

1 INTRODUÇÃO

O chassis é um dos elementos essenciais num veículo, pois partilha a mesma relação com o veículo como um ser partilha com o seu esqueleto. Este elemento estrutural delinea os graus de liberdade de um sistema inteiro, mantêm a sua coesão e é responsável por suportar os esforços externos e internos do mesmo.

O presente estudo centra-se na otimização das características estáticas e dinâmicas de um chassis tubular de automóvel de competição com tração a duas rodas motrizes traseiras produzido pela empresa DEpieres Desportos Motorizados™, consonante com as normas da Federação Internacional Automóvel (FIA) impostas à categoria T1 das viaturas *Cross-Country Rally*. Isto obriga à execução de várias etapas que englobam: avaliações estruturais, estáticas e dinâmicas; otimização estrutural, através do *software Finite Element Model Updating* e dimensionamento do chassis. Esta estratégia inicial teve de ser adaptada porque existia um chassis inicial de características desconhecida e durante o período de realização deste estudo, esse chassis foi avaliado tendo sofrido múltiplas fraturas em componentes estruturais, como ligações soldadas, suportes de componentes vitais ao veículo e perfis tubulares. Aliado a estes problemas e à vontade da empresa em desenvolver e construir um novo chassis para o mesmo propósito, resultou este estudo. Esta investigação foi dificultada pela falta do projeto do chassis anterior.

1.1 MOTIVAÇÃO

O desenvolvimento de soluções estruturais simples e eficientes, que promovam a rigidez estrutural do chassis com massa reduzida constituem premissas prioritárias. Isto implica determinar e criar procedimentos para que as referidas etapas de desenvolvimento sejam concretizadas e completadas, de modo a possibilitar a comparação dos resultados finais com os iniciais. Para além de se apresentarem os cálculos das estimadas solicitações complexas atuantes num chassis, este documento contempla, de forma detalhada, a avaliação das normas em vigor para o chassis e os procedimentos para avaliar e dimensionar um chassis de estrutura espacial com ligações soldadas. Numa fase inicial, foi impreterível: determinar o poder e a tecnologia fabril da empresa responsável pelo fabrico dos chassis tubulares; reportar e avaliar as propriedades físicas e mecânicas do material base e a tecnologia das ligações soldadas, definidos pela empresa, para posteriormente analisar e, se possível, executar outras soluções viáveis. São, ainda, identificadas neste documento, algumas

correções e propostas de correção do processo realizado, resultantes da reavaliação integral do mesmo, principalmente após uma falha prematura na zona traseira do chassis existente, durante uma prova em que participou.

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Com a realização deste estudo propõe-se contribuir para a construção duma nova versão dum chassis tubular espacial com maior eficiência estrutural, onde se pretende obter um baixo valor de massa e de risco de colapso e elevados valores de rigidez estrutural e de frequências naturais. Na prossecução desta finalidade, elaborou-se o presente relatório, cuja descrição segue a ordem cronológica dos eventos realizados neste estudo, exceto quando indicado o contrário. Encontra-se estruturado em quatro capítulos, constando do primeiro capítulo o estado da arte, onde se apresenta o mercado existente da competição de Todo-o-Terreno, como as competições, as empresas e a tecnologia envolvida. Referem-se, também, alguns aspetos relacionados com a avaliação estrutural de um chassis e as normas FIA. No segundo capítulo procede-se à apresentação da DEpieres Desportos Motorizados™, abordam-se as tecnologias de conformação e maquinagem, as características do chassis antigo, a tecnologia de ligações soldadas e a construção de um modelo virtual. Por sua vez, o terceiro capítulo versa o novo projeto, as suas especificações, bem como, os constrangimentos e os requisitos de mesmo. A necessidade de criar um novo chassis leva ao projeto do mesmo que inclui a implementação de vários materiais, o projeto e o fabrico de ligações soldadas e processos de acordo com os resultados obtidos dos ensaios experimentais realizados, e desenvolvimento de métodos de dimensionamento estrutural. Foi definido, também, um modelo virtual e a otimização estrutural. O quarto e último capítulo referente, à dinâmica automóvel, expõe uma caracterização superficial do comportamento do veículo, cujo chassis é esmiuçado neste documento, e uma possível expansão de funcionalidades dos modelos virtuais criados deste veículo. A conclusão complementa uma breve discussão de resultados e propõe novas investigações sobre outras áreas intimamente ligadas ao tema deste documento. Por fim, apresentam-se, as referências bibliográficas utilizadas ao longo do estudo, assim como os anexos necessários à justificação dos procedimentos metodológicos referenciados ao longo deste trabalho.

2 ESTADO DA ARTE

O capítulo do estado da arte contempla um estudo do mercado (tipos de competições, tipos de empresas, tipos de materiais e processos de soldadura), a evolução cronológica dos chassis dos veículos, normas e um estudo da empresa Depieres Desportos Motorizados™, na respetiva ordem.

2.1 COMPETIÇÕES/MERCADOS

O veículo desenvolvido neste estudo cumpre os critérios dos Regulamentos da categoria *Cross-Country Rally* da FIA. Esta categoria abrange 3 tipos de eventos: *Cross-Country Rally* ou comumente denominado de *Rally Raid*; *Cross-Country Baja* também designado de Baja; e *Cross-Country Marathon Rally* ou vulgarmente chamada de Maratona, (1) (2).

O *Rally Raid* é um tipo de evento que tem um intervalo de distância total entre 1200 km a 3000 km, a distância total de etapas pilotadas tem de ser no mínimo 1200 km e tem uma duração máxima de 8 dias (incluindo a Inspeção Técnica dos veículos e a etapa Super Especial).

A Baja pode ter várias etapas no espaço de um ou dois dias, a etapa Super Especial pode ser realizada num dia extra e a distância total mínima de etapas pilotadas é de 300 km. Se a Baja tiver o formato de apenas um dia, esta não pode ter uma distância total de 600 km. No entanto, no formato mais longo, a distância total máxima não pode ultrapassar os 1000 km e o tempo de descanso entre os dois dias de competição tem de se encontrar num intervalo entre 8 a 20 horas.

A Maratona tem uma distância total mínima de 5000 km e uma distância total mínima de etapas pilotadas de 5000 km. Este tipo de evento tem uma duração máxima de 20 dias (incluindo a Inspeção Técnica dos veículos e a etapa Super Especial), é apenas realizado um evento por continente por ano e o seu itinerário só abrange os países permitidos pela FIA.

O Campeonato do Mundo e outros sub Campeonatos, como é o caso do Campeonato Nacional de Todo-o-Terreno, são compostos apenas por *Rally Raids* e Bajas. Por sua vez, o *Dakar Rally* é o exemplo mais vulgar de uma Maratona onde, à exceção das motos, apenas são admitidos veículos do Grupo T, da categoria Cross-Country. Os veículos competem em terreno acidentado, em vários tipos de piso (areia, terra, gravilha, riachos e por vezes alcatrão) que podem coexistir, numa etapa pilotada e sob diferentes condições climáticas (existência de gelo, neve, chuva ou o calor e o frio de um deserto). Os pilotos navegam-se por um livro de notas fornecido pela organização do evento e por um sistema de GPS.

2.2 EMPRESAS

Vários tipos de empresas desenvolvem veículos de raiz para este tipo de competição, subdividindo-se em dois grupos distintos: as equipas de fábrica e as equipas privadas. O grupo de equipas de fábrica envolve apenas as marcas comuns de veículos [a título de exemplo a VW™ (3), a Peugeot™ (4) e a Citroen™ (5)] que têm divisões dedicadas ao desporto automóvel e fabricam veículos de competição, sob a forma de investimento, com o intuito de publicitar o lançamento de algum modelo. As marcas comuns de veículos também solicitam a equipas privadas, o projeto e o fabrico de um carro de competição. A equipa privada X-Raid™ (6) representou a BMW™ e atualmente representa a Mini™ e a Neil Woolridge Motorsport™ representa a Ford™ (7). A Hallspeed™ e a Overdrive™ (8) colaboram em conjunto para representar a Toyota™.

As equipas privadas, como a DEpieres Desportos Motorizados™ (9), têm sempre menor capacidade financeira e seguem, geralmente, as características estéticas e até mecânicas de um modelo de um veículo dirigido para as massas, para reduzir custos de produção. Por sua vez, a Jefferies Racing™ (10), a Jimco Racing™ (11) e a Robby Gordon Motorsport™ (12) são equipas privadas que desenvolvem protótipos exclusivos.

2.3 CHASSIS

O chassis é o elemento estrutural mais importante de um veículo. Para além deste ser responsável por suportar todas as solicitações envolvidas (estáticas e dinâmicas), é também o elemento que localiza entre si todos os componentes como o corpo do veículo, os sistemas de suspensão, os elementos mecânicos e eletrónicos, o condutor e passageiros e uma possível carga extra. O chassis é um componente vital do veículo e o seu desempenho determina a qualidade geral da condução, da segurança dos ocupantes e da construção de um veículo (a ausência de vibrações indesejadas e a coesão de todos os componentes estruturais são importantes).

O primeiro tipo de chassis conhecido surge após a estabilização da produção em massa de carros, em 1920 (13). O corpo do carro é um elemento separado do seu chassis e ambos são conectados através de ligações rebitadas e/ou ligações aparafusadas. Este é um tipo de chassis compacto definido por um par de vigas principais dispostas longitudinalmente no veículo, conectadas

por pequenas vigas transversais soldadas. A geometria é bastante semelhante à de um escadote, surgindo daí a denominação de *Ladder Frame Chassis* (Figura 1).

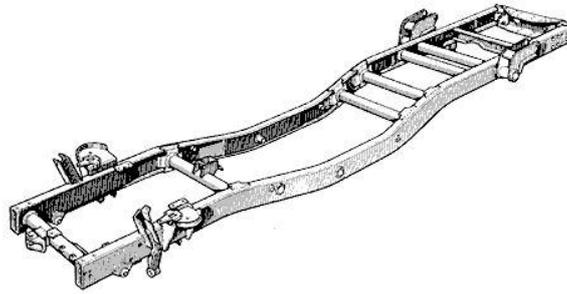


Figura 1: Desenho representativo do chassi *Ladder Frame* (14).

Através de uma simples análise estática é possível prever o comportamento deste tipo de chassi. A fixação da estrutura é feita em 4 pontos de acoplamento dos sistemas das suspensões e as solicitações (provenientes do peso próprio dos componentes e dos passageiros) são perpendiculares ao plano da geometria representada na Figura 1, onde o momento de inércia de área das vigas tem maiores valores. No entanto, se a fixação ocorrer de forma diferente à fixação em 4 pontos, de forma a simular o comportamento do veículo em piso irregular, as solicitações produzem torção e esforços de corte nos elementos estruturais o que leva à transmissão de esforços para o corpo do veículo que não é dimensionado com este propósito. De acordo com Brown, Robertson e Serpento (13), em 1930 são adotados membros cruciformes nos centros deste tipo de chassi de forma a obter uma melhor rigidez à torção (Figura 2).

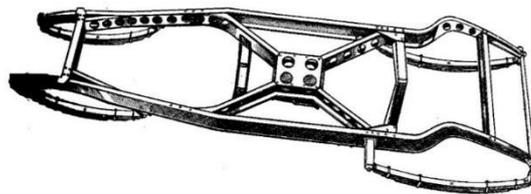


Figura 2: Desenho representativo do chassi *Ladder Frame* com membro cruciforme (15).

O chassi em formato de escadote, comparativamente com outros géneros de chassis, tem menor rigidez à torção mas excelente capacidade de rigidez à flexão, justificando a sua habitual utilização apenas em veículos lentos, responsáveis pelo transporte de mercadoria de elevados valores de massa. Entre 1930 e 1950, o chassi em escadote evoluiu para o chassi *Twin Tube* ou *Multi Tube* usado especialmente em competições (13) (Figura 3). As ligações são soldadas e a rigidez torsional aumenta devido à geometria dos membros.

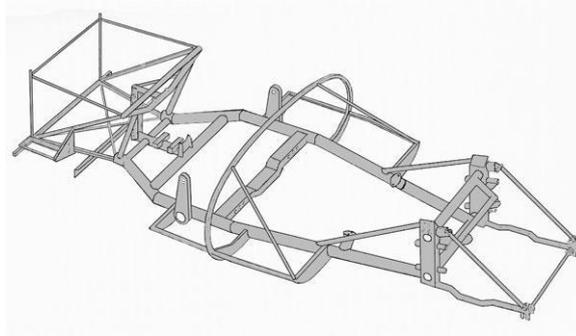


Figura 3: Imagem do chassis Twin Tube do Jaguar™ Lister (16).

O tipo de chassis Backbone ou espinha dorsal, visível na Figura 4, tem origem por volta de 1930, e grande parte da sua rigidez é oriunda do túnel central (13).



Figura 4: Imagem do chassis *Backbone* do Lotus™ Elan (17).

Este tipo de chassis mantém o princípio da separação entre o corpo do veículo e o chassis, mas neste caso o corpo do veículo também é dimensionado para resistir às solicitações que não são completamente dissipadas pelo chassis. Como é visível na Figura 4, cascas de metal, tubos triangulados ou um misto dos dois são usados para suportar as cargas de corte dos perfis tubulares principais, que constituem o túnel, provenientes da torção do chassis (13). Esta disposição é usada até aos anos 90 em carros desportivos de baixo valor de massa, de que são exemplo os veículos da Lotus™ e da TVR™. Atualmente pode também ser encontrada no chassis híbrido do Honda™ S2000.

Segundo Chapman (18), o chassis de estrutura espacial (*Spacial Frame Chassis*) nasce na aeronáutica e em 1946 é aplicado no desporto automóvel, nos veículos D46 da Cisitalia™ (Figura 5) e em 1947 nos Type 360 da Porsche™. De acordo com a experiência adquirida nos chassis *Twin Tube* e *Backbone*, o uso de perfis tubulares torna-se mais viável sob outros tipos de secção. Os primeiros chassis de estrutura espacial não têm topo e as únicas formas de aumentar a rigidez estrutural abrangem o reforço do túnel da transmissão, do tablier e/ou do colar (a área do colar representa a única parte destapada da carroçaria do veículo e situa-se no topo do habitáculo entre o(s) assento(s) e o tablier) (13). Mais tarde, o tejadilho e os seus pilares passam a ser usados como parte do chassis e um estudo verificou um aumento em 500% da rigidez torsional dos chassis (13). Todas as formas

geométricas planas sob os efeitos de esforços comportam-se como um mecanismo exceto o triângulo, porque é um “mecanismo” sem graus de liberdade (rígido). A triangulação dos elementos estruturais do chassis tem extrema importância, porque reduz a intensidade dos momentos de flexão e dos esforços de corte através da promoção de um comportamento axial de cada elemento. O valor da soma dos dois rácios de massa e custo de fabrico e do custo de fabrico e desempenho estrutural são baixos, em comparação com qualquer outro tipo de chassis, e o dimensionamento estrutural pode reduzir-se a cálculos a efetuar numa matriz rígida representativa da estrutura, tornando este tipo de chassis bastante atraente na área da competição automóvel. À exceção de carros formulas, este tipo de filosofia pode ser encontrada em todos os restantes carros de competição sob a forma de células de proteção (*Roll Cages*), estruturas híbridas e chassis completos.

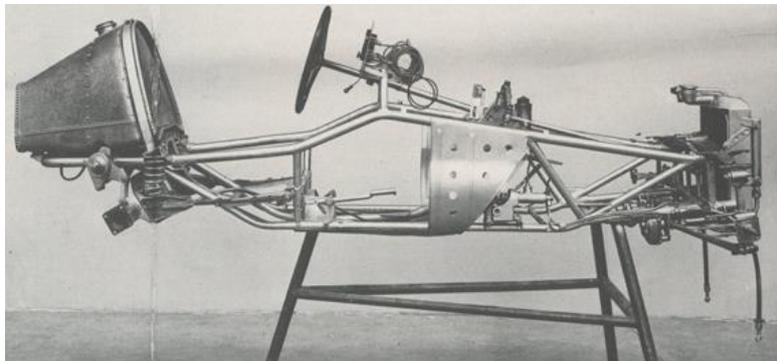


Figura 5: Imagem do chassis de estrutura espacial do Cisitalia™ D46 (19).

Antigamente os aviões baseavam-se numa estrutura espacial e o conceito de *Monocoque* foi concebido para responder à necessidade de tornar a fuselagem dos aviões em elemento estrutural (20) e em 1915 o primeiro carro, com uma variante deste tipo de tecnologia (*Stressed-Skin Chassis*), efetua a sua primeira corrida (21). Esta variante marcou o mundo do desporto automóvel, pois foi possível construir chassis mais leves do que em qualquer outro método, mais rígidos e com maior resistência mecânica (13). Em vez das cargas distribuídas pelos elementos sob a forma axial como num chassis de estrutura espacial, um chassis *Monocoque* usa folhas de metal (antigamente alumínio) ou de uma fibra sintética (atualmente um polímero reforçado de fibra de carbono) aliada a um polímero e as suas solicitações são transmitidas pelas camadas sob a forma de forças de corte. No uso de um polímero reforçado de fibras sintéticas, as camadas podem ser colocadas em diferentes orientações de forma a obter as propriedades físicas e mecânicas desejáveis de acordo com a previsão da direção dos esforços que atuam em cada zona do chassis, devido às propriedades anisotrópicas de cada camada. Este tipo de chassis necessita de reforços localizados, especialmente para prevenir falhas por encurvadura (13). Os reforços no nariz de um carro de competição, formula, constituem um excelente exemplo (Figura 6) porque mostram o compromisso entre a necessidade de reforço devido às

solicitações oriundas dos sistemas de suspensão e de direção e a existência de espaço suficiente para o piloto.

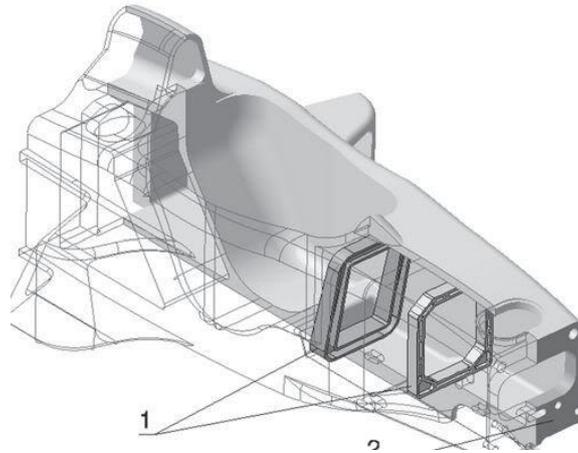


Figura 6: Desenho representativo da parte frontal de um comum chassi de um carro de competição formula (22).

O tipo de chassi mais comum é o chassi unitário (*Unitary Body Structure, Unibody* ou *Integral Body Structure*) e foi posto em produção em 1930. Esta estrutura é composta por peças de metal (normalmente aço) estampado e conectado através de soldadura por pontos. Alguns componentes estruturais também podem fazer parte da carroçaria (Figura 7). O fabrico é facilmente reproduzível e é o tipo de chassi mais indicado para as massas (13).

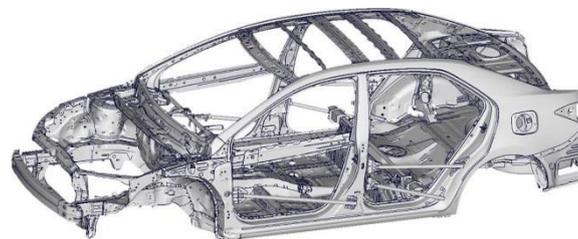


Figura 7: Renderização do chassi unitário de um Toyota™ Corolla (23).

O Centro de Investigação da Audi™ (ALDC) é pioneiro numa variante desta tecnologia, denominada de *Bird Cage Chassis Frame*, constituída por elementos de alumínio obtidos por extrusão, estampagem e fundição. A Figura 8 mostra alguns chassis da Audi™ e de outras marcas dentro do mesmo grupo. Os elementos estruturais que constituem o chassi unitário e o *Bird Cage Chassis Frame* são dimensionados de forma a serem transmissíveis entre os modelos de cada marca que os fabrica, reduzindo o custo dos produtos finais.



Figura 8: Imagem dos chassis resultantes dos estudos do (ALDC) (24).

O chassis em formato de plataforma (*Platform Chassis*) é composto por folhas de alumínio quinadas de forma a criar membros com grandes secções geométricas. O aspeto do habitáculo (Figura 9) assemelha-se a uma banheira e normalmente a parte superior não tem significância estrutural (13).



Figura 9: Imagem de um chassis em formato de plataforma de um Lotus™ (25).

2.3.1 TIPOS DE CHASSIS DE COMPETIÇÃO

Devido à escassez de informação encontrada na categoria do Todo-o-Terreno, o presente capítulo introduz veículos fabricados para funcionarem em terreno acidentado e de piso misto, o que envolve veículos de *Rally* e de *Cross-Country Rally* que obedecem a alguns dos requisitos de projeto, impostos pela DEpieres Desportos Motorizados™. Qualquer fabricante de automóveis de competição, independentemente das diferentes normas delimitadas pela FIA, partilha a mesma divisa: um veículo tem de ser o mais leve e fiável possível.

2.3.1.1 RALLY

Na era do antigo Grupo B do Campeonato Mundial de Rally, de 1982 a 1986, as equipas foram responsáveis pelo desenvolvimento de imensa tecnologia no mundo automóvel. O Grupo B apresentava poucas restrições e marcas como a Lancia™, a Ford™, a Peugeot™, a Renault™ e a

Citroen™ foram atraídas e desenvolveram veículos mais caros e mais rápidos em comparação às outras divisões do Campeonato. Todos os veículos da última época de existência deste grupo possuíam chassis híbridos (habitáculo proveniente de um chassis unitário de um veículo comum unido aos módulos frontal e traseiro e à célula de proteção projetados como estruturas espaciais) exceto o Audi™ Quattro S1 (Figura 10). Após o encerramento abrupto do Grupo B, a Peugeot™ quis recuperar o investimento e então dedicou-se ao Cross-Country Rally com o veículo, da Figura 10. Com a tecnologia desenvolvida no Grupo B aliada ao conhecimento obtido no *Dakar Rally*, a Peugeot™ dominou a competição em 4 anos consecutivos.



Figura 10: Imagem do chassis híbrido do Peugeot™ 205 T16 (26).

