kg].
- h: altura do veículo [m].
- c: comprimento [m].
- l: largura [m].

2.3.9 Geometria Ackermann

A geometria das ligações do sistema de direção, quando as rodas da frente são direcionadas para um dos lados, vai determinar se as rodas mantêm-se paralelas ou se uma roda mais que a outra.

A geometria de *Ackermann* garante que as rodas direcionais são direcionadas segundo raios concêntricos, o que permite descrever a trajetória desejada sem arrasto de uma das rodas.

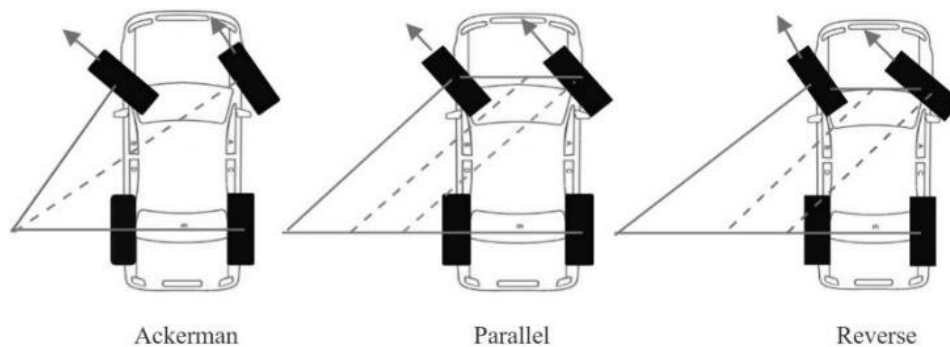


Figura 2.16: Tipos de geometria de direção [6].

Acelerações laterais elevadas produzem *slip angles* (conceito desenvolvido em maior detalhe em 2.4.3) significativos em todas as rodas. Devido à transferência lateral de massa em curva, as cargas verticais nas rodas interiores são muito menores que nas exteriores. Como referido anteriormente, para cargas verticais menores a força lateral máxima surge para *slip angles* menores. Se o veículo possuir uma geometria

Ackermann, a roda interior da frente é forçada a um *slip angle* maior que o necessário, provocando o arrasto desta e consequente perda de velocidade e subida da temperatura do pneu. Em competição é usual o recurso a soluções de paralelismo ou mesmo *Ackermann* invertido, Figura 2.16.

É possível calcular a geometria de *Ackermann* ideal se forem conhecidas as propriedades dos pneus e as cargas verticais nos mesmos. No entanto, estes valores costumam ser demasiado radicais, uma vez que o veículo também deve ser manobrado a baixa velocidade como, por exemplo, nas boxes.

A maioria das curvas das pistas têm um raio considerável e o efeito de *Ackermann* é muito reduzido. Na realidade, a menos que o sistema de direção e suspensão sejam extremamente rígidos, a deformação em curva pode direcionar mais as rodas que qualquer geometria *Ackermann*.

2.4 Características dos Pneus

As forças dominantes que permitem controlar a performance de um veículo são geradas pelo pneu em contacto com a estrada. Nesse sentido, é importante compreender o comportamento dos pneus.

O pneu é o único elo de ligação entre o veículo e a estrada, desempenhando um papel crucial na dinâmica geral. O seu comportamento é marcado por uma grande não-linearidade e uma sensibilidade elevada a fatores ambientais, como temperatura e pressão, o que torna os modelos matemáticos um desafio bastante complexo na engenharia automóvel.

Todo o peso do veículo e as forças geradas pelo movimento são suportados apenas por quatro pequenas áreas de contacto. Estas áreas são responsáveis por transmitir diretamente as forças de aceleração, travagem e as forças laterais durante as curvas. Assim, a eficácia de qualquer sistema de suspensão é avaliada pela capacidade de otimizar a carga vertical nessas mesmas áreas, assegurando que o pneu funcione dentro da faixa de máxima aderência.

2.4.1 Tração versus Carga

A escolha do pneu ideal depende de diversas variáveis que procuram otimizar a aderência e a tração, elementos essenciais que influenciam a aceleração, a travagem e a velocidade em curva do veículo [1]. Entre os principais fatores a serem considerados estão o *camber angle*, *slip angle*, *caster angle*, as forças laterais e longitudinais, entre outros. Além disso, aspetos como a pressão interna, a temperatura e as dimensões do pneu têm um impacto direto na área de contacto e no coeficiente de atrito com a estrada.

Para entender o comportamento dinâmico, é crucial analisar como o pneu transforma os dados de entrada em forças de saída. Torna-se importante analisar como é que as mudanças na carga vertical afetam a tração disponível. Embora essa relação varie de acordo com cada modelo de pneu, a interação geralmente segue uma tendência não-linear, como representada na Figura 2.17.

A análise da curva de desempenho revela um fenómeno importante na dinâmica veicular. O aumento da tração não é proporcional ao aumento da carga vertical. À medida que o peso sobre o pneu aumenta, o ganho adicional de tração torna-se cada vez menor, resultando numa perda de eficiência relativa. Esse comportamento reflete-se na diminuição da rigidez em curva sob cargas elevadas. A eficiência do pneu pode ser medida pela razão entre o output (tração lateral) e o input (carga vertical) e observa-se que a eficiência em curva se deteriora rapidamente quando é exigido o pneu que suporte cargas mais elevadas. Por fim, é importante destacar que esse desempenho é dinâmico, variando significativamente com o desgaste da banda de rodagem ao longo de sua vida útil.

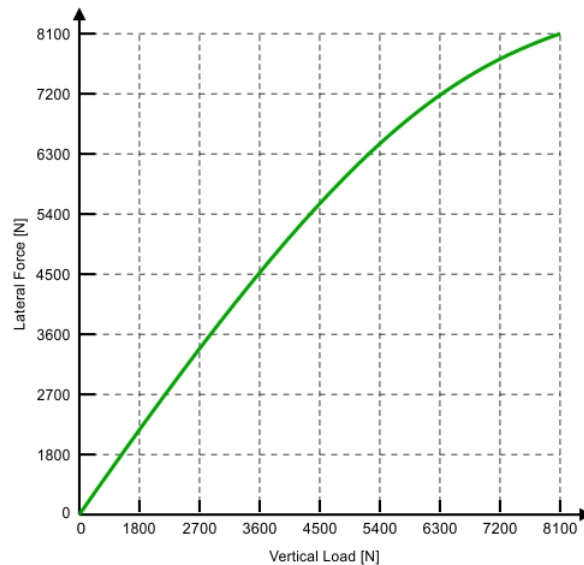


Figura 2.17: Curva de performance do pneu [20].

2.4.2 Contact patch

Um pneu atinge o máximo potencial de tração quando está perpendicular à superfície da estrada, ou seja quando estaticamente o *camber angle* é zero. Nessa posição, a área de contacto ou *contact patch* é maximizada, o que resulta numa distribuição de pressões mais uniforme e numa melhor aderência ao solo.

O *contact patch* é a zona onde a banda de rodagem encontra-se com o pavimento a cada instante. No ponto central do *contact patch*, o atrito é o que permite a transmissão de forças. Existem dois tipos principais: o atrito estático, que é a resistência máxima que precisa de ser superada para iniciar o deslizamento, e o atrito dinâmico, que ocorre durante o movimento entre as superfícies. No contexto da dinâmica veicular, o atrito dinâmico geralmente é menor que o estático, o que explica a perda repentina de controlo quando o pneu ultrapassa o seu limite de aderência e começa a derrapar.

2.4.3 Slip angle e Slip ratio

A aplicação de forças laterais durante uma manobra de curva tem um impacto significativo na geometria da área de contacto do pneu. Nesses momentos, o pneu não se move apenas na direção longitudinal mas também ganha uma componente de velocidade lateral, que resulta no chamado *slip angle*. Este ângulo é tecnicamente definido como a diferença entre a direção que o volante indica e a trajetória que o pneu realmente segue, Figura 2.18. O *slip ratio* ocorre na direção longitudinal.

Este fenómeno é crucial para a geração de força lateral, *grip*. É a deformação elástica da estrutura do pneu que provoca esta reação lateral, permitindo que o veículo mude a sua trajetória, Figura 2.19.

A relação entre os *slip angles* dos dois eixos é fundamental para o equilíbrio dinâmico do carro. Se o *slip angle* do eixo traseiro for maior que o do eixo dianteiro, o veículo tende a sobrevirar. Por outro lado, um *slip angle* dianteiro mais acentuado leva à subviragem. Quando ambos os ângulos igualam-se, o carro alcança um estado de equilíbrio neutro, onde as rodas movem-se exatamente na direção do seu alinhamento geométrico, maximizando a eficácia nas curvas.

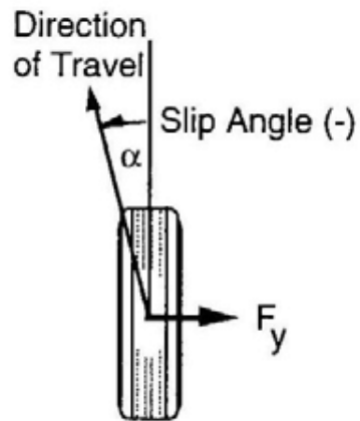


Figura 2.18: *Slip angle* [11].

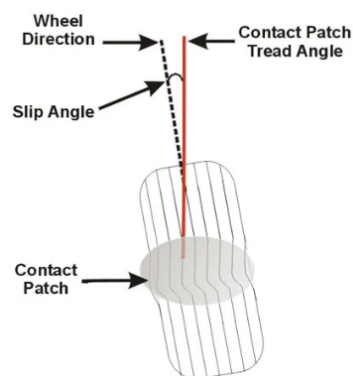


Figura 2.19: Deformação na zona de contacto com o solo [26].

A variação do *slip angle* com a força lateral é definida por três fases distintas representadas pela Figura 2.20:

1. A fase elástica definida por uma reta linear, também denominada por *cornering stiffness*².
2. A fase de transição onde a força lateral e o *slip angle* são diretamente proporcionais.
3. A fase de fricção em que a força lateral e o *slip angle* são inversamente proporcionais.

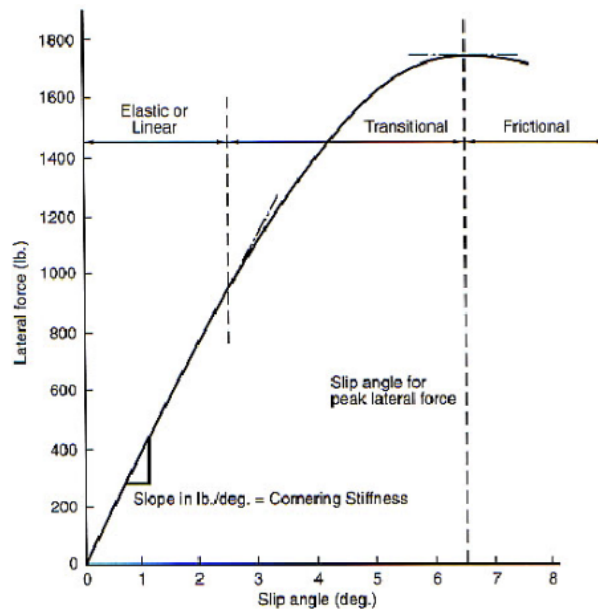


Figura 2.20: Relação entre *slip angle* e força lateral [15].

2.4.4 *Camber*

De forma ao pneu aderir melhor à pista, deve-se usar a maior área de contacto possível, pois fornece melhor aderência e menos escorregamento. Para se obter este rendimento máximo recorre-se ao *camber angle* que é dado pela inclinação para dentro (*camber* negativo) ou para fora dos pneus (*camber* positivo), em vista frontal. Um pneu perfeitamente vertical tem zero *camber* e por isso uma área de contacto perfeitamente retangular.

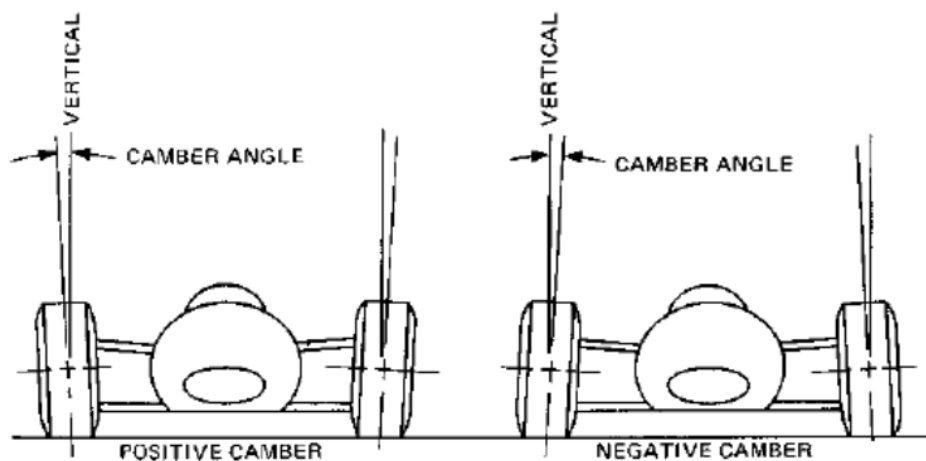


Figura 2.21: *Camber* positivo e negativo, respetivamente [23].

As forças laterais deformam a área de contacto do pneu, que passa de uma forma aproximadamente retangular para uma configuração mais próxima de um triângulo. Nesse cenário, a parede exterior do pneu suporta a maior parte da carga, enquanto a parede interior fica significativamente menos solicitada devido à redução de carga. Isso indica que o pneu não está a operar no seu máximo potencial.

Para otimizar o desempenho, é necessário compensar essa perda de área de contacto de modo a maximizar a aderência e o aproveitamento do pneu em curva. A forma mais eficaz de determinar o *camber* ideal é através da medição da temperatura ao longo da banda de rodagem em 3 pontos de referência nas zonas interior, intermédia e exterior, Figura 2.22.



Figura 2.22: Medida de temperatura em pontos de um pneu [14].

Se a temperatura na secção interior do pneu for consideravelmente mais elevada do que nas outras secções, é indicativo de que o pneu está a trabalhar mais na parte interna e por isso está mais desgastado nessa zona, pelo que será necessário diminuir o ângulo de *camber* negativo - Figura 2.23. Por outro lado, se a temperatura mais alta for registada na secção exterior, significa que o *camber* positivo está em excesso.

A medição dessas temperaturas pode ser feita com sensores de infravermelhos ou com um pirómetro específico para pneus. É importante ter em conta que a variação do *camber* afeta o comportamento do pneu em linha reta, comprometendo o escorregamento durante acelerações e travagens. No entanto, em veículos de competição, privilegia-se a otimização do desempenho em curva em detrimento da estabilidade em linha reta, pois é ideal ter um *camber* negativo, para que em caso de linha reta possua o menor atrito possível e no caso de curva as rodas de fora, que tem maior carga devido à transferência de peso, possuam um maior atrito, ou seja, maior área de contacto com a pista, conseguindo dar curvas com uma maior velocidade. O objetivo é que em curva o pneu tenda para o zero *camber* resultando numa melhor área de contacto.

Caso a pista tenha muitas curvas, convém ter um ângulo de *camber* maior para que o pneu se desgaste uniformemente. Para poucas curvas convém ter um ângulo de *camber* inferior para que o pneu não se desgaste muito na parte interior relativamente ao resto do pneu.

A força lateral máxima de um pneu é atingida a um valor de *camber* reduzido, que se deve à contribuição do *camber thrust* que é uma força lateral adicional provocada pela deformação elástica do movimento da borracha. Como ilustrado na Figura 2.24, o ponto A que inicialmente encontra-se em equilíbrio é forçado a ficar em B. Resulta uma carga vertical que suporta a carga do veículo e uma força horizontal com igual direção da inclinação do pneu. Esta força horizontal é o chamado *camber thrust* que depende do valor de *camber*.

Já alguns veículos têm *camber gain* que é a mudança do ângulo do pneu quando a suspensão se comprime ou se estende, permitindo que o pneu mantenha uma boa aderência com o solo em condições de rolagem e curvas, melhorando a tração.



Figura 2.23: Exemplo de *camber* negativo excessivo [14].

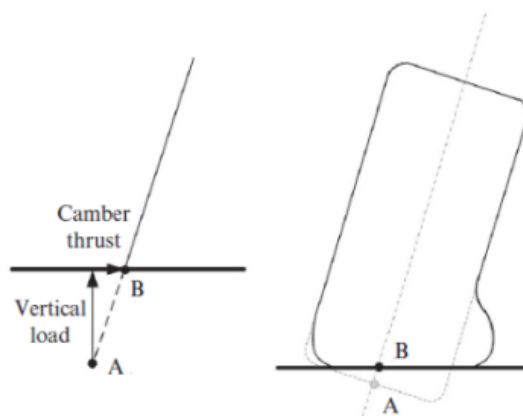


Figura 2.24: Camber thrust [2].

2.4.5 Caster

O *caster angle* é a inclinação do *steering axis* em relação à vertical, Figura 2.25. O ponto de interseção do *steering axis* com o solo define um *caster* positivo, pois o ponto de interseção está à frente do ponto central da roda. Num caso extremo se o *caster* positivo for muito alto, vai contribuir para uma situação bastante difícil de curvar.

O ângulo de *caster* instiga a variação de *camber* de uma suspensão em curva, logo tornar-se importante adicionar no *set up* da suspensão.

Com *caster* negativo, embora haja um controlo da direção mais fácil, na travagem a direção tornar-se mais instável pois o valor de *caster* negativo aumenta e o carro tende a inclinar-se para a frente.

O *caster* positivo proporciona um aumento de *camber* negativa na roda exterior e uma diminuição deste na roda interior. Como a roda de fora aumenta de peso numa curva e os pneus trabalham no limite de aderência, um aumento de *camber* negativo nesta melhora a aderência em curva.

Um valor positivo de *caster* cria também um momento de auto-alinhamento, que aumenta a estabilidade do veículo em linha reta e à saída das curvas. Uma desvantagem deste alinhamento é tornar a direção mais difícil de manusear.

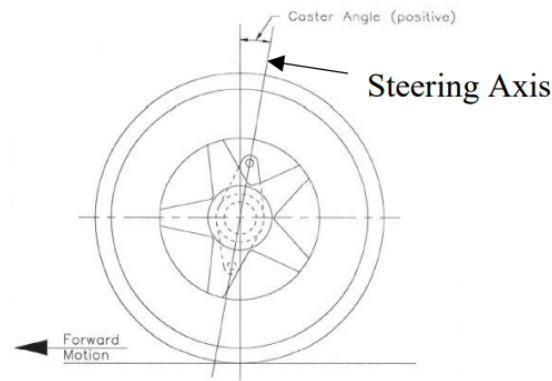


Figura 2.25: *Caster angle* [5].

2.4.6 Comportamento em curva

O carro consegue acelerar e travar devido à força longitudinal e curvar devido à existência da força lateral. Em curva estas duas forças são combinadas em diferentes momentos:

- apenas a força longitudinal de travagem;
- combinação de força longitudinal de travagem com lateral;
- apenas força lateral;
- combinação de força longitudinal de aceleração com lateral;
- apenas força longitudinal de aceleração;

Este comportamento em curva é ilustrado pela Figura 2.26.

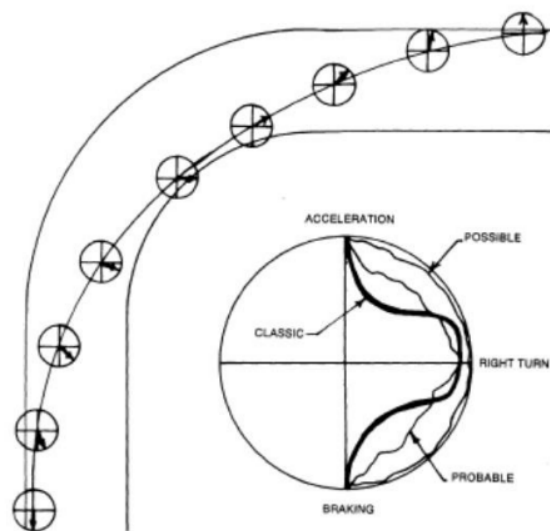


Figura 2.26: Vetor de força resultante em curva [23].

A força lateral sobre o pneu é a componente da força normal à intersecção entre o plano da estrada e o plano da roda. É devido a esta força que o pneu é capaz de curvar. A dependência da força lateral no

slip angle é expectável, com um *slip angle* nulo corresponde uma força lateral também nula. É também possível estimar um aumento na força lateral à medida que o *slip angle* aumenta.

Na área onde o pneu entra em contacto com o solo, as forças longitudinais devem ser desenvolvidas para acelerar ou travar o veículo.

2.4.7 Pressão e temperatura

O ajuste da pressão pneumática constitui uma das intervenções mais céleres e eficazes para modificar o comportamento dinâmico de um veículo de competição. Este parâmetro influencia diretamente a rigidez estrutural do pneu, afetando a sua capacidade elástica e, por conseguinte, o *cornering stiffness*. Ao elevar a pressão, a rigidez aumenta, originando forças laterais de maior magnitude para pequenos *slip angles*. Este mecanismo possibilita o ajuste no equilíbrio entre subviragem e sobreviragem através da variação independente das pressões nos eixos dianteiro e traseiro.