Uma outra solução das marcas do antigo Grupo B, foi a reutilização dos seus veículos no *Rallycross*. Empiricamente, esta modalidade resume-se a viaturas da divisão mais rápida do *Rally* com valores dobrados de potência. À medida que as restrições da mais alta divisa do *Rally* empurraram a evolução da tecnologia estrutural para o uso de chassis unitários, o *Rallycross*, modalidade de menor retorno financeiro do que o *Rally*, seguiu essa evolução. Recentemente, essa tendência foi mudada apenas na categoria Junior através da ação da empresa Avitas Motorsport™ que desenvolveu o Super Car Lites (Figura 11). Segundo Kerem Orek (27), engenheiro e gerente do departamento de investigação e desenvolvimento da Avitas Motorsport™, a escolha de um sistema de pivotagem ajustável nas suspensões frontais e traseiras recai na vantagem de afinação simples sem recorrer à troca de molas e/ou afinação do amortecimento. Outra vantagem notável é a concentração dos esforços das suspensões nas suas baías que permite poupar material, reduzindo a altura do centro de gravidade e a quantidade de zonas de reforços estruturais. O chassis do Super Car Lites é composto por 3 módulos: a traseira, a frente, o habitáculo e uma plataforma. Esta plataforma é responsável por localizar e suportar os componentes mecânicos e os pilotos, e é o único elemento estrutural com ligações permanentes. Os restantes módulos deste chassis encaixam nesta plataforma através de

ligações aparafusadas, como é possível verificar nas imagens da Figura 11. O documento (28) apresenta uma imagem mais detalhada sobre este chassis.



a)



b)

Figura 11: a) Imagem da frente do Super Car Lites e b) imagem da traseira.

2.3.1.1 TT

Quando o Grupo B foi cancelado, a Peugeot™ adaptou o seu veículo do Campeonato Mundial de Rally, o 205 T16, às normalizações do *Dakar Rally*. O veículo adaptado, Peugeot™ 205 T16 Grand Raid (Figura 12), dominou o *Dakar Rally* por dois anos consecutivos.



Figura 12: Imagem do Peugeot™ 205 T16 Grand Raid (29).

Eventualmente a Peugeot™ substituiu o 205 T16 Grand Raid pelo 405 T16 *Grand* Raid (Figura 13) que também dominou o *Dakar Rally* por dois anos consecutivos.

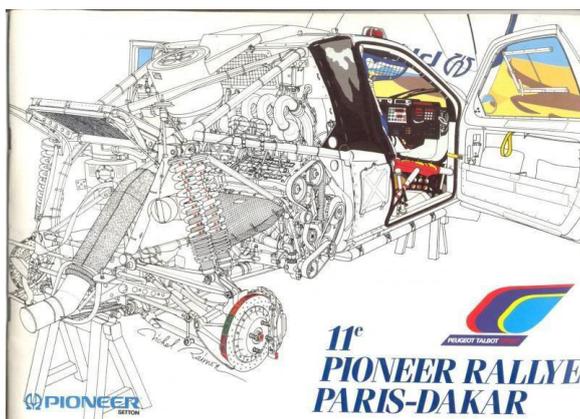


Figura 13: Peugeot™ 405 T16 Grand Raid. Imagem do desenho representativo da vista em perspectiva da traseira e lateral do veículo sem carroçaria (30).

Após a tentativa falhada no histórico Grupo B do Campeonato Mundial de Rally, a Citroen™ aproveitou a parceria com a Peugeot™ e criou a evolução desse veículo, o Citroen™ ZX Rally Raid (Figura 14). O ZX Rally Raid dominou o *Dakar Rally* por 3 anos consecutivos. Apesar das evoluções sofridas, estes 3 veículos mantiveram sempre a mesma configuração (o mesmo tipo de suspensão independente de duplo triângulo em cada roda, a mesma disposição do motor (motor está colocado de forma transversal em relação ao eixo de simetria do veículo, e situa-se na zona central e traseira do chassis), depósito (dentro do habitáculo entre os pilotos e o motor), caixa de velocidades e transmissão (tração às 4 rodas motrizes) e o valor da massa (por volta dos 1400 kg no total de cada veículo, prontos a correr e sem pilotos). Atualmente, a legislação do *Cross-Country Rally* da FIA mudou consideravelmente em relação aos veículos de 4 rodas motrizes, o que inviabiliza o uso destes veículos mencionados. Contudo, a legislação dirigida para os 2 rodas motrizes é mais livre (capítulo 2.4).

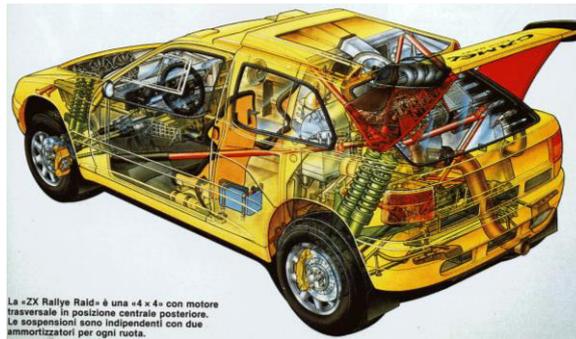


Figura 14: Citroën™ ZX Rally Raid, desenho representativo da vista em perspectiva da traseira e lateral do veículo (31).

O Jimco Racing™ Rally Raid (Figura 15) demonstra o interesse no mercado global do maior fabricante Norte Americano de veículos de Todo-o-Terreno. Foram fabricadas duas variantes deste modelo, uma com o motor disposto na zona central e traseira do chassis e outra com o motor disposto na traseira do chassis e ambas com o motor colocado longitudinalmente em relação ao eixo de simetria do veículo e tração traseira. Neste documento apenas será abrangida a variante mais leve (1450 kg de tara, Tabela 1) e mais usada no *Dakar Rally* pela equipa SMG™ e pelo famoso piloto Jean-Lois Schlesser (32), a de disposição central e traseira do motor no chassis. A imagem Figura 15 a) mostra que as suspensões frontais são compostas por um sistema de duplos braços triangulares por roda. Por sua vez, as suspensões traseiras, Figura 15 b), usufruem de um braço de arrasto por roda e o sistema de transmissão é composto por um semieixo por roda. Estas características tornam o comportamento das suspensões independente. No Relatório 24 Fronteira é possível encontrar a descrição do funcionamento deste tipo de sistema (Anexo I). Os componentes de maior massa como o depósito de combustível dentro do habitáculo, entre os assentos dos pilotos e o pilar B do veículo [Figura 15 a)], o motor e os pilotos estão posicionados com um pequeno de espaço entre si. Quanto mais compacto for este intervalo de componentes de elevado valor de massa, mais coesa e leve será a estrutura final, porque os esforços provenientes da inércia da massa destes componentes concentram-se todos numa determinada zona central do veículo. Isto obriga a criar uma zona com maior rigidez e resistência mecânica concentrada, permitindo que se poupe material ao usar tubos de menor secção noutras zonas de menor importância do chassis e limita o número de reforços necessários. Assim, é possível também prever e controlar um valor mais real do centro de gravidade do veículo final durante a fase de projeto do mesmo. A Jimco Racing™ recorreu à ponte do *Roll Cage* e às costas do habitáculo para aproveitarem as secções impostas pela FIA, no habitáculo, diminuindo a necessidade de usar secções tubulares de maior momento de inércia de área e reforços estruturais nas ligações soldadas. A caixa de velocidades e os dois pneus suplentes, que assentam em cima dela, aproximam o centro de

gravidade ao eixo traseiro do veículo na direção longitudinal do eixo de simetria do veículo, de forma a maximizar a tração das duas rodas motrizes do veículo.



a)



b)

Figura 15: Jimco Racing™ Rally Raid com disposição de motor central e traseira no chassi. A) Imagem da lateral do veículo (33) e b) imagem da traseira (34).

A distância entre eixos, a largura das vias frontal e traseira (distância entre os centros dos pneus das rodas do mesmo eixo com o veículo em repouso) e a tara são características fundamentais que permitem estudar, superficialmente, o comportamento dinâmico de um veículo [(35), (36) e Tabela 1].

Tabela 1: Características gerais do Jimco Racing™ Rally Raid.

Distância entre eixos	Largura da via frontal	Largura da via traseira	Tara
mm	mm	mm	kg
3060	1900	1850	1450

Através da vista lateral do chassis, a Figura 16 mostra uma estrutura espacial triangulada à exceção de uma zona do chão do habitáculo, do chão da traseira e dos últimos elementos estruturais (vistos da esquerda para a direita).



Figura 16: Imagem do chassis do Jimco Racing™ Rally Raid de motor central traseiro (37).

A parte frontal deste veículo [Figura 17 b)] é composta por duas estruturas, a estrutura espacial do chassis e uma subestrutura. Esta subestrutura é constituída por placas metálicas soldadas que suportam a caixa de direção e transmitem as solicitações do sistema de direção e dos 4 braços da suspensão frontal para o chassis. Imaginando apenas os eixos centrais dos elementos estruturais tubulares com conexões nodais entre eles, os apoios dos braços de arrasto dos sistemas de suspensão traseiros [Figura 17 a)] estão localizados o mais próximo possível desses nós teóricos. Esta disposição minimiza os momentos fletores na estrutura espacial, maximizando o comportamento axial dos seus elementos estruturais. O mesmo já não acontece para os apoios dos amortecedores traseiros [canto superior direito da imagem a) da Figura 17] e para os apoios do *Bump Stop* hidráulico [na direita da zona central da imagem a) da Figura 17]. É possível visualizar os reforços normativos, a bordar no capítulo 2.4, responsáveis por evitar a fratura e penetração dos elementos estruturais no habitáculo e os reforços das zonas de maior risco teórico responsáveis por suportar os esforços das ligações sobrecarregas, visíveis na Figura 16, e na Figura 17 a). Isto é conseguido através do aumento da área do cordão de soldadura e do aumento do momento de inércia de área favorável à direção dos esforços de corte e transversal de maiores intensidades na ligação. A zona termicamente afetada, visível a olho nu nas duas imagens da Figura 17, de todas as ligações soldadas são pequenas e concentradas, o que mostra que houve cuidado com o controlo da energia entregue aos elementos estruturais do chassis. Este assunto será aprofundado no capítulo 4.5.

Durante o desenvolvimento do veículo DEpieres™ 2RM, várias empresas desenvolveram os seus veículos para o *Dakar Rally* 2015, tais como: a Robby Gordon Motorsport™, a Peugeot™ e a X-Raid™ em colaboração com a Jefferies Racing™.



a)



b)

Figura 17: Chassis nu do Jimco Racing™ Rally Raid. a) Frente do veículo e b) lateral do veículo (37).

A Robby Gordon Motorsport™ produziu o veículo de tração traseira HST Gordini (Figura 18) para participar na mais recente edição do *Dakar Rally*. Apresenta uma disposição de suspensões semelhante ao veículo Jimco Racing™ Rally Raid, mas com uma disposição dos componentes ligeiramente diferente. As suspensões frontais do veículo são constituídas por um sistema de braços triangulares duplos por roda e as suspensões traseiras por um braço longo de arrasto por roda. Apenas as suspensões frontais são independentes, porque o binário do motor é conduzido do diferencial às duas rodas traseiras através de um eixo rígido. O motor situa-se na zona frontal e central do chassis posicionado longitudinalmente [Figura 18 b)], a caixa de velocidades está no interior do habitáculo, os componentes de arrefecimento estão alojados na zona superior das costas do habitáculo, o depósito de combustível está colocado na zona da traseira do veículo atrás do eixo traseiro e as duas rodas suplentes são posicionadas paralelamente ao depósito de combustível. A organização destes

componentes de elevada massa são o resultado de um compromisso entre a distribuição teórica de igual peso por cada eixo do veículo e a maximização da tração das rodas motrizes traseiras.

O chassis deste veículo não tem triangulação na parte frontal do HST Gordini [Figura 18 b)] e na zona inferior da traseira junto ao habitáculo (Figura 19).



a)



b)

Figura 18: HST Gordini. a) Imagem da lateral do veículo sem carroçaria e b) imagem da frente inacabada (38).

A referida zona inferior da traseira do chassis e o fundo das costas do habitáculo têm a sua geometria condicionada pelo longo curso das suspensões traseiras que permitem uma recolha exagerada dessas rodas, obrigando o veio de transmissão, o diferencial e o eixo rígido a acompanhar o movimento das rodas traseiras. O eixo dos dois pontos de encaixe e pivotagem dos dois braços de arrasto parece ser colinear com um dos eixos da ligação universal do veio de transmissão. O encaixe de um dos braços de arrasto é visível no fundo do habitáculo na Figura 19. O motor e os braços triangulares das suspensões da frente são suportados por uma subestrutura visível na Figura 18 b) e na Figura 19. A estrutura frontal superior do chassis é removível, de acordo com as ligações

aparafusadas nos pilares A e na subestrutura de apoio ao motor e aos braços das suspensões frontais [Figura 18 b)] e com a ausência da estrutura frontal e a existência de furos para a montagem da mesma (Figura 19). À exceção dos reforços normativos, este chassis de estrutura espacial apresenta um tipo de reforço estrutural invulgar (folha de metal que se encontra na zona lateral do habitáculo, visível na Figura 19).



Figura 19: Imagem da preparação para a pintura do chassis do HST Gordini (39).

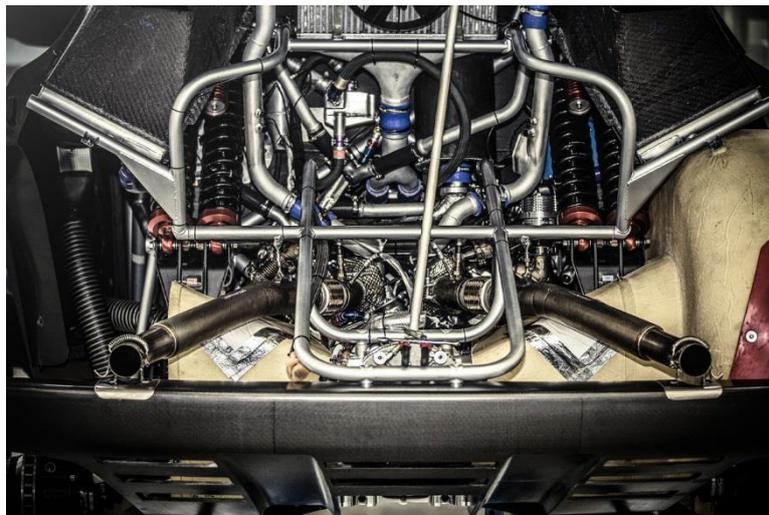
Vinte e cinco anos depois da sua última participação, a Peugeot™ regressou ao *Dakar Rally* com o 2008 DKR (Figura 20). Este novo veículo mantém a tendência da Peugeot™ e da Citroen™ em alguns componentes, como a suspensão independente de braços duplos triangulares por cada roda, o motor com disposição central e traseira no chassis, sistemas de arrefecimento na traseira e a roda suplente é transportada na frente do veículo. Desta vez a Peugeot™ posicionou o motor longitudinalmente em relação ao eixo de simetria do veículo [Figura 20 b)], encostou-o às costas do habitáculo e colocou o depósito dentro do habitáculo, debaixo dos assentos. Devido aos esforços inerentes deste tipo de suspensão, a Peugeot™ usou um sistema de pivotagem nos amortecedores em cada suspensão traseira. Pela Figura 20 a) é possível visualizar uma barra que liga o braço triangular inferior da suspensão traseira a um sistema de pivotagem ligado a dois amortecedores inclinados na direção do habitáculo. Os dois sistemas de pivotagem e os amortecedores são também visíveis na Figura 20 b).

A mudança mais radical é o uso da caixa de velocidades como elemento estrutural. É possível verificar que o braço superior e inferior da suspensão traseira estão ligados ao chassis (canto esquerdo da Figura 21) e à caixa de velocidades (canto direito da Figura 21). Esta configuração é normalmente observada nos carros de pista que podem atingir 4 vezes mais os valores de carga nos braços das suspensões do que num Todo-o-Terreno, mas o piso não é tão irregular nem as suspensões têm tanto curso como num Todo-o-Terreno. Ao usar o sistema de pivotagem nas suspensões traseiras não há necessidade de uma estrutura tão robusta na traseira para suportar os esforços das típicas suspensões

de duplos braços triangulares porque os esforços exercidos nos amortecedores são encaminhados para o habitáculo. Basicamente, a Peugeot™ parece tentar reproduzir a transmissão de esforços dos amortecedores que ocorre num sistema de suspensão de braço de arrasto, colmatando com uma filosofia de organização estrutural inteligente e de poupança de material semelhante à usada no Super Car Lites da Avitas Motorsport™.



a)



b)

Figura 20: a) Imagem da montagem do final do Peugeot™ 2008 DKR (40) e b) imagem da vista da traseira (41).

O chassis de estrutura espacial apresenta boa triangulação estrutural, visível pela Figura 22. Esta figura também revela a existência de dois andares dentro do habitáculo que separam os pilotos do depósito de combustível. E, ainda, um tipo de sistema de suspensões frontais de duplo braço triangular bastante compacto para efetuar grandes cursos e o recurso a um grande número de reforços estruturais não normativos.



Figura 21: Imagem da suspensão traseira do Peugeot™ 2008 DKR (42).

A organização dos componentes dos veículos do Grupo B de motor central no chassis e o Super Car Lites da Avitas Motorsort™ promovem a diminuição do valor do momento angular do veículo (Equação 1) através da redução do momento de inércia de massa, I , segundo o eixo vertical, coincidente com o centro de gravidade de cada veículo (este eixo vertical é perpendicular ao eixo de simetria do veículo) e a localização do centro de gravidade que atribui uma distribuição de peso teórica de 50 % nos eixos frontal e traseiro.

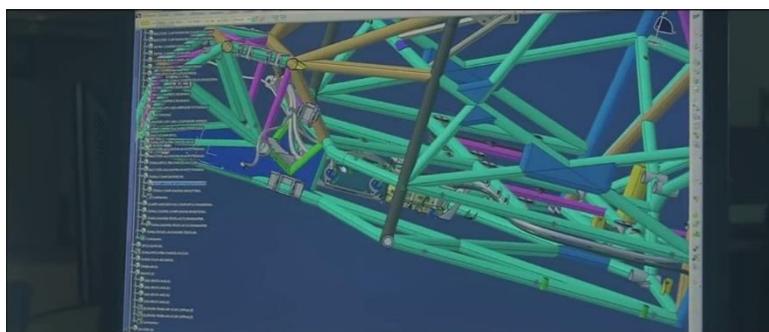
$$I = \sum_{i=1}^n M_i * d_i^2 \quad \text{Equação 1}$$

M_i é a massa do componente i e d_i é a distância, projetada no plano lateral do veículo, de cada componente ao eixo vertical coincidente com o centro de gravidade. Isto permite que os veículos sejam mais sensíveis aos *inputs* dos pilotos fazendo com que a mudança de direção seja mais rápida, mas este caso não pode ser completamente atribuído aos veículos de Todo-o-Terreno. Os carros de *Rally* e *Rallycross* fazem metade de uma época desportiva em alcatrão (proporciona um maior coeficiente de atrito dinâmico) sinuoso, necessitando de fazer rápidas mudanças com o mínimo de *inputs* dos pilotos. Um valor demasiado baixo do momento de inércia de massa do eixo vertical significa também que é mais difícil controlar o carro durante a rotação do mesmo e a importância desta característica maximizada em veículos compitam em superfícies que proporcionam um baixo coeficiente de atrito dinâmico ao interagir com os pneus (areia, gravilha, neve ou gelo). Ou seja, um valor demasiado baixo do momento de inércia de massa do eixo vertical nas condições de baixo atrito dinâmico permite uma fácil entrada nas curvas, mas o piloto pode perder o controlo do veículo ou sair demasiado lento da curva por estar a corrigir a trajetória do veículo. A opção da Peugeot™ ao adaptar o 205 T16 Rally [Figura 23 a)] para o *Dakar Rally* foi um reaproveitamento do módulo estrutural da traseira original e

acopla-lo a um habitáculo modificado. O habitáculo recebeu um depósito de combustível de grandes dimensões que provocou o aumento da distância entre eixos [Figura 23 b)].



a)



b)

Figura 22: a) Imagem do chassi nu do Peugeot™ 2008 DKR (43) e b) imagem da frente e do habitáculo do chassi do Peugeot™ 2008 num modelo CAD (44).

O veículo HST Gordidini da Robby Gordon Motorsport™ é o veículo referido com a transmissão mais comprida. A preferência do eixo rígido traseiro obriga a que o diferencial traseiro esteja dissociado da caixa de velocidades. Como poupança de peças móveis e de massa, o motor foi colocado na zona frontal e central do chassi posicionado longitudinalmente em relação ao eixo de simetria do veículo, acoplado a uma caixa de velocidades, posicionada longitudinalmente, ligada a um veio de transmissão. Isto permite reduzir substancialmente a distância entre eixos para facilitar a transferência de carga no arranque e travagem e gera um valor baixo do momento de inércia de massa do eixo vertical. A Robby Gordon Motorsport™ aumentou o valor do momento de inércia de massa do eixo vertical ao posicionar o depósito de combustível e as rodas suplentes para lá do eixo traseiro. Os outros veículos de duas rodas motrizes referidos neste capítulo por terem um motor de geometria generosa (motor em V), este está disposto na zona central e traseira do chassi para beneficiarem de um melhor empacotamento de outros componentes nos chassis. Outras vantagens desta disposição do motor estão intimamente ligadas com a disposição das rodas suplentes e do depósito de combustível porque influenciam o valor do momento de inércia de massa do eixo vertical de cada chassi para valores aceitáveis e reduzem o

valor do momento de inércia de massa do eixo longitudinal de cada chassis para assegurar uma boa transferência de carga ao curvar.



a)



b)

Figura 23: a) Imagem do Peugeot™ 205 t16 (45) e b) imagem do Peugeot™ 205 t16 Grand Raid (46).

2.4 NORMAS FIA

As normas FIA abordadas neste trabalho apenas visam os elementos estruturais de segurança obrigatórios, as limitações geométricas, e peso mínimo de um veículo de 2 rodas motrizes (tração traseira) da categoria T1 com apenas dois ocupantes. A informação considerada mais importante foi retirada diretamente do regulamento. Transcreve-se de seguida:

O Artigo 283 – 2014 da FIA define os Equipamentos de Segurança para veículos *Cross-Country* (Anexo II).

Definições:

Roll Cage (célula de segurança) é definida pela FIA e tem de estar homologada pelo ASN (*National Sport Association*), neste caso a FPAK (Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting), com o nome do construtor e o número de homologação [Artigo 283-8.1 b)]. A homologação tem de estar exposta e a sua localização devidamente especificada. É estritamente proibido modificar uma célula de segurança homologada (uma modificação abrange os processos de maquinagem e/ou

soldadura que modifiquem permanentemente o material da célula de segurança). Todas as reparações da célula de segurança danificada têm de ser conduzidas pelo construtor da célula de segurança. Os tubos não podem carregar fluidos ou outros itens e a célula de segurança não pode impedir a entrada e saída dos pilotos. Pode conter membros que ocupem o espaço do habitáculo, passando através do tablier e dos assentos traseiros [Artigo 283-8.1 c)];

- A célula de segurança é um conjunto estrutural multitubular dentro do habitáculo da viatura, encostada ao chassis da viatura para reduzir a deformação do mesmo durante o impacto (Artigo 283-8.2.1);

- *Rollbar* é uma estrutura tubular vertical em forma de arco com dois pontos de montagem ao chassis (Artigo 283-8.2.2);

- *Rollbar* Principal é um arco tubular de peça única quase vertical (com um ângulo máximo até 10° de um eixo vertical do veículo) que atravessa transversalmente o veículo e está localizado atrás dos assentos frontais (Artigo 283-8.2.3);

- *Rollbar* Frontal é similar ao *Rollbar* mas a sua forma molda-se à inclinação dos pilares A (zona do para-brisas) (Artigo 283-8.2.4);

- *Rollbar* Lateral é um arco de tubo único quase longitudinal e quase vertical localizado em ambos os lados do veículo. O pilar frontal molda-se à inclinação dos pilares A (zona do para-brisas) e o pilar traseiro molda-se ao pilar B quase vertical e localizado atrás dos assentos da frente. O pilar traseiro tem de ser reto através da vista lateral do veículo (Artigo 283-8.2.5);

- *Semi-Rollbar* Lateral é idêntico ao *Rollbar* Lateral, mas sem o pilar traseiro (Artigo 283-8.2.6);

- Membro Longitudinal é um tubo único quase longitudinal que liga a parte superior do *Rollbar* Frontal e *Rollbar* Principal (Artigo 283-8.2.7);

- Membro Transverso é um tubo único quase transversal que liga as partes superiores do *Semi-Rollbar* Lateral ou do *Rollbar* Lateral (Artigo 283-8.2.8);

- Membro Diagonal é um tubo transversal entre um dos cantos do topo do *Rollbar* Principal, ou uma das terminações do Membro Transverso no caso de um *Rollbar* Lateral, o ponto mais baixo do lado oposto do *Rollbar*. Também pode ser a parte terminal superior de um *Backstay* e o ponto inferior de montagem de outro *Backstay* (Artigo 283-8.2.9);

- Membros Removíveis são membros da célula de segurança que podem ser removidos (Artigo 283-8.2.10);

- Reforços da célula de segurança são membros adicionados à célula de segurança para melhorar a sua resistência (Artigo 283-8.2.11);

- *Backstays* são dois tubos retos que ligam o topo do *Rollbar* Principal à traseira do chassis. Os *Backstays* têm de formar um ângulo de pelo menos 30° com o eixo vertical do veículo e devem ser retos e seguir até à traseira do veículo o mais próximo possível do interior dos painéis laterais do chassis;

- Reforços Normativos (Desenho 253-34) são fabricados a partir de uma folha de metal quinada em forma de U com uma espessura mínima de 1 mm. As pontas deste reforço (ponto E do Desenho 253-34) têm de estar situados a uma distância mínima do ponto S (Desenho 253-34) entre 2 a 4 vezes o diâmetro externo do tubo de maior dimensão da junta. As duas superfícies lisas deste reforço podem conter um buraco com um diâmetro menor ou igual ao diâmetro externo do tubo de maior dimensão da junta (Artigo 283-8.2);

- Estruturas básicas, Artigo 283-8.3.1:

- 1 *Rollbar* Principal + 1 *Rollbar* Frontal + 2 Membros Longitudinais + 2 *Backstays* + 6 pontos de montagem ao chassis (Desenho 253-1);

- 2 *Rollbar* Laterais + 2 Membros Transversos + 2 *Backstays* + 6 pontos de montagem ao chassis (Desenho 253-2);

- 1 *Rollbar* Principal + 2 *Semi-Rollbar* Laterais + 1 Membro Transverso + 2 *Backstays* + 6 pontos de montagem ao chassis (Desenho 253-3).

A parte vertical do *Rollbar* Principal tem de estar o mais próximo possível ao contorno interior do chassis do veículo e só pode conter apenas uma dobra na parte vertical inferior. O pilar frontal do *Rollbar* Frontal ou de um *Rollbar* Lateral deve moldar-se à inclinação dos pilares A (zona do para-brisas) do veículo o mais próximo possível e só devem conter apenas uma dobra na sua parte vertical inferior. As ligações dos Membros Transversos, dos *Rollbar* Laterais, dos Membros Longitudinais ao *Rollbars* Frontal e Principal, dos *Semi-Rollbar* Laterais ao *Rollbar* Principal devem estar ao nível do tejadilho. Os *Backstays* devem estar ligados perto do tejadilho e perto do topo das dobras superiores do *Rollbar* Principal, nos dois lados do veículo, possivelmente por ligações não permanentes.

- Membros obrigatórios (Artigo 283-8.3.2.1):

- A célula de segurança deve ter um dos Membros Diagonais definidos pelos Desenhos 253-4 até aos Desenhos 253-7. Os tubos dos Desenhos 253-4 e 253-5 podem ter posição invertida. A distância dos pontos inferiores de montagem no chassis não pode ser maior do que 400 mm no Desenho 253-6. Os membros têm de ser retos e podem ser removíveis. O canto superior do Membro Diagonal deve ligar ao *Rollbar* Principal a uma distância inferior a 100 mm da junta do *Rollbar* Principal como o *Backstay* ou vice-versa. A ponta inferior do

Membro Diagonal deve ligar ao *Rollbar* Principal ou ao *Backstay* a uma distância inferior de 100 mm do encaixe inferior destes dois elementos ao chassis;

- Barras das portas são, pelo menos, um tubo longitudinal encaixado em cada lado do veículo ao nível da porta (Desenho 253-8). Este tubo deve ser construído na célula de segurança simetricamente e o seu ângulo com o eixo longitudinal do chassis não pode exceder os 15 °. Esta proteção lateral tem de ser alta o suficiente, pelo menos 100 mm a partir do fundo do assento, mas os seus pontos de encaixe superiores não podem ser mais altos do que a metade da altura total da porta medida a partir da sua base. Se estes pontos de encaixe estão localizados em frente ou atrás da abertura da porta, a limitação de altura é também válida. No caso de barras cruciformes (em formato de "X") (Desenho 253-9), tem de ter pelo menos um tubo único, os desenhos podem ser combinados, é recomendado que os pontos de encaixe inferior das barras cruciformes estejam fixos diretamente no Membro Longitudinal do chassis, e os reforços das juntas aos pilares A da célula de segurança são permitidos (Desenho 253-15) (Artigo 283-8.3.2.1.2);

- O Membro Transverso (Desenho 253-29) fixo ao *Rollbar* é obrigatório, tem de ser reto e não pode ocupar espaço reservado aos ocupantes do veículo. Pode ser colocado o mais elevado possível, mas sem ultrapassar o tablier. Não pode ser posicionado abaixo da coluna de direção (Artigo 283-8.3.2.1.3);

- O Reforço do Tejadilho é a parte superior da célula de segurança e é definida pelo menos por um dos desenhos 253-15 até ao 253-14. Estes reforços podem seguir a curvatura do tejadilho e as suas pontas têm de ter uma distância mínima entre os *Rollbars* e Membros [não aplicável ao topo em V (Desenhos 253-13 e 253-14)]. A distância máxima entre as uniões da base do V é de 100 mm (Artigo 283-8.3.2.1.4);

- Os Reforços dos pilares A devem existir, um em cada lado do *Rollbar* (Desenho 253-15). Eles podem ser dobrados se permanecerem retos nas vistas laterais do veículo. O ângulo de dobragem máximo é de 20°. A sua ponta superior tem de estar a menos de 100 mm da união entre o *Rollbar* Frontal ou Lateral e o Membro Longitudinal ou Transverso. A sua ponta inferior não pode exceder 100 mm desde a ponta inferior (pé) do *Rollbar* Frontal ou Lateral (Desenho 253-52) (Artigo 283-8.3.2.1.5);

- Reforços das curvaturas e das uniões entre (Artigo 283-8.3.2.1.6):

- Membros Diagonais e *Rollbar* Principal;
- Reforços do tejadilho;

- Barras cruciformes das portas (Desenho 253-9);
 - Barras das portas e o pilar A da célula de segurança (Desenho 253-15) têm de ser reforçados no mínimo por 2 reforços normativos (Artigo 283-8.2.14). Se os reforços das barras das portas e do pilar A da célula de segurança não estão situados no mesmo plano, esses reforços podem ser fabricados a partir de folhas de metal de acordo com o Artigo 283-8.2.14.
- Membros Opcionais e Reforços (Artigo 283-8.3.2.2):
- Exceto outras indicações apresentadas no Artigo 283-8.3.2.1, membros e reforços dos desenhos 253-12 a 253-14, 253-16 a 253-21, 253-23 a 253-28 e 253-30 a 253-33 são opcionais e podem ser instalados como o construtor desejar. Estes tubos de reforço têm de ser retos, devem ser soldados ou instalados com ligações não permanentes. Todos os membros e reforços mencionados podem ser usados separadamente ou de forma combinada;
 - Diagonais dos *Backstays* (Desenhos 253-20 a 253-21). A configuração do desenho 253-21 pode ser substituída pela 253-22 se um reforço do tejadilho cumprindo o desenho 253-14 é usado. A configuração 253-22 é obrigatória se um reforço do tejadilho cumprindo o desenho 253-14 é usado (Artigo 283-8.3.2.2.2);
 - Pontos de montagem da suspensão frontal (Desenho 253-25). As extensões devem estar conectadas aos pontos de montagem das torres dos amortecedores (Artigo 283-8.3.2.2.3);
 - Membros Transversos (Desenhos 253-26 a 253-28 e 253-30). São montados no *Rollbar* Principal ou entre os *Backstays* para segurar os arneses de segurança de acordo com o Artigo 253-6.2 (onde é proibido o uso de ligações não permanentes) (Artigo 283-8.3.2.2.4). A posição dos assentos limita a altura deste Membro Transverso (Artigo 283-6.2);
 - Reforço das dobras ou uniões (Desenhos 253-31 ao 253-34). Os reforços devem estar de acordo com o Artigo 283-8.2.14. As pontas dos reforços tubulares não podem estar conectadas a membros numa distância entre a junta e a ponta do reforço, superior a metade do comprimento dos membros a que estão ligados, exceto para as uniões do *Rollbar* Frontal, os quais podem conectar à união do suporte da porta ao *Rollbar* Frontal (Artigo 283-8.3.2.2.5);
 - Os macacos de elevação do veículo podem ser fixos à célula de segurança (Artigo 283-8.3.2.2.6);

- O Desenho 283-1B é a configuração mínima da célula de segurança (Artigo 283-8.3.2.3);

- Membros removíveis. As juntas removíveis devem cumprir o formato aprovado pela FIA (Desenhos 253-37 a 253-47). Estas ligações não podem estar soldadas após estarem ligadas e devem se encontrar nas extensões dos eixos dos elementos tubulares e não de outra maneira. Os parafusos têm de ter uma qualidade mínima de 8.8 ISSO. As ligações não permanentes dos Desenhos 253-37, 253-40, 253-43, 253-46 e 253-47 apenas ligam Membros Opcionais e Reforços do Artigo 283-8.3.2.2 e não podem ligar as partes superiores do *Rollbar* Principal, do *Rollbar* Frontal, do *Semi-Rollbar* Lateral e do *Rollbar* Lateral (Artigo 283-8.3.2.4);

Restrições adicionais (Artigo 283-8.3.2.5).

A célula de segurança deve ser contida inteiramente nos seguintes limites:

- 200 mm entre o eixo frontal do veículo e o pilar A;
- Eixo traseiro do veículo.

Contudo, os *Backstays* podem-se estender para lá do eixo traseiro do veículo para serem acoplados ao chassis. Num chassis de estrutura espacial tubular, os *Backstays* traseiros podem-se estender para lá dos pontos de acoplamento da suspensão traseira, garantindo que eles são fixos ou soldados num corpo oco do chassis. A face traseira do encosto da cabeça do assento sujeito à carga de regulamento define a posição do tubo do *Rollbar* Principal, evitando que este se deforme para além da sua projeção vertical. A distância mínima entre os capacetes dos ocupantes e dos tubos da célula de carga não pode ser menos de 50 mm.

Montagem da célula de segurança no chassis (Artigo 283-8.3.2.6).

As células de segurança devem ser fixas ao chassis principal, com reforço adicional se necessário. Os pontos de montagem mínimos são:

- 1 por cada pilar do *Rollbar* Frontal;
- 1 por cada pilar dos *Rollbars* Laterais ou *Semi-Rollbars* Laterais;
- 1 por cada pilar do *Rollbar* Principal;
- 1 por cada *Backstay*.

Casos especiais. Para carroçarias/chassis não constituídos por metais, é proibido qualquer soldadura da célula de segurança com a carroçaria/chassis. Apenas se aplica um elemento ligante a uma placa de reforço. Veículos tubulares ou Semi-tubulares (Grupo T1) devem ser soldados ao chassis ou ser uma parte integrante deste. Os pontos de montagem do Frontal *Rollbar*, do *Rollbar* Lateral,

Semi-*Rollbar* Lateral e do *Rollbar* Principal devem estar situados pelo menos ao nível do chão do habitáculo. Pelo menos um tubo da mesma secção e qualidade deve estender a sua ponta (pé) do *Rollbar* em direção ao fundo do veículo. Outro tubo diagonal é recomendado, assim como um tubo horizontal ao nível do chão do habitáculo.

Especificações dos tubos (Artigo 283-8.3.3).

Apenas tubos com secção circular são autorizados (Tabela 2). Para o Grupo T1, os Artigos 285-2 regem as dimensões.

Tabela 2: Especificações mínimas de tubos regulamentada pela FIA.

Material	σ_{ced}	Secções	Uso
	Mínima MPa	mínimas mm	
Tubo estirado a frio sem costura e sem liga (contém no máximo 0.3% ponderal de carbono)	350	45x2.5	<i>Rollbar</i> Principal (253-1 e 253-3) ou <i>Rollbars</i> Laterais e Membro Transverso traseiro (253-2)
		50x2.0	
		38x2.5	Semi- <i>Rollbars</i> Laterais e outras partes da célula de segurança (a não ser que seja indicado o contrário nos artigos anteriores)
		40x2.0	

Nota: estes dados representam o mínimo permitido. Ao seleccionar um aço, deve ser tomada atenção para se obter bom alongamento e adequada soldabilidade. Os tubos devem ser dobrados a frio e o eixo de raio de dobragem deve ser pelo menos 3 vezes o diâmetro externo do tubo. Se o tubo é ovalizado durante o processo de dobragem, a razão entre o menor e maior raios da elipse têm de ser de 0.9 ou maior. A superfície das dobras deve ser lisa e livre de ondulações ou fendas.

Soldadura (Artigo 283-8.3.4).

Deve ser feito um cordão de soldadura ao longo do inteiro perímetro do tubo. Todas as soldas devem ser da maior qualidade possível com penetração completa e preferencialmente usando gás de protecção. Boa aparência externa do cordão não garante necessariamente a sua qualidade e cordões de fraca aparência não são sinal de boa mão-de-obra e trabalho. Quando se usa um aço tratado termicamente, as instruções dos fabricantes devem ser seguidas (escolha de eléctrodos especiais e do gás de protecção adequados).

Rodas suplentes (Artigo 283-18).

Cada veículo tem de incluir no mínimo 2 rodas suplentes idênticas às rodas que o veículo usufrui e devem estar firmemente seguras durante a competição.

O Artigo 285 – 2014 da FIA define o Regulamento específico para veículos modificados de *Cross-Country* (Grupo T1) (Anexo III).

Só é permitido um único motor num veículo com 4 ou 8 rodas. O controlo do veículo deve ser feito totalmente pelo piloto. Estes veículos são construídos à unidade, mas devem ser registados num país e devem cumprir as regras de iluminação impostas pela Convenção Internacional de Tráfico. Os veículos de tração às 2 rodas motrizes são designados de 4x2.

Obrigações (Artigo 285-1).

Qualquer depósito de combustível deve estar situado a partir da traseira do *Rollbar* Principal. Nenhuma parte do depósito deve estar situada a menos de 40 mm da superfície de referência [plano definido pela tangente inferior da face cilíndrica exterior dos tubos inferiores do chassis que estão situados no fundo do chassis (Desenho 285-1)]. Para os 4x2, alguns tipos de depósitos de combustível são permitidos e podem estender-se para além do nível dos pontos de montagem dos assentos até ao chassis, mas não excedendo 1100 mm entre o eixo frontal até à traseira. Todos os veículos devem ter uma proteção (num formato de placa em liga de alumínio ou em aço com uma espessura mínima de 6 mm) encaixada diretamente no fundo do chassis, debaixo de cada depósito situado a menos de 200 mm acima da superfície de referência.

Chassis e célula de segurança (Artigo 285-2).

Apenas é autorizado chassis em estrutura especial tubular e de material ferroso. A espessura dos tubos estruturais não pode ser inferior a 1.5 mm. O plano tangente à traseira dos tubos do *Rollbar* Principal e os seus 2 pontos de montagem no chassis não devem ser posicionados a mais de 1150 mm do centro da roda traseira (Desenho 285-1). A estrutura do veículo encontrada imediatamente atrás do assento tem de ser mais larga do que os ombros do piloto e ela estende-se acima dos ombros quando ele está sentado no veículo com o cinto colocado.

Carroçaria (Artigo 285-3).

- Dimensões máximas, Artigo 285-3.2;

- Largura, Artigo 285-3.2.1. A largura máxima da carroçaria de um veículo 4x2 é de 2200 mm sem espelhos retrovisores;

- Distância entre eixos, Artigo 285-3.2.3. Esta distância é livre para um chassis de estrutura espacial tubular 4x2.

- Dimensões do interior, Artigo 285-3.3. Estas são definidas pelo construtor, de forma a que os pedais do piloto estejam posicionados antes ou sobre o eixo frontal do veículo, e que cumpram as

medidas mínimas impostas pela FIA referentes à geometria das zonas de entrada e de saída dos pilotos do habitáculo.

Peso mínimo (Artigo 285-4).

- A cilindrada de um motor com turbo é multiplicada por um fator de 1.5 de acordo com o Artigo 282-3.2 para se poder definir uma cilindrada equivalente na Tabela 3 (Artigo 285-4.1).

Tabela 3: Tabela parcial do peso mínimo permitido pela FIA a um veículo da categoria T1.

Cilindrada do Motor cm ³		Peso kg
Mínimo	Máximo	
	1600	860
1600	2000	980
2000	2250	1010
2250	2500	1040
2500	2750	1070
2750	3000	1100
3000	3250	1130
3250	3500	1160

O peso do veículo é registado sem combustível, ocupantes e os seus respetivos equipamentos e bagagens, ferramentas, macaco, peças suplentes, equipamento de sobrevivência e provisões, mas com 2 rodas suplentes e todos os fluidos do veículo nos seus níveis normais. Se o veículo 4x2 carrega 3 rodas suplentes e tem rodas de diferentes diâmetros entre a frente e a traseira, ele tem de ser pesado com as 3 rodas a bordo. O peso mínimo do veículo pode ser atingido ao adicionar vários lastros de blocos fortes e unitários fixos com selos. São posicionados no piso do habitáculo, visíveis e selados por inspetores.

Suspensão (Artigo 285-7).

- Geral (Artigo 285-7.1). A Suspensão é livre mas é proibido usar suspensão ativa (qualquer sistema que permite controlar a flexibilidade, amortecimento, altura e/ou comportamento da suspensão quando o veículo está em movimento);

- Molas e amortecedores (Artigo 285-7.2). A afinação das molas e/ou amortecedores a partir do habitáculo é proibida. Só é possível executar tal tarefa quando o veículo não está em movimento e apenas com o uso de ferramentas. O instrumento de afinação deve estar situado no amortecedor ou no reservatório de gás do mesmo. Qualquer ligação entre os amortecedores é proibida. A única ligação

permitida é a dos pontos de fixação dos amortecedores atravessarem a estrutura. Estes não podem ter outra função;

- Barras de torção (Artigo 285-7.3). Apenas uma barra de torção por eixo é permitida. A afinação das barras de torção a partir do habitáculo é proibida. O sistema de barra de torção deve ser exclusivamente mecânico, com nenhum sistema de ativação ou desativação possível. Qualquer ligação entre as barras de torção frontal e traseira é proibida;

- Curso da Suspensão (Artigo 285-7.4). O curso vertical da suspensão é livre para os veículos 4x2;

- Rodas e Pneus (Artigo 285-8). 940 mm é o diâmetro máximo dos pneus para os veículos 4x2. Estes veículos podem usar um sistema de inflação ou deflação dos pneus com o veículo em movimento. O uso de parafuso central é proibido.

2.5 MATERIAL

Todos os veículos nesta competição atualmente usam um chassis de estrutura espacial de metal em vez de usarem materiais de baixa densidade, de alta rigidez e resistência mecânica, como, por exemplo, o polímero reforçado com fibra de carbono. Estes veículos estão ciclicamente sujeitos: a grandes impactos provenientes de saltos; a grandes variações da geometria do terreno; e a danos provocados pelo cenário envolvente (dejetos que são projetados contra o chassis e eventuais saídas de estrada que possam gerar algum dano), tornando o material de polímero reforçado com fibra de carbono menos apropriado devido à sua fragilidade, fraca resistência ao impacto (47) e, principalmente, difícil reparação. A Jimco Racing™, a Jefferies Racing™ e a Camburg Engineering™ recorrem ao aço AISI 4130 (32) (48) (49) para fabricar os seus chassis. A CP-Autosport™, fabricante dos chassis dos MINI ALL4 RACING montados pela X-Raid™ (representante oficial da BMW™ no Todo-o-Terreno) e representante da marca de perfis tubulares de aço Benteler™, utiliza os aços WS 1.7734.4 e DIN WS 1.7734.5 (50) (Tabela 4).

Tabela 4: Propriedades mecânicas dos aços mais usados neste tipo de competição.

Aço	σ_{rot} MPa	σ_{ced} MPa
AISI 4130	650 a 850	480 a 520
WS 1.7734.4	700	550
WS 1.7734.5	980 a 1180	790

Existem alguns fabricantes de chassis de Nascar que recorrem ao uso de aço macio para construir o chassis inteiro ou apenas algumas partes. Normalmente o habitáculo é construído com este material porque os construtores preferem usar um material mais dúctil para proteger o piloto, contando com um detrimento da resistência à rutura. O peso mínimo de 1542 kg é outro fator de grande importância que justifica o uso total ou parcial daquele material no chassis (51) (52), pois permite baixar os custos de fabrico.

O Anexo IV constitui uma base de dados de metais com propriedades químicas, mecânicas e físicas sob a influência de vários tratamentos térmicos (com potencialidade de serem usados na construção de chassis de estrutura espacial). A base de dados apresenta a soldabilidade de cada aço, listas de fornecedores, algumas curvas de tensão-deformação e de fadiga, um ensaio de Jominy, um diagrama TTT e um diagrama TAC. Esta recolha de material também foi usada para agrupar o aço usado pela DEpieres Desportos Motorizados™ e identificar o seu tratamento térmico (este assunto é abordado no capítulo 3.2.2). Esta base de dados compilada a partir de todos os dados disponíveis na base de dados internacional Keytometals™ (53), apenas abrange as normas americanas, europeias e alemãs de tubos sem costura e foi criada com o intuito de servir a DEpieres Desportos Motorizados™. Os aços WS 1.7734.4 e WS 1.7734.5 da Benteler™ não estão presentes na base de dados criada por não terem informação disponível na base de dados Keytometals™. Esta, para além de ser a única base de dados pesquisada com informação minuciosa, é também a mais consistente. Outras bases de dados de livre acesso não apresentavam consistência em comparações diretas dos mesmos materiais e continham informação escassa e incompleta.