No entanto, a relação entre a pressão e a performance não é linear e exige um compromisso rigoroso. No limite de aderência, o desempenho é condicionado pelo coeficiente de atrito. Uma redução controlada da pressão amplia a *contact patch* e diminui a pressão unitária sobre o solo, o que pode aumentar o coeficiente de atrito efetivo. Contudo, pressões excessivamente baixas provocam uma distribuição de carga irregular, gerando picos de pressão localizados nas extremidades devido à rigidez das paredes laterais.

Do ponto de vista da eficiência energética, pressões elevadas reduzem a resistência ao rolamento ao minimizar a deformação da carcaça e a consequente dissipação de energia térmica. Em contrapartida, a sobreinsuflação limita o contacto apenas à zona central da banda de rodagem, provocando sobreaquecimento localizado. Inversamente, a subinsuflação sobrecarrega os ombros do pneu, degradando a integridade da parede lateral.

Adicionalmente, a pressão está intrinsecamente ligada à gestão térmica, uma vez que os pneumáticos de competição são projetados para operar num intervalo de temperatura específico. Qualquer desvio térmico resulta em perda imediata de aderência. Embora as recomendações do fabricante sirvam como base teórica, a pressão ideal é um valor dinâmico que só se obtém através de experimentação em pista. Na ausência de dados experimentais precisos, a literatura técnica sugere que uma ligeira sobreinsuflação é preferível a uma pressão deficitária, dado que a perda de aderência é menos acentuada e a estabilidade estrutural do pneu é preservada.

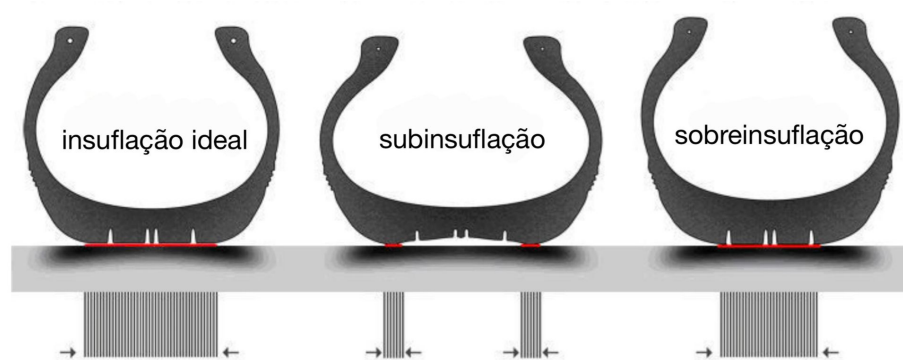


Figura 2.27: Representação de diferentes tipos de pressão [28].

A melhor pressão a ser obtida é um compromisso entre o máximo escorregamento obtido entre pequenas pressões e a melhor performance obtida altas temperaturas, tal é feito experimentalmente.

Os pneus são projetados para funcionamento dentro de uma gama específica de temperatura, quando usados fora dos limites é verificada uma queda grande na performance do pneu, perdendo aderência e no caso de temperaturas elevadas pode mesmo levar à destruição do pneu. Com o aumento da temperatura,

a borracha torna-se mais macia, o que aumenta a aderência. No entanto, as propriedades de material do pneu diminuem, ou seja, falha quando sujeito a menores cargas, resultando em menor performance.

A pressão e a temperatura estão interligadas. Se tivermos uma pressão inicial baixa, vai resultar num aquecimento do pneu, provocando um aumento da pressão.

2.4.8 Toe Angle

O *toe angle* refere-se à direção para a qual os pneus estão orientados quando observados numa vista de topo do veículo. Trata-se de um parâmetro essencial não só para o comportamento dinâmico do automóvel, influenciando a estabilidade direcional, mas também para o funcionamento ideal do pneu.

Quando os pneus estão perfeitamente paralelos entre si e alinhados com o eixo longitudinal do veículo, o *toe angle* é nulo, sendo designado por *zero toe angle*. Se os pneus estiverem ligeiramente orientados para dentro, em direção à linha central do veículo, a configuração é denominada por *toe-in*, ou *toe* positivo. Por outro lado, quando os pneus estão orientados para fora, afastando-se da linha central, designa-se por *toe-out*, ou *toe* negativo. Tal pode ser verificado na Figura 2.28.

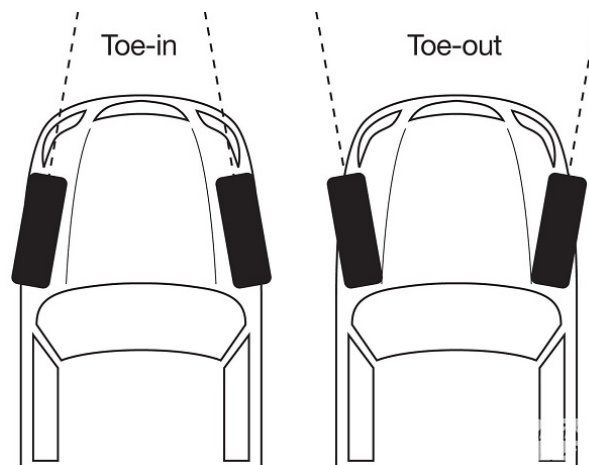


Figura 2.28: Representação de *toe-in* e *toe-out* [12].

O *toe angle* pode variar consoante as forças atuantes sobre os pneus, alterando-se durante as fases de aceleração, travagem ou passagem em curva.

O *toe-in* tende a aumentar a estabilidade direcional do veículo, especialmente em altas velocidades, proporcionando uma resposta mais previsível e segura. Em contrapartida, o *toe-out*, sobretudo quando aplicado às rodas traseiras, pode tornar o veículo extremamente instável e difícil de controlar. Isso ocorre porque, em curva, o pneu exterior, ao estar mais carregado, gera uma força lateral adicional que induz um momento de rotação, forçando o veículo a virar de forma excessiva.

2.4.9 Scrub radius

O *scrub radius*, representado na Figura 2.29, é definido como a distância entre o centro da área de contacto do pneu e o ponto onde o steering axis (eixo de direção) interseja o solo. Este parâmetro é de extrema importância, pois influencia diretamente o comportamento dinâmico e a estabilidade direcional do veículo.

Num automóvel de tração traseira, observando a geometria numa vista de topo, quando o veículo abrandar ocorre uma força de aderência (*grip force*) aplicada no centro da área de contacto e uma força de reação no steering axis. Esta última gera um momento que tende a provocar *toe-out* durante a travagem. Além disso, caso exista uma diferença de aderência entre os pneus do mesmo eixo, por exemplo, se o pneu

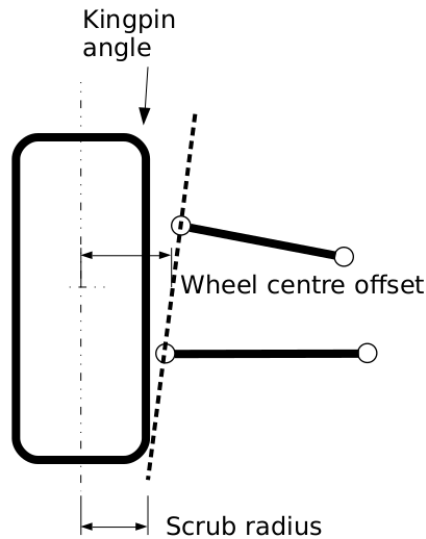


Figura 2.29: *Scrub radius* através de uma vista de topo [19].

direito apresentar maior *grip* do que o esquerdo, o volante será forçado a girar na direção do pneu com maior aderência. Assim, durante a travagem, o carro tenderá a puxar para o lado direito.

No caso de um veículo com tração dianteira, o *scrub radius* também desempenha um papel relevante, uma vez que pode provocar *toe-in* no início da aceleração.

Uma das formas mais eficazes de reduzir o *scrub radius* consiste em aumentar o ângulo de inclinação do eixo de direção, conhecido como *King Pin Inclination* (KPI) ou *Steering Axis Inclination* (SAI), representado também na figura 2.29. Em vista frontal, este ângulo inclina o eixo de direção em direção ao centro do veículo, deslocando o ponto de interseção do steering axis com o solo para mais próximo do centro da área de contacto do pneu. Assim, o *scrub radius* é reduzido significativamente. Se o ângulo for excessivo, o ponto de interseção ultrapassa o centro da área de contacto, resultando num *scrub radius* negativo, ou seja, o ponto onde o *steering axis* cruza o solo encontra-se do lado exterior em relação ao centro da área de contacto.

O ângulo do eixo dos apoios da manga de eixo, *kingpin angle*, é o ângulo entre o eixo dos apoios e o eixo vertical na vista frontal. Este é positivo quando o ponto superior está inclinado para o centro do veículo e negativo quando o oposto acontece. Geometricamente, o *scrub radius* é a distância medida na linha de contacto pneu-solo do eixo de *kingpin* e o eixo do centro da roda.

O *kingpin angle* é considerado o eixo sobre o qual a roda é direcionada e provoca movimentos verticais do carro, que leva a um auto-alinhamento deste, aumentando a estabilidade. Embora provoque um efeito de *camber* adverso, um ângulo positivo favorece a diminuição do *scrub radius*.

2.5 Downforce Aerodinâmico

O objetivo primordial de um carro de corrida é sempre obter a máxima performance, ou seja, que toda a potência do motor seja transmitida para a pista, sem provocar instabilidades relevantes. Para evitar instabilidades deve-se aumentar o peso do veículo, no entanto este aumento também leva a uma diminuição na performance ou requer um aumento na potência para a manter. Assim, torna-se imprescindível aproveitar os escoamentos de ar gerados em redor do veículo em movimento, recorrendo-se a asas inclinadas que usam estes fluxo para a criação de um incremento de peso virtual, resultando num aumento na aderência que permite maior estabilidade e assim curvar com maior velocidade.

Num carro de corrida, a eficácia na transmissão da potência para a pista depende muito de como são gerenciadas as forças aerodinâmicas. O principal objetivo é gerar *downforce* (sustentação negativa), que acontece quando a pressão estática nas superfícies superiores do veículo é maior do que a pressão na parte inferior. Por outro lado, o aparecimento de *lift* (sustentação positiva) é um problema, pois diminui a carga vertical e pode tornar a direção imprecisa em altas velocidades [1].

A intensidade dessas forças é proporcional ao quadrado da velocidade, o que significa que qualquer aumento na velocidade resulta num aumento quadrático da carga aerodinâmica. A *downforce* pode ser calculada multiplicando a área de referência do veículo pela pressão aerodinâmica local - Equação 2.14.

$$L = \frac{1}{2} \rho V^2 A C_L \quad (2.14)$$

Onde:

- L : Força de sustentação [N].
- ρ : Densidade do fluido [kg/m^3].
- V : Velocidade instantânea [m/s].
- A : Área da superfície onde a força é aplicada [m^2].
- C_L : Coeficiente de sustentação.

No entanto, o aumento da *downforce* implica um aumento do coeficiente de arrasto, o chamado *drag*. Este equilíbrio entre o *downforce* e o arrasto gerados é crucial no design do Adamastor Fúria. Enquanto que as asas e os difusores contribuem para a estabilidade do veículo, o arrasto pode limitar a velocidade máxima e exigir mais potência do motor. A Figura 2.30 representa a contribuição destas duas forças aerodinâmicas num veículo em movimento. A forma como a carga aerodinâmica é distribuída entre os eixos também é fundamental para o equilíbrio dinâmico. Um aumento da força descendente no eixo dianteiro tende a reduzir a subviragem, podendo causar sobreviragem, enquanto uma carga maior no eixo traseiro favorece a subviragem.

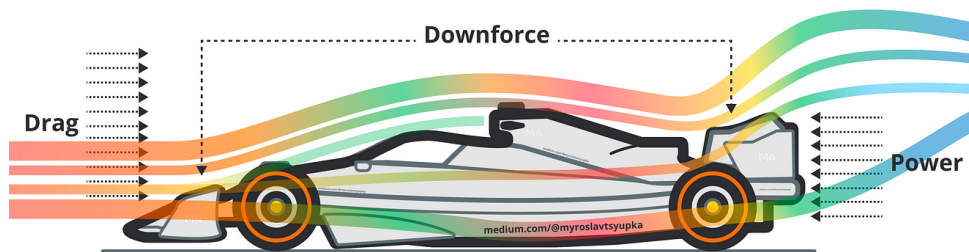


Figura 2.30: Representação das forças aerodinâmicas [3].

Por outro lado, as suspensões *push-rod* ou *pull-rod* são vantajosas pelo facto de ser possível acoplar os componentes, nomeadamente, as molas, amortecedores e barras estabilizadoras dentro dos limites do monolugar. O único componente exterior são os braços da suspensão, melhorando substancialmente a aerodinâmica.

Como se pode verificar pela Figura 2.31, a forma dos tubos em asa em vez de redondos ditam um coeficiente de arrasto, C_D , significativamente menor, oferecendo menor resistência ao mesmo e assim melhorando a performance do carro.

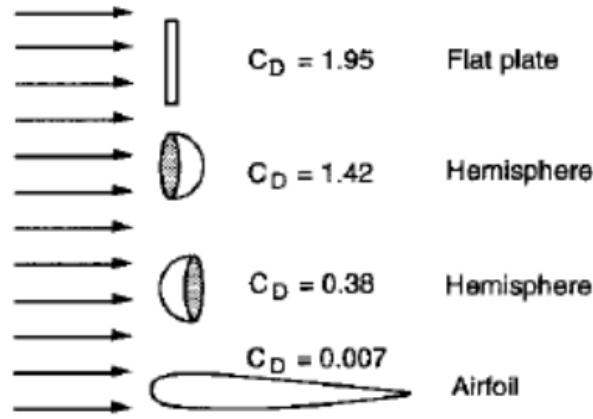


Figura 2.31: Coeficiente de arrasto para diferentes formas [7].

2.6 Forças de Reação

Esta secção detalha a metodologia que se considerou para determinar as forças verticais, F_z , longitudinais, F_x , e laterais, F_y , para cada caso de carga considerado no projeto.

A força vertical presente em cada roda surge da interação entre a massa do veículo e as acelerações impostas. O cálculo inicia-se com a carga estática, distribuída de acordo com o centro de gravidade do veículo. A este valor são somadas as variações dinâmicas decorrentes da aerodinâmica e das transferências de massa.

A *downforce* exerce uma força de compressão que aumenta a aderência disponível do veículo no solo. Simultaneamente, as transferências de massa alteram a carga em cada pneu, onde em situações de travagem, a_x , verifica-se que a massa é transferida longitudinalmente para o eixo dianteiro ou para o eixo traseiro se se tratar de travagem, enquanto que em curva, a_y , ocorre transferência lateral para as rodas exteriores à curva. O somatório destas parcelas permite obter F_z , que serve de base para o cálculo das restantes forças.

Definidas as cargas verticais presentes em cada roda, as forças de reação são calculadas recorrendo uma metodologia de distribuição proporcional à carga vertical. Considera-se que a capacidade de um pneu em gerar força horizontal é diretamente proporcional à força com que este é pressionado sobre o solo.

A força lateral, F_y , responsável pela aceleração centrípeta em curva, é obtida distribuindo a força de inércia lateral total do veículo por cada roda, ponderada pela fração de carga vertical que cada pneu suporta em relação ao total do veículo. De forma análoga, a força longitudinal, F_x , resultante de processos de aceleração ou travagem, é calculada através da distribuição da força de inércia longitudinal.

As forças longitudinais e laterais de reação são determinadas pela distribuição da força de inércia total do veículo proporcionalmente à carga vertical instantânea em cada pneu. Esta abordagem reflete a sensibilidade do pneu à carga dinâmica:

$$F_{y,i} = (W \cdot a_y \cdot g) \cdot \frac{F_{z,i}}{\sum F_{z,total}} \quad (2.15)$$

$$F_{x,i} = (W \cdot a_x \cdot g) \cdot \frac{F_{z,i}}{\sum F_{z,total}} \quad (2.16)$$

Onde $W \cdot a \cdot g$ representa a força de inércia total gerada pela manobra. No caso da força longitudinal (F_x), a distribuição considera adicionalmente o balanço de travagem ou tração específico do eixo em análise.

2.7 Otimização Estrutural Topológica

2.7.1 Contextualização

Atualmente, no cerne da engenharia, existe uma exigência crescente em elevar a qualidade dos produtos aliada sempre ao uso de recursos eficientes. As técnicas de otimização vêm auxiliar estes objetivos, operando através de algoritmos que determinam uma solução viável ao problema em causa. Estas técnicas são impulsionada pela necessidade em reduzir o peso e os custos associados sem que o desempenho e a qualidade da peça sofram alterações.

No domínio da mecânica, uma estrutura é definida como um conjunto de massas materiais capazes de suportar carregamentos específicos. A otimização estrutural atua no sentido de assegurar a capacidade da estrutura em suportar os carregamentos e que ocorra da forma mais eficiente possível, seja através da minimização da massa ou da maximização da rigidez do sistema. Tal como fundamentado em [21], otimizar significa identificar a melhor solução de um problema com as suas limitações, procurando minimizar um dano ou maximizar um benefício, desde que sejam respeitadas as restrições impostas ao problema.

Historicamente, a otimização estrutural é dividida em três categorias principais, dependendo das variáveis de projeto em questão: otimização dimensional, de forma e topológica. Na otimização dimensional, as variáveis restringem-se a parâmetros geométricos definidos, por exemplo, num modelo hipotético de um bloco com uma cavidade circular, em que o raio da ranhura é ajustado para reduzir o peso, mantendo a topologia e a posição do elemento inalteradas. Por outro lado, a otimização de forma oferece mais flexibilidade, permitindo alteração dos contornos estruturais e transformando geometrias simples em formas paramétricas complexas por meio da manipulação de pontos de controlo. No entanto, esta técnica ainda é limitada pela topologia inicial, pelo que é incapaz de criar novas cavidades ou mudar a conectividade básica da estrutura [30]. Em contraste, a otimização topológica oferece a maior liberdade no design estrutural, procurando a distribuição ideal de material dentro da estrutura. A Figura 2.32 representa os três tipo de otimização estrutural mencionados.

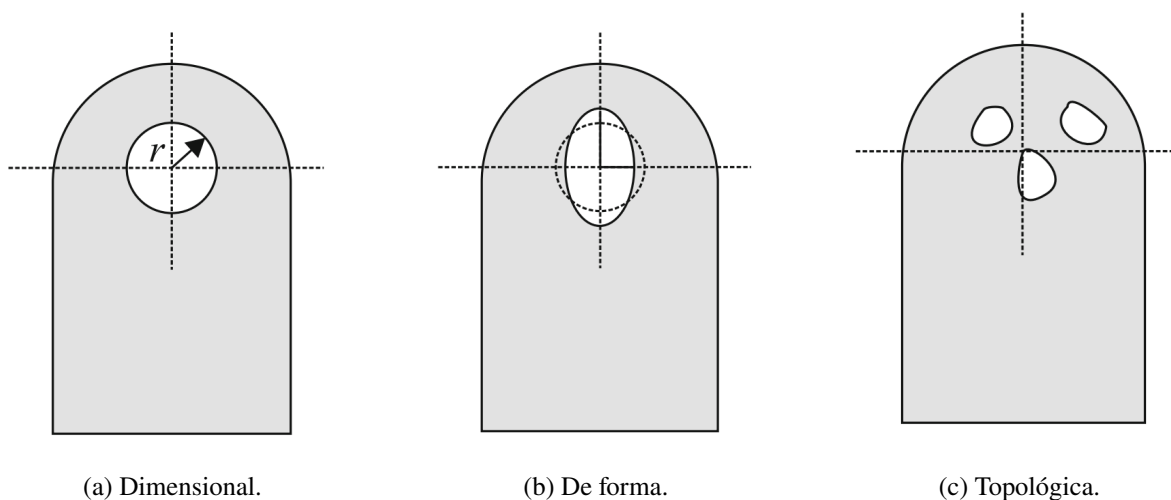


Figura 2.32: Tipos de otimização [30].

2.7.2 Conceitos de Otimização

Matematicamente, a otimização estrutural baseia-se na formulação de funções objetivos e de limitações estabelecidas pelas restrições aplicadas. As variáveis criadas para gerar estas funções que expressam objetivos e restrições podem ser contínuas ou discretas. As variáveis discretas tomam valores definidos

dentro de um conjunto finito de possibilidades, já as contínuas assumem qualquer valor dentro de um intervalo previamente definido.

Dentro de um problema de otimização estrutural é possível haver diversas variáveis de projeto, nomeadamente, as dimensões do elemento, propriedades mecânicas ou físicas do material, entre outros. A escolha da variável de projeto pode variar desde a espessura da placa, momento de inércia a dimensões geométricas. A função objetivo propõe definir a característica que se pretende alcançar ou maximizar.

O problema assume nenhuma restrição quando as variáveis existentes são capazes de assumir qualquer valor no processo de otimização. Por outro lado, caso as variáveis assumam valores específicos definidos previamente ou estejam dentro de um intervalo também definido para o projeto de otimização, então o problema contém restrição.

Variáveis de projeto

As variáveis de projeto constituem os parâmetros do problema que podem ser modificados de forma a alcançar a solução ótima do sistema e dividem-se em discretas ou contínuas. A validade de um problema de otimização é válido quando a restrição imposta é cumprida, se as restrições não forem aceites então trata-se de uma otimização inválida. Matematicamente, o objetivo é determinar o vetor de variáveis $\vec{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ definido pela Equação 2.17, que seja capaz de minimizar a função objetivo sujeita simultaneamente às restrições de igualdade e desigualdade definidas nas Equações 2.18 e 2.19, respetivamente.

Função objetivo:

$$f(\vec{x}) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.17)$$

Restrições de igualdade:

$$h_j(\vec{x}) = h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0; \quad j = 1, 2, \dots, p \quad (2.18)$$

Restrições de desigualdade:

$$g_i(\vec{x}) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0; \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (2.19)$$

Onde $f(\vec{x})$ é a função objetivo que se pretende minimizar, sujeita a p restrições de igualdade, $h_j(\vec{x})$, e a m restrições de desigualdade, $g_i(\vec{x})$. O domínio do sistema é determinado pela variável de projeto, o vetor $\vec{x}$. As variáveis de projeto por estabelecerem os critérios fundamentais para a avaliação e otimização do sistema é conveniente serem representadas por notação vetorial assumindo a independência entre variáveis, Equação 2.20, onde $\vec{x}$ é um vetor geral de dimensão n .

$$\vec{x} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T \quad (2.20)$$

Funções Objetivo e Restrições

De forma a alcançar a solução ótima num universo vasto de projetos viáveis, é possível estabelecer um critério numérico capaz de combinar um dado conjunto de variáveis de projeto. Este critério denomina-se por função objetivo e constitui uma etapa fundamental à formulação do problema de otimização.

Paralelamente, é necessário limitar o domínio das variáveis através das restrições de projeto. Estas restrições garantem que os resultados respeitem padrões adequados, variando desde limites simples como, dimensões geométricas, custos e propriedades dos materiais a restrições tecnológicas mais complexas como limites de tensão, rigidez, entre outros.

2.7.3 Otimização Topológica

A otimização topológica, *TopOpt*, aplicada aos elementos de suspensão torna-se indispensável para gerar elementos que combinem resistência mecânica elevada combinada de uma redução significativa da massa. Ao remover material de áreas com baixa carga estrutural, obtém-se formas que não só diminuem os custos de produção e de transporte, mas também aumentam a eficiência energética e incentivam formas de *designs* inovadores. Esta abordagem mostra-se especialmente compatível com o processo de fabrico de impressão 3D.

A otimização topológica é definida como a operação de projeto numérico que determina a forma ideal de uma peça quando sujeita a um conjunto de objetivos e restrições de desempenho, permitindo gerar projetos otimizados e leves que atendem a requisitos de engenharia específicos.

O processo até a peça ser otimizada divide-se nos seguintes passos:

1. Preparar o espaço de projeto e o material: Consiste em definir o volume máximo da peça a ser otimizada, conhecida como Espaço de Projeto ou *Design Space*. Como a otimização topológica baseia-se na remoção de material é necessário começar com uma peça que tenha material em excesso. É igualmente importante distinguir diferentes variáveis, variáveis essas que facilitam depois o fluxo de trabalho. O *design space*, as faces dos diferentes furos que a peça contenha que funcionem como suporte e todas as faces dos furos que irão ser sujeitas aos carregamentos resultantes. O material do componente é também definido nesta primeira fase.
2. Criar o Modelo de Simulação: Cria-se uma malha geométrica a partir da peça CAD do *design space*. De seguida, é criado um modelo de simulação recorrendo à malha volumétrica de elementos finitos e o material definido na etapa anterior.
3. *Boundary Conditions*: As *boundary conditions* são estabelecidas, restringindo as faces que se comportam como suportes da peça e aplicando as forças nas faces carregadas definidas na primeira etapa.
4. Configurar e executar a otimização de topologia: Com todas as etapas anteriores concluídas é possível configurar a otimização.
 - (a) Definir o objetivo: O objetivo é definir qual a propriedade, ou a resposta do projeto, que se espera minimizar ou maximizar no modelo em funções das *boundary conditions* criadas anteriormente. O software *nTop* suporta diversas respostas de projeto, incluindo *structural compliance*, fração de volume, deslocamento e tensão.
 - (b) Definir a restrição: A otimização topológica também exige que o usuário forneça restrições. Um processo de otimização topológica com restrições insuficientes simplesmente preencherá ou removerá todo o volume da região de projeto, pois esses resultados levam à minimização ou maximização da resposta do projeto. Portanto, os procedimentos *TopOpt* devem ser devidamente restringidos para que se obtenham resultados significativos.

A restrição mais usada aplica um limite mínimo ou máximo a uma resposta de projeto. Para o presente projeto definiu-se uma fração de volume em função da massa objetivo desejada para o modelo final otimizado. Por exemplo, para um modelo restringido de forma a que a fração de volume da peça final seja inferior a 0.5. A peça otimizada resultante terá um volume alvo de 50% do *design space*.
 - (c) Execução da otimização: A otimização topológica pode ser finalmente executada. O processo de otimização topológica funciona atribuindo um valor entre 0 e 1 a todos os elementos da malha. Valores mais altos são atribuídos aos elementos que contribuem de forma mais eficaz para o objetivo de otimização. Estes valores são chamados de densidade *TopOpt*.

Por exemplo, um elemento distante da carga aplicada, recebe um valor de densidade próximo de 0, pois a aplicação de material nessa região não contribui para o objetivo de minimizar

a *structural compliance*. Por outro lado, elementos próximos à face carregada recebem um valor de densidade próximo de 1, pois a presença de material é necessária para suportar a carga.

5. Pós-processamento dos resultados para obter a peça final:

- (a) Após a obtenção da *raw part*, resultado da *TopOpt*, é necessário suavizar a peça de forma a se obter a *smooth part*.
- (b) O modelo otimizado topologicamente fica então pronto para ser consolidado com as interfaces do modelo CAD original.

Em casos em que o *volume fraction constraint* seja demasiado agressivo, pode-se tornar difícil ou impossível de reduzir ainda mais o peso do modelo, pois pode causar deformações na geometria. Assim, recorre-se a outras técnicas, capazes de reduzir a massa dos componentes otimizados topologicamente. A *in-fill field optimization*, aplicada ao interior das mangas de eixo, consiste em variar localmente a densidade da estrutura interna em função das solicitações mecânicas.

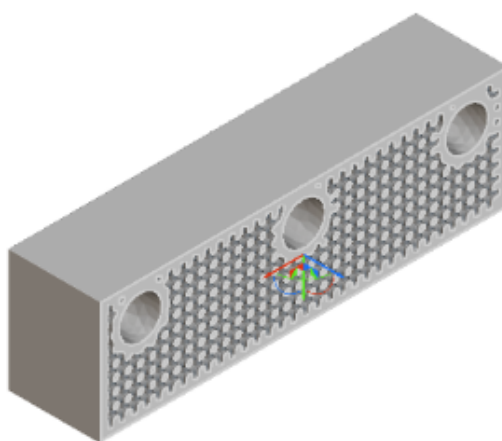


Figura 2.33: *Infill field optimization* [16].

Por outro lado, a *variable shell* é executada nos braços e *pushrods*. Recorrendo ao campo de tensões de Von Mises obtido, é realizada uma função de espessura dinâmica, em que é incrementado pelo software a espessura da parede nas regiões com tensões mais elevada e substituída por uma parede com maior espessura.

O fluxo de trabalho na plataforma baseia-se no conceito de *Field-Driven Design*, o que permite que a análise de elementos finitos seja convertida em campos de influência que ditam diretamente a geometria final.

A Figura 2.34 apresenta a metodologia a ser abordada nesta dissertação para as otimizações topológicas em cada componente.

A metodologia de trabalho assenta numa abordagem sistemática e iterativa. O processo inicia-se com a definição clara do problema de design e das condições operacionais. De seguida, procede-se à construção dos modelos geométricos, os *design spaces* que depois de serem importados para o *nTop* define-se o material do componente bem como as forças e *boundary conditions* aplicadas. Assim que o componente encontra-se totalmente definido, executa-se a análise de elementos finitos, gera-se a malha e os objetivos e restrições da otimização são estabelecidos. Todos os elementos terão uma *volume fraction constraint* com o *input* da massa objetivo que se pretende alcançar e *passive regions constraints* nas zonas de interface dos furos de forma a garantir que estas zonas não sofrem alterações geométricas. Executa-se a otimização topológica e verifica-se a convergência da solução. Caso a convergência não seja alcançada, é necessário

identificar e analisar a causa do problema, retornando depois à fase de definição dos objetivos e restrições da otimização topológica.

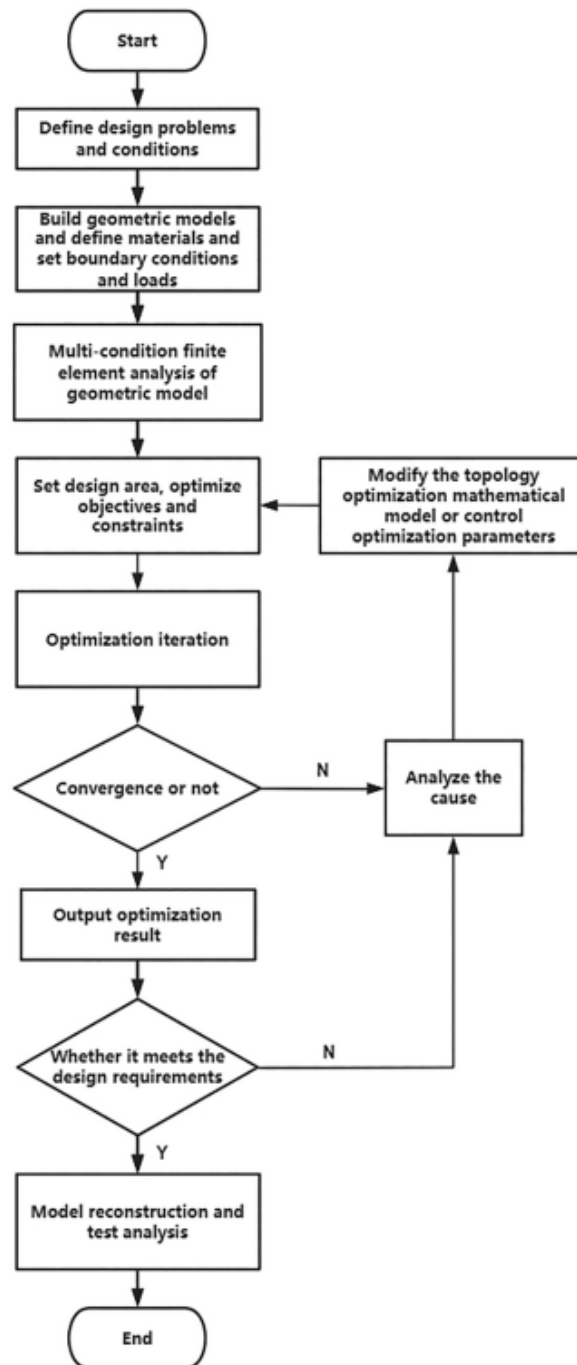


Figura 2.34: Fluxograma da metodologia aplicada para as otimizações topológicas [9].

Capítulo 3

Modelação matemática - Ferramenta de cálculo desenvolvida

A viabilidade da otimização topológica depende da definição rigorosa dos parâmetros de suspensão e, consequentemente, das forças aplicadas para cada caso de carga. Assim, foi desenvolvida uma ferramenta de cálculo dedicada ao dimensionamento da suspensão, de forma ser possível determinar as transferências de massa e posteriormente as cargas que atuam no veículo.

Neste capítulo, é introduzida a ferramenta criada em *Excel* capaz de concretizar o cálculo de todas as variáveis necessárias.

3.1 Inputs e Cálculos Iniciais

As coordenadas necessárias à modelação dos sistemas de suspensão, os designados *pick-up points*, foram fornecidos pela empresa. Previamente, os valores das diferentes massas, distribuições das mesmas, altura do centro de gravidade total, distância das *tracks* e *wheelbase* foram também definidos pela empresa.

O veículo tem uma massa total de 1100 kg com 514 kg distribuídos pelo eixo frontal e 586 kg no traseiro, o que perfaz 46,727% de peso concentrado no eixo dianteiro. Quanto à massa não suspensa, no eixo dianteiro estão presentes 45 kg por roda e 50 kg no eixo traseiro, ou seja, 47,368% de peso concentrado no eixo dianteiro. Subtraindo a massa não suspensa à total determina-se a massa suspensa de 910 kg e determina-se a distribuição de peso no eixo dianteiro de 46,593%. Um resumo de todas as massas presentes em cada roda encontra-se na seguinte Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Valores das massas para cada roda.

Mass [kg]	FL	FR	RL	RR	Total
Total	257	257	293	293	1100
Sprung	212	212	243	243	910
Unsprung	45	45	50	50	190

A distância entre eixos, a *wheelbase*, é de 2800 mm e a *track* dianteira e traseira é de 1755 mm e 1735 mm, respetivamente.

Assim, é possível determinar as distâncias a e b , distâncias desde os eixos frontal e traseiro até ao centro de gravidade total, respetivamente e as distâncias a_{SM} b_{SM} do eixo dianteiro e traseiro até ao centro de gravidade da massa suspensa, Tabela 3.2 .

Tabela 3.2: Distâncias desde eixos até CG total e suspensão.

Distância entre o eixo e CG [mm]		Distância entre eixo e CG da massa suspensa [mm]	
a	b	a_{SM}	b_{SM}
1491.644	1308.356	1495.394	1304.606

Para os cálculos e simulações, considera-se que o centro de gravidade está alinhado com o centro do carro, resultando em geometrias e distribuições simétricas. A altura do centro de gravidade total do veículo é de 350 mm. Foi assumida a altura do centro de roda, 322.5 mm, uma boa aproximação para altura do CG da massa não suspensa.

A rigidez dos pneus e das molas foi considerada igual para ambos os eixos, 294.30 [N/mm] e 436.500 [N/mm], respectivamente. Para o eixo dianteiro a *motion ratio* da mola é de 0.758, o que perfaz 759.707 de *wheel rate*. Relativamente à *anti-roll bar (roll damper)* a sua rigidez é de 436.500 [N/mm] e *motion ratio* de 0.76. Já para o eixo traseiro, a *motion ratio* da mola é de 0.770, logo 759.707 de *wheel rate*. Para a *anti-roll bar* a rigidez é de 248.200 [N/mm] e a *motion ratio* de 0.770.

Com estes valores é possível determinar os *anti-roll moments* para os diferentes elementos, nomeadamente, as molas, *anti-roll bar*, pneus e eixos - Figura 3.1

Anti-roll moment total			% at axle	% total
Anti Roll moment at the FRONT axle coming from	Springs	20421,68 N.m/°	70,20 %	36,06 %
	ARB	759,71 N.m/°	2,61 %	1,34 %
	Tires	7911,08 N.m/°	27,19 %	13,97 %
	Axle	5759,83 N.m/°	100,00 %	51,37 %
Anti Roll moment at the REAR axle coming from	Springs	19391,97 N.m/°	70,40 %	34,24 %
	ARB	419,71 N.m/°	1,52 %	0,74 %
	Tires	7731,80 N.m/°	28,07 %	13,65 %
	Axle	5561,39 N.m/°	100,00 %	48,63 %
Total FRONT + REAR	Total	11321,22 N.m/°		100,00 %

Figura 3.1: *Anti-roll moment* para os diferentes componentes de cada eixo.

Relativamente ao *downforce* aerodinâmico, o estudo presente utiliza um coeficiente de sustentação global multiplicado pela área de 6.10, com 45% da carga aerodinâmica concentrada no eixo dianteiro.

Por fim, foram considerados os valores de 9,81 m/s² para a aceleração da gravidade e 1,225 kg/m³ para a densidade do ar.

3.1.1 Cálculo da posição do CG da massa suspensa

Com os dados da posição do CG da massa total e as respectivas massas não suspensas, determina-se a posição do CG da massa suspensa. Como já definido anteriormente, a massa suspensa é toda a massa do veículo que assenta nas molas da suspensão. Já a massa não suspensa inclui as rodas, pneus, mangas de eixo, travões e aproximadamente metade do peso que inclui todos os componentes de ligação das rodas à carroçaria, nomeadamente, os braços de suspensão, transmissões, molas e amortecedores.

Sabe-se que a massa suspensa é de 910 kg e as massas não suspensas são de 45 e 50 kg por roda para o eixo dianteiro e traseiro, respectivamente.

Assume-se também que a posição lateral do CG da massa suspensa está no eixo central do carro.

A posição longitudinal do CG da massa suspensa é dado por.

$$x_{CG_{SM}} = l \times \frac{100 - \%SM_F}{100} = 1495,394\text{mm} \quad (3.1)$$

Onde,

- l : wheelbase [mm]
- $\%SM_F$: distribuição da massa suspensa para o eixo dianteiro em percentagem.

A altura do CG da massa suspensa é obtida calculando os momentos em relação ao solo, como já detalhado na revisão bibliográfica.

$$h_{CG_{SM}} = \frac{W \times h_{CG} - (W_{NS_F} h_{CG_{NS_F}} + W_{NS_R} h_{CG_{NS_R}})}{W_S} \quad (3.2)$$

Onde,

- W : massa total do veículo [kg].
- W_S : massa suspensa do veículo [kg].
- W_{NS_F} : massa não suspensa no eixo dianteiro [kg].
- W_{NS_R} : massa não suspensa no eixo traseiro [kg].
- h_{CG} : altura do centro de gravidade total [mm].
- $h_{CG_{NS_F}}$: altura do centro de gravidade não suspenso para o eixo dianteiro [mm].
- $h_{CG_{NS_R}}$: altura do centro de gravidade não suspenso para o eixo traseiro [mm].

Substituindo-se os valores, a altura do CG da massa suspensa é dada por:

$$h_{CG_{SM}} = 355.742 \text{ mm}$$

Na Figura 3.2 encontram-se representados os valores das diferentes massas e respectivas alturas dos CG para cada roda.

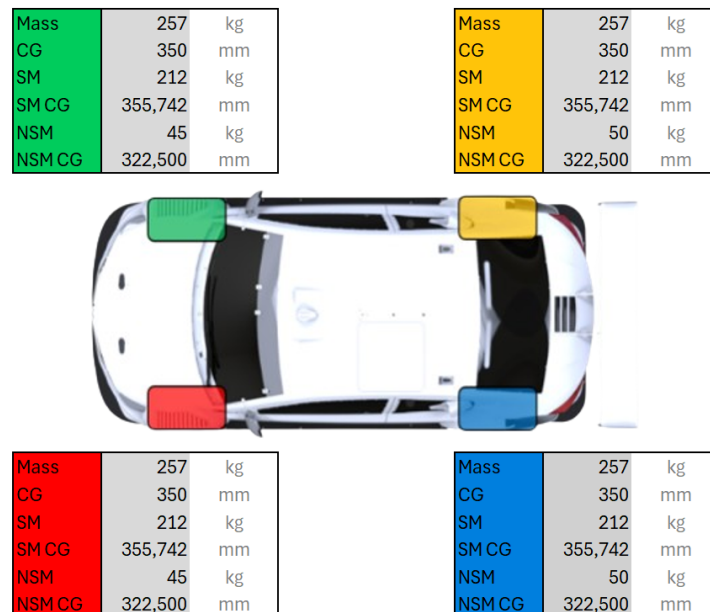


Figura 3.2: Massas e alturas dos CG representados em cada roda.

3.1.2 Cálculo do Roll Center

Para determinar a posição do RC projetou-se uma linha imaginária que conecta o *contact patch* do pneu e o centro instantâneo de rotação (IC) em vista frontal. O IC resulta da interseção das extensões das linhas formadas pelos braços da suspensão, evido à sobreposição dos braços em vista frontal, as linhas são unidas ao ponto médio dos *pivots* de fixação ao chassis. Repetindo-se este processo para ambos os lados do veículo e intercetando as duas linhas determina-se a posição do RC da massa suspensa relativamente ao solo.

A altura do centro de rolamento para a suspensão da frente *agl* (*above ground level*) é de 53.989 mm e para a suspensão traseira é de 94.81 mm *agl*.

As Figuras 3.3 e 3.4 ilustram o esquema realizado para determinar as posições do IC e RC de ambas as suspensões. É importante notar que, para se obter a coordenada *agl*, devido ao referencial fornecido das coordenadas dos *pick-up points*, subtraiu-se o valor obtido pela altura do ponto central do *contact patch*.

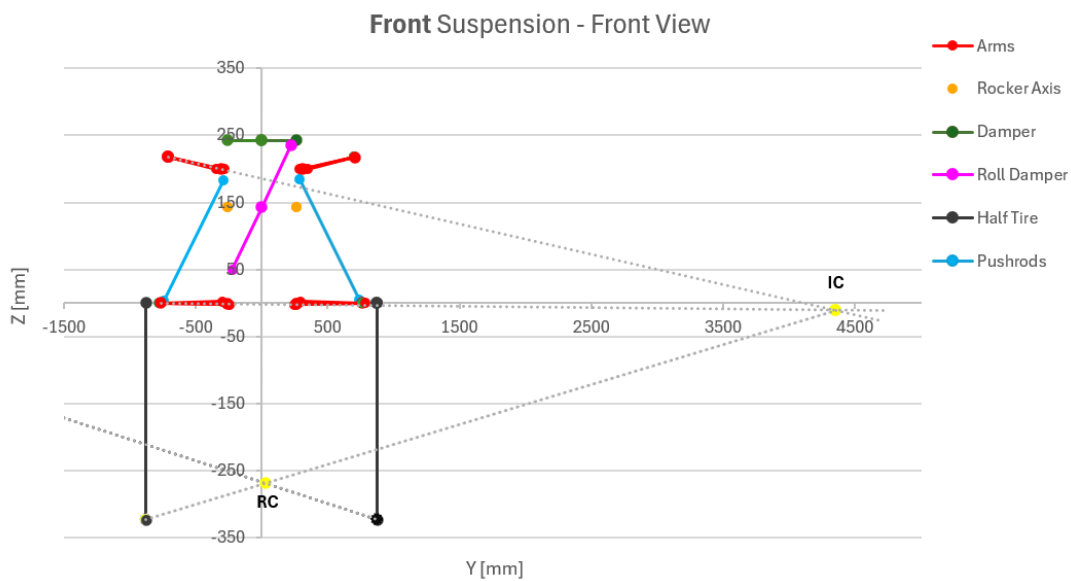


Figura 3.3: Esquema para determinar a posição do IC e RC - suspensão dianteira.