Geralmente as carroçarias destes veículos são fabricadas em polímero reforçado com fibra de vidro (o exemplo da DEpieres Desportos Motorizados™), kevlar e/ou fibra de carbono (35) (54).

2.6 LIGAÇÕES SOLDADAS

Um chassis pode ser fabricado por módulos ou num conjunto único e os melhores construtores recorrem sempre ao auxílio de um gabarito para fabricar as estruturas espaciais. A Jefferies Racing™ (55), a Jimco Racing™ (56), a Camburg Engineering™ (57) e a Neil Woolridge Motorsport™ (7) fabricam o chassis num conjunto único, enquanto que a Avitas Motorsport™ (58) e a CP-Autosport™ (59) fabricam-no por módulos. A Jefferies Racing™ recorre a um gabarito caseiro (55), a Jimco Racing™ (56), a Neil Woolridge Motorsport™ (7), a Camburg Engineering™ (57), a Avitas Motorsport™ (58) e a CP-Autosport™ (59) recorrem a mesas de soldadura para facilitar a fabricação e

garantir a reprodução e o toleranciamento dimensional. Estas garantias são enaltecidas pela capacidade de dobragem de tubos por instrumentos com controlo numérico e corte dos mesmos por laser CNC. Todas as marcas referidas neste capítulo, exceto a Jefferies Racing™ (55), retiram o filme de proteção dos tubos para promoverem uma melhor adesão do material de adição.

Como não foi encontrada qualquer informação relativa aos consumíveis de soldadura utilizados pelos fabricantes referidos, foi construída uma base dados de consumíveis (Anexo V) designados para ligarem os aços da base de dados de materiais (Anexo IV). Os dados foram recolhidos de produtos das empresas Lincoln Electric™, ESAB™ e WELDWIRE™ para os processos de soldadura TIG/GTAW e MIG/MAG/GMAW e contêm informação relativa às designações impostas pelo fabricante, às propriedades químicas, mecânicas e físicas associadas (valores mínimos, máximos ou típicos da ligação), ao tipo de gás de proteção recomendado e os diâmetros de consumíveis disponíveis.

Os tipos de ligações neste tipo de estruturas estão definidos pelo Eurocódigo 3, Parte 1-8: Dimensionamento de juntas. As juntas em T, Y, X, K, N, TT, XX, KK são usadas para ligar elementos estruturais e as juntas soldadas de esquadros (*goussets*) e/ou de perfis de secção em I e em H com elementos estruturais para ligar apoios de vários componentes (apoios de braços, motor, etc...). Contudo, é bastante comum encontrar mais de 3 elementos individuais ligados a um só nó.

As uniões podem ser realizadas através de uma simples furadora com uma serra de copo que atua na ponta dos tubos e com um simples suporte ajustável (um suporte que apenas ajuste os ângulos do eixo do tubo em relação ao tabuleiro da mesa da furadora). O acabamento superficial tem de gerar uma superfície de contacto suave, com folga reduzida e que normalmente é proporcionado pelo uso de uma lixa de tambor rotativo (52) (60).

2.6.1 TIG/GTAW

Os fabricantes referidos no capítulo anterior desenvolvem as ligações soldadas por TIG ou GTAW e produzem reforços estruturais, para zonas de maior risco teórico, de duplo cordão similares aos reforços normativos (Figura 24) ou de cordão único (por exemplo, os reforços estruturais na traseira do Jimco Racing™ Rally Raid), exceto a Jefferies Racing™ e a Camburg Engineering™ que usam um passe duplo para aumentar a área do cordão (48) (49). Este processo visa, basicamente, o aumento da resistência mecânica da junta porque os aços de alta resistência de baixa liga são ligados por materiais de adição com resistência mínima teórica inferior (52).



Figura 24: Imagem do fabrico de um reforço estrutural não normativo para o chassis do Peugeot™ 2008 DKR (43).

TIG é um acrónimo de *Tungsten Inert Gas* e GTAW é um acrónimo de *Gas Tungsten Arc Welding*. Este tipo de processo de soldadura foi inventado em 1940 para soldar alumínio e magnésio e atualmente é muito usado na indústria aeronáutica e nos desportos motorizados (52). Permite usar corrente alternada ou contínua, necessita de um elétrodo não consumível de tungsténio para estabelecer um arco elétrico com a peça de trabalho, usa um gás inerte [hélio (gás mais caro devido ao seu processo de obtenção e o uso de corrente pulsada promove a fluidez da solda reduzindo a necessidade do uso de hélio), árgon ou uma mistura dos dois] para proteger a poça de metal produzida e a aplicação de um material de adição é opcional (Figura 25) (52).

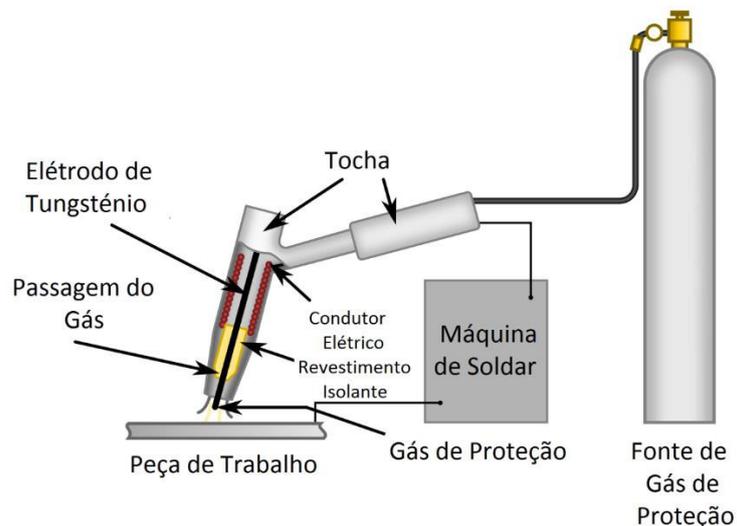


Figura 25: Componentes de uma máquina de soldadura TIG/GTAW (61).

A tocha que segura o elétrodo transfere-lhe a potência e também conduz o gás de protecção. As tochas podem ser arrefecidas a ar ou a água e a escolha das mesmas varia de acordo com o tipo de aplicação. Segundo Utrachi (52), as tochas arrefecidas a ar são menos dispendiosas, são tipicamente usadas para trabalhos em peças que exigem uma menor corrente eléctrica, como na indústria

automóvel, enquanto que as tochas arrefecidas a água são mais pequenas e mais leves. É importante que o bocal cerâmico (de óxido de alumínio ou de silicato de alumínio) e o comprimento do tungsténio sejam adaptados de acordo com o nível de acessibilidade da zona a ligar porque este processo de soldadura não é tolerante às correntes de ar e é sensível à contaminação de oxigénio ou de hidrogénio (52). Em ligações com ângulos que não permitem que o bocal cerâmico mais fino garanta a entrega eficiente do gás de proteção é aconselhável usar-se papel de alumínio para encapsular o gás de proteção de forma a que a visão do soldador e a movimentação da tocha e do material de adição não sejam afetadas. Os prolongadores de gás também ajudam, pois permitem que o gás de proteção se estenda para lá do bocal cerâmico, 4 ou 5 vezes mais vezes do que o normal, garantindo uma melhor visualização da junta e melhor acesso à junta (52). A dureza e a resistência a elevadas temperaturas para conduzir a corrente elétrica e estabelecer o arco tornam os elétrodos de tungsténio ideais para este processo de soldadura (62). Informações referentes aos tipos de elétrodos de tungsténio e às fontes de energia disponíveis para este tipo de soldadura, encontram-se no Anexo VI.

O processo de soldadura TIG/GTAW é moroso e exige mão-de-obra qualificada, o que o torna um processo caro. No entanto, é capaz de gerar inúmeras ligas mecânicas e a capacidade de gerar pulsos de energia estáveis, em corrente de baixa intensidade, garante um melhor controlo da poça de metal e da penetração do arco, induzindo menor calor e minimizando a zona termicamente afetada (cerca de 125 ciclos por segundo é o mais recomendado para metais de fina espessura) (63) (64) (52). Acresce, ainda, que é por controlo que este processo de soldadura não produz respingos e escória, produzindo cordões com excelente acabamento e ótimas propriedades mecânicas (63). Já os inversores modernos conseguem produzir elevadas frequências, de forma a criar um arco de soldadura mais fino e penetrante, ideal para ligar materiais de fina espessura. Além disso, os inversores moldam a onda de corrente, de acordo com os parâmetros desejados para soldar, tornando este processo bastante eficaz (64) (52).

2.6.2 MIG/MAG/GMAW

GMAW (*Gas Metal Arc Welding*), comercializado após 1948, é um processo de soldadura realizado através de um arco elétrico, protegido por um gás de proteção, que é estabelecido entre um eletrodo consumível (sólido ou tubular) e a peça de trabalho, fundindo os dois materiais. Dependendo do gás de proteção usado, inerte (árgon ou hélio) ou ativo (participa ativamente na soldadura), os processos de soldadura diferem entre MAG (*Metal Active Gas*) e MIG (*Metal Inert Gas*), respetivamente

(65) (66). Inicialmente desenvolvido para soldar alumínio com um gás de proteção inerte, atualmente é usado em todos os metais comerciais (aços ao carbono, aços de alta resistência de baixa liga, alumínio, cobre, titânio e ligas de níquel), em todas as posições de soldadura com uma escolha apropriada de gás de proteção, de eletrodos e das variáveis de soldadura (65). Este processo é usado na indústria do desporto automóvel, por exemplo no fabrico de chassis de estrutura espacial tubular para a Nascar com eletrodo consumível sólido (51) (52). Os parâmetros iniciais de soldadura são impostos pelo operador na unidade de controlo e o equipamento regula as características do arco automaticamente de acordo com esses parâmetros (dependendo da quantidade de aceitação de parâmetros pela máquina, ela regula o comprimento do arco, corrente e velocidade de alimentação do eletrodo consumível). A partir daí, o soldador apenas necessita de controlar a velocidade, a direção e a posição da tocha. A fonte de energia transforma a corrente da rede para corrente soldável e a unidade de controlo comanda o fluxo do gás de proteção e a unidade de alimentação do arame (eletrodo consumível) (Figura 26) (65).

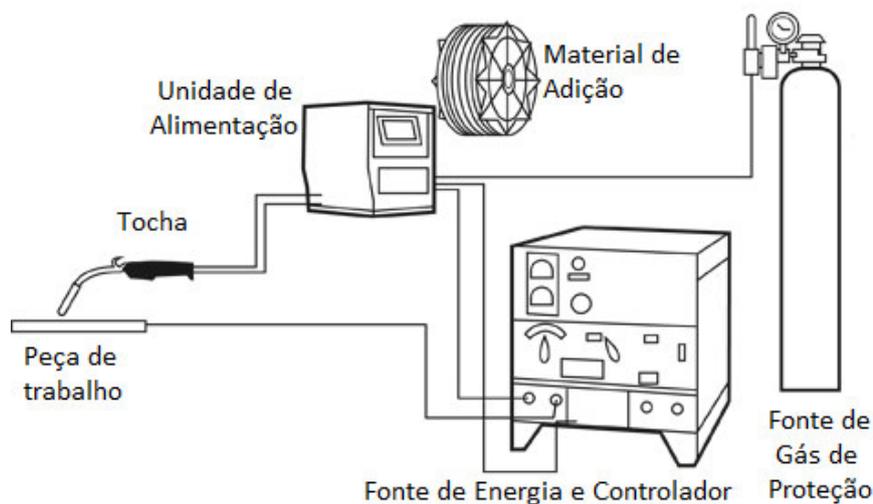


Figura 26: Componentes de uma máquina de soldadura MIG/MAG/GMAW (67).

Informação relativa aos gases proteção, mecanismos de transferência do material de adição e fontes de energia deste tipo de soldadura, pode ser encontrada no Anexo VII.

O processo de soldadura MIG/MAG/GMAW produz bons cordões de soldadura com menor exigência técnica do que o processo TIG/GTAW, tem boa velocidade de soldadura, é facilmente automatizado e mais tolerante às correntes de ar (52) (65).

É o único processo de soldadura de eletrodo consumível que pode ser usado em todos metais e, dependendo do mecanismo de transferência de metal, em todas as posições. Pressupondo que

qualquer mecanismo de transferência de metal é perfeito, se os parâmetros ajustáveis de controlo não forem bem definidos não é possível executar boas ligações, principalmente se as ligações são efetuadas numa geometria tão variável como um chassis de estrutura espacial tubular. É também difícil soldar em locais de mau acesso (65).

Apesar de existirem alguns fabricantes com ligações aparafusadas e painéis rebitados, este estudo apenas se centra nas ligações de soldadura devido à sua complexidade e à necessidade de desenvolver um estudo às mesmas na DEpieres Desportos Motorizados™ (capítulo 4.5).

2.7 APRESENTAÇÃO DA DEPIERES DESPORTOS MOTORIZADOS™

Como referido anteriormente no capítulo relativo ao Estado da Arte, a DEpieres Desportos Motorizados™ é uma empresa de pequena dimensão dedicada ao desenvolvimento e construção de veículos de Todo-o-Terreno de chassis com estrutura espacial tubular sob o regulamento T1 Cross-Country da FIA (capítulo anterior). Estes veículos destinam-se às competições do Campeonato Nacional de Todo-o-Terreno e a competições de resistência como as das 24 horas Vila Fronteira. Apesar dos bons desempenhos, os veículos iniciais da DEpieres Desportos Motorizados™ apresentavam problemas visíveis a nível geométrico porque não eram dimensionados. Todos os chassis fabricados (neste caso, os veículos de 4 rodas motrizes) eram artesanais e com diferentes evoluções uns dos outros, ou seja, cada chassis fabricado era único. A empresa não possuía qualquer registo do desempenho estrutural de cada chassis (como o número de distância total percorrida, os valores de rigidez à flexão e à torção, a massa e os resultados de competição de cada um), o que torna difícil estabelecer uma linha média de desempenho de um produto/chassis base para ser possível avaliar as evoluções. É de extrema importância determinar a capacidade fabril de uma empresa para se poder maximizar a qualidade e o potencial fabril da mesma. Durante o primeiro contacto com a empresa DEpieres Desportos Motorizados™ foi criado um registo da capacidade fabril da empresa e de inventário em material para desenvolver um chassis. Informação relativa à tecnologia disponível na empresa encontra-se no Anexo VIII

2.7.1 CHASSIS ANTIGO

O Relatório 24 horas Vila de Fronteira (Anexo I) é um resumo do testemunho da 16ª edição da corrida de resistência, realizada no início de Dezembro do ano 2013 (capítulo 3 do Relatório 24 horas

Vila de Fronteira), e é uma avaliação do primeiro chassis de 2 rodas motrizes construído pela DEpieres Desportos Motorizados™, da sua qualidade de construção e dos danos no chassis, resultantes da corrida de resistência.

Este veículo respeita todas as normas FIA mencionadas no capítulo 2.4 relativas aos anos de 2013 e de 2014. A célula de segurança do chassis Antigo, construído pela DEpieres Desportos Motorizados™ resume-se a uma célula de segurança FIA 283-1B (Anexo II) ligeiramente mais elaborada e com barras das portas cruciformes. Este veículo foi fabricado com o motor disposto na zona central e traseira do chassis, longitudinalmente em relação ao eixo de simetria do veículo, seguido da caixa de velocidades. O veículo tem uma disposição de todos componentes, similar à do Jimco Racing™ Rally Raid, exceto o depósito de combustível que se encontra no habitáculo por debaixo dos assentos dos pilotos e os pneus suplentes que se encontram entre as costas do habitáculo e o motor (capítulo 2.2 do Relatório 24 horas Vila de Fronteira - Anexo I). O tipo de sistemas de suspensão é igual aos do Jimco Racing™ Rally Raid, um par de molas e amortecedores conectados a 2 braços de duplo triângulo por roda no eixo frontal e um braço de arrasto conectado a dois amortecedores por roda no eixo traseiro. O capítulo 2.3 do Relatório 24 horas Vila de Fronteira (Anexo 2) descreve um tipo de sistemas de suspensão presentes neste veículo e a sua influência no comportamento em curva. O capítulo 2.1 do mesmo Relatório informa que este chassis demorou cerca 2 anos para estar finalizado. Tal facto poderá estar relacionado com a primeira tentativa da DEpieres Desportos Motorizados™ na categoria das 2 rodas motrizes e resultar de uma união de elementos como os perfis tubulares de aço da Chassis Parts™, de uma subestrutura frontal de material desconhecido que suporta os triângulos dos sistemas de suspensão frontal e a caixa de direção (peça importada), braços de arrasto de material desconhecido (peças importada), pelo menos um perfil tubular (o de maior diâmetro externo) de aço ao carbono e apoios de componentes mecânicos fabricados a partir de chapas de metal de *Hardox 400* (68). O cárter da caixa de velocidades, produzida pela SADEV™, é usado como elemento estrutural e são visíveis várias emendas na baía do motor que foram executadas para acomodar certos componentes mecânicos. Estas emendas englobam um prolongamento da traseira através da união de perfis tubulares com cordões de soldadura topo-a-topo e a redução da secção de alguns elementos estruturais através de um corte parcial do elemento ou de conformação (Figura 34) (capítulo 2.1 do Relatório 24 horas Vila de Fronteira - Anexo I).

As imagens da Figura 28 correspondem a um modelo tridimensional do chassis nu deste veículo. Estas imagens do antigo chassis da DEpieres Desportos Motorizados™, revelam fraca

triangulação estrutural com a exceção do fundo do habitáculo e as geometrias normativas (topo, laterais e costas do habitáculo).

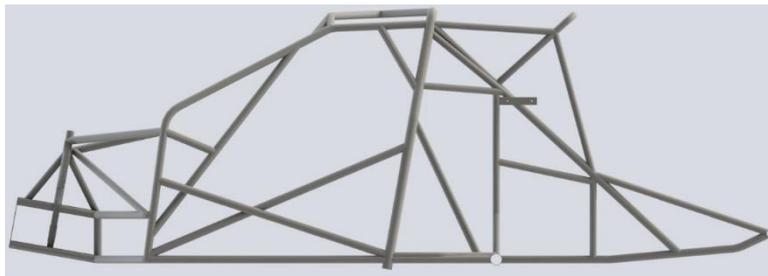


Figura 27: Imagem de um dos defeitos estruturais mais comuns no antigo chassis da DEpieres Desportos Motorizados™.

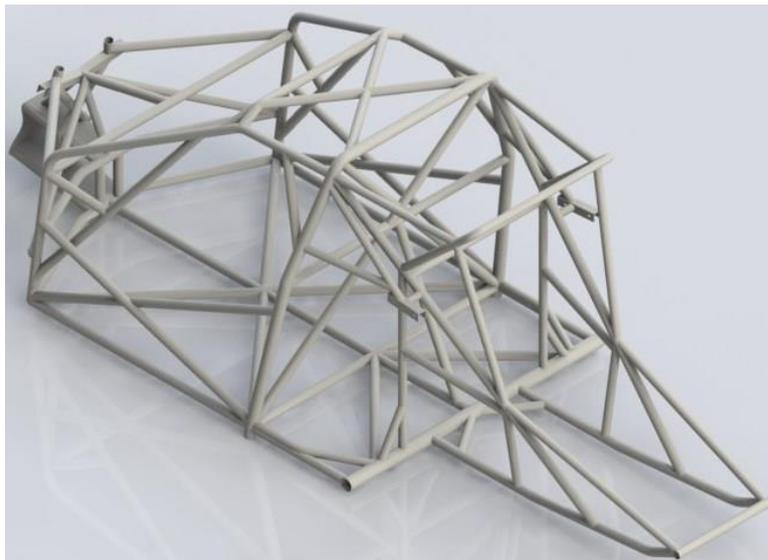
Existe um mau aproveitamento de momentos de inércia de área de secção dos perfis onde vários tubos intersejam uma viga com um perfil em C, responsável por suportar os esforços provenientes das molas e amortecedores do eixo frontal, no seu momento de inércia de área mais fraco. Nesse mesmo exemplo também é notável a concentração de esforços provenientes dos sistemas de suspensão frontais e da caixa de direção, no plano de simetria do veículo em vez de haver uma distribuição pelo restante chassis. Através da Figura 28, na zona superior da traseira é perceptível um arco tubular apoiado por quatro tubos retilíneos que apenas suportam o radiador do motor. Devido à baixa inércia deste componente, verifica-se um excessivo uso de material que leva a aumentos da massa e do momento de inércia de massa do veículo e à subida do centro de gravidade do veículo em relação ao eixo normal do seu eixo de simetria do veículo. As imprecisões dimensionais da construção do veículo eram evidenciadas pelo elevado atrito dinâmico no deslocamento dos braços triangulares da suspensão frontal.

Este veículo foi estreado na 16ª edição das 24 horas Vila de Fronteira e os capítulos 3 e 3.1 do Relatório (Anexo I) apresentam uma breve descrição desta competição exigente, dos veículos da concorrência e das verificações técnicas da prova. O capítulo 3.2 do Relatório (Anexo I) relata as dificuldades que os mecânicos tiveram no veículo, como: alguma falta de acessibilidade e o difícil posicionamento do macaco hidráulico; a influência da afinação das suspensões frontais que fletiam os apoios dos 2 braços triangulares superiores; o acidente e a análise da sequência de eventos que levou

à desistência do veículo devido a falhas de componentes estruturais por fadiga. Após a desmontagem do veículo foi possível verificar que os danos eram mais extensos do que tinha sido especulado, como se pode verificar no capítulo 3.3 do Relatório 24 horas Vila de Fronteira (Anexo I), onde se verificou uma total dissociação da subestrutura frontal do chassi, a falha de todos os apoios do motor e da caixa e a deformação material resultante da transmissão dos esforços do acidente. O completo *strip down* expôs vários defeitos de construção, como é visível no capítulo 3.4 do Relatório em referência. A nível das ligações estruturais era bastante comum encontrar excesso de penetração da solda, ligações incompletas, cordões de soldadura com passe duplo devido a emendas, material não fundido, porosidades de geometria irregular, alguns cordões de soldadura incompletos e desalinhamentos de elementos estruturais, onde as suas imprecisões geométricas eram colmatadas com o uso excessivo de material de adição de soldadura. O capítulo 3.4 também revela a presença de corrosão. A pintura não tinha primário e a espessura de tinta não era o suficiente para proteger o metal, o que fez com que no fim da prova fosse visível corrosão, especialmente nos cordões de soldadura (Anexo I).



a)



b)

Figura 28: a) Imagem lateral de um modelo virtual representativo do chassi do veículo antigo, b) Imagem em perspectiva da traseira de um modelo virtual representativo do chassi do veículo antigo.

2.7.2 TECNOLOGIA DE LIGAÇÕES SOLDADAS

As ligações de elementos estruturais são o alvo de maior estudo porque definem a qualidade da resposta da estrutura dado que influenciam o desempenho estrutural de um produto ao garantir a coesão estrutural. As soldaduras são responsáveis pela correta transmissão de esforços entre elementos estruturais e na maior parte dos casos definem o tempo de vida de uma estrutura. Os cordões de soldadura conectavam os elementos estruturais do chassis, enquanto que as ligações aparafusadas suportavam todos os elementos mecânicos do veículo, estáticos e móveis, e de elementos estruturais móveis, como os braços das suspensões. Esta dissertação só se centra nas ligações soldadas devido à sua predominância na composição do chassis e aos problemas existentes na tolerância geométrica, nos acabamentos superficiais das faces dos elementos a unir, no tipo de materiais a unir e no histórico existente referente ao desempenho deste tipo de ligações (Anexo I).

A empresa DEpieres Desportos Motorizados™ ao fabricar ligações soldadas não seguia os procedimentos mais recomendados. Por exemplo os elementos estruturais possuíam microfilmes de proteção contra a oxidação e corrosão, que não eram removidos das superfícies a ligar e as juntas não eram desengorduradas, causando impurezas no interior dos cordões. A estrutura era montada sem o auxílio de um gabarito e a única forma de garantir alguma coesão geométrica resumia-se a pingar em duas ou três zonas o local de cada união. Este método comprometia a qualidade geométrica do produto final, devido a possíveis distorções dos elementos e da geometria estrutural causadas pela energia imposta pelos pingos (realizados a GMAW). O fundo do chassis era a primeira parte a ser fabricada sobre uma base estável (Figura 29), onde algumas uniões eram pingadas e outras eram completamente soldadas. O habitáculo era o segundo a ser construído e depois seguiam as zonas frontal e traseira sem ordem de preferência. Em seguida, eram fabricados os apoios dos componentes mecânicos principais, como o motor e a transmissão. A partir daqui, o chassis era inteiramente soldado sem recurso a uma sequência de soldadura específica. A empresa DEpieres Desportos Motorizados™ tentava compensar os empenos estruturais visíveis alternando o fabrico de algumas uniões, no entanto eram registados valores de empenos na ordem dos centímetros. Outro método usado passava pela fixação de elementos estruturais, com o maior número de juntas, com grampos para restringir os seus graus de liberdade. Estes dois métodos eram usados em conjunto para fabricar o chassis, o que maximiza as pré-tensões nas juntas, diminui a resistência à fadiga das juntas e promove a assimetria do chassis, devido às retrações do metal (69). O fabrico de ligações soldadas

num chassis demorava num máximo dois dias úteis a ser completado e não haveria qualquer intervalo de repouso do chassis para aliviar as tensões a não ser o fecho da oficina. Devido à ausência de um gabinete de projeto, por vezes a DEpieres Desportos Motorizados™ carregava a estrutura parcialmente fabricada com alguns componentes para conseguir fabricar os restantes componentes estruturais do chassis, de forma a minimizar qualquer erro de conceção. Por exemplo, alguns apoios soldados eram alterados devido ao facto do componente a suportar ter de ser obrigatoriamente substituído por outro componente de dimensões diferentes. O processo de soldadura também era executado sem atenção à temperatura ambiente e à humidade relativa do ar, diminuindo a qualidade das juntas. As paredes das instalações da empresa são um misto de pedra e argamassa e não conseguem ser uma barreira protetora eficiente contra as condições climáticas do exterior. Como não existe um sistema de extração de gases, era bastante comum haver corrente de ar durante o processo de soldadura, causadas por um ou dois portões abertos.



Figura 29: Base estável usada na construção dos chassis.

Esta empresa recorria unicamente a um processo de soldadura e a um tipo de material de adição para unir todos os componentes estruturais de propriedades diferentes. O processo de soldadura GMAW foi a aposta tomada por este fabricante de chassis para responder à demanda de encomendas e aos prazos apertados. Antigos chassis de estrutura espacial tubular da DEpieres Desportos Motorizados™ eram fabricados com Aço ao Carbono, o que levou à escolha de um elétrodo consumível de 0.8 mm de diâmetro da norma ASME AWS A5.18 [norma referente a elétrodos consumíveis para aços ao carbono com gás de proteção (ER70S)] (a empresa não facultou qualquer informação adicional remetente ao elétrodo) e do gás de proteção Protar 12-X20S da Gasin [gás de proteção M21 Norma EN 439 do grupo M2, com o número de identificação 1, corresponde a uma mistura de argon (Ar) e de dióxido de carbono (CO₂), neste caso com 12% de dióxido de carbono (CO₂)

do volume total do gás de proteção]. Este gás de proteção é recomendado para ligar aços ao carbono ou aços de baixa liga, como o aço cromo-molibdênio, com peças de espessuras inferiores a 15 mm através de curto-circuito ou arco elétrico de soldadura em *spray* (70). Como já foi discutido no capítulo 2.3.1.3.2, este processo não é o mais aconselhável porque não garante um controle adequado em juntas de geometrias complexas. Apesar disto, a DEpieres Desportos Motorizados™ criava cordões de soldadura côncavos, o que faz com a superfície do cordão não tenha elevadas tensões superficiais devido à retração do metal adicionado após o arrefecimento do mesmo (71) .

A DEpieres recorre a uma máquina Elletro™ CF MIG 255 para soldar os seus chassis, a que tem como fonte de energia um gerador trifásico, com uma frequência de soldadura de 50 a 60 Hz, capaz de alimentar um eletrodo consumível tubular de 0.6 mm a 1 mm a uma velocidade de alimentação ajustável até 5 m/min e não tem ajuste de arranque e paragem da soldadura. Esta fonte de energia rege-se por uma curva de tensão constante como é possível observar na Tabela 5. As soldaduras eram executadas no nível 6 ou 7, dependendo da espessura da parede do tubo ou da posição, a uma velocidade de alimentação média de 4 m/min e o gás tinha um fluxo constante de 10 l/min.

Tabela 5: Níveis de regulação da potência de soldadura da máquina Elletro™ CF MIG 255.

N	Intensidade da corrente	Tensão da corrente
	A	V
1	20	15
2	50	16.5
3	80	18
4	110	19.5
5	140	21
6	170	22.5
7	200	24

A oficina desta empresa também está equipada com uma máquina de soldar por inversor moderno com tocha arrefecida a água, um Electrex™ E 300 AC/DC (corrente alternada/corrente contínua), normalmente usado para soldar alumínio através de TIG/GTAW com argon puro (EN439 I1) como gás de proteção. Para além de permitir soldar MMA (soldadura por arco elétrico com eletrodo revestido), GMAW, GTAW, Arco/Ar ou executar corte de plasma, consegue aumentar a frequência de soldadura a partir de 50 a 60 Hz da frequência de rede a 100 kHz, regulação da intensidade da corrente de soldadura entre 10 A a 315 A, ajuste do pré-fluxo e do pós-fluxo gás entre valores de 2 s a

10 s e o controlo do *down-slope* que permite estabelecer uma rampa de descida da corrente num intervalo de 0 s a 5 s. Infelizmente, este equipamento está danificado porque apresenta grandes variações de intensidade de corrente de soldadura (por vezes numa escala de 100 A), mesmo com todos os componentes elétricos da oficina desligados.

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

O capítulo dos fundamentos teóricos aborda a avaliação estrutural de um chassis e a simulação numérica inerente a essa avaliação, o cálculo da taxa de arrefecimento desejável para os cordões de soldadura a fabricar e o conceito teórico de fadiga.

3.1 AVALIAÇÃO ESTRUTURAL DE UM CHASSIS

A complexidade estrutural de um chassis e das solicitações a que este está sujeito, torna o processo de dimensionamento estrutural bastante complexo. Malen (71) expõe duas filosofias de dimensionamento de um veículo: o dimensionamento à resistência estrutural e o dimensionamento à rigidez estrutural. Os dimensionamentos são executados em vários incrementos de cargas estáticas, estrategicamente localizadas, e os deslocamentos obtidos em cada incremento são avaliados e registados. Dependendo do resultado, o chassis pode ter apenas um componente estrutural alterado ou o chassis pode ser completamente reformulado para poder atingir os resultados desejáveis. O dimensionamento à resistência estrutural visa a capacidade de suporte de carga do chassis. O dimensionamento à rigidez estrutural apenas se dedica à medição do comportamento elástico do chassis e está intimamente ligado à capacidade de manobrabilidade de um veículo. Estas duas filosofias de dimensionamento trabalham em conjunto, mas com pesos diferentes, para determinar as características estáticas de um chassis (71). Por exemplo, um veículo pesado necessita de ter maior resistência estrutural do que rigidez estrutural, pois o seu objetivo é transportar cargas a baixa velocidade. Já um veículo ligeiro pode considerar os dois dimensionamentos de igual peso, porque tem de conseguir suportar os seus componentes, os ocupantes e a possível carga extra na mala e ter capacidade de manobrabilidade. Um veículo de competição tem de focar o seu dimensionamento na rigidez estrutural apesar dos esforços elevados provenientes da inércia deste veículo e da sua carga aerodinâmica [carga aerodinâmica não é aplicável em veículos que não atinjam velocidades médias mínimas de 120 km/h num circuito ou troço (72)]. Os veículos de competição usam suspensões com elevados valores de constante de mola para conseguirem suportar as solicitações da condução. Logo, o chassis do veículo tem de ser no mínimo mais rígido do que as molas equivalentes dos dois conjuntos de suspensões frontal e traseira. A Figura 30 (73) apresenta um chassis simplificado representado apenas pelas quatro rodas, os dois eixos transversais e um eixo fictício longitudinal. Este eixo representa o chassis do veículo que necessita de ter uma maior rigidez à torção do que K_{rol} . K_{rol} é a rigidez da suspensão ao rolamento e resulta do somatório da rigidez ao rolamento do eixo frontal e da

rigidez ao rolamento do eixo traseiro, tf é a largura da via frontal do veículo, tt é a largura da via traseira do veículo, Mf é o valor de massa obtido no eixo frontal do veículo e Mt é o valor de massa obtido no eixo traseiro do veículo. Caso isto não aconteça, o chassi é o elo mais fraco deste conjunto, portanto terá grandes deslocamentos dos seus elementos estruturais o que leva a uma redução da vida do chassi e impossibilita a afinação da manobrabilidade do veículo. A rigidez estrutural de um chassi é proporcional à frequência natural/ressonante de menor valor desse chassi (Equação 4). Isto torna a análise modal num dos métodos de análise estrutural importante na avaliação de um chassi (71). Este tipo de análise permite definir as características dinâmicas estruturais (as frequências naturais/ressonantes e os respectivos modos estruturais característicos de uma determinada estrutura) através da representação de um cenário, onde a estrutura não apresenta qualquer restrição nos seus 6 graus de liberdade.

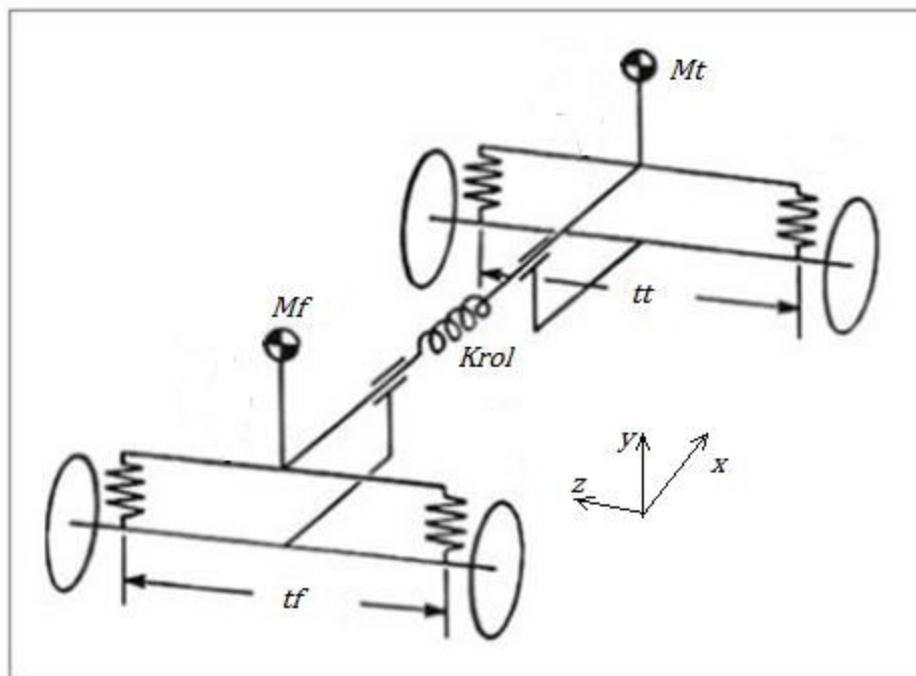


Figura 30: Modelo simples das variáveis de rigidez num veículo (74).

Estes parâmetros são importantes no dimensionamento de uma estrutura sujeita a cargas dinâmicas (especialmente em solicitações dinâmicas aleatórias que ocorrem num veículo) porque representam as frequências de maior energia dessa estrutura e ajudam a prever o comportamento da estrutura às cargas dinâmicas. Quando uma solicitação externa excita uma estrutura a uma frequência semelhante à de uma frequência natural, a estrutura irá vibrar com uma amplitude superior à amplitude da vibração de excitação, causando uma alteração do comportamento dinâmico da estrutura que poderá provocar um acidente ou uma falha súbita em termos de resistência mecânica (75).

O dimensionamento estático de um chassi é composto por dois tipos de análises, à flexão e o à torção, ou a composição dos dois. Na Figura 31, é possível visualizar um veículo a ser testado à flexão. As quatro rodas estão apoiadas e o deslocamento do chassi, provocado pelo peso dos componentes (falta adicionar o peso dos ocupantes), é registado em vários relógios comparadores.



Figura 31: Imagem de um ensaio experimental de flexão de um veículo (76).

Basicamente, o chassi comporta-se como uma viga simétrica que fornece uma curva carga-deslocamento própria (rigidez estrutural). Na cavidade da roda traseira direita do veículo é possível ver uma barra a substituir o conjunto mola e amortecedor para transferir os esforços diretamente e, com o mínimo de deformação, à torre do respetivo amortecedor (Figura 31). Esta não é a maneira mais correta de se executar um ensaio experimental deste género, pois as características físicas e mecânicas dos componentes da massa não amortecida influenciam o resultado do chassi. O ensaio/análise ideal é executado(a) apenas no chassi, onde este é disposto no mesmo formato e os deslocamentos são medidos na mesma forma que se encontra na Figura 31, mas o chassi é fixo apenas nas 4 torres dos amortecedores e os pesos dos componentes são simulados para as propriedades físicas e mecânicas dos mesmos não afetarem o resultado final (71).

O ensaio de torção segue os mesmos princípios que o ensaio de flexão. Apesar do chassi poder ser simplificado como uma viga simétrica, os carregamentos deste ensaio diferem. As duas torres dos amortecedores do eixo frontal são carregados verticalmente na mesma direção (paralela ao plano de simetria do veículo), mas em sentidos opostos, causando torção, e as duas torres dos amortecedores do eixo traseiro estão fixas. A combinação dos esforços do ensaio geram um binário num eixo imaginário que atravessa longitudinalmente o veículo (Figura 32) (71).

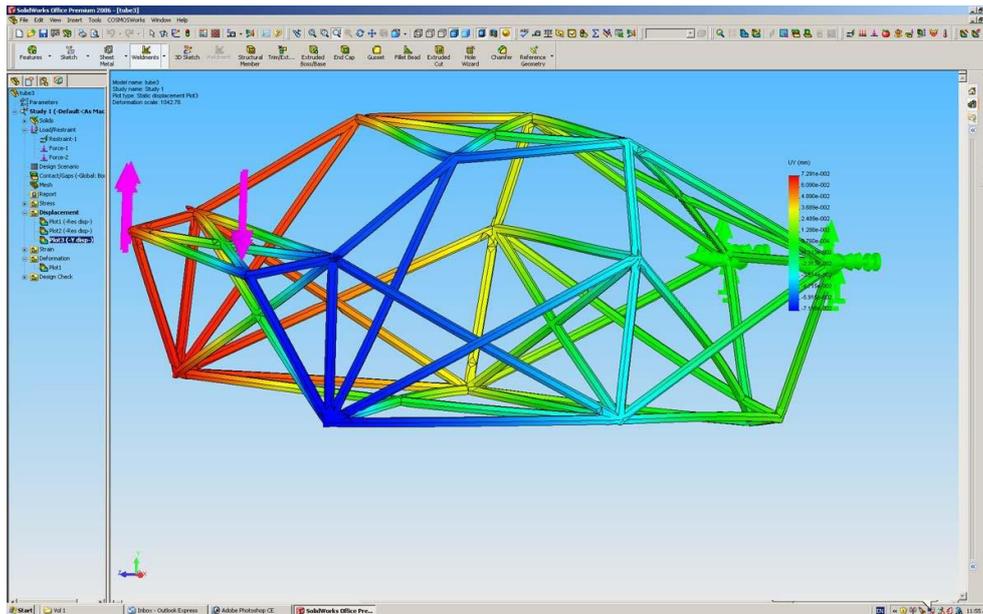


Figura 32: Imagem de um ensaio numérico de torção de um chassis de estrutura espacial tubular (77).

Através deste ensaio de torção é possível obter uma curva carga-deslocamento angular (rigidez estrutural) característica do chassis em análise, e um binário máximo (resistência estrutural) (71).

Ensaio modais podem ser executados num chassis, embora sejam difíceis de executar devido às dimensões do mesmo. As duas frequências naturais mais baixas que representam modos de flexão, torção e/ou mistos, são as mais importantes na análise de um chassis. As duas frequências naturais desejáveis num veículo ligeiro, dimensionado para transporte de passageiros, encontra-se no intervalo 20 Hz a 40 Hz. Este valor está diretamente ligado aos valores mínimos de rigidez estrutural do veículo para este ter boa manobrabilidade e transmitir um sentimento de coesão estrutural aos passageiros do mesmo. Num carro de competição o valor deste intervalo depende da rigidez estrutural do veículo, pois este tem de se comportar quase como um elemento rígido. Os estudos da flexão e torção de um veículo provêm da evolução tecnológica na análise do automóvel e refletem, de forma simplificada, as solicitações a que um veículo está sujeito (71).

A flecha máxima de uma viga simplesmente apoiada e submetida a uma carga pontual no seu centro é definida pela Equação 2 (78).

$$Z_{max} = \frac{Pl^3}{48 EI_p} \quad \text{Equação 2}$$

Z_{max} é o deslocamento vertical máximo, P é a carga aplicada, l é a distância entre eixos do veículo, E é o Módulo de Young do material do chassis e I_p é o momento de inércia de área da secção frontal do veículo. Sabendo que a rigidez estrutural à flexão é $K_f = \frac{P}{Z_{max}}$ então a rigidez à flexão pode ser apresentada pela Equação 3.

$$EI_p = \frac{K_f l^3}{48} \quad \text{Equação 3}$$

A frequência natural do primeiro momento fletor. da viga simplesmente apoiada é definido pela Equação 4 (71).

$$\omega f_n = \frac{\pi}{2} l^{-\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{EI_p}{Mt}} \quad \text{Equação 4}$$

Onde, ωf_n corresponde ao valor da frequência natural e M é a massa total do chassis.

O uso de componentes como o para-brisas, motor, caixa de velocidades e diferenciais afetam as análises estruturais, onde os valores dos ensaios de flexão e de torção e da análise modal excedem os valores característicos do chassis porque estes elementos podem-lhe conferir uma rigidez superior (71) [Tabela 12.3 do (79)]. A Tabela 6 mostra um estudo de comparação de desempenho de chassis nu (três primeiros elementos) (80) e o restante mostra os valores nominais típicos para um veículo ligeiro (os valores de rigidez estrutural são influenciados pela presença do para-brisas) (71).

Tabela 6: Comparação de estudos de mercado dos veículos ligeiros.

Denominação	Rigidez à Flexão kN/mm	Rigidez Torsional kNm/°	1° Modo Estrutural Hz	Massa kg
Chassis ULSAB	18,1	20,8	60	203
Atuais valores médios do mercado	11,90	11,53	38	271
Previsão dos valores médios do mercado	12,2	13	40	250
Valores Nominais típicos	7	12	20 a 40	...

Um chassis tende a comportar-se como um objeto rígido se tiver 10 vezes mais rigidez do que a rigidez ao rolamento das suas suspensões (71). A frequência da massa suspensa (f_s) recomendada para veículos de competição não dependentes das forças aerodinâmicas centra-se nos valores de 1.5 a 2 Hz (81) e rigidez ao rolamento da suspensão do veículo deve rondar os 2 a 18 kNm/° (valores indicados para veículos desportivos e protótipos) (73). De acordo com a Equação 5 e dependendo da

massa total suspensa de cada eixo (M_s), é possível obter a rigidez da mola equivalente (K_{eq}) em cada eixo respetivamente (82).

$$f_s = \frac{1}{MR \cdot 2\pi} \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_s}} \quad \text{Equação 5}$$

MR é a razão entre o curso da roda sobre o curso do amortecedor e WR é a rigidez da suspensão no centro da roda que é estabelecida pela Equação 6 (82).

$$WR = \frac{K_{eq}}{MR^2} \quad \text{Equação 6}$$

A rigidez ao rolamento das suspensões de um veículo (K_{rol}) é o somatório da rigidez ao rolamento do eixo frontal (K_{rolf}) e da rigidez ao rolamento do eixo traseiro (K_{rolt}). A rigidez ao rolamento de cada eixo é definida pelas Equações 7 e 8 (82).

$$K_{rolf} = \frac{\pi \cdot t f^2 \cdot WR f_{wrf}}{180 \cdot 2} \quad \text{Equação 7}$$

$$K_{rolt} = \frac{\pi \cdot t t^2 \cdot WR t_{wrt}}{180 \cdot 2} \quad \text{Equação 8}$$

K_{eqf} é a rigidez da mola equivalente da suspensão frontal, K_{eqt} é a rigidez da mola equivalente da suspensão traseira, $t f$ é a largura da via frontal e $t t$ é a largura da via traseira.