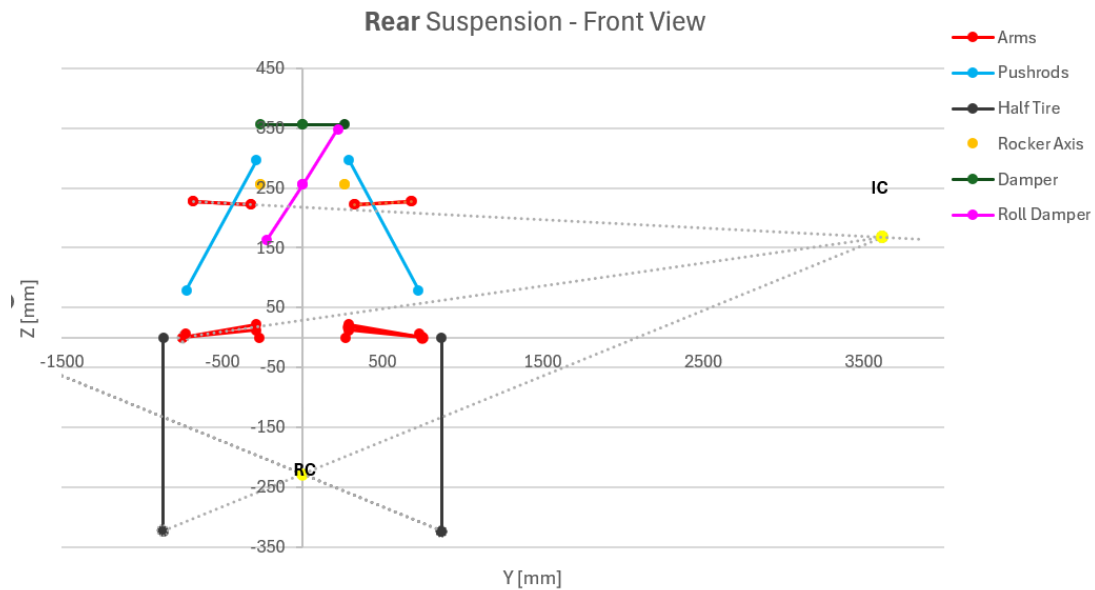


Figura 3.4: Esquema para determinar a posição do IC e RC - suspensão traseira.

3.1.3 Cálculo do *Pitch Center*

O cálculo da posição do *pitch center* é semelhante ao realizado para o RC mas em vista lateral. Assim, em vista lateral, determinou-se os IC.

Para cada conjunto de suspensão prolongam-se as linhas relativas aos braços superiores e inferiores da suspensão. Devido à sobreposição dos braços em vista lateral, as linhas são unidas ao ponto médio dos *pivots* de fixação ao chassis. Com a interseção de ambas as retas, determina-se o respetivo IC.

De seguida, unem-se os pontos IC ao pontos centrais no *contact patch* e a interseção destas linhas define a posição do *pitch center*, com uma altura de -714.510 mm.

3.1.4 Cálculos das Transferências de Massas

O método desenvolvido para o cálculo das transferências de massa consistiu em modela-las tanto lateral como longitudinalmente, em função de uma determinada aceleração, força g , aplicada na respetiva direção.

- **Transferência de Massa Longitudinal:** Foi elaborada uma tabela específica na folha de cálculo para calcular a transferência de massa longitudinal. O único input é a força " g " lateral aplicada.

A massa total transferida longitudinalmente foi calculada recorrendo às equações anteriormente referidas (mencionadas na revisão bibliográfica em 2.3.7).

De forma a validar as equações apresentadas anteriormente na revisão bibliográfica, a transferência de massa longitudinal é calculada tanto através da fórmula geral como pelas 3 componentes anteriormente detalhadas com o input de 1 g . Como se pode verificar pelas células salientadas a verde ambas aproximam-se do mesmo valor, Figura 3.5.

- **Transferência de Massa Lateral:**

A massa total transferida lateralmente foi calculada utilizando as equações referidas em 2.3.7. Para uma análise mais detalhada, a transferência de massa lateral foi igualmente dividida nas três componentes.

Confirma-se também a validade das fórmulas - Figura 3.6.

A_x	1	g
-----	---	---

Total	$\Delta W_x = \frac{W A_x h_{CG}}{l}$	137,5	kg
--------------	---------------------------------------	-------	----

Massa Não Suspensa	$\Delta W_{NS_x} = \frac{W_{NS} A_x h_{CG_{NS}}}{l}$	21,884	kg
---------------------------	--	--------	----

Massa Geométrica	$\Delta W_{G_x} = \frac{W_S A_x h_{PC}}{l}$	-232,216	kg
-------------------------	---	----------	----

Massa Elástica	$\Delta W_{E_x} = \frac{W_{SM} A_x (h_{CG_S} - h_{PC})}{l}$	347,8319	kg
total		137,500	

Figura 3.5: Cálculo da Transferência de Massa Longitudinal para 1g.

A_y	1	g
-----	---	---

Total	$\Delta W_y = \frac{W A_y h_{CG}}{t}$	220,630	kg
--------------	---------------------------------------	---------	----

		Front	Rear	
Massa Não suspensa	$\Delta W_{NS_y} = \frac{W_{NS} A_y h_{CG_{NS}}}{t}$	16,5385	18,59	kg

Massa Geométrica	$\Delta W_{G_y} = \frac{W_S A_y h_{RC}}{t}$	13,0434	26,56	kg
-------------------------	---	---------	-------	----

Massa Elástica	$\Delta W_{E_y} = \frac{W_{SM} h_{CG_{SM} R A R M_{axle}}}{A R M_{total} t}$	73,8667	72,14388316	kg
total		103,449	117,29	
		220,74		

Figura 3.6: Cálculo da Transferência de Massa Lateral para 1g.

3.2 Casos de Carga

Para os casos de carga, foram considerados os cenários críticos baseados em dados reais fornecidos pela empresa, obtidos no autódromo internacional do Algarve, em Portimão. Estes dados contemplam as condições mais exigentes em pista, nomeadamente para a travagem, travagem inversa, aceleração e o comportamento em curva nas 3 fases de entrada, meio e saída. As simulações a serem executadas posteriormente para a otimização topológica focam-se exclusivamente nas rodas esquerdas tanto do eixo dianteiro como para o traseiro e por isso os valores apresentados tratam-se apenas das forças presentes nessas mesmas rodas - Figura 3.7 .

	Fx		Fy		Fz	
	FL	RL	FL	RL	FL	RL
Aceleração	1942,38	2913,67	0	0	2158,2	6474,6
Travagem	-9800	-6800	4600	3800	9500	7000
Travagem Inversa	1253	5638,3	-1800	-2200	1200	2300
Curva - entrada	-1800	-1000	7500	6700	5500	4900
Curva - meio	0	400	8900	8800	6800	6800
Curva - saída	-100	-1600	10600	10500	8700	9000

Figura 3.7: Compilação dos valores das forças fornecidos para cada caso de carga.

Paralelamente aos dados fornecidos, as forças foram também determinadas analiticamente com recurso à folha de cálculo criada - Figura 3.10. Nesta ferramenta as forças foram calculadas para as 4 rodas.

Nos seguintes gráficos, são disponibilizadas as diferenças verificadas entre os valores obtidos analiticamente e os reais para a roda esquerda dianteira e traseira, Figuras 3.8 e 3.9, respetivamente. Ao comparar estes valores verificou-se uma ligeira discrepância. Esta diferença é expectável dada a complexidade das forças dinâmicas, das variações de aderência em pista e pelo facto de se ter optado por um método simplificado para o cálculo das forças longitudinais e laterais. Por conseguinte e de forma a garantir a máxima fidelidade aos casos de carga, optou-se pela aplicação dos valores reais para a configuração dos diferentes casos de carga.

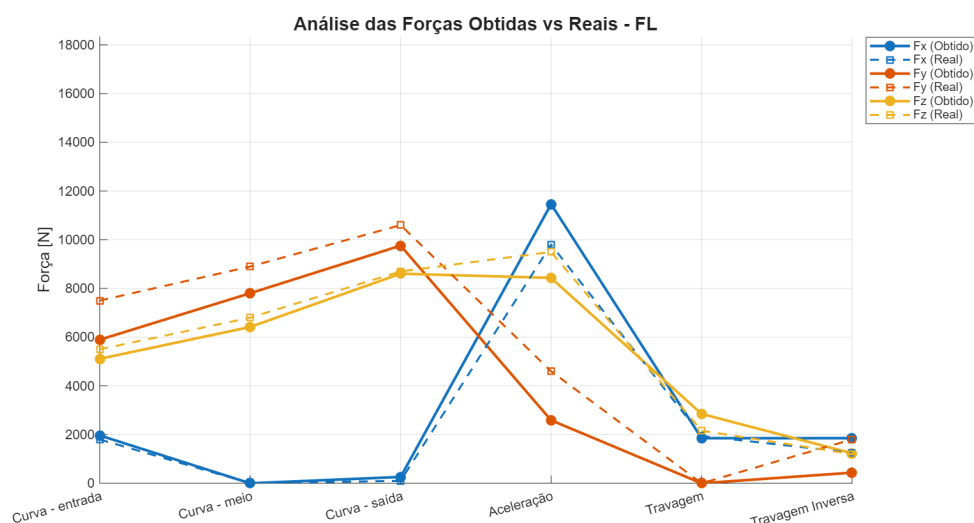


Figura 3.8: Comparação dos valores obtidos e os valores reais para a roda dianteira esquerda.

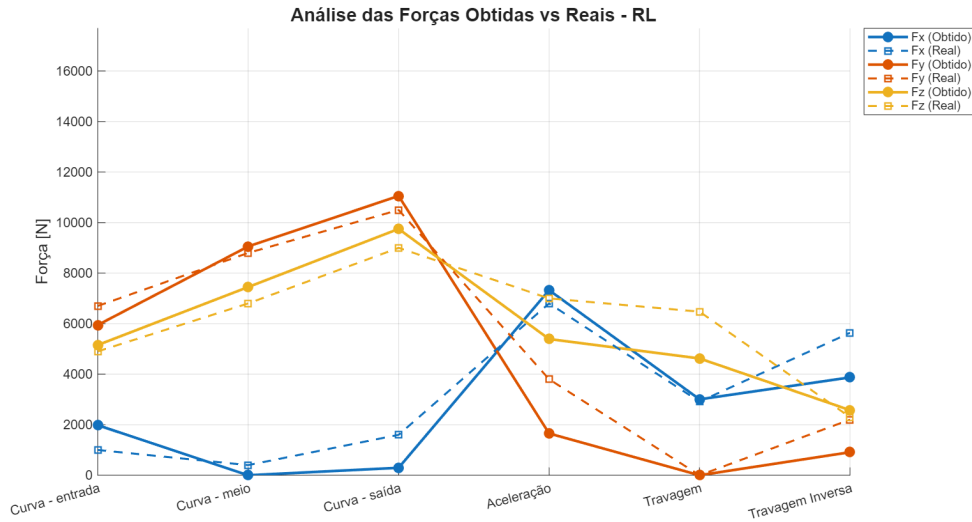


Figura 3.9: Comparação dos valores obtidos e os valores reais para a roda traseira esquerda.

Na Figura 3.11 as forças obtidas analiticamente encontram-se compiladas, a amarelo destacam-se as forças das rodas esquerdas.

	Fx				Fy				Fz			
	FL	FR	RL	RR	FL	FR	RL	RR	FL	FR	RL	RR
Aceleração	1851,22	1851,22	3004,73	3004,73	0,00	0,00	0,00	0,00	2848,22	2848,22	4622,97	4622,97
Travagem	-11459,70	-9529,08	-7326,12	-5137,19	2587,67	2151,73	1654,29	1160,01	8433,30	7012,54	5391,36	3780,51
Travagem Inversa	-1852,28	-5299,28	-3873,07	-2489,37	435,83	1246,89	911,31	585,73	1232,21	3525,30	2576,52	1656,03
Curva - entrada	-1964,90	-794,10	-1981,97	-654,52	5894,70	2382,31	5945,91	1963,57	5109,45	2064,96	5153,83	1702,00
Curva - meio	0,00	0,00	0,00	0,00	7802,95	2621,11	9056,10	3180,94	6418,26	2155,97	7449,03	2616,46
Curva - saída	260,07	79,25	294,66	113,83	9757,44	2973,34	11054,96	4270,86	8605,49	2622,31	9749,83	3766,64

Figura 3.11: Compilação de todas as forças determinadas analiticamente.

Adicionalmente, foi também considerado o caso de impacto em corretores, *kerbs*. Para tal considerou-se a aplicação de uma carga impulsiva de 20 g sobre a massa não suspensa, valor esse sugerido pela empresa. Sabendo que, para este caso, apenas existe a aplicação de uma força vertical, as forças na direção longitudinal e lateral serão nulas. A força vertical em cada roda para o eixo dianteiro é dado por:

$$F_z = \frac{W_{NSF}}{2} \times g \times A_z = \frac{W_{NSF}}{2} \times 9.81 \times 20 = 8829N$$

E para o eixo traseiro:

$$F_z = \frac{W_{NSR}}{2} \times g \times A_z = \frac{W_{NSR}}{2} \times 9.81 \times 20 = 9810N$$

Onde,

- F_z : força vertical [N].
- W_{NSF} : massa não suspensa concentrada no eixo dianteiro [kg].
- W_{NSR} : massa não suspensa concentrada no eixo traseiro [kg].
- A_z : força g aplicada verticalmente [g].

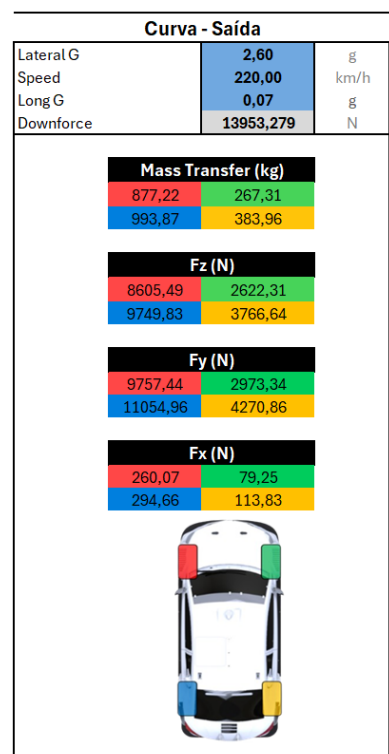
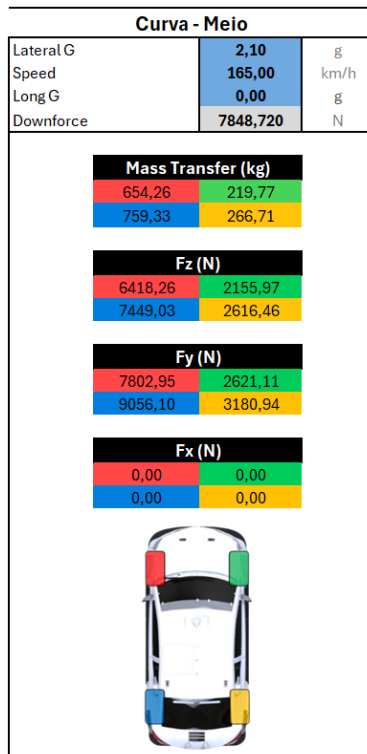
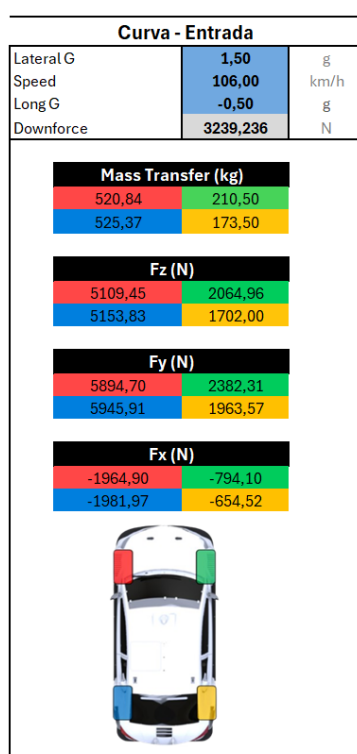
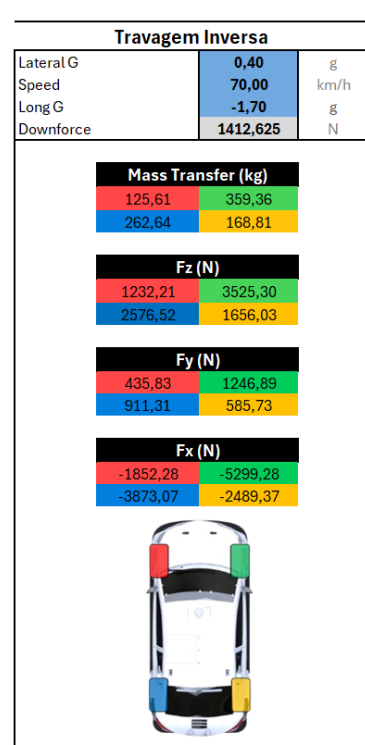
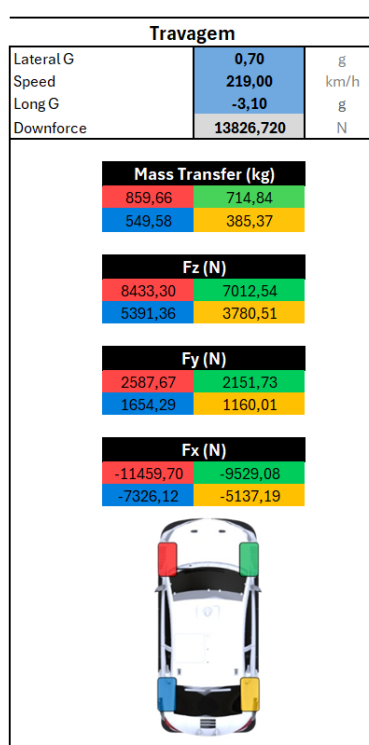
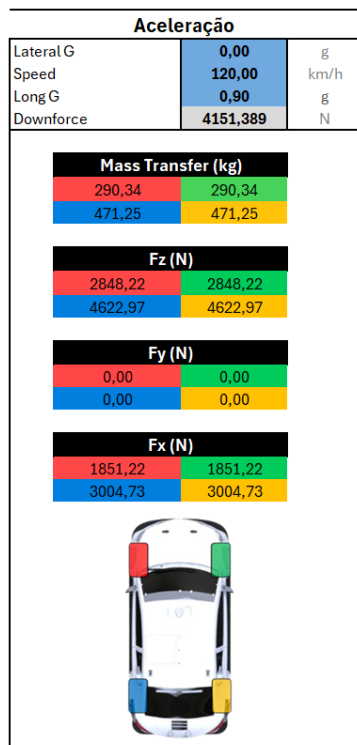


Figura 3.10: Valores das forças determinadas analiticamente para cada caso de carga.

Por fim, os casos de carga a serem simulados para a otimização topológica são os seguintes enumerados:

- Aceleração isolada.
- Travagem isolada.
- Entrada na curva complementada com travagem.
- Saída na curva com aceleração.
- Curva na fase intermédia.
- Travagem inversa isolada.
- Travagem inversa com curva, neste caso na fase intermédia.
- Travagem inversa com curva, neste caso na fase de entrada.
- Travagem inversa com curva, neste caso na fase de saída.
- Impacto no *kerb* complementado com curva na fase intermédia.

Capítulo 4

Modelação 3D dos componentes - *Design Space*

Neste capítulo é descrita a metodologia de modelação 3D dos elementos de ambas as suspensões, nomeadamente, as mangas de eixo, os braços de suspensão e os *pushrods*.

Os desenhos CAD de cada sistema de suspensão do veículo em estudo foram fornecidos pela empresa - Figura 4.1 e 4.2. Destacados a cores estão os componentes de suspensão a serem otimizados estruturalmente. A vermelho está destacada a manga de eixo, a verde os braços de suspensão superior e inferior e a azul o *pushrod*.