Outrora os chassis eram dimensionados estaticamente. Como os veículos atuais evoluíram das carroças, o único dimensionamento estático baseava-se apenas em ensaios à flexão. Após a produção em massa de veículos ter revolucionado a indústria, os engenheiros foram obrigados a mudar de estratégia por que as carroçarias apresentavam danos provocados pela flexibilidade torsional dos chassis (13). Com a evolução tecnológica a permitir criar modelos virtuais e cenários ideais em elementos finitos, foi desenvolvido o método denominado de SSS (*Simple Structural Surfaces*) para análises de elementos finitos (71) (83). Este método é ideal para chassis unitários e os seus elementos estruturais são reduzidos a superfícies e vigas o que não permite a aplicação de cargas num plano externo aos elementos reduzidos. Estes são todos separados e analisados individualmente, começando a partir da zona das cargas, que são distribuídas em sequência pelos cantos das superfícies e pela superfície e eixo das vigas (71) (83). Este método é bastante similar ao método usado nos chassis de estrutura espacial tubular. Este tipo de chassis era examinado analiticamente através de uma matriz rigidez representativa do chassis que apresentava os elementos tubulares por linhas e as suas ligações são representadas por nós (13). Atualmente, existe um elemento que permite simplificar a análise de um chassis de estrutura tubular espacial tridimensional por elementos finitos, elementos de viga (*Beam Elements*) que tem algumas variantes (84). O elemento considera 2 tipos de ligação estrutural, rígidas (ligações soldadas) ou com elementos amovíveis (pinos, rebites e parafusos). A representação mais

básica dos elementos de viga é uma linha, representativa do seu eixo neutro, dois nós em cada uma das suas extremidade dessa linha que são responsáveis por unir e transmitir os esforços a outros elementos de viga (também se pode conectar a outros tipos de elementos), e a definição de uma geometria referente à secção transversal da viga a representar. Estes elementos são eleitos para suportar esforços axiais e/ou transversos (dependendo dos graus de liberdade admitidos pelos nós), podem representar modelos simples (retos e/ou uniformes) e complexos (curvados e/ou secção variável) e baseiam-se nas teorias de viga Bernoulli-Euler e Timoshenko. Um elemento de viga com apenas 1 grau de liberdade por nó, é denominado de elemento de barra (*Bar Element*, *Truss Element* para o Solidworks™ ou *Link Element* para o Ansys™), pois só admite deslocamento axial. Enquanto que um elemento de viga comum (*Beam Element* para o Solidworks™ e o Ansys™ ou *Pipe Element* para o Ansys™) admite 6 graus de liberdade por nó. Os elementos baseados na teoria de viga Bernoulli-Euler recorrem à energia interna da viga que é influenciada apenas pelas deformações e tensões envolvidas. Este método não admite a deformação proveniente do esforço de corte transversal da viga, logo não consegue calcular os esforços de corte transversal, e a secção da viga mantém-se constantemente normal ao eixo neutro da viga durante a deformação da mesma. Já a teoria de viga de Timoshenko admite esforços de corte transversos e a secção da viga não se mantém normal ao eixo neutro da viga durante a deformação (85).

3.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

O estudo do chassis por elementos sólidos causa um consumo elevado de memória para poder armazenar a enorme quantidade de elementos gerados pelo uso de uma malha grosseira, sendo que o consumo de memória é proporcional, se não exponencial, ao tempo de cálculo. Portanto, a técnica de baixo consumo de memória através da definição de um chassis por uma *wireframe* associada a um tipo de elemento de viga é replicada.

As simulações executadas no *software* Solidwork™ dependem de dois tipos de métodos, o *Direct Sparse* e o *FFEPLUS*. O método direto (*Direct Sparse*) resolve as equações através de técnicas numéricas exatas. O método iterativo (*FFEPLUS*) resolve as equações através de técnicas de aproximação, onde em cada iteração uma solução é assumida e os erros provenientes dessa aproximação são avaliados. As iterações só são interrompidas quando o valor de erro é aceitável, ou o limite máximo de iterações imposto pelo utilizador é atingido. Apesar do método direto requerer muito espaço de memória, o número de graus de liberdade totais na análise de um chassis espacial tubular

como este não tem grande influência nos tempos de simulação (uma média de 5 minutos de duração) e este é o método que melhor desempenha em aços (86). Elementos de viga do Solidworks™ baseiam-se na teoria de Bernoulli-Euler o que influencia os resultados finais. Esta teoria é mais precisa em vigas esbeltas, fazendo com que este método de cálculo seja ideal para os perfis envolvidos na construção deste chassis. Infelizmente, este *software* define os nós dos elementos de viga de acordo com a proximidade das extremidades comuns de diferentes perfis de forma a garantir estabilidade no modelo virtual. Isto implica que às vezes seja necessário eliminar a distância entre perfis em juntas em K e N. Este processo é controlado pela delimitação de um raio de ação teórico (semelhante a uma tolerância geométrica) em cada nó de elementos de viga e se 2 nós estiverem próximos um do outro e tiverem presentes nos seus raios de ação, estes 2 nós são tratados como 1. Quanto maior for o raio de ação (distância entre nós), mais divergente e instável serão os resultados finais do modelo virtual. Outra característica importante é a inabilidade de definir as dimensões da malha nos elementos de viga do *software* Solidworks™.

Os elementos mais indicados para a análise de chassis no Ansys™ Mechanica APDL são os elementos de viga com 6 graus de liberdade em cada uma das suas extremidades (*Beam elements* ou *Pipe elements*). Ambos elementos de viga partilham o mesmo princípio de operação idêntico ao do Solidworks™, mas os *Pipe elements* são normalmente destinados a perfis tubulares sob pressão interna e/ou externa em vez de estarem sujeitos a esforços axiais, de corte e/ou a momentos fletores como os *Beam elements*. Estes últimos elementos de viga baseiam-se na teoria de elementos de viga de Timoshenko, portanto os seus resultados têm maior convergência na análise de vigas espessas (pouco esbeltas). A equipa do Ansys™ recomenda que a razão de esbelteza da viga seja maior que 30 (Equação 9), onde A'' é a área da secção do perfil e L é o comprimento do elemento de viga. Caso isto não seja respeitado, Ansys™ aconselha o uso da teoria de elementos de viga de Bernoulli-Euler, ou seja o cálculo tem de ser efetuado noutra *software*.

$$\frac{GA''L^2}{EI_{yy}} > 30 \quad \text{Equação 9}$$

Atualmente existem 2 tipos de *Beam elements* tridimensionais, o BEAM188 e o BEAM189, onde um é um elemento de viga linear composto por 2 nós (gerando apenas 1 ponto de integração no centro do elemento) e o outro é um elemento de viga quadrático composto por 3 nós (gerando 1 ponto de integração perto do centro de cada subdivisão do elemento, sendo que o elemento é subdividido em 2 partes). Apesar de haver uma pequena diferença no tempo de computação de problemas entre estes dois elementos de viga, o BEAM188 preza pela sua simplicidade e fácil uso. É mais fácil definir 2 pontos de início e fim do elemento de viga (BEAM188) do que 3 pontos (BEAM189), sendo que o

BEAM188 se pode comportar como um elemento de viga quadrático ou cúbico se assim o utilizador desejar. Em análises a modelos virtuais de alguns chassis, este tipo de elemento reportou erros na ordem de 5% em relação a modelos reais medidos com extensómetros elétricos (87). Os elementos BEAM188 e BEAM189 calculam os esforços de corte (de torção e/ou transversos) de acordo com a vontade do utilizador.

3.3 TAXA DE ARREFECIMENTO DOS CORDÕES DE SOLDADURA

A taxa de arrefecimento de cordões de soldadura pode ser estimada através da Equação 10 (88) responsável por determinar o calor induzido na junta, da Equação 11 (88) que indica através de um valor adimensional se o formato das peças a ligar é de uma chapa ou de uma placa (valores inferiores a 0.6 enquadram-se na equação da taxa de arrefecimento de folhas e valores superiores a 0.9 enquadram-se na equação da taxa de arrefecimento de placas) e da equação designada para determinar taxas de arrefecimentos para placas finas (Equação 12) (88) (89). Estas funções podem ser adotadas para estimar as taxas de arrefecimento do cordão de soldadura de juntas em T. Apesar destas ligações terem uma taxa de arrefecimento superior à da taxa estimada, a partir de meio cordão executado, o metal já se encontra pré-aquecido. Isto conduz à diminuição do choque térmico da restante ligação, compensando a taxa de arrefecimento de forma a que esta seja similar à taxa estimada (52).

$$H_{net} = \frac{\eta * E_n * I_n}{4.184 * U} \quad \text{Equação 10}$$

$$r_{pt} = t * \sqrt{\frac{\rho * C * (T_c - T_o)}{H_{net}}} \quad \text{Equação 11}$$

$$R_c = -2 * \pi * k * \rho * C * \left(\frac{esp}{H_{net}}\right)^2 * (T_c - T_o)^3 \quad \text{Equação 12}$$

Legenda:

- H_{net} é o calor induzido na junta em cal/cm;
- η é o rendimento do processo de soldadura [é correto assumir 0.9 para o processo GMAW e 0.5 para o processo GTAW (88)];
- E_n é a tensão da corrente de soldadura em V; I_n é a intensidade da corrente de soldadura em A;

- U é a velocidade de avanço em cm/s (sendo o valor médio registado em 0.48 cm/s); rpt é a característica adimensional que indica qual a melhor equação para calcular a taxa de arrefecimento do cordão de soldadura;
- Rc é a taxa de arrefecimento no centro do cordão em °C/s;
- k é a condutividade térmica do metal base em cal/(cm*s*°C) (valor estimado de 0.072 para este aço de acordo com a base de dados Keytomets™);
- ρ é a densidade do metal base em g/cm³; C é o calor específico do metal base em cal/(g*°C) (valor estimado de 0.114 para este aço de acordo com a base de dados Keytomets™);
- t é a espessura do metal base em cm (neste caso as amostras têm todas 0.2 cm de espessura);
- Tc é a temperatura a que a taxa de arrefecimento é calculada em °C (temperatura média apresentada na Tabela 40);
- To é a temperatura inicial da peça de trabalho em °C (temperatura ambiente registada na oficina, 15 °C).

3.4 FADIGA

A falha para um único ciclo de fadiga é definida em 90% da tensão de rotura da junta. Este é o valor de tensão limite de fadiga e é influenciado por um fator de consideração estatística, porque os restantes fatores estão intrínsecos nas juntas dos provetes e influenciam diretamente os resultados dos ensaios (como os fatores de segurança, de concentração de tensões e de efeitos do acabamento superficial, do tamanho e da temperatura por exemplo) (Equação 13) (90).

$$\sigma_f = \sigma_{f0} * \prod_{i=1}^Z C_i \quad \text{Equação 13}$$

Legenda:

- σ_f é a tensão limite de fadiga corrigido
- σ_{f0} é a tensão limite de fadiga obtida no quarto grupo de ensaios de fadiga
- C_i são os vários fatores a ponderar no cálculo da tensão de limite de fadiga corrigido.

Todos os ensaios destrutivos de fadiga abordados nesta dissertação são de natureza uniaxial e têm valores de tensões médias (σ_m) positivos. Apesar das ligações não serem dúcteis, é estudada a influência de três critérios (de Goodman, de Gerber e de Soderberg) conservadores para este tipo de ensaios (90). Neste caso, apenas se estuda a tensão alternada de serviço conservadora relativamente à vida infinita (σ_{ad}) (Equação 14).

$$\sigma_{ad} = \sigma_f * \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_A} \right)^x \right]$$

Equação 14

Para o critério de Goodman, x tem valor de 1 e σ_A tem o valor da tensão de rotura da junta. O mesmo acontece para o critério de Gerber, mas x tem valor de 2. O critério de Soderberg assume que x tem valor de 1 e σ_A tem o valor da tensão de cedência da junta.

4 NOVO PROJETO

O resultado do veículo antigo da DEpieres Desportos Motorizados™ na 16ª edição das 24 horas Vila de Fronteira, apresentado no capítulo 2.7.1 e a extensão de danos observada no mesmo Anexo I, fez com que o chassis antigo ficasse irreparável. Assim, a empresa decidiu que era melhor criar um projeto novo.

Este capítulo contempla as especificações, constrangimentos e requisitos do projeto.

4.1 ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO

O novo chassis é baseado numa estrutura espacial tubular como o chassis antigo, com o mesmo género de disposição dos componentes e as rodas traseiras são as únicas rodas motrizes. Um veículo de 2 rodas motrizes pode ter menor poder de tração do que um veículo de 4 rodas motrizes. No entanto, o Artigo 285 – 2014 da FIA que define o Regulamento específico para veículos modificados de *Cross-Country* (Grupo T1) (Anexo III) proporciona algumas vantagens, como a inflação e deflação dos pneus sem necessitar de sair do veículo, os pneus de maior diâmetro, a hipótese de um baixo peso mínimo do veículo e livre distância entre eixos e curso de suspensão. Isto permite fabricar um veículo mais barato com menos componentes mecânicos (o que pode aumentar a fiabilidade dos sistemas de transmissão de potência), mais leve e mais rápido em linha reta do que qualquer veículo de quatro rodas motrizes.

4.2 CONSTRANGIMENTOS DE PROJETO

O motor do veículo tem de estar situado na zona central traseira do chassis, o depósito de combustível dentro do habitáculo debaixo dos pilotos, as rodas suplentes entre as costas do habitáculo e o motor e os componentes de arrefecimento na traseira do veículo.

O motor mantém-se numa disposição longitudinal em relação ao plano de simetria do veículo acoplado à mesma caixa de velocidades que o veículo anterior usufruiu. O depósito de combustível e a sua estrutura que também é responsável por suportar os assentos dos dois pilotos são aproveitados do veículo antigo. O espaço reservado para as rodas suplentes têm de permitir fácil acesso ao motor para se executar qualquer manutenção desejada. O radiador e os *intercoolers* podem ser recuados face ao

chassis antigo para evitar problemas de arrefecimento, pois é possível enviar uma corrente de ar fresco pela parte superior do veículo sem que o fluxo de calor gerado pelo motor interfira nessa corrente.

Todas as normas da FIA dos Artigos 283 e 285 referidas no capítulo 2.4 têm de ser cumpridas de forma a que o chassis Novo seja aprovado. Assim, a DEpieres Desportos Motorizados™ definiu um curso de suspensão no eixo frontal de 420 mm e no eixo traseiro de 370 mm (cursos definidos pelo centro das rodas). Dentro das limitações impostas pela FIA, em colaboração com a DEpieres Desportos Motorizados™, foi estipulado que as vias da frente seriam maiores do que as vias traseiras para facilitar a transferência de carga nas rodas motrizes e tentar atribuir um comportamento sobrevirador do veículo novo (assunto abordado no capítulo 6.9). Desenvolveu-se um novo chassis concordante com os tipos de sistemas de suspensão inicialmente definidos pela empresa que seriam idênticos aos do veículo antigo mas fabricados de raiz pela mesma. No entanto, decidiu-se pela mudança dos sistemas de suspensão através da escolha de braços de duplo triângulo em cada roda do veículo, o que obrigou a mudança no projeto. Com isto, a DEpieres Desportos Motorizados™ definiu uma estrutura base que teria de ser completada e por fim otimizada. Este novo veículo teria um total de 6 amortecedores em vez de 8 como o veículo antigo - 2 amortecedores no eixo frontal e 2 amortecedores em paralelo por cada roda do eixo traseiro.

É também necessário respeitar o *stock* limitado de perfis presentes na empresa, o que limita ao uso do aço estudado proveniente da Chassis Parts™ (Tabela 35).

4.3 REQUISITOS DE PROJETO

O chassis novo necessita de ser mais leve e mais fiável do que o chassis antigo.

A rigidez estrutural mínima necessária para que um chassis tenha um comportamento parecido com o de um objeto rígido é definida pelas molas usadas nesse veículo. Portanto, foi necessário executar ensaios de compressão a um leque de molas que foram usadas no veículo antigo para determinar as suas constantes de mola (K), como é possível ver na Figura 33. Cada ensaio consiste na progressão da carga de compressão da mola e no registo do deslocamento obtido no pistão da máquina de ensaios Instron™ 8874. Os resultados dos ensaios podem ser visualizados no Anexo IX e é possível verificar que as denominações das molas da Öhlins™ correspondem à sua rigidez. Por exemplo a mola Öhlins 05174 - 07/30 tem uma rigidez de 30.115 N/mm ao contrário de outro tipo de molas ensaiadas.

O veículo antigo possuía dois amortecedores por roda com molas dispostas de acordo com a Figura 34. As cores das molas representadas na Figura 34 diferenciam as molas de acordo com as suas propriedades (rigidez e geometria).



Figura 33: Imagem do ensaio de compressão de uma mola de competição.

Através das medidas gerais do veículo antigo é possível estimar a rigidez torsional desejável para o novo chassi. A Tabela 7 apresenta os valores das propriedades do veículo Antigo (M_{sf} corresponde à massa suspensa do eixo frontal e M_{st} corresponde à massa suspensa do eixo traseiro, ambos os valores têm a influência da massa dos 2 pilotos com 76 kg cada), que servem de linha de referência para se possível estimar a rigidez necessária do chassi à torção para o futuro chassi se comportar quase como um objeto rígido.

Tabela 7: Propriedades do veículo antigo.

MR	$M_{sf}/2$ kg	$M_{st}/2$ kg	tf m	tt m
1.25	234.65	419.9	1.78	1.715

As estimativas da rigidez torsional do novo chassi para vários valores de frequências da massa suspensa do veículo antigo, estão exibidas na Tabela 8. As frequências de 1.6 a 1.75 Hz da massa suspensa do veículo encontram-se no intervalo de frequências de veículos de competição sem grande influência aerodinâmica, tornando esta a estimativa ideal. Para além disto, esta frequência de massa suspensa é facilmente atingida com o *stock* de molas disponível na DEpieres Desportos Motorizados™,

colocando o valor desejável de rigidez do chassi à torção dentro do intervalo de 17.45 kNm/° a 20.87 kNm/°.

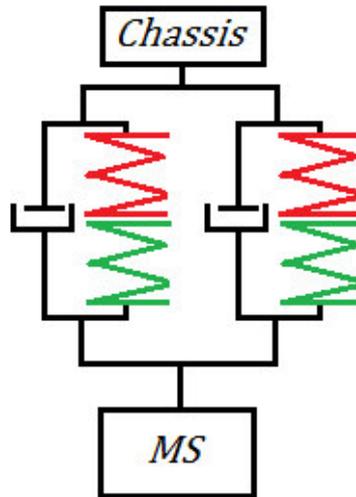


Figura 34: Esquema representativo dos dois conjuntos mola e amortecedor de cada roda do veículo antigo.

Tabela 8: Estimativa das propriedades do chassi novo.

f_s	K_{eqf}	K_{eqt}	WR_f	WR_t	K_{rol}	$K_{chassis}$	K_{Antigo}
Hz	N/mm	N/mm	N/mm	N/mm	kNm/°	kNm/°	kNm/°
1.5	32.567	58.278	20.843	37.298	1.534	15.348	
1.6	37.054	66.308	23.715	42.437	1.745	<u>17.45</u>	
1.75	44.328	79.323	28.37	50.767	2.087	<u>20.87</u>	12.614
2	57.898	103.606	37.054	66.308	2.726	27.262	

Estes cálculos foram executados sem a influência das barras de torção presentes no veículo antigo.

5 METODOLOGIA

Este capítulo centra-se na exposição dos procedimentos e de ferramentas usadas e geradas com o fim de garantir o desenvolvimento de um chassis capaz de ultrapassar as limitações do antigo chassis.

5.1 CARACTERIZAÇÃO GERAL DE UM VEÍCULO

A caracterização geral de um veículo é importante, permitindo prever o seu desempenho. Através das larguras das vias frontal e traseira, da distância entre eixos e do posicionamento do centro de gravidade do veículo relativamente a estas três dimensões é possível criar um modelo de esforços que representa o comportamento do veículo. Com isto é possível criar cenários de simulação mais fiáveis e permitir calcular outras propriedades do comportamento dinâmico de veículos. As Figuras 35, 36 e 37 mostram alguns dos parâmetros necessários para caracterizar um chassis.

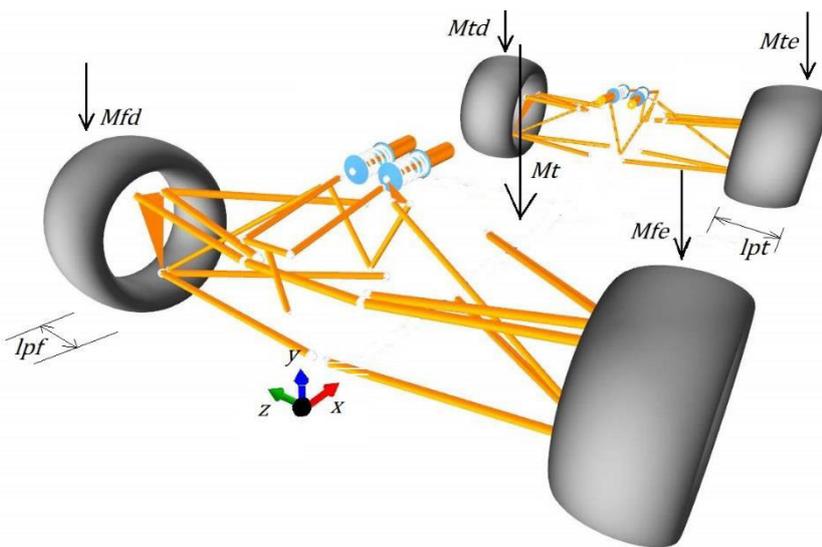


Figura 35: Imagem representativa dos mecanismos da suspensão de um veículo (91).

Legenda:

- lpf é a largura de um pneu do eixo frontal do veículo;
- lpt é a largura de um pneu do eixo traseiro do veículo.;
- Mt é o valor de massa do veículo;
- Mfe é o valor de massa obtido na roda esquerda do eixo frontal do veículo (a partir do ponto de vista do piloto);
- Mfd é o valor de massa obtido na roda direita do eixo frontal do veículo;

- Mf é o valor de massa obtido no eixo frontal do veículo;
- Mte é o valor de massa obtido na roda esquerda do eixo traseiro do veículo;
- Mtd é o valor de massa obtido na roda direita do eixo traseiro do veículo;
- Mt é o valor de massa obtido no eixo traseiro do veículo.

Também é essencial obter os valores de massa não suspensa por roda, de massa total do veículo e a sua distribuição pelas quatro rodas e a posição do seu centro de gravidade. Isto implica o recurso a três tipos de pesagens ao veículo. A primeira pesagem é destinada apenas à obtenção dos valores de massa não suspensa por roda. Neste caso, o veículo é pesado através de quatro balanças sob cada roda e todos os amortecedores do veículo têm de estar desmontados do veículo. A pesagem só é realizada quando a distância do veículo em relação solo estiver ajustada de forma a satisfazer as medidas hf e ht , garantindo a correta geometria das suspensões (resultante das afinações efetuadas na corrida) (Figura 36)

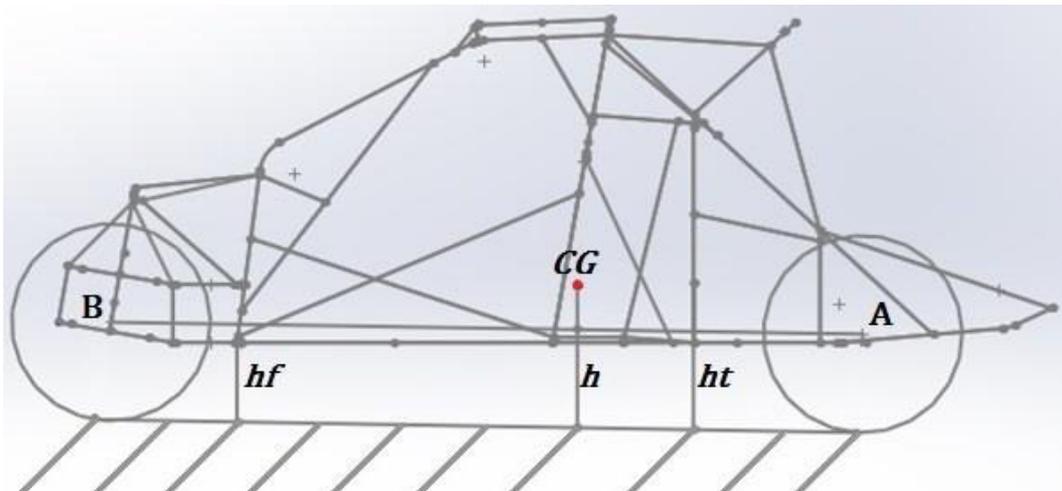


Figura 36: Esboço ilustrativo da posição do centro de gravidade do veículo antigo.

Legenda:

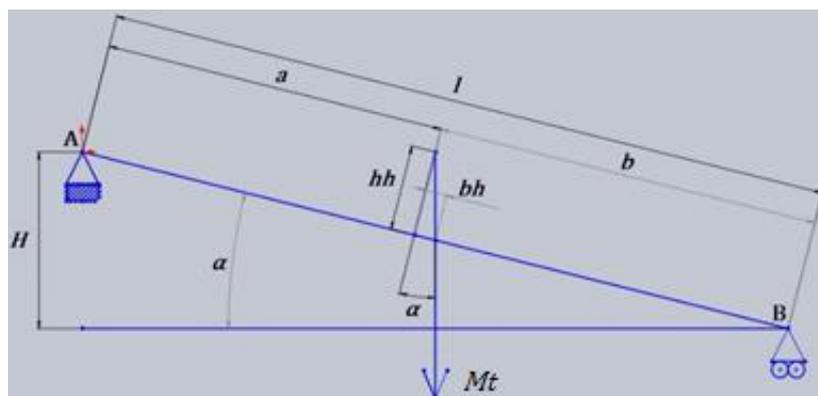
- CG é a posição do centro de gravidade do veículo;
- \overline{AB} é o vetor definido pelos centros dos eixos frontal e traseiro;
- A é o centro do eixo traseiro;
- B é o centro do eixo frontal;
- h é a altura do centro de gravidade do veículo em relação ao pavimento
- hf é a distância do fundo do pilar A do habitáculo (Lateral Rollbar) do veículo ao chão;
- ht é a distância medida do fundo do pilar B do habitáculo (Main Rollbar) do veículo ao chão.

Posteriormente, o veículo é submetido à segunda pesagem para determinar a sua distribuição de massa pelas suas quatro rodas. Novamente, o veículo é pesado através de quatro balanças sob

cada roda. São usadas barras rígidas nos locais dos amortecedores para preservar a geometria das suspensões de cada eixo durante a segunda e terceira pesagens. A terceira pesagem consiste na elevação do eixo traseiro do veículo onde apenas interessa registrar o novo peso do eixo frontal. As rodas traseiras são colocadas a uma altura desejável (H) e assentes numa base estável, como é possível ver na Figura 37 a) imagem intitulada de Pesagem - Definição da altura do centro de gravidade do Anexo VII, enquanto que as rodas da frente estão assentes em 2 balanças cada. A Figura 37. b) é uma representação simplificada do caso, onde o veículo é reduzido a uma barra fixa numa extremidade e simplesmente apoiada na outra.



a)



b)

Figura 37: a) Segunda passagem real, b) Representação da segunda pesagem para determinar a posição do centro de gravidade do veículo antigo.

Legenda:

- H é a distância do centro do eixo traseiro ao solo;
- $P1$ é a reação vertical no apoio simples;

- hh é a altura do centro de gravidade do veículo em relação ao vetor \overline{AB} ;
- α é o ângulo proveniente da subida do eixo traseiro;
- a é a distância direta do centro de gravidade ao eixo traseiro;
- b é a distância direta do centro de gravidade ao eixo frontal do veículo.

hh é obtido através do somatório de momentos no ponto A , (Equação 15). A variação de altura de um dos eixos do veículo permite obter a posição vertical do centro de gravidade do veículo.

$$\sum M_A = 0 \quad (=) \quad Pt * a * \cos \alpha + Pt * hh * \sin \alpha - P_1 * l * \cos \alpha = 0 \quad (=)$$

$$(=) \quad hh = \frac{P_1 * l * \cos \alpha - Pt * a * \cos \alpha}{Pt * \sin \alpha} \quad \text{Equação 15}$$

Os valores de a e b são obtidos através da distribuição de peso longitudinal do veículo (Equações 16 e 17).

$$a = Mf * l / Pt \quad \text{Equação 16}$$

$$b = Mt * l / Pt \quad \text{Equação 17}$$

h é obtido através da soma de hh com a distância do vetor \overline{AB} ao solo num plano frontal do veículo coincidente com a posição do centro de gravidade, que pode ser obtida através de um modelo virtual do veículo em análise.

Apesar da influência na caracterização do comportamento dinâmico de um veículo, os momentos de inércia de massa não são determinados neste trabalho por falta de tempo e recursos. No entanto foi realizada uma listagem dos pesos dos componentes do veículo antigo e do veículo novo (Anexo X) e uma estimativa do centro de gravidade de componentes de massa considerável (Anexo XI) através do mesmo método usado nos veículos.

5.2 MATERIAL

De acordo com o capítulo 2.1, do Relatório 24 horas Vila de Fronteira (Anexo I) o antigo chassis de 2 rodas motrizes da DEpieres Desportos Motorizados™ era constituído por 4 tipos de material, um comum aço de construção (especificação desconhecida) apenas presente num único perfil tubular, um aço de baixa liga e alta resistência fornecido pela Chassis Parts™ analisado no âmbito desta dissertação, o aço Hardox 400 (68) utilizado nos apoios e um tipo de aço desconhecido das peças importadas. A DEpieres Desportos Motorizados™ não conseguiu facultar informação sobre o vendedor e/ou fabricante das peças importadas.

5.2.1 ENSAIOS DE TRAÇÃO

A DEpieres Desportos Motorizados™ recorre extensivamente ao aço da Chassis Parts™. Segundo as gravações visíveis nos perfis este aço é fabricado pela Benteler™ e é denominado pelas normas alemãs de DIN 25CrMo4 que é o equivalente europeu ao aço AISI 4130 norte-americano (capítulos dos respetivos destes aços no Anexo IV apontam as suas principais características). No entanto, verifica-se que existam vários aços tratados e não tratados termicamente nestas duas normas, onde as suas características mecânicas e metalográficas e composições químicas têm grande variação (ver tabelas do Anexo IV). Foi necessário executar vários ensaios destrutivos para determinar as propriedades deste aço. Os ensaios de tração executados no Laboratório de Ensaio de Materiais (LEM) da Universidade do Minho (UM), apresentam-se de seguida.

Foram construídos três provetes de ensaio idênticos sob a norma ISO 6892-1 (Figura 38).

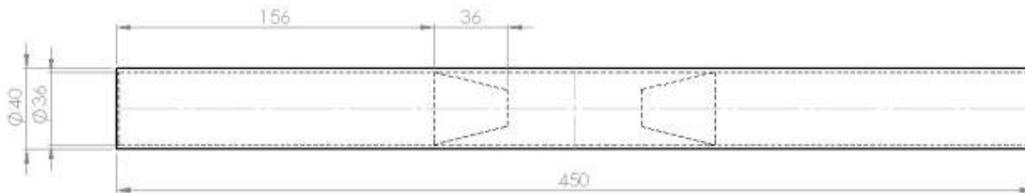


Figura 38: Desenho dos provetes dos ensaios destrutivos de tração com as medidas em milímetros.

As medidas destes provetes resultam de um compromisso das medidas impostas pela norma ISO 6892-1 e o tamanho das pinças de fixação de provetes na máquina universal de ensaios de tração Dartec™ (capacidade de 600 kN). Cada perfil tubular oco possui um par de cunhas fabricadas a partir de um aço macio vulgar. As cunhas têm um encaixe justo e são essenciais para evitar o colapso dos tubos quando as pinças comprimirem os provetes para os fixar, como é possível verificar na imagem da Figura 38. Os perfis foram marcados para os identificar e centrar o extensómetro mecânico responsável pela medição da deformação axial dos provetes. O primeiro serve para determinar as propriedades mecânicas deste metal, utilizando uma velocidade de extensão baixa. Os parâmetros de entrada da máquina Dartec™ para executar os ensaios (a velocidade de extensão do provete e o deslocamento máximo a medir pelo extensómetro mecânico) estão presentes na Tabela 9.



Figura 39: Imagem do ensaio destrutivo de tração.

Tabela 9: Parâmetros de entrada dos ensaios destrutivos de tração.

Ensaio	Velocidade extensão mm/s	Deslocamento máximo extensômetro mm
1	0.04	2
2	0.1	0.8
3	0.2	N/def.

5.2.2 ANÁLISE QUÍMICA

É necessário descobrir outras propriedades deste aço porque este é sujeito a um processo de soldadura. Logo é impreterível identificar as características de soldabilidade, quer o tipo de tratamento térmico que será necessário aplicar. A composição química do aço permite responder às dúvidas até agora existentes e se possível enquadrá-lo nalguma norma.

Uma pequena amostra é retirada do material excedente dos ensaios de tração (Figura 39). O Laboratório de Metalurgia (Microscopia e Metalografia) da UM, através do espectrómetro de fluorescência de raios X Philips X'Uniquell, determina a composição química do aço em análise.

A composição química de um aço permite quantificar a sua soldabilidade. A soldabilidade representa o risco da presença de defeitos numa solda e o quão satisfatória será essa união. Isto indica

que aços com maior soldabilidade podem ter ligações soldadas com zonas termicamente afetadas reduzidas e/ou menos duras e com um menor risco de fragilização induzida por hidrogénio (92). A soldabilidade é quantificada, à muito tempo, por várias fórmulas empíricas que estimam o carbono equivalente de um aço (92). A Tabela 10 apresenta a relação entre valores de carbono equivalentes e soldabilidade.

Tabela 10: Soldabilidade em função do Carbono Equivalente (93).

Carbono Equivalente	Soldabilidade
≤ 0.35	Excelente
0.36 a 0.4	Muito Boa
0.41 a 0.45	Boa
0.46 a 0.5	.Satisfatória
≥ 0.5	Pobre

5.2.3 ENSAIOS DE FADIGA

Dada a diversidade de ligações soldadas é importante avaliar a qualidade dos seus cordões de soldadura. Recorre-se assim aos ensaios de fadiga. Primeiro é essencial estimar o número de ciclos a que uma ligação está sujeita. Ao considerar-se uma rotação completa de um pneu típico de um veículo de Todo-o-Terreno como um ciclo de carregamento num ensaio de fadiga é possível estimar o tempo de vida do chassis. É necessário determinar a quantidade de provas executadas numa época do Campeonato Nacional de Todo-o-Terreno e através da definição de uma distância média percorrida por prova estima-se o número de ciclos sofridos pelo chassis nessa época (Tabela 11). Considera-se um valor de coeficiente de segurança 2 refere-se a duas épocas deste campeonato. Com base neste princípio, a frequência de ciclos da máquina de ensaios de fadiga pode ser estimada.

Isto significa que para um chassis aguentar apenas uma época do Campeonato Nacional de Todo-o-Terreno, as suas ligações soldadas têm de ser dimensionadas à vida infinita. A maior parte dos perfis tubulares no chassis Antigo da DEpieres Desportos Motorizados™ têm 40 mm de diâmetro externo e 2 mm de espessura. Se for construído com um cenário onde dois tubos desta dimensão estejam conectados por uma junta topo-a-topo com as mesmas dimensões, é possível estimar um valor de carga aceitável para executar o primeiro ensaio de fadiga. É possível assumir um valor teórico de tensão de cedência mínima de acordo com os dados dos consumíveis ASME AWS A5.18 da base de

dados de consumíveis de soldadura (Anexo V) para se obter um valor de carga máxima teórico do cordão da soldadura (Tabela 12).

Tabela 11: Estimativa do tempo de vida de um chassis.

Estimativa do Tempo de Vida	
Distância média de uma prova	450 km
Número de provas	7
Coeficiente de Segurança	2
Distância total do Campeonato	$6.30 \cdot 10^3$ km
Diâmetro médio de um pneu	770 mm
Perímetro médio de um pneu	2.419 m
Número de Ciclos	$2.6 \cdot 10^6$

Segundo Hicks (94), o formato da junta em T é o mais correto para executar um estudo básico dos ciclos de vida de um cordão de soldadura de dois perfis tubulares. A junta em T, da Figura 40, é fixa no tubo transversal e as cargas atuam no sentido das setas representadas na mesma figura. Dependendo da razão entre o esforço axial e o esforço transversal as fraturas poderão iniciar em diferentes zonas da junta.

Os perfis tubulares ocos usados no chassis antigo têm uma dimensão generosa e elevada resistência mecânica, o que dificulta a execução deste ensaio porque limita o tipo de máquina a usar. A própria máquina e o modo de funcionamento dela também condiciona a adaptação deste tipo de ensaio.

Tabela 12: Estimativa da carga máxima admissível do cordão de soldadura.

Estimativa de Esforço Admissível	
σ_{ced} Teórica	400 MPa
Diâmetro externo	40 mm
Espessura	2 mm
Área	238.761 mm ²
Carga Admissível	95.5 kN

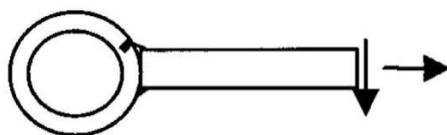


Figura 40: Representação esquemática do procedimento de um ensaio de fadiga numa ligação entre perfis tubulares ocos (94).

A única máquina de ensaios presente no LEM da UM, capaz de ensaiar este tipo de perfis, é a mesma máquina que executou os ensaios destrutivos de tração - a Dartec™. Como já foi descrito no capítulo 5.2.1, esta máquina atua apenas num eixo vertical e usa pinças hidráulicas com deslocamento muito limitado. Portanto, o provete de ensaio de fadiga com uma junta em T é difícil ser adaptado nesta máquina de ensaios. Opta-se por um provete longitudinal de acordo com o eixo de ação da máquina. Esse provete é constituído por dois perfis tubulares ocos de unidos topo-a-topo pela soldadura a testar. Os dois perfis têm diâmetros diferentes, um perfil tubular de 40 mm de diâmetro externo com outro perfil tubular de 35 mm de diâmetro externo e ambos com uma parede de 2 mm de espessura e são unidos por um cordão de soldadura em formato de chanfro de 45 °. Cada cunha interior deste provete obedece à norma ISO 6892-1 de ensaios destrutivos de tração de acordo com o seu perfil correspondente. Os dois perfis acoplados têm uma folga radial de 0.5 mm, imitando o típico acabamento superficial dos perfis tubulares dos chassis construídos pela DEpieres Desportos Motorizados™. Um cordão de soldadura satisfatório terá de garantir a falha do perfil de menor dimensão do provete. Os valores de tensão alternada ($\sigma_{alt.}$) são obtidos através da carga alternada para um cordão de soldadura teórico com uma garganta mínima de 1.77 mm e uma área de 201.318 mm². A área é calculada a partir do perímetro médio do cordão de soldadura e do comprimento da garganta.

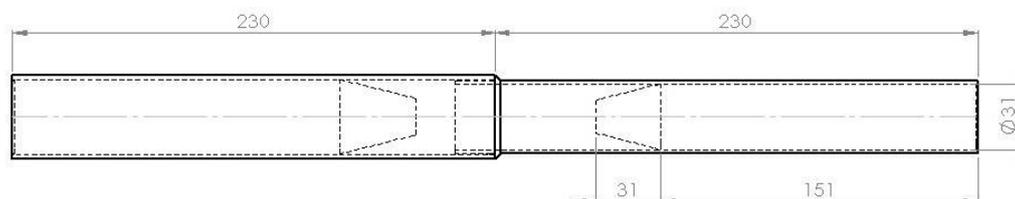


Figura 41: Desenho dos provetes dos ensaios destrutivos de fadiga com as medidas em milímetros.

Este provete é montado e alinhado num torno mecânico. O perfil de maior dimensão radial apenas tem uma das suas extremidades exposta dentro da área de trabalho do torno e está fixo pela bucha de aumento de 3 grampos. O perfil tubular de menor dimensão radial é mais comprido do que o outro perfil e tem o seu comprimento final marcado em 230 mm. A zona marcada do perfil tubular de menor dimensão radial é parcialmente inserida no interior do outro perfil tubular e a outra extremidade é apoiada no cabeçote móvel do torno. O cabeçote é deslocado contra a extremidade do perfil tubular de maior dimensão radial até os 230 mm de comprimento do perfil de menor dimensão radial serem respeitados. A partir deste momento o soldador tem a liberdade para pingar a zona de ligação de acordo com o seu critério enquanto o provete está encaixado no torno mecânico. O cordão é

efetuado ao critério do soldador e no fim as cunhas são introduzidas em cada provete por ação do pistão de uma prensa hidráulica.

Todas as soldas produzidas no âmbito dos ensaios de fadiga realizados nesta dissertação foram efetuadas em dias com o céu limpo ou pouco nublado com temperaturas exteriores a rondar os 19 °C e 30 °C, evitando assim valores consideráveis de humidade relativa do ar.

5.2.3.1 MIG/GMAW

O primeiro grupo de ensaios de fadiga contempla dois provetes de fadiga com parâmetros de soldadura definidos pela DEpieres Desportos Motorizados™. Estes primeiros ensaios são executados de forma conservadora, onde as suas cargas máximas têm quase metade do valor da carga máxima estimada para os ensaios de fadiga.

Para o segundo grupo de ensaios de fadiga, são definidos novos parâmetros de soldadura. Isto envolve análises de dureza e cálculos para estimar taxas de arrefecimento a cordões de soldadura com diferentes valores de intensidade da corrente de soldadura. A análise dos resultados provenientes das análises de dureza em conjunto com os resultados das estimativas de taxas de arrefecimento de cordões de soldadura para diferentes parâmetros de soldadura fornecem dados relativos à microestrutura final das juntas, possibilitando a necessidade de aplicação de um pré e/ou pós aquecimento no processo de fabrico das ligações soldadas.

Quanto melhor é o contacto e encaixe dos tubos em qualquer junta de perfis tubulares, melhor será a qualidade da mesma. A folga recomendada nas uniões dos tubos varia entre 0.25 mm a 0.5 mm, pois certifica que a raiz de cada cordão de soldadura é completamente fundido e soldado (52). Por isso, foi executado um terceiro grupo de ensaios destrutivos de fadiga com os mesmos parâmetros de soldadura usados no segundo grupo de ensaios de soldadura sem a folga radial nos provetes. Os perfis de maior diâmetro externo são rasgados longitudinalmente em duas posições entre a zona da junta até à cunha interior do mesmo perfil, de forma a evitar que a concentração de tensões nos dois acidentes geométricos criados influenciem os resultados. O método de fabrico dos provetes é respeitado, no entanto ao fixar os tubos de maior diâmetro é necessário repartir as cargas impostas pelos três grampos da bucha de aumento do torno de forma a que os tubos de maior diâmetro se unam aos tubos de menor diâmetro de forma simétrica.

5.2.3.1 TIG/GTAW

É fulcral minimizar a indução de hidrogénio e de calor à peça de trabalho. O processo GTAW/TIG, para além de providenciar estes benefícios, também permite controlar a energia e corrente induzida antes de adicionar qualquer material de adição à ligação para eliminar os contaminantes que se encontrem nas superfícies das peças de trabalho (52). Tendo isto em conta, é estudado a influência do processo de soldadura GTAW neste tipo de uniões através do recurso de mão-de-obra especializada. Neste processo de soldadura são analisados os parâmetros de soldadura definidos pelo soldador responsável pelo fabrico das uniões soldadas do chassis e os parâmetros de soldadura definidos através de estimativas de taxas de arrefecimento do cordão de soldadura e da recomendação da ESAB™ no tipo de material de adição a usar. São produzidas duas amostras para cada um dos dois casos distintos que são posteriormente submetidas a ensaios de dureza e os seus resultados comparados.

Para as amostras dos cordões de soldadura definidos pelos parâmetros recomendados pelo soldador é também estudado a influência de pré-aquecimento destas uniões. São fabricadas duas juntas em T de perfis tubulares de 40 mm de diâmetro externo e 2 mm de espessura de parede, sendo uma pré-aquecida e outra não. O pré-aquecimento pode ser essencial para reduzir o choque térmico da peça de trabalho e por esta razão é necessário executar duas análises de dureza comparativas nos dois cordões de soldadura. Cada junta foi cortada transversalmente a um dos tubos de forma a intercepar os cordões de soldadura, o resto do processo de preparação das amostras é idêntico ao usado nas análises de durezas anteriores. As temperaturas do pré-aquecimento rondam entre os 195 °C até aos 210 °C e são provocadas por uma pistola aquecedora. Durante o fabrico da amostra não pré-aquecida é estabelecido o arco antes de adicionar o consumível. Durante este processo é mantida uma distância entre a ponta do elétrodo à peça de trabalho maior do que a distância normal mantida durante a adição do consumível.

Por sua vez, para estudar os parâmetros de soldadura definidos através de estimativas de taxas de arrefecimento do cordão de soldadura e da recomendação da ESAB™ também são fabricadas duas juntas em T de perfis tubulares de 40 mm de diâmetro externo e 2 mm de espessura de parede não pré-aquecidas. Nestas juntas também é estudada a influência do calor induzido pelo processo de soldadura TIG/GTAW no material base de cada cordão de soldadura, através de ensaios de dureza numa amostra de cada junta.

Após se definirem os parâmetros de soldadura para o processo GTAW/TIG, é realizado um novo grupo de provetes para serem submetidos a ensaios de fadiga, tendo em consideração o método de fabrico presente no terceiro grupo de provetes de ensaios de fadiga. Os resultados fornecidos pelo terceiro e quarto grupo de ensaios de fadiga indicam qual o melhor processo de soldadura para usar no fabrico do novo chassis e definir a curva de fadiga das suas uniões soldadas.

Um quinto grupo de ensaios destrutivos de fadiga permite estimar uma curva S-N característica das ligações soldadas do novo chassis. Numa primeira instância é definida a tensão alternada correspondente à vida infinita dos provetes (10^6 ciclos) através de processos iterativos baseados num aumento gradual da tensão alternada. A restante curva é definida por ensaios de fadiga a provetes com variadas tensões alternadas. Para cada valor de tensão alternada são efetuados três ensaios de fadiga. O valor da tensão de alternada final é definido por 90 % do menor valor teórico de tensão de rotura do grupo de consumíveis de uma determinada norma em análise (valores presentes no Anexo V). É atribuído um fator de 95 % de confiança do valor da tensão de limite de fadiga (σ_{f0}) da curva S-N primária.

O formato do cordão, forma côncava ou convexa, influencia o tempo de vida da junta. Os cordões côncavos para além de possuírem menor garganta, a retração proveniente do arrefecimento dos mesmos provocam tensões residuais nas suas superfícies. Isto diminui a vida das juntas e promove a iniciação de fendas, especialmente nos pés dos cordões. Contrariamente, um cordão convexo tem maior garganta e não tem a sua superfície em tensão, mas o cordão ideal para uniões tubulares é uma fusão entre um cordão liso e um cordão convexo (52). Este tipo de compromisso visa os benefícios descendentes do formato convexo do cordão de soldadura, da menor indução de calor na peça de trabalho e da redução de custos.