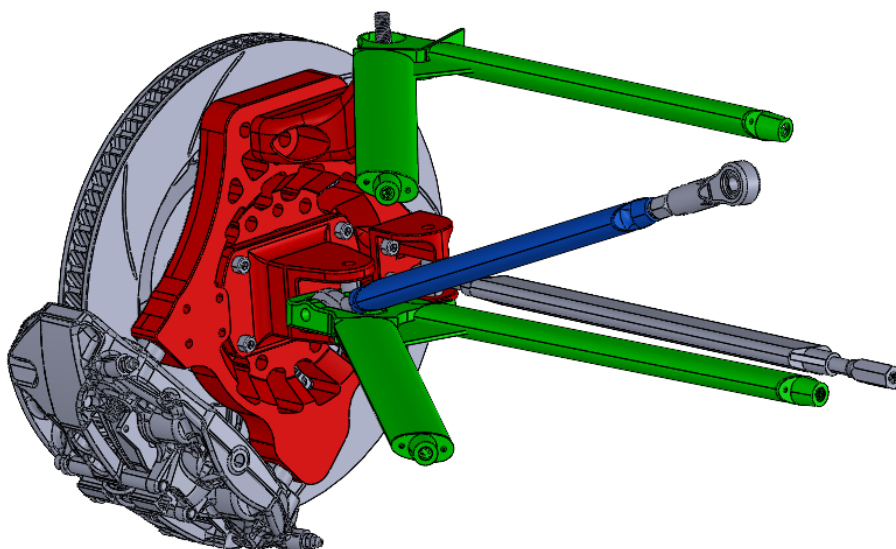


Figura 4.1: Sistema de suspensão dianteiro com elementos a serem otimizados destacados a cores.

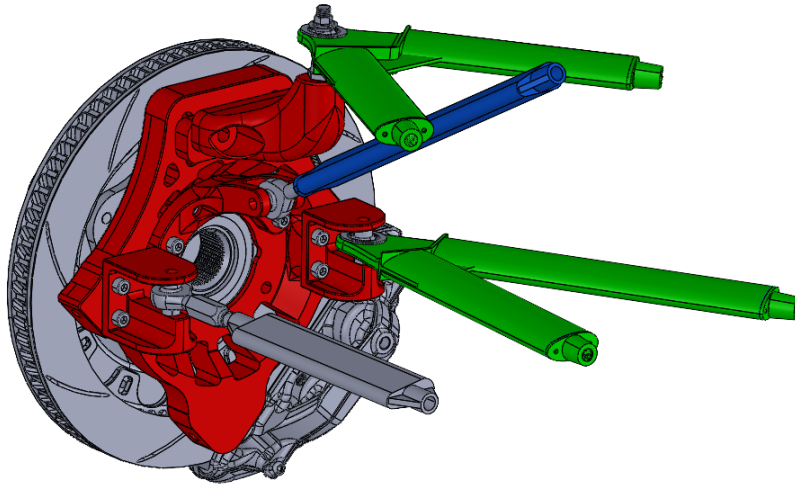


Figura 4.2: Sistema de suspensão traseiro com elementos a serem otimizados destacados a cores.

4.1 *Design Space*

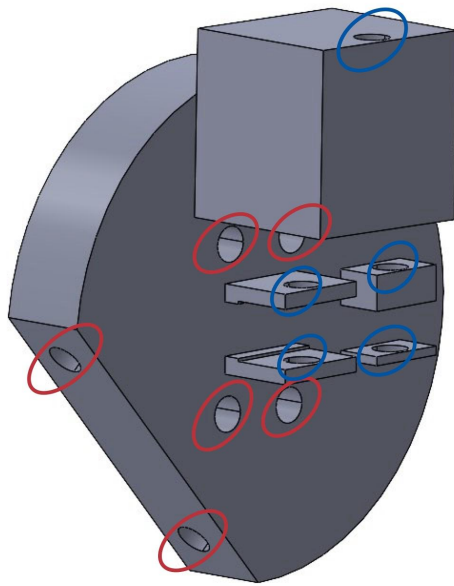
Para o *design space*, as interfaces dos furos são preservadas pela criação de volumes cilíndricos envolventes em corpos independentes, sendo depois removidos para o *design space*. Assim, garante-se que estas zonas críticas são excluídas do processo de remoção de material e corretamente integradas na geometria final otimizada.

De seguida, foram delimitadas as *passive regions*, incluindo alojamentos de parafusos, rolamentos e pontos de articulação.

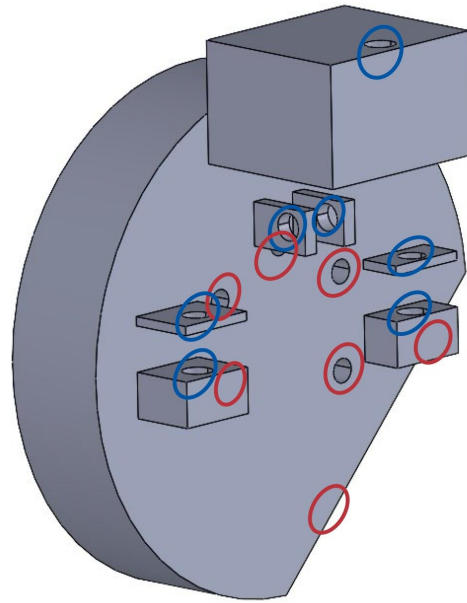
Iniciou-se o desenho do *design space* de cada componente, garantindo que o volume geométrico respeitava os limites espaciais disponíveis do conjunto. A análise foi feita apenas para as rodas esquerdas dianteira e traseira dado que se considera que os dois lados são simétricos.

4.1.1 Mangas de eixo

Partindo dos desenhos CAD fornecidos, procedeu-se ao isolamento da *part* da manga de eixo em conjunto com os *brackets* de ligação dos braços, *steering axis* e *pushrod*. As mangas de eixos originais e os diferentes *brackets* de conexão, formam a nova manga de eixo a ser otimizada, tal como é destacado nas Figuras 4.1 e 4.2 a vermelho. Os design spaces das mangas de eixo podem ser verificados na Figura 4.3. As faces rodeadas representam as *passive regions* definidas. A vermelho estão destacadas as faces carregadas e a azul as faces de suporte responsáveis pela conexão entre componentes.



(a) Suspensão dianteira.

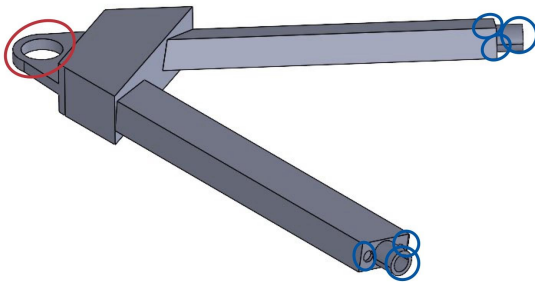


(b) Suspensão traseira.

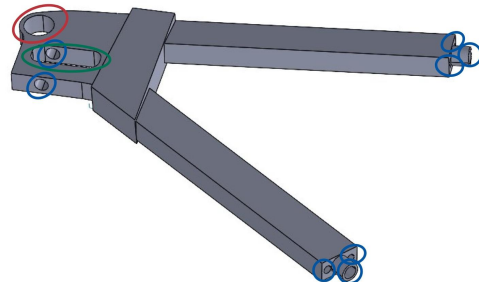
Figura 4.3: *Design space* das mangas de eixo de ambas as suspensões.

4.1.2 Braços de suspensão

Os braços de suspensão, foram desenhados como blocos retangulares maciços, como verificado nas Figuras 4.4 e 4.5 para as suspensões dianteira e traseira, respetivamente.

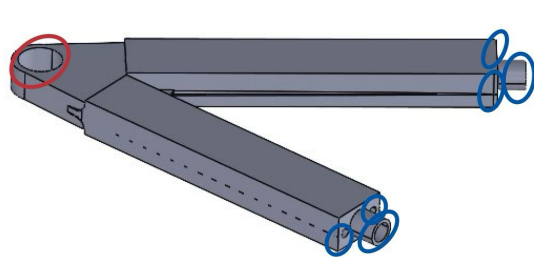


(a) Braço superior.

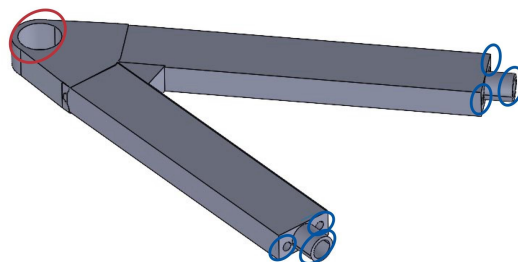


(b) Braço inferior.

Figura 4.4: *Design space* dos braços da suspensão dianteira.



(a) Braço superior.



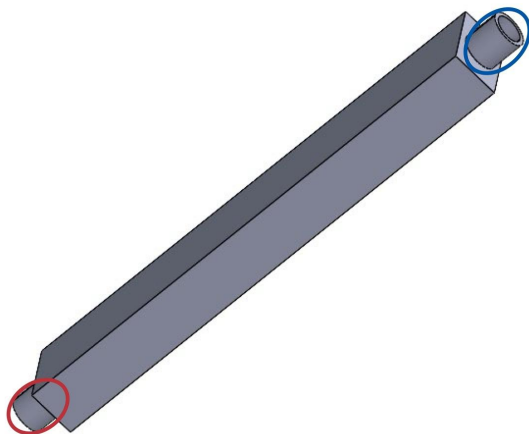
(b) Braço inferior.

Figura 4.5: *Design space* dos braços da suspensão traseira.

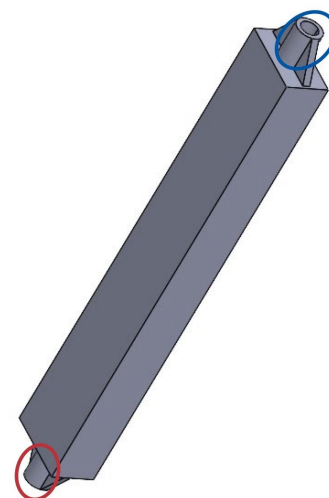
É importante notar que o braço inferior da suspensão dianteira assume também a função adicional de acomodar o *pushrod*, responsabilidade da manga de eixo para o caso da suspensão traseira. A face destacada a verde na Figura 4.6b apenas delimita o espaço necessário para o livre acoplamento e operação deste elemento, logo não terá *boundary conditions* aplicadas. Consequentemente, esta área foi classificada igualmente como uma *passive region*, permanecendo inalterada durante a otimização para garantir que o alojamento do *pushrod* não seja comprometido.

4.1.3 *Pushrods*

Os *design spaces* dos *pushrods* encontram-se ilustrados na Figura 4.6.



(a) Suspensão dianteira.



(b) Suspensão traseira.

Figura 4.6: *Design space* do *pushrod* de ambas as suspensões.

Capítulo 5

Otimização Topológica no Software *nTop*

5.1 Metodologia de trabalho

De forma a garantir o equilíbrio entre a maximização da rigidez e a minimização da massa de cada componente, foram implementadas as otimizações topológicas através do software *nTop*, permitindo o refinamento geométrico de cada elemento. O fluxo de trabalho iniciou-se com a construção de um *design space* robusto executado em 4.1.

De seguida, é gerada a malha e estruturado o modelo de simulação. Optou-se por um tamanho de malha aplicado a todos os componentes de 3 mm, por se estabelecer um compromisso entre a precisão numérica e o custo computacional. A configuração prévia à otimização topológica finalizou-se com a aplicação das condições de fronteira (*boundary conditions*) e dos vetores de força.

De forma a assegurar a integridade estrutural, aplicou-se um *safety factor* diretamente nas cargas de entrada, uma vez que no software *nTop* a distribuição do material é realizada baseada na rigidez e não na análise direta do fator de segurança, como em outros *softwares* conhecidos. De acordo com a norma *SAE J2574*, o fator de segurança dos componentes da suspensão deve estar em conformidade com a norma geral de fator de segurança da indústria automóvel (≥ 1.5), foi assumido um valor de 1.5 [9].

Para a convergência do algoritmo, estabeleceu-se uma restrição de volume, *volume fraction constraint*, cujo valor é determinado pelo quociente entre a massa do *design space* e a massa objetivo do componente já otimizado. Estas massas são determinadas diretamente no software dependendo apenas da densidade do material.

Relativamente aos materiais, as mangas de eixo foram produzidas na liga de alumínio 7075-T6, material já existente na biblioteca do software do *SolidWorks*. O material dos braços e dos pushrods é o aço T45, pelo que as partes maquinadas dos braços são do aço AISI 4130. As propriedades dos materiais encontram-se tabeladas de seguida.

Tabela 5.1: Propriedades dos materiais dos elementos de suspensão.

Material	Módulo de Young [GPa]	Coefficiente de <i>poisson</i>	Densidade [kg/m ³]
Al 7075-T6	72	0.33	2810
AISI 4130	205	0.285	7850
T45	205	0.30	7850

Após definição dos materiais de cada componente em *SolidWorks*, os valores das massas obtidos para os componentes implementados atualmente no Adamastor Fúria foram os seguintes:

- Suspensão dianteira:
 - Manga de eixo: 4.574 kg
 - Braço superior: 1.725 kg
 - Braço inferior: 2.996 kg
 - *Pushrod*: 0.795 kg
- Suspensão traseira:
 - Manga de eixo: 4.422 kg
 - Braço superior: 1.429 kg
 - Braço inferior: 1.501 kg
 - *Pushrod*: 0.689 kg

Deste modo, definem-se os valores de referência que irão permitir quantificar a redução de massa alcançada com as otimizações topológicas efetuadas.

A redução de massa baseada exclusivamente na otimização topológica apresenta limitações, uma vez que a imposição de restrições severas de volume pode comprometer a continuidade geométrica das peças. Para mitigar este efeito, foram implementadas estratégias de refinamento. Aplicou-se a *infill field optimization* às mangas de eixo, enquanto que para os braços de suspensão e *pushrods* recorreu-se à *variable shell*.

Todas as otimizações foram implementadas com o objetivo de minimizar e com as restrições de volume e de design, definidas pelas *passive regions*. Adicionalmente, todos os conectores rígidos usados são do tipo *RBE3*.

5.2 Mangas de eixo

Para dar início à simulação, são importados para o software *nTop* o *design space* e os volumes cilíndricos de interface dos furos, *mounting holes*, provenientes do *SolidWorks* - Figura 5.1.

A manga de eixo da suspensão dianteira servirá de exemplo, pelo que as etapas foram igualmente aplicadas para a suspensão traseira.

De seguida, as regiões críticas foram definidas, de forma a que o software fosse capaz de distinguir as faces, *force faces* e as faces dos furos responsáveis por suportar os elementos acoplados à manga de eixo, designadas de *support faces*. A todas as faces dos furos cuja geometria não se altera durante o processo de otimização foram também definidas como *holes faces* - Figura 5.2.

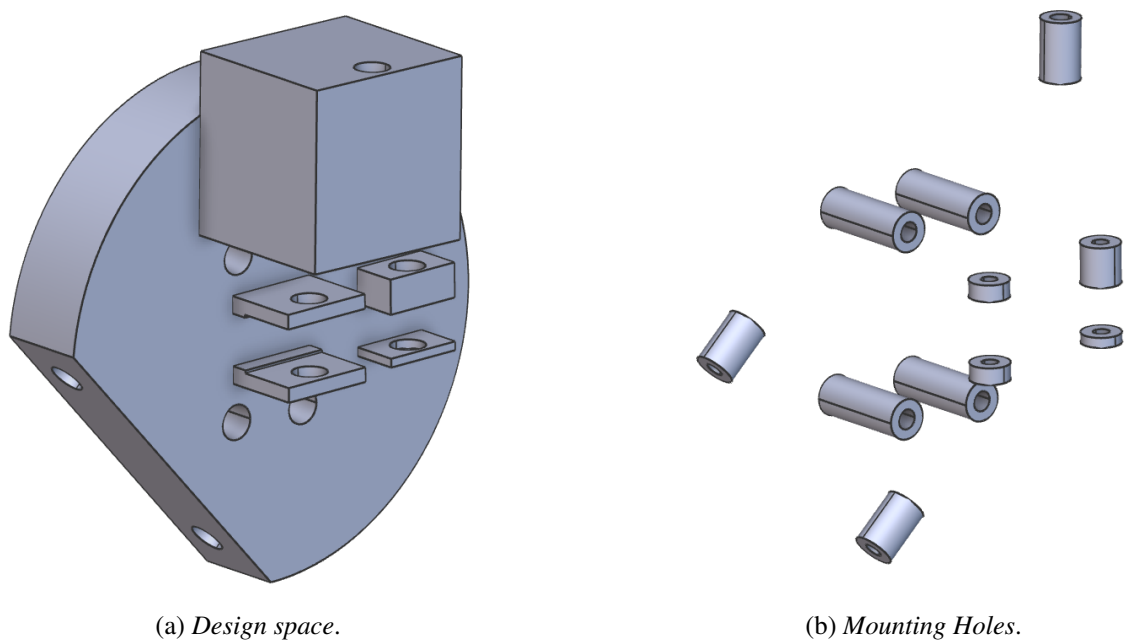


Figura 5.1: CAD importado para o *nTop*.

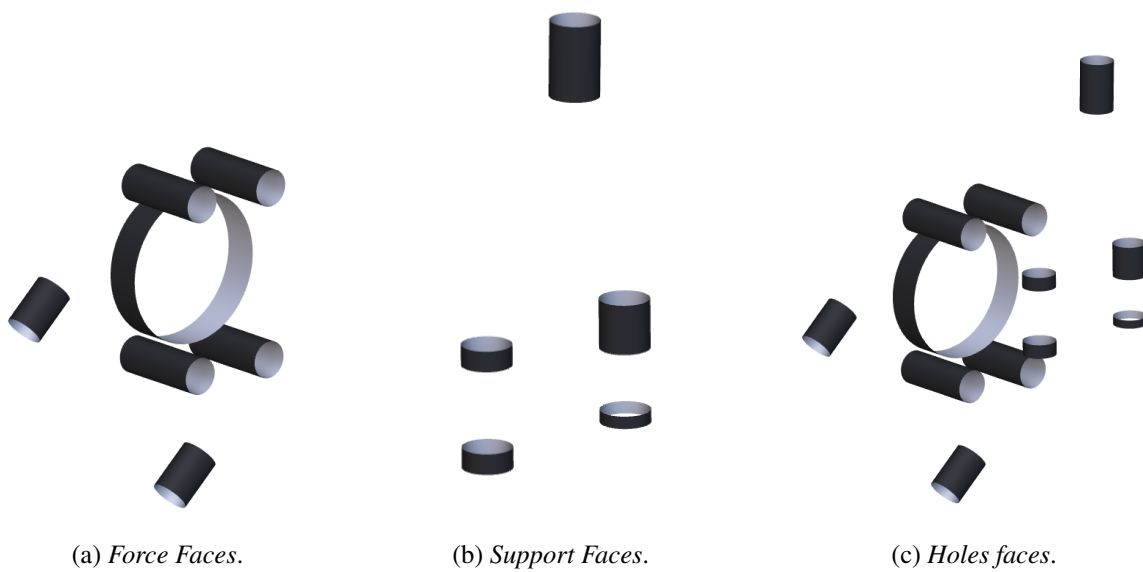
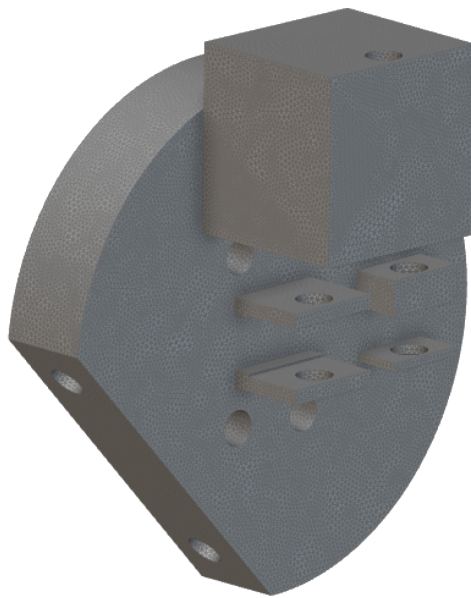
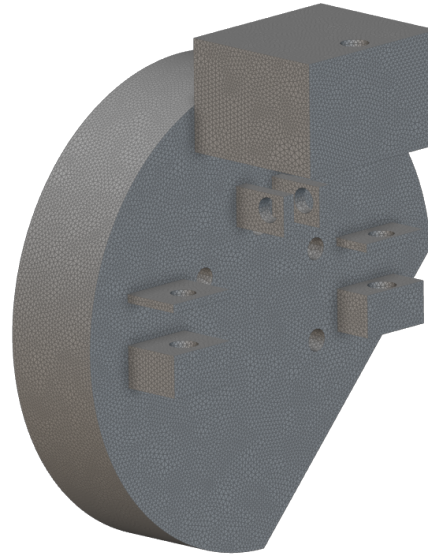


Figura 5.2: Definição das regiões críticas.

Após ter o modelo CAD definido, a malha de 3 mm foi criada para o volume de *design space* de ambas as suspensões.



(a) Suspensão dianteira.



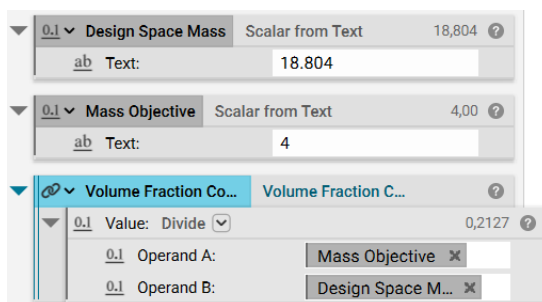
(b) Suspensão traseira.

Figura 5.3: Malha de 3 mm criada nas mangas de eixo de ambas as suspensões.

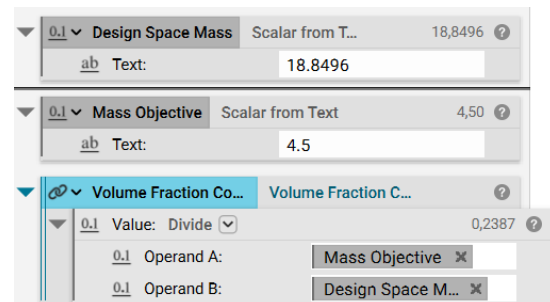
De seguida, as restrições do problema e as *boundary conditions* foram estabelecidas.

A *volume fraction constraint*, como já referido anteriormente, dependerá da massa do *design space* e da massa objetivo pretendida. É importante definir uma massa objetivo ideal, proveniente de um processo de iteração, de forma a que a *volume fraction constraint* não seja muito severa e por isso não provoque deformações na geometria, este processo iterativo será mais aprofundado em 5.3.

Para a manga de eixo dianteira a *volume fraction constraint* é de 21.27% com uma massa objetivo de 4 kg, enquanto que para a manga de eixo traseira é de 23.87% com uma massa objetivo de 4.5 kg.



(a) Suspensão dianteira.



(b) Suspensão traseira.

Figura 5.4: *Volume fraction constraints* aplicadas em ambas as mangas de eixo.

E as *passive regions*, com espessura de 5 mm, aplicadas nos *holes faces* apresentam-se na seguinte Figura 5.5.

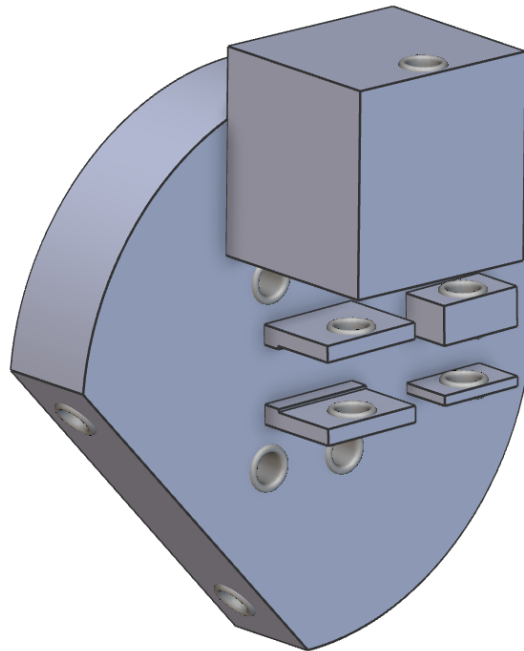
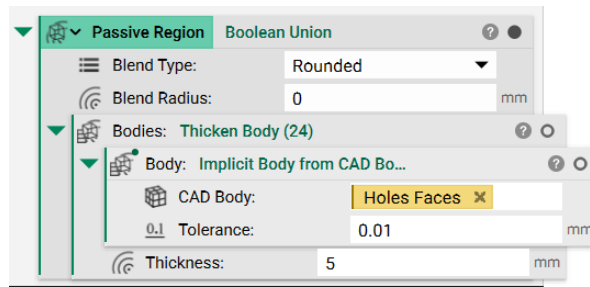
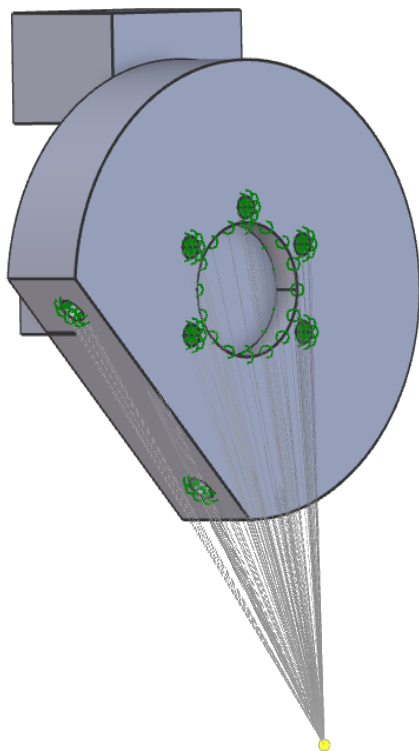


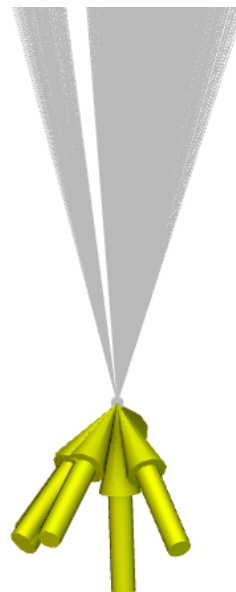
Figura 5.5: *Passive region constraint* aplicada nos *holes faces* da manga de eixo dianteira.

Uma vez que as forças fornecidas pela empresa tomam como referência o ponto central da *contact patch*, foi necessário modelar a transferência destes esforços desde o ponto central do *contact patch* até às *force faces* da manga de eixo (Figura 5.6a), garantindo a correta aplicação do momento fletor resultante. As forças aplicadas na origem do conector rígido *RBE3*, ponto central do *contact patch*, surgem de todos os casos de carga considerados no projeto e estão representadas na Figura 5.6b. É importante relembrar que as cargas estabelecidas são empregues com o *safety factor* de 1.5.

Uma vez estabelecidas as restrições do problema e as *boundary conditions*, procedeu-se à execução da otimização topológica. As seguintes figuras mostram o *raw result* e *smoothen result* das otimizações topológicas executadas nas mangas de eixo para a suspensão dianteira e traseira, Figuras 5.7 e 5.8.

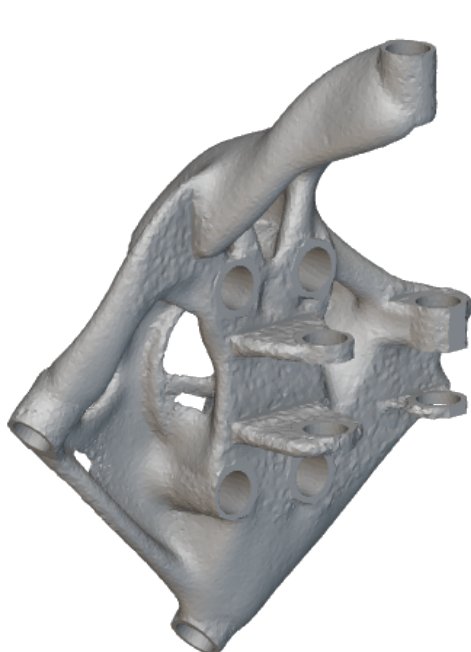


(a) Conector rígido.

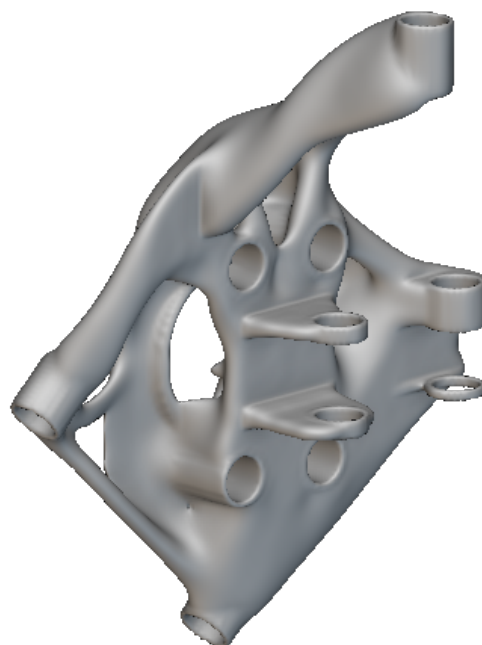


(b) Forças aplicadas no *contact patch*.

Figura 5.6: Forças aplicadas na origem do conector rígido.

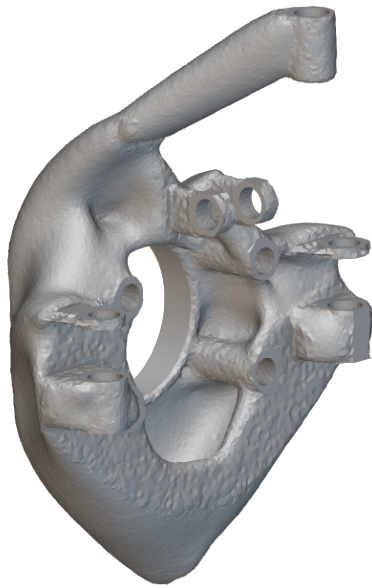


(a) *Raw result*.

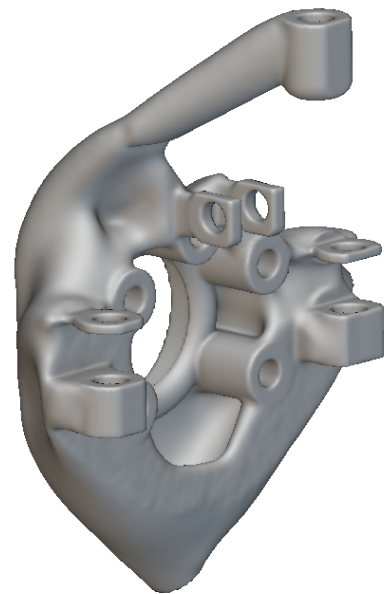


(b) *Smooth result*.

Figura 5.7: Resultados da otimização topológica da manga de eixo da suspensão dianteira.



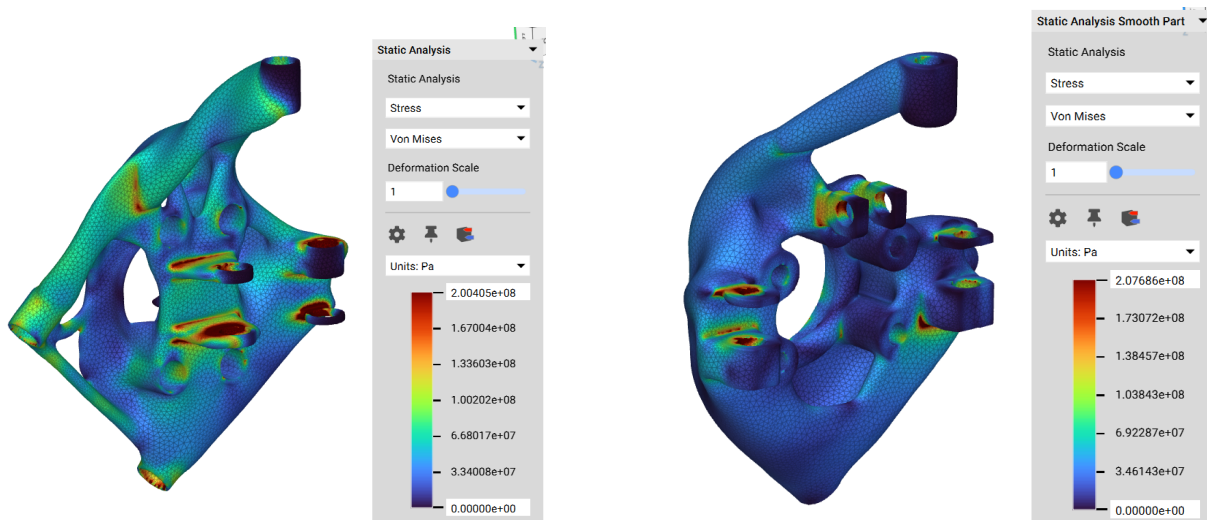
(a) Raw result.



(b) Smooth result.

Figura 5.8: Resultados da otimização topológica da manga de eixo da suspensão traseira.

De seguida, executaram-se as análises estáticas nos *smoothen bodies* obtidos de forma a analisar as tensões resultantes - Figura 5.9 .



(a) Manga de eixo dianteira.

(b) Manga de eixo traseira.

Figura 5.9: Tensões resultantes dos *smoothen bodies* de ambas as suspensões.

A análise preliminar evidencia zonas de concentração de tensões bastante elevadas. Tal pode ser representativo do tamanho de malha usado de 3 mm. Esta discretização atual pode não ser capaz de possuir a resolução suficiente para representar fielmente a geometria nas áreas críticas. Geralmente, para simulações desta complexidade o tamanho de malha varia entre os 0.5 a 1 mm, no entanto, não foi possível optar por este tamanho de malha dado os elevados consumos de tempo exigidos.

Os valores obtidos de 208 MPa indicam que a geometria suporta carga com uma margem de segurança teórica de 2.4 face ao valor de limite elástico da liga de alumínio 7075-T6 de 503 MPa. Contudo, devido ao tamanho de malha usado estes valores representam uma média volumétrica que subestima os picos

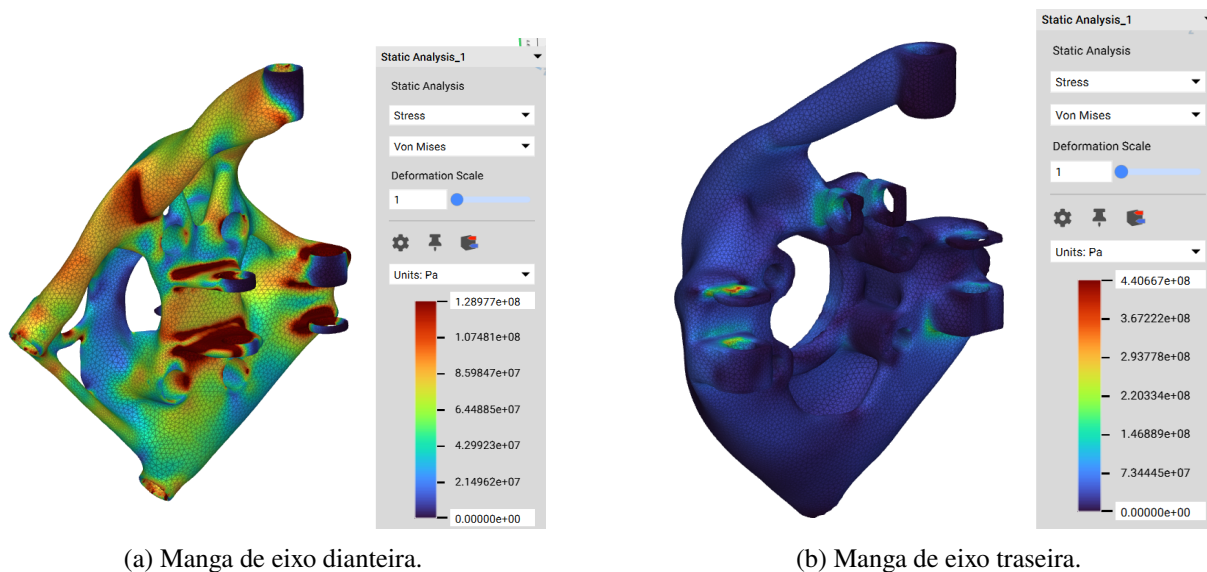
locais de tensão.

Ainda assim, de forma a minimizar ainda mais a massa das mangas de eixo foi realizada uma *field optimization* cuja Figura 5.10 mostra a secção de corte que permite visualizar o interior da peça já com a *field optimization*.



Figura 5.10: Secção de corte da peça com a *field optimization* aplicada.

As *static analysis* foram de seguida executadas.



(a) Manga de eixo dianteira.

(b) Manga de eixo traseira.

Figura 5.11: *Static analysis* do modelo proveniente da *field optimization*.

Repara-se que houve uma mitigação eficaz das concentrações de tensão quando comparadas com as realizadas no modelo *smoothen body*. A redução do valor máximo das tensões demonstra que a nova distribuição de material, mostrada na Figura 5.10, foi capaz de dissipar a energia de forma mais eficiente pelas geometria adjacentes, aliviando os pontos críticos.

As massas obtidas para cada modelo podem ser verificadas na Tabela 5.2:

Verifica-se que o *field optimized body* foi capaz de reduzir o peso significativamente em relação ao modelo otimizado apenas topologicamente, *smoothen body*.

Tabela 5.2: Massas obtidas para as mangas de eixo.

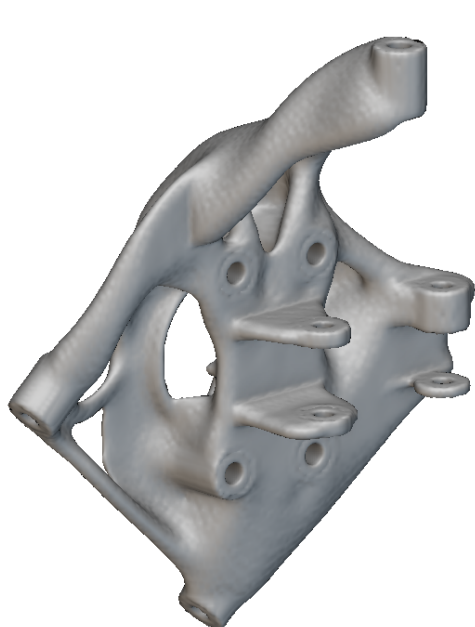
Massa [Kg]	<i>Design Space</i>	<i>Smooth Body</i>	<i>Field Optimized Body</i>
Suspensão dianteira	18.872	3.979	3.141
Suspensão traseira	18.916	5.148	3.905

A peça final obtida resulta da união entre o *field optimization body* e os *mounting holes* importados inicialmente (Figura 5.12).

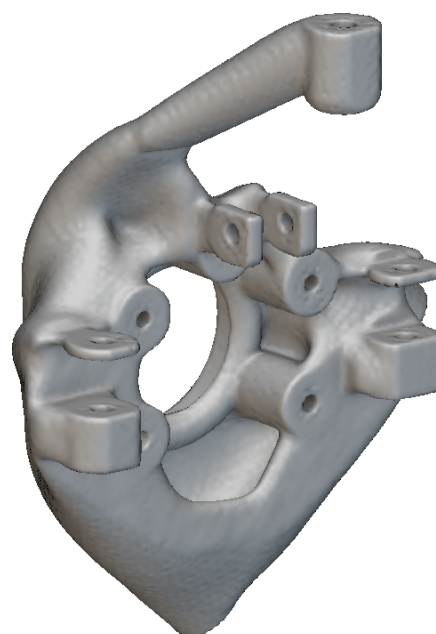
As massas finais dos componentes otimizados obtidos encontram-se tabeladas de seguida.

Tabela 5.3: Massas dos componentes otimizados finais.

Massa [kg]	Peça final obtida	Peça Original	Redução de massa [%]
Manga de eixo dianteira	3.527	4.574	22.890
Manga de eixo traseira	4.162	4.422	5.880



(a) Suspensão dianteira.



(b) Suspensão traseira.

Figura 5.12: Mangas de eixo finais otimizadas.

Para a manga de eixo da suspensão dianteira obteve-se uma redução de peso em cerca 22.890% e para a manga de eixo da suspensão traseira de 5.880%.

Finalmente, as forças de reação provenientes das análises estáticas da Figura 5.11 resultam nos seguintes valores, sabendo que o sistema de eixos considerado é o apresentado na revisão bibliográfica em 2.1.1:

Para a suspensão dianteira:

- braços superiores:
 - $F_x = 25.281$ KN
 - $F_y = -24.076$ KN
 - $F_z = 1.720$ KN

- braços inferiores:

- $F_x = -27.281 \text{ KN}$
- $F_y = -64.867 \text{ KN}$
- $F_z = 30.875 \text{ KN}$

Para a suspensão traseira:

- braços superiores:

- $F_x = 10.549 \text{ KN}$
- $F_y = 27.347 \text{ KN}$
- $F_z = -19.431 \text{ KN}$

- braços inferiores:

- $F_x = -43.018 \text{ KN}$
- $F_y = -56.362 \text{ KN}$
- $F_z = 36.317 \text{ KN}$

- *pushrod*:

- $F_x = 0.174 \text{ KN}$
- $F_y = 32.040 \text{ KN}$
- $F_z = -17.485 \text{ KN}$

Estes valores serão aplicados com sinal contrário nos respectivos pontos de conexão entre a manga de eixo e os restantes elementos.

5.3 Braços

A metodologia de simulação descrita anteriormente para as mangas de eixo foi, de igual forma, aplicada nos braços de suspensão e podem ser verificadas em mais detalhe no Apêndice A.

A malha de 3 mm foi criada, tal como as *boundary conditions* e restrições.

De forma a definir a *volume fraction* ideal, optou-se por massas objetivo de 2, 3, 4, 5, 6 e 7 kg resultando em *volume fraction* de 22.91%, 34.36 %, 45.81%, 57.27%, 68.72% 80.17%, respetivamente. Os valores da deformação máxima e do *volume fraction* variam de acordo com a Figura 5.13.

Por análise da figura, verifica-se que quando a *volume fraction* é inferior a 45.81%, ou seja quando massa objetivo é menor que 4 kg, a maior parte do material na estrutura topológica é removido, resultando em deformação significativa e assim numa estrutura injustificada. Desta forma, a *volume fraction* deve ser superior a 0.4, ou seja, deve ser selecionado um intervalo de 0.4 a 1. Ainda assim, considera-se que um *volume fraction* entre 0.4 e 0.6 é ideal. Após considerar vários fatores como o peso, parâmetros estáticos, entre outros, a *volume fraction* de 0.4 ficou definida. Caso a simulação final não concretiza-se os requisitos de design então um *volume fraction constraint* superior a 0.4 seria escolhido.

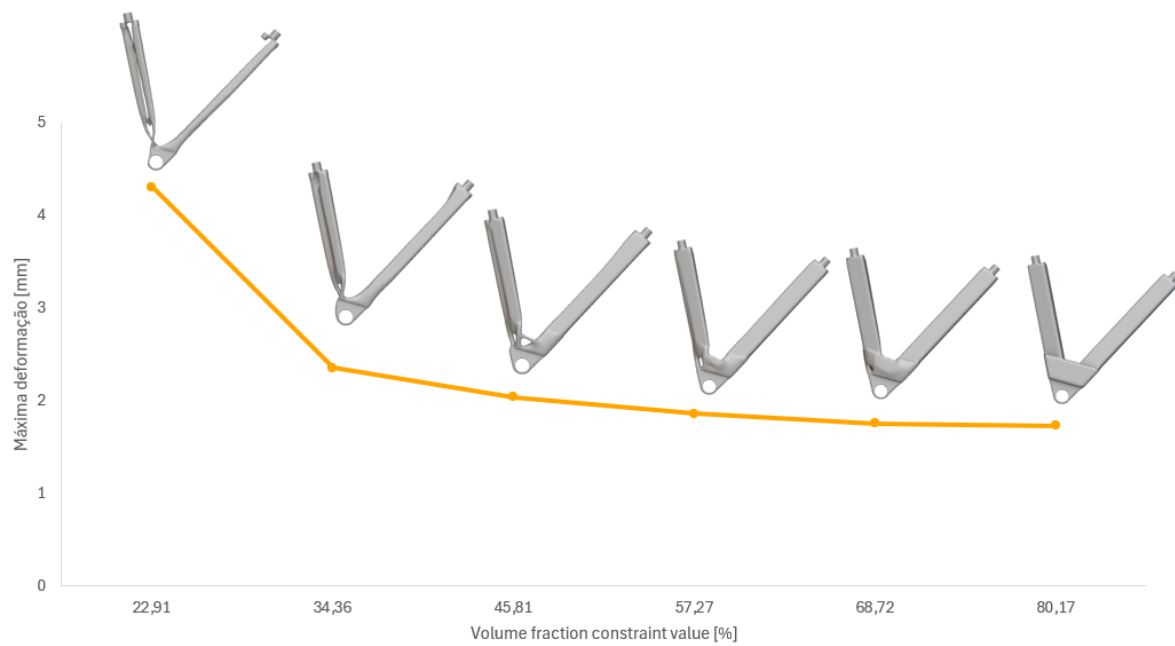


Figura 5.13: Variações na máxima deformação em função da *volume fraction constraint*.

Para os braços, aplicaram-se as forças no ponto da rótula, que os conecta à manga de eixo, e recorrendo ao conector rígido RBE3 estas foram distribuídas ao longo da face carregada, como pode ser verificado na Figura 5.14.

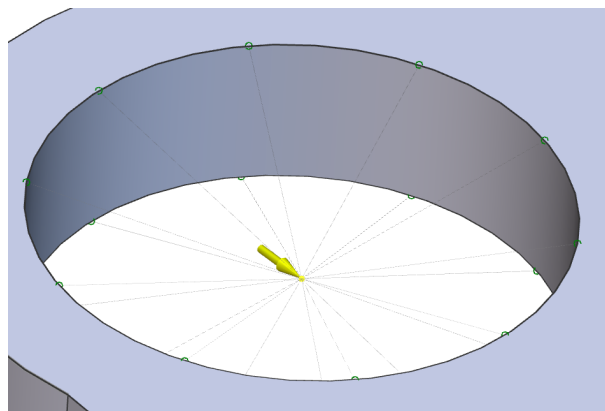


Figura 5.14: Força aplicada e conector rígido.

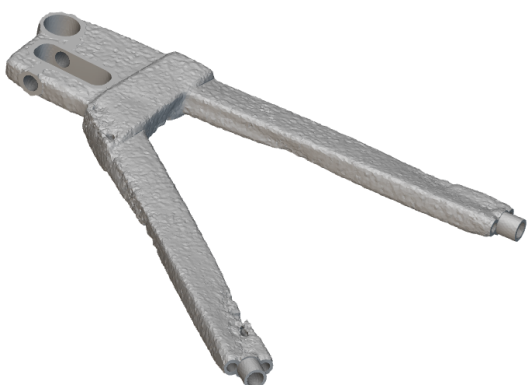
Os *raw* e *smooth results* provenientes das otimizações topológicas estabelecidas encontram-se nas Figuras 5.15 e 5.16 para os braços superiores e inferiores de ambas as suspensões.



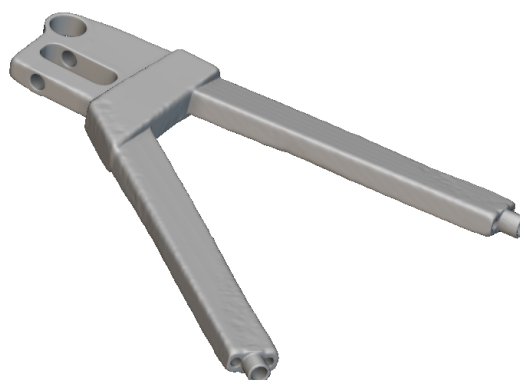
(a) Raw result - braço superior.



(b) Smooth result - braço superior.

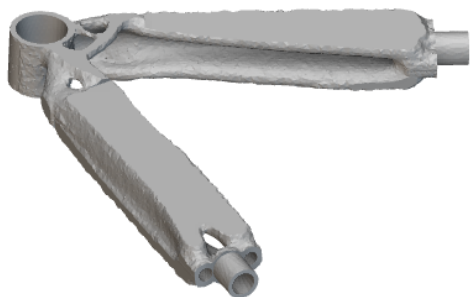


(c) Raw result - braço inferior.

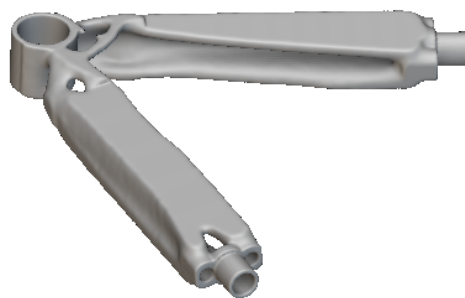


(d) Smooth result - braço inferior.

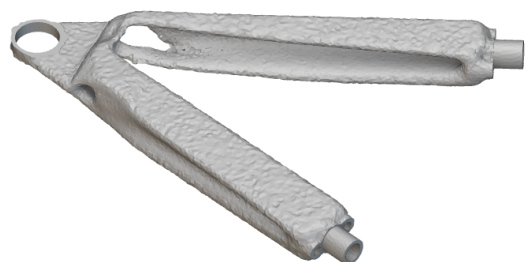
Figura 5.15: Resultados das otimizações topológicas dos braços para a suspensão dianteira.



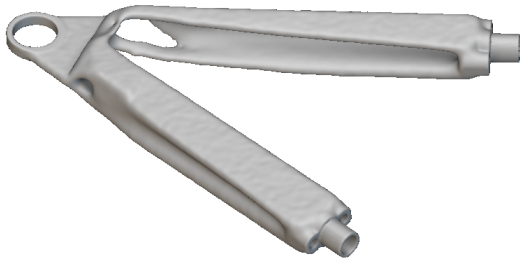
(a) Raw result - braço superior.



(b) Smooth result - braço superior.



(c) Raw result - braço inferior.



(d) Smooth result - braço inferior.

Figura 5.16: Resultados das otimizações topológicas dos braços para a suspensão traseira.

No caso dos braços e *pushrods* foi preferido um perfil oco que se justifica pela maximização de eficiência estrutural. Para os braços e *pushrods*, perante cargas de flexão e torção, as tensões concentram-se apenas na superfície exterior, sendo que são praticamente nulas no eixo central do componente. Assim, o material interior tem uma contribuição nula para a resistência estrutural do elemento. Nesse seguimento, após a otimização topológica, aplicou-se a *variable shell*. Foi definida uma espessura mínima de 1.5 mm e máxima de 5 mm em função das tensões resultantes através de várias tentativas erro verificadas na Figura 5.17.

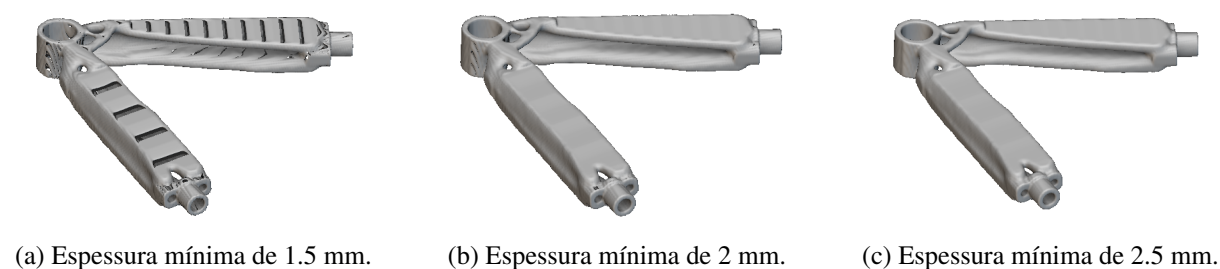


Figura 5.17: Resultados das otimizações topológicas dos braços para a suspensão traseira.

A Figura 5.18 demonstra o perfil oco de um dos braços provenientes da *variable shell* estabelecida.

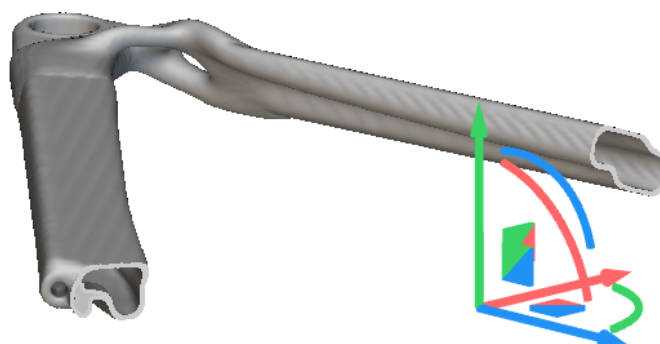


Figura 5.18: Secção de corte da *variable shell*.

Os valores das massas para cada componente encontram-se na Tabela 5.4.

Tabela 5.4: Massas obtidas para as mangas de eixo.

Massa [Kg]	<i>Design Space</i>	<i>Smooth Body</i>	<i>Variable Shell Body</i>
Braço superior dianteiro	8.731	4.624	2.103
Braço inferior dianteiro	10.500	10.172	3.471
Braço superior dianteiro	6.670	2.183	1.673
Braço superior dianteiro	7.091	3.223	1.485

Da união da *variable shell body* com os *mounting holes* resultam as seguintes massas.

Tabela 5.5: Massas dos componentes otimizados finais.

Massa [kg]	Peça final obtida	Peça Original
Braço superior dianteiro	2.129	1.725
Braço inferior dianteiro	4.162	2.996
Braço superior traseiro	1.734	1.429
Braço inferior traseiro	1.527	1.501

Relativamente à suspensão dianteira, os braços operam em contacto direto com os escoamentos de ar dos túneis de venturi, exigindo perfis elípticos de forma a minimizar o *drag* e a melhorar a aerodinâmica. Embora a otimização topológica tenha resultado em massa estruturais semelhantes às da solução já implementada no veículo em estudo, as geometria irregulares obtidas na peças otimizadas iriam exigir a adição dessas capas aerodinâmicas. O acréscimo de material leva ao aumento da massa total do conjunto face ao conjunto atual, pelo que se conclui que a otimização topológica nestes casos não se justifica devido às restrições aerodinâmicas propostas. Ainda assim, a otimização topológica não se mostrou eficiente com os braços da suspensão traseira, visto que não resultou numa redução de massa face aos componentes implementados no Fúria. Deste modo, optou-se por manter os componentes atualmente implementados, uma vez que a alteração não traria benefícios.

As forças de reação nas faces que alojam o *pushrod* no braço inferior da suspensão dianteira são as seguintes:

- *Pushrod*:
 - $F_x = -23.617 \text{ KN}$
 - $F_y = 52.780 \text{ KN}$
 - $F_z = -31.427 \text{ KN}$

5.4 Pushrods

A malha aplicada nos *pushrods*, bem como as *passive regions* implementadas e aplicação do conector rígido *RBE3* encontram-se representadas no Apêndice B.

Os resultados da otimização topológica para os *pushrods* são apresentados nas Figuras 5.19 e 5.20.

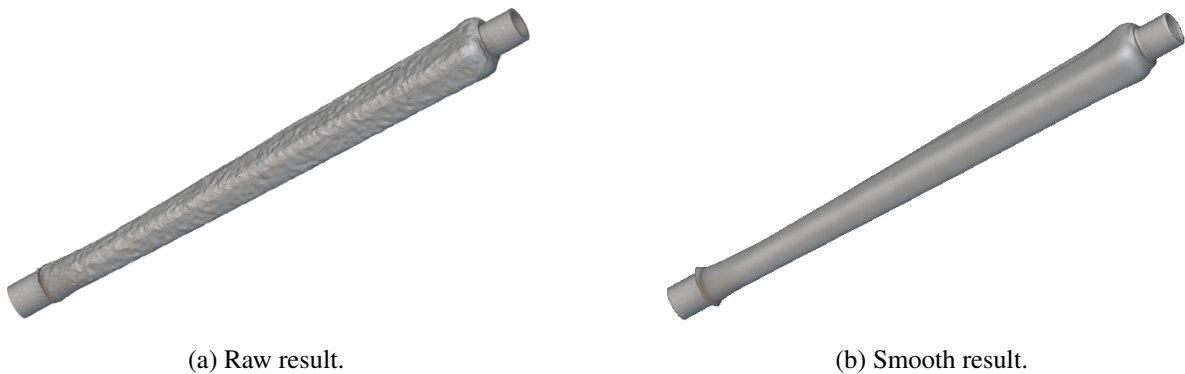


Figura 5.19: Resultados das otimizações topológicas dos *pushrods* para a suspensão dianteira.

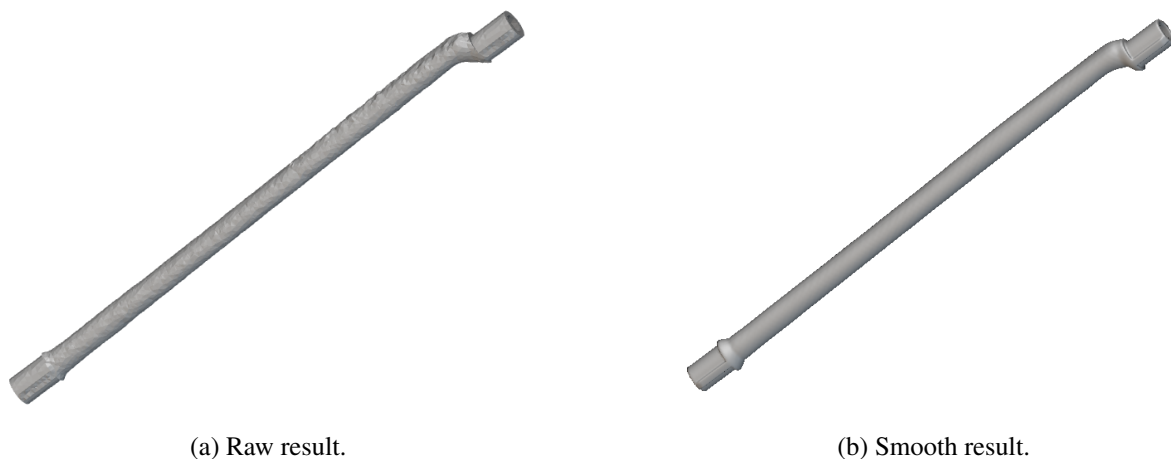


Figura 5.20: Resultados das otimizações topológicas dos *pushrods* para a suspensão traseira.

As *static analysis* executadas aos *smoothen bodies* e *variables shell bodies* são apresentadas no Apêndice B.

As massas dos vários modelos de análise são as seguintes tabeladas.

Tabela 5.6: Massas obtidas para os *pushrods*.

Massa [Kg]	<i>Design Space</i>	<i>Smooth Body</i>	<i>Variable Shell Body</i>
<i>Pushrod</i> dianteiro	3.764	2.059	0.636
<i>Pushrod</i> traseiro	3.809	0.586	0.326

As peças finais, em conjunto com os *mounting holes*, apresentam as seguintes massas.

Tabela 5.7: Massas dos componentes otimizados finais.

Massa [kg]	Peça final obtida	Peça Original	Redução de massa [%]
<i>Pushrod</i> dianteiro	0.689	0.795	13.33
<i>Pushrod</i> traseiro	0.374	0.689	45.72

Verifica-se que ara o *pushrod* dianteiro reduziu-se a massa em 13.33% e para o traseiro em 45.72 %.

Embora os *pushrods* dianteiros estejam também sujeitos ao escoamento de ar, não foram impostas restrições de forma nesse sentido. A geometria resultante das otimizações topológicas aproxima-se do perfil tubular aerodinâmico e por esse motivo, as peças otimizadas obtidas foram as consideradas finais.

Capítulo 6

Conclusões e trabalhos futuros

O objetivo principal desta dissertação incidiu na otimização estrutural dos diferentes componentes da suspensão do Adamastor Fúria, de forma a não comprometer a integridade mecânica do conjunto com as reduções de massa concretizadas. O trabalho desenvolvido incluiu o estudo dos fundamentos teóricos apresentados na revisão bibliográfica do documento, permitindo a elaboração de uma ferramenta de cálculo fundamental para a concretização do projeto.

Esta ferramenta permitiu determinar as forças resultantes para cada caso de carga considerado. Após a comparação entre os valores obtidos analiticamente e os valores reais fornecidos pela empresa, optou-se pela utilização deste últimos, de forma a garantir a fiabilidade dos dados de entrada e não comprometer a validade das otimizações realizadas.

O processo de otimização estrutural, realizado no *nTop*, incidiu sobre as mangas de eixo, braços superiores e inferiores e *pushrods* das rodas esquerdas das suspensões dianteira e traseira. Posteriormente à otimização topológica, foram aplicadas técnicas complementares com o objetivo de concretizar todo o potencial de redução de massa. A *field optimization* foi aplicada nas mangas de eixo, enquanto que a *variable shell* foi utilizada nos braços e *pushrods*. Embora as análises de tensões não se tenham revelado totalmente coerentes devido à utilização de uma malha com tamanho de elemento de 3 mm, os resultados obtidos permitiram retirar conclusões relevantes.

- **Mangas de eixo:** As otimizações estruturais permitiram obter uma redução de massa de aproximadamente 22.8% na suspensão dianteira e de 5.9% na suspensão traseira. A aplicação da *field optimization* contribui adicionalmente para a mitigação das concentrações de tensão e resultou numa redução de massa de 21% na suspensão dianteira e de 24% para a suspensão traseira.
- **Pushrods:** Nos *pushrods* de ambas as suspensões verificaram-se reduções de massas significativas, nomeadamente de 13.33% para a suspensão dianteira e de 45.72 % para a suspensão traseira.
- **Braços superiores e inferiores:** Contrariamente aos restantes componentes, as otimizações realizadas nos braços de suspensão não se revelaram eficientes para aplicação prática. Na suspensão dianteira, que se encontra em contacto direto com o escoamento de ar, as geometrias otimizadas apresentavam, maioritariamente, valores de massa semelhantes à dos componentes incorporados no Adamastor Fúria. Contudo, as formas orgânicas típicas obtidas pelas otimizações topológicas, exigiam a adição de capas aerodinâmicas de forma a minimizar o arrasto do ar. Assim, este acréscimo de material nos braços da suspensão dianteira, resultaria num aumento da massa total do conjunto, motivo pelo qual se optou por manter os componentes atualmente incluídos no Adamastor Fúria. Relativamente à suspensão traseira, apesar de não ser necessário obter braços aerodinamicamente eficientes, as massas obtidas nas peças otimizadas foram, ainda assim, ligeiramente superiores às existentes no veículo em estudo. Assim, os componentes atualmente implementados no Adamastor Fúria foram igualmente mantidos.

Conclui-se que as otimizações permitiram reduzir a massa do conjunto, contabilizando apenas as mangas de eixo e *pushrods*, de 10.48 kg em 8.75 kg. Esta redução de aproximadamente 4 kg, quando aplicada a ambos os lados do veículo, representa uma vantagem competitiva significativa para o Adamastor Fúria, dada a importância que o baixo peso apresenta na melhoria da performance de um veículo em contexto de competição automóvel.

Em suma, o trabalho desenvolvido permitiu validar a importância das otimizações estruturais nos componentes de suspensão. Demonstrou que, embora a redução do peso seja um fator desejável, a sua aplicação prática deve ser ponderada face a limitações adicionais, como requisitos aerodinâmicos e restrições no processo de fabrico.

Como perspetiva de desenvolvimento futuro, propõem-se diversas oportunidades de melhoria que poderão complementar e aprofundar os resultados obtidos. Deste modo, sugerem-se as seguintes propostas:

- Refinamento de malha: Nas simulações estruturais realizadas, optou-se por uma malha de 3 mm devido a limitações de custo computacional. Conforme evidenciado na análise preliminar, esta discretização pode subestimar picos locais de tensão. Recomenda-se, em trabalhos futuros, a utilização de uma malha mais refinada, com elementos entre 0.5 mm e 1 mm, especialmente em zonas críticas de concentração de tensões.
- Análise de fadiga: O presente estudo incidiu exclusivamente em análises estáticas. Dado que os componentes de suspensão encontram-se sujeitos a ciclos de carga repetitivos e severos no contexto do desporto automóvel, seria igualmente pertinente executar análises de fadiga, de maneira a estimar a vida útil das peças e prever possíveis falhas nos componentes.
- Metodologia alternativa para o cálculo das forças: Embora a ferramenta de cálculo, desenvolvida em *Excel*, tenha apresentado valores de forças favoráveis, verificaram-se ligeiras discrepâncias em relação aos valores reais fornecidos pela empresa. Assim, poderá ser vantajoso optar por metodologias alternativas para o cálculo das forças, como, por exemplo, a utilização do modelo de *Pacejka*.

Referências bibliográficas

- [1] Adams, Herb. *Chassis Engineering: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Handling*. HPBooks, 1993.
- [2] James Balkwill. *Performance Vehicle Dynamics*. Elsevier Inc., 2018.
- [3] Luis Barragan. *The Science on Track: Understanding the Forces That Make F1 Cars Fly (and Stick)*. Disponível em <https://medium.com/the-yield-point/the-science-on-track-947381fa1a02>. 2025.
- [4] Mike Blundell e Damian Harty. *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2015.
- [5] Thomas C. Crahan. «Modelling Steady-State Suspension Kinematics and Vehicle Dynamics of Road Racing Cars—Part I». Em: *SAE International Journal of Commercial Vehicles* (2023). DOI: [10.4271/02-16-01-0008](https://doi.org/10.4271/02-16-01-0008).
- [6] Puneet Gautam et al. «Designing Variable Ackerman Steering Geometry for Formula Student Race Car». Em: *International Journal of Analytical Experimental and Finite Element Analysis (IJAEFEA)* 1 (2021). ISSN: 2394-711X. DOI: [10.26706/ijaefea.1.8.202110101](https://doi.org/10.26706/ijaefea.1.8.202110101).
- [7] Thomas D. Gillespie. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE), Warrendale, PA, 1992.
- [8] Moad Kissai et al. «Adaptive Robust Vehicle Motion Control for Future Over-Actuated Vehicles». Em: *Machines* (2019). DOI: [10.3390/machines7020026](https://doi.org/10.3390/machines7020026).
- [9] Rongfeng Lin, Xianghui Zhan e Xiaoda Li. «Topology Optimization Design of Automotive Suspension Control Arm». Em: (2025). DOI: [10.xxxx/xxxxxxx](https://doi.org/10.xxxx/xxxxxxx).
- [10] Alexander Macfarlane. «Modular Electric Automatic Guided Vehicle Suspension-Drive Unit». Em: (2016). DOI: [10.13140/RG.2.2.20894.02885](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.20894.02885).
- [11] Luís A. S. B. Martins et al. «Methodology for the Energy Characterization of Type-Approval and Real-World Driving Cycles for Passenger Vehicles». Em: *ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2015)* (2015). DOI: [10.1115/IMECE2015-53669](https://doi.org/10.1115/IMECE2015-53669).
- [12] MechanicalFunda. *What is Toe in and Toe out | Definition | Effect*. Disponível em <https://www.mechanicalfunda.com/2019/02/what-is-toe-in-toe-out.html>. 2019.
- [13] Mechanics Stack Exchange. *Differences between pullrod and pushrod suspensions - pros and cons*. Disponível em <https://mechanics.stackexchange.com/questions/23080/differences-between-pullrod-and-pushrod-suspensions-pros-and-cons>. Mechanics Stack Exchange, 2016.
- [14] Michelin, Société de Technologie. *Michelin Tire Grip*. Michelin, 2001.
- [15] William F. Milliken e Douglas L. Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE), 1995.
- [16] nTop. *nTop Support Center*. <https://support.ntop.com/hc/en-us>. nTop, 2026.

- [17] OptimumG. *OptimumG - Vehicle Dynamics Solutions*. Disponível em <https://optimumg.com/>. OptimumG, 2026.
- [18] Fred Puhn. *How to Make Your Car Handle*. H. P. Books, 1976.
- [19] RACE Software. *Kingpin Angle, Scrub Radius and Wheel Centre Lateral Offset – Suspension KPI*. Disponível em <https://race.software/academy/suspension-designer-library/kingpin-angle-scrub-radius-wheel-centre-lateral-offset/>. 2025.
- [20] RacingCarDynamics. *The Absolute Guide to Racing Tires – Part 1: Lateral Force*. Disponível em <https://racingcardynamics.com/racing-tires-lateral-force/>. 2014.
- [21] Singireu S. Rao. *Nonlinear Programming III: Constraint Optimization Techniques*. John Wiley & Sons, Inc, Hoboken, New Jersey, 2009.
- [22] Jörnßen Reimpell, Helmut Stoll e Jürgen Betzler. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Butterworth-Heinemann, 2001.
- [23] Carroll Smith. *Tune to Win*. Aero Publishers, Inc., 1978.
- [24] Standvirtual. *Adamastor Furia: o primeiro superdesportivo português*. <https://www.standvirtual.com/diarioautomovel/adamastor-furia-superdesportivo-portugues>. Standvirtual, 2024.
- [25] Allan Staniforth. *Competition Car Suspension: A Practical Handbook*. Haynes Publishing, 2006.
- [26] Suspension Secrets. *Tyre Slip Angle – Geometry Explained*. Disponível em <https://suspensionssecrets.co.uk/tyre-slip-angle/>. Suspension Secrets, 2023.
- [27] Suspensions Guy. *Pitch Center Explained*. <https://suspensionsguy.wordpress.com/2021/01/11/pitch-center-explained/>. Multidisciplinary Digital Publishing Institute, 2021.
- [28] TyreLeader. *Contact Patch: under-inflation and over-inflation*. Disponível em <https://www.tyreleader.co.uk/tyres-advice/tyre-contact-patch>. 2019.
- [29] Whiteline Performance. *Oversteer and Understeer Explained*. Disponível em https://whitelineperformance.com/blogs/whiteline-blog/oversteer-and-understeer-explained?srsltid=AfmB0ooD10Pg-1iT4kT_ut482L8GiZotRN9t4e62SM5WX56UFpeo82TX. 2018.
- [30] Xianmin Zhang e Benliang Zhu. *Topology Optimization of Compliant Mechanisms*. Springer Nature Singapore, 2018.

Apêndice A

Resultados: Braços de suspensão

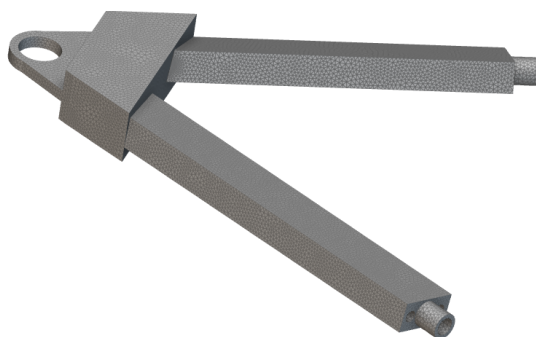
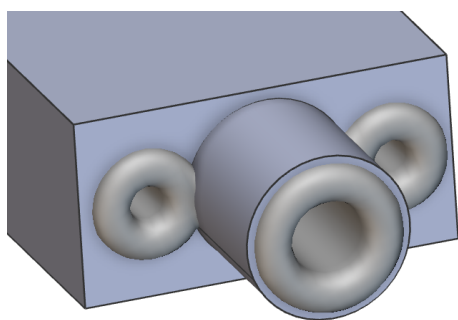
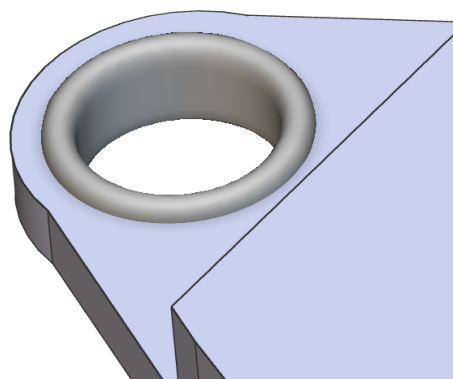


Figura A.1: Malha de 3 mm aplicada nos braços de suspensão.

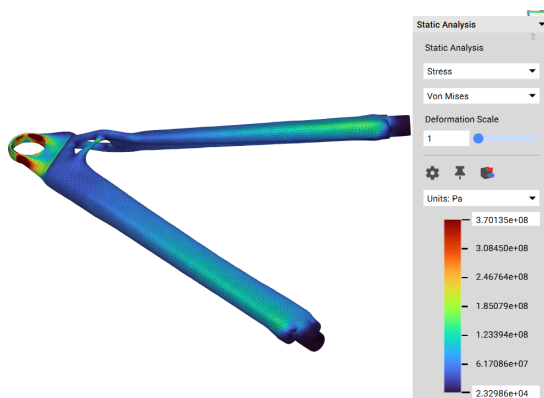


(a) Faces de suporte.

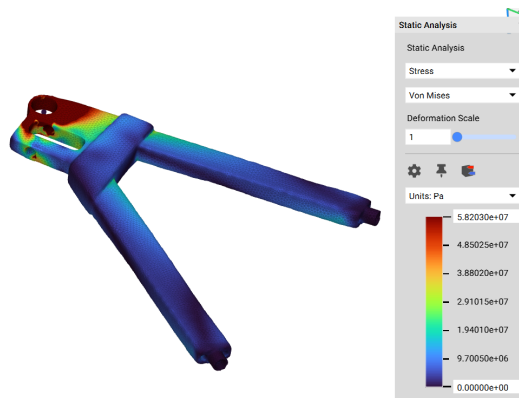


(b) Faces de carregamento.

Figura A.2: *Passive regions* com 5 mm de espessura.

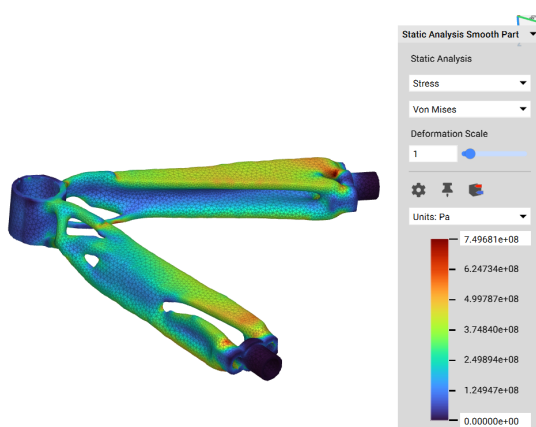


(a) Braço superior.



(b) Braço superior.

Figura A.3: Tensões resultantes dos *smoothen bodies* obtidos da suspensão dianteira.

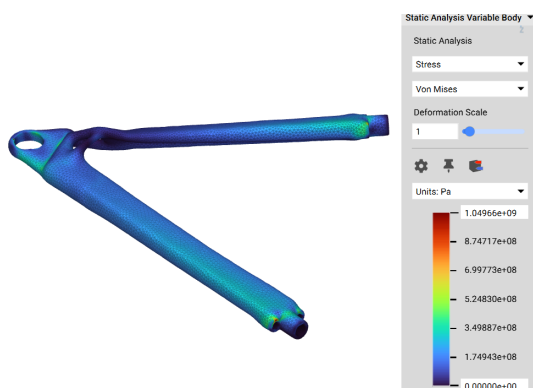


(a) Braço superior.

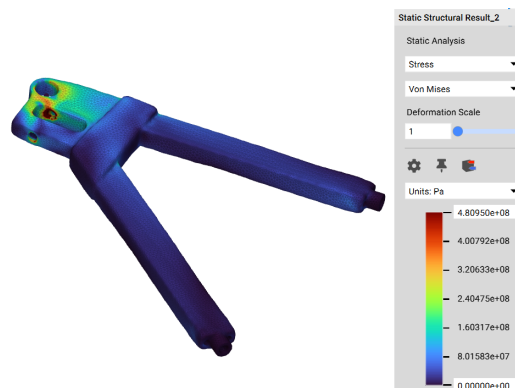


(b) Braço inferior.

Figura A.4: Tensões resultantes dos *smoothen bodies* obtidos da suspensão traseira.

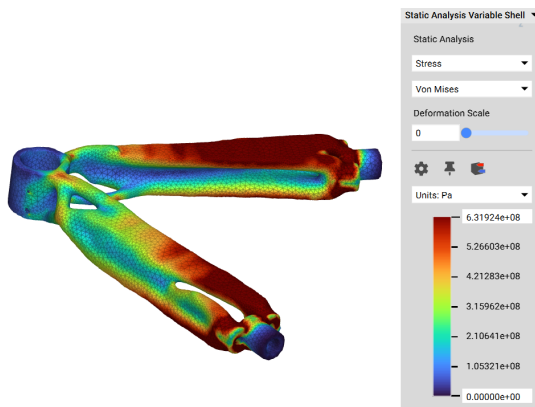


(a) Braço superior.

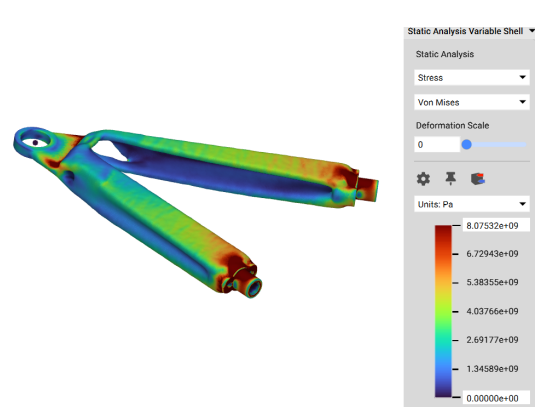


(b) Braço superior.

Figura A.5: Tensões resultantes dos *variable shell bodies* obtidos da suspensão dianteira.



(a) Braço superior.



(b) Braço inferior.

Figura A.6: Tensões resultantes dos *variable shell bodies* obtidos da suspensão traseira.

Apêndice B

Resultados: *Pushrods*

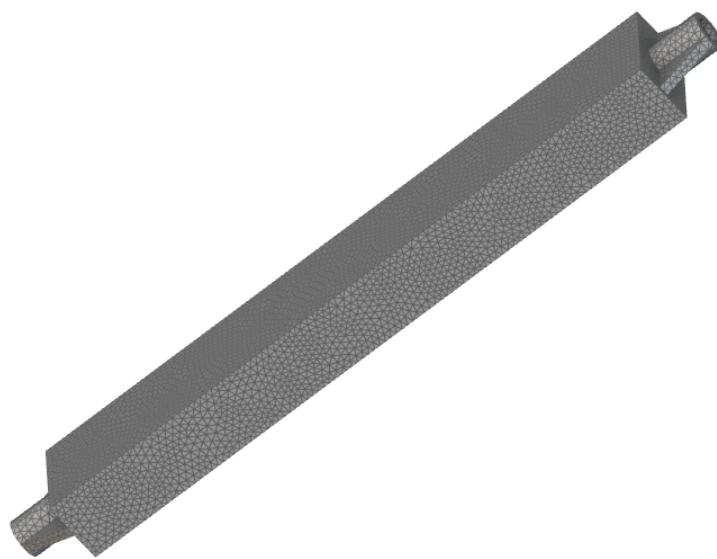


Figura B.1: Malha de 3 mm aplicada nos *pushrods*.

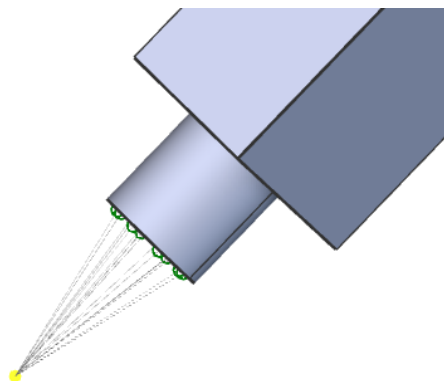


Figura B.2: Conector rígido.

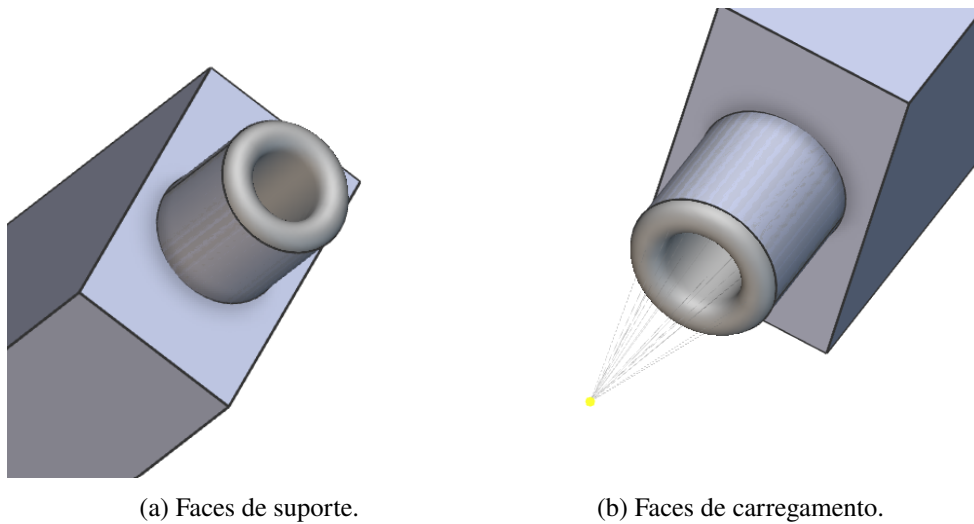


Figura B.3: *Passive regions* com 5 mm de espessura.

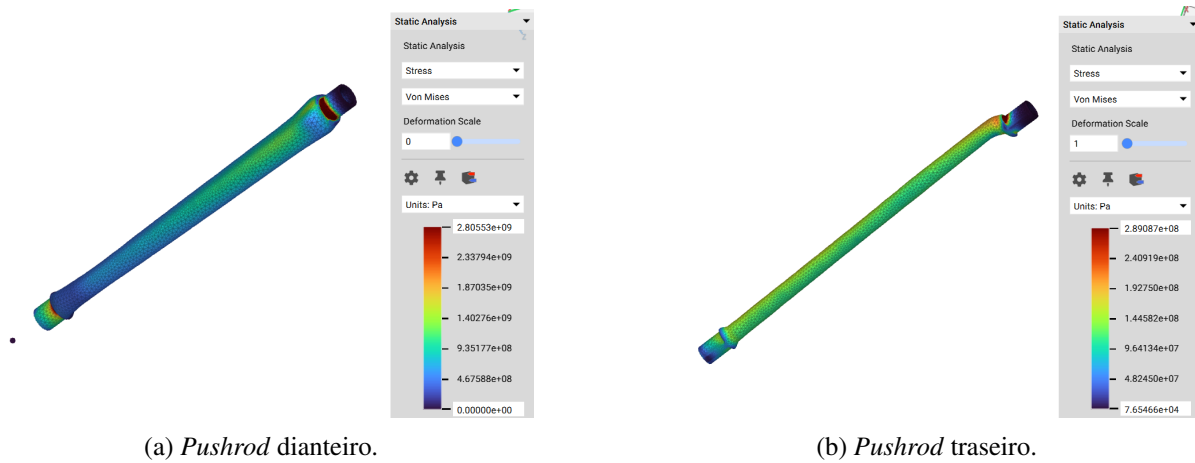


Figura B.4: Tensões resultantes dos *smoothen bodies* obtidos de ambas as suspensões.

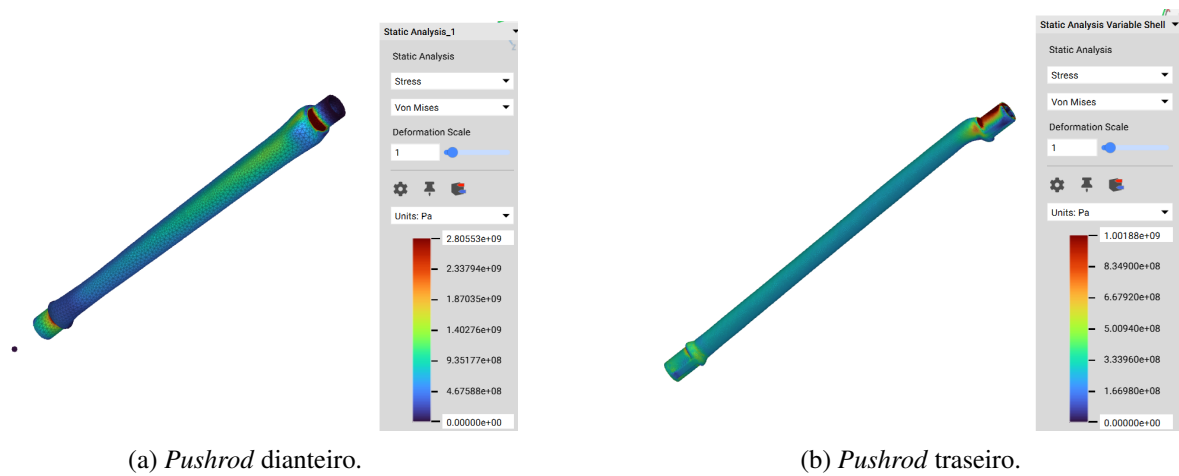


Figura B.5: Tensões resultantes dos *variable shell bodies* obtidos de ambas as suspensões.