5.2.3.1 ENSAIOS DE DUREZA

Todas as amostras submetidas a ensaios de dureza no âmbito desta dissertação são superfícies de cordões de soldadura. Estas superfícies são obtidas através de cortes transversais de cordões de soldadura. Cada amostra é composta por três superfícies de cordões realizados com os mesmos parâmetros de soldadura, fazendo com que estes ensaios contribuam para a definição de parâmetros de soldadura.

Cada amostra sofre um processo de lixagem de três etapas e outro de limpeza, cada. O processo de lixagem é realizado individualmente por amostra numa plataforma rotativa com um disco

de lixa, onde a superfície da amostra é pressionada contra a lixa e lubrificada por água. O processo de lixagem consiste num desbaste geral com uma lixa de grão P180 (ISO) que elimina grandes pedaços de metal e rebarbas provenientes do corte do perfil, numa tentativa de nivelamento da superfície da amostra com uma lixa de grão P600 (ISO) e é finalizado por um acabamento superficial com uma lixa de grão P1200 (ISO) que realça as zonas termicamente afetadas. Isto é finalizado com uma limpeza de cada amostra através de uma lavagem primária com água, desengordurada com álcool etílico e sabão e por fim uma secagem. Depois de seca cada amostra é ataca com Nital 5 que é constituído por 5% de ácido nítrico e 95% de álcool etílico e é novamente limpa com água e secada.

Em seguida, existe um selecionamento de amostras que é realizado através de uma avaliação visual individual de cada cordão de soldadura relativamente à sua penetração e às suas dimensões das zonas termicamente afetadas. As amostras admitidas possuem secções de cordões de soldadura homogêneos.

Para finalizar, cada amostra foi analisada à dureza segundo os métodos da ISO 6507-1 (método de testes de dureza *Vickers* para materiais metálicos) no Laboratório de Metalurgia (Microscopia e Metalografia) da UM, aplicando um peso de 30 kg durante 20 s por cada entalhe/indentação nas amostras. Cada indentação é provocada por um pequeno diamante com o formato de uma pirâmide achatada (Figura 42), e define a dureza de um material através da equação aproximada (Equação 18) com uma tolerância de 10 HV.

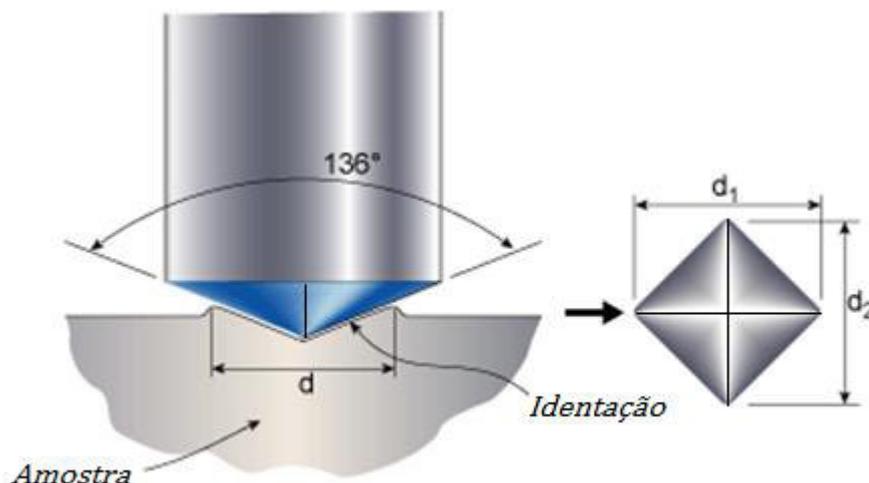


Figura 42: Esquema representativo do diamante penetrante e do indentação resultante (95).

$$HV = \frac{1.854}{d^2} * F \quad \text{Equação 18}$$

Sendo que HV é o valor de dureza em Vickers, F é a força aplicada em kgf e d é a média das diagonais da indentação d_1 e d_2 em mm. Segundo a ISO 6507-1, as indentações podem variar entre

2 μm e 1.4 mm, logo $d1$ e $d2$ são medidos num microscópio ótico através de uma objetiva com uma escala onde cada intervalo equivale a 10 μm . São realizadas várias identificações ao longo das secções dos cordões de soldadura de cada amostra para ser possível traçar vários perfis de dureza para cada amostra.

5.3 CONSTRUÇÃO DE MODELOS VIRTUAIS

A construção de um modelo virtual tridimensional representativo de um chassis é vital na fase de projeto devido à sua agilidade (rápidas e fáceis mudanças numa etapa mais avançada do modelo) e à sua capacidade de fácil e rápida análise estrutural, podendo representar um cenário hipotético, permitindo um maior controlo sobre as variáveis existentes. Um bom modelo virtual pode representar fielmente o objeto em análise. Primeiro, é necessário definir o *software* de elementos finitos a usar, pois influencia o modo de modelação e cálculo do modelo virtual. Como este chassis já se encontra construído e tem os outros componentes do veículo montados, torna-se impossível comparar o desempenho real com o estimado no modelo virtual. A acrescentar a este facto, não se dispõe de instrumentação adequada para se poder executar um ensaio experimental controlado ao chassis real, o que poderá limitar a comparação dos resultados de ambos os modelos, virtual e real. Para a construção do modelo virtual escolhe-se o *software* de elementos finitos Solidworks™.

Primeiro, define-se um modelo virtual tridimensional representativo do chassis do veículo antigo. Como este chassis possui perfis sem informação relativamente às suas espessuras, para as modelações destes perfis são escolhidas as paredes mais espessas de acordo com o catálogo da Chassis Parts™ (96), enquanto que a parede do perfil de 60 mm de diâmetro externo é arbitrada (Tabela 13). A informação disponível na Tabela 13 mostra que existem materiais não definidos. Portanto, considera-se assim o material com maior resistência mecânica e mais propriedades caracterizadas ao modelo virtual do chassis antigo, o aço estudado, favorecendo-se os resultados finais da análise deste chassis, promovendo um melhor nível de desempenho estrutural após a conclusão da otimização estrutural.

Como é possível ver na Figura 44, a geometria da frente é bastante complexa. Isto obriga a que seja efetuada uma análise de elementos finitos com elementos estruturais sólidos ou com uma mistura de elementos de casca e de viga (*Beam elements*). Os elementos sólidos conseguem reproduzir qualquer tipo de geometria, no entanto os recursos de memória virtual e o processamento de cálculos necessários são mais elevados em comparação com outros elementos. O chassis de um

veículo é uma estrutura bastante complexa, constituída por vários perfis e chapas metálicas. Uma solução de elementos mistos, de chapas e de viga, pode representar um modelo virtual final do chassis mais simplificado do que um modelo virtual apenas formado por elementos sólidos.

Tabela 13: Perfis encontrados no chassis antigo

Tipo Secção	Dimensões mm	Material
C	40x36x4	...
Circular Oco	60 x 2	Aço Construção
	50 x 2	
	40 x 2	Aço Estudado
	35x2	

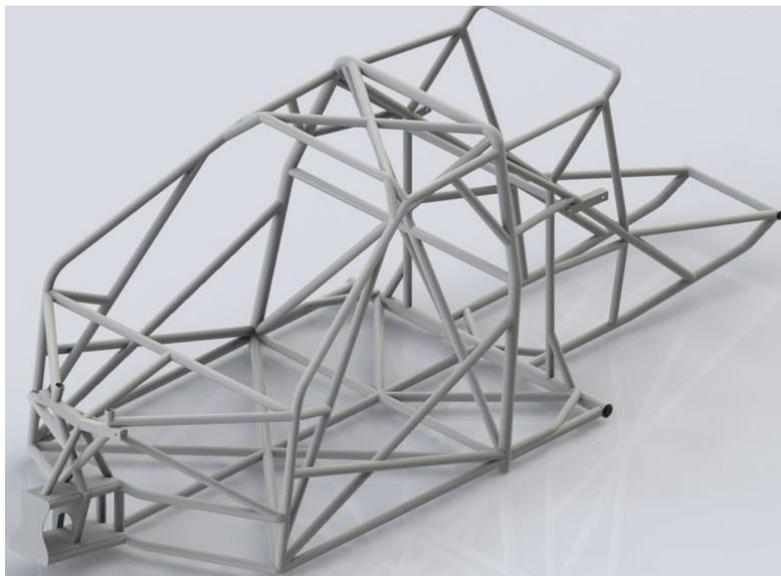


Figura 43: Modelação tridimensional do chassis antigo no software Solidworks™.

Mesmo assim, é complicado definir e controlar as condições de fronteira e de contacto entre os vários tipos de elementos. Portanto, os chassis em análise são reduzidos a modelos virtuais tridimensionais simplificados com apenas um tipo de elementos (elemento de viga) (Figura 44). As iterações para a a modelação do chassis envolviam um ciclo de medições e consequente modelação de um modelo, retificação das medições anteriores e consequente retificação e afinação do modelo virtual anterior, até ser encontrado um compromisso geométrico com o mínimo desvio dimensional geral do modelo virtual ao modelo real.

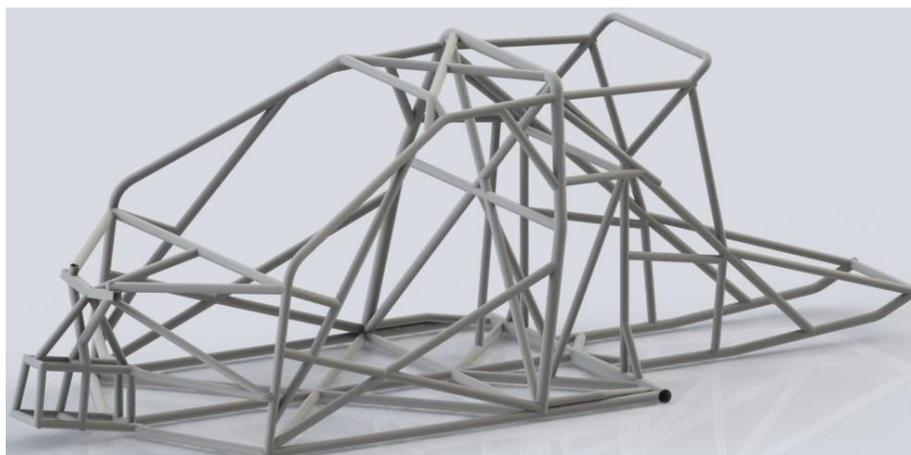


Figura 44: Modelação tridimensional do chassis antigo simplificado no software Solidworks™.

Este processo foi intensamente usado por causa da complexidade geométrica da estrutura, da geometria cilíndrica dos perfis e da ausência de marcos de referência da estrutura. Ao usar apenas elementos de viga, é possível simplificar o processo de modelação, onde apenas se cria uma *wireframe* (Figura 45), onde cada linha corresponde ao eixo neutro da sua respetiva viga.

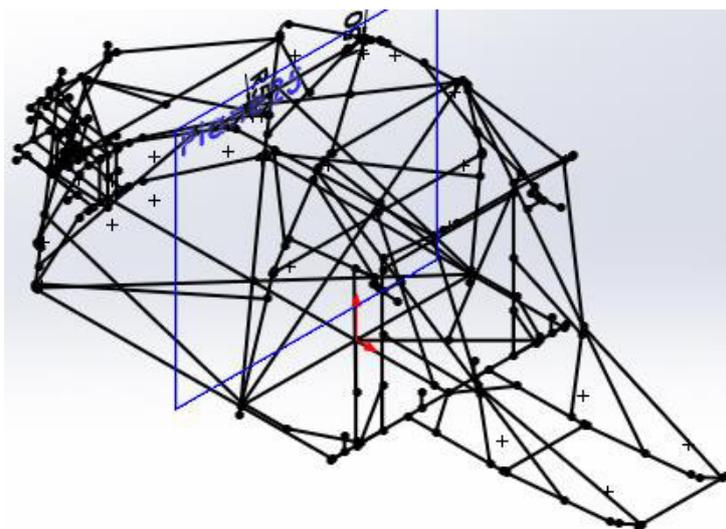


Figura 45: Wireframe representativa do chassis antigo no software Solidworks™.

Uma análise de torção é realizada conforme os critérios aqui apresentados. As torres dos amortecedores traseiros são fixos em todos os seus graus de liberdade enquanto que as torres dos amortecedores frontais são carregadas na direção perpendicular ao plano de simetria do veículo e cada uma de sentidos opostos (Figura 47). O binário de torção é calculado a partir da distância entre os dois pontos de ação das cargas nas torres dos amortecedores frontais e da carga aplicada (Equação 19). O maior valor absoluto do deslocamento vertical nos pontos de ação das cargas do ensaio do chassis define o deslocamento angular do chassis (Equação 20).

Devido à simetria do chassis, a orientação das forças é indiferente desde que estas tenham sentidos opostos, pois os valores de deslocamento do chassis não varia. Os valores de deslocamento

são retirados a partir dos pontos onde as cargas de ensaio são exercidas em vez de serem utilizados os valores de maior deslocamento vertical ou angular, para os resultados de cada análise serem passíveis de comparação com outros chassis/modelos virtuais. As diferenças geométricas fazem com que os pontos de deslocamento máximo se alterem de um chassis/modelo virtual para outro. A rigidez torsional de um veículo parte da relação entre o binário de torção e o deslocamento angular

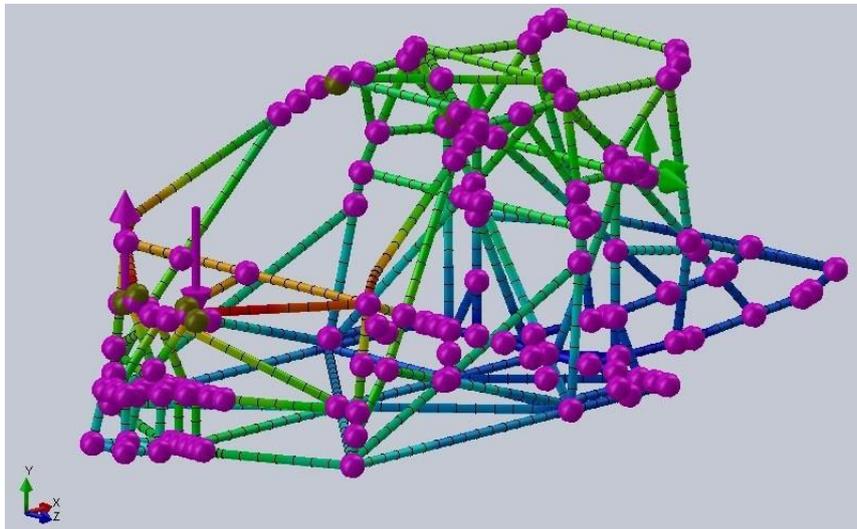


Figura 46: Imagem da simulação do ensaio de torção do chassis antigo no software Solidworks™.

$$M = 2 * \frac{F'}{2} * \frac{distância}{2} \quad \text{Equação 19}$$

M é o binário resultante Nm, F' é o somatório dos valores absolutos das duas cargas de ensaio N e $distância$ é o valor da distância total entre os dois pontos de ação das cargas de ensaio.

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{d.vertical}{distância/2} \right) \quad \text{Equação 20}$$

θ é o deslocamento angular ° e $d.vertical$ é o maior valor absoluto do deslocamento vertical.

Durante o estudo do chassis antigo os pontos de fixação, de ação das cargas de ensaio e de recolha de dados são exatamente os mesmos usados no ensaio de torção, mas neste caso as duas cargas têm o mesmo sentido (no sentido do fundo ao topo do chassis), em vez de terem sentidos opostos. Basicamente, o chassis é analisado como uma viga encastrada numa extremidade e carregada na outra, sendo este o cenário que produz o maior deslocamento vertical máximo de uma viga sujeita à flexão de uma carga pontual (Figura 47). O maior valor absoluto do deslocamento vertical nos pontos de carga também é registado conforme o valor de F é incrementado, sendo possível traçar uma curva de carga-deslocamento (rigidez à flexão).

É executada uma análise modal, para definir as frequências ressonantes de dois modos globais do chassis, o de torção e o de flexão. O Solidworks™ estima a massa de cada chassis. No caso

do modelo virtual simplificado do chassis antigo, o valor da massa é inferior ao esperado. Este resultado obriga a elevar ainda mais os padrões de desempenho do futuro chassis.

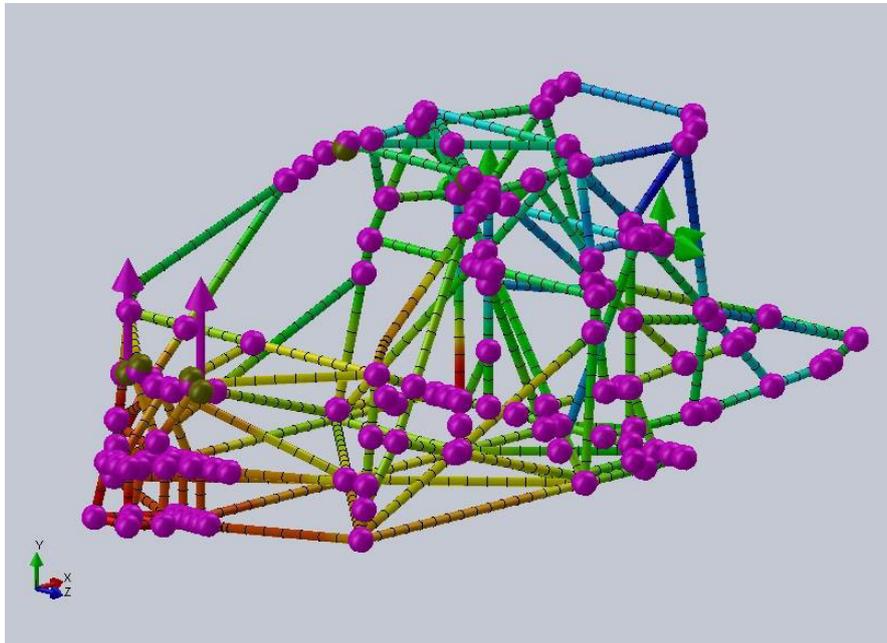


Figura 47: Imagem da simulação do ensaio de flexão do chassis antigo no software Solidworks™.

5.3.1 ENSAIO EXPERIMENTAL

O ensaio experimental é realizado com o intuito primário de estudar o erro associado ao modelo virtual. Devido à instabilidade e à falta de controlo de algumas variáveis importantes em simulações e a condições impostas pelo próprio Solidworks Simulation™, é necessário comparar o desempenho de dois *softwares* distintos de análise de elementos finitos.

O Solidworks Simulation™ tem uma única variante no elemento de viga, o tamanho da malha é definido automaticamente e há uma simplificação do modelo virtual em análise por aproximação dos nós presentes dentro de um raio de ação o que dificulta a comparação direta de resultados de simulações distintas.

O modelo virtual chassis novo real do Solidworks™ é convertido em linhas de código do *software* Mechanical APDL do Ansys™. O Ansys™ permite total controlo sobre as variáveis inerentes às análises a efetuar e é também o *software* usado pelo otimizador estrutural desenvolvido pelo Professor Doutor José Filipe Bizarro Meireles. O modelo virtual é transferido através de uma nuvem de pontos dos nós da sua *wireframe* e uma listagem de secções dos perfis tubulares que por fim é tudo traduzido em linhas de código do Ansys™ Mechanical APDL (Anexo XII), inclusive as propriedades do aço

estudado. As análises efetuadas no Ansys™ Mechanica APDL seguem o mesmo princípio que as análises efetuadas no Solidworks™. O ensaio experimental (linha de código presente no Anexo XII) é simples e contém o mínimo de variáveis possíveis devido ao tipo de instrumentação disponível. É definido um ensaio de flexão vertical do chassis para determinar a sua rigidez de acordo com determinados apoios e zonas de ação das cargas. Basicamente, o chassis é colocado em cima do gabarito da DEpieres Desporto Motorizado™ e fixo a uma viga transversal do gabarito. É colocada uma cinta entre a viga transversal do gabarito e um perfil transversal do fundo da traseira do chassis novo. A carga é aplicada no topo das torres dos amortecedores do eixo frontal através do uso de várias rodas. O eixo de cada roda é centrado no centro do perfil transversal que une as duas torres dos amortecedores. O deslocamento vertical é medido na extremidade frontal do chassis com um relógio comparador, onde a ponta de contacto está colocada no chão da oficina. (a representação gráfica do ensaio pode ser vista na Figura 48). O barito está assente no chão para que a sua deformação seja minimizada e não influencie os resultados deste ensaio.

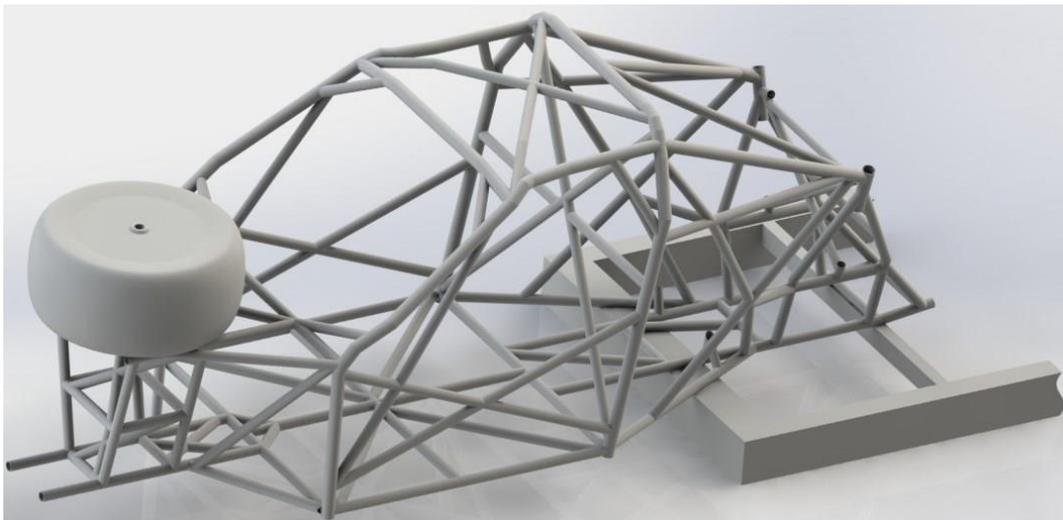


Figura 48: Representação do ensaio experimental.

O veículo estava a ser construído durante o processo de validação experimental. O fundo do habitáculo complementa uma chapa de alumínio, a proteção do depósito de combustível, o assento do condutor e os dois respetivos apoios do assento, a manete da caixa de velocidades, a caixa de apoio dos pés do condutor, a pedaleira, os dois extintores, a bateria do veículo e a caixa de direção. As cargas destes componentes foram divididas de acordo com a sua localização no chassis, em seis grupos presentes na Tabela 14.

Ev1 contempla o peso da proteção do depósito de combustível, de um assento e da manete da caixa de velocidades, por sua vez Ev2 a proteção do fundo do habitáculo em alumínio, Ev3 a caixa de apoio dos pés do condutor e a pedaleira, Ev4 os dois extintores do veículo e a bateria, Ev5 a proteção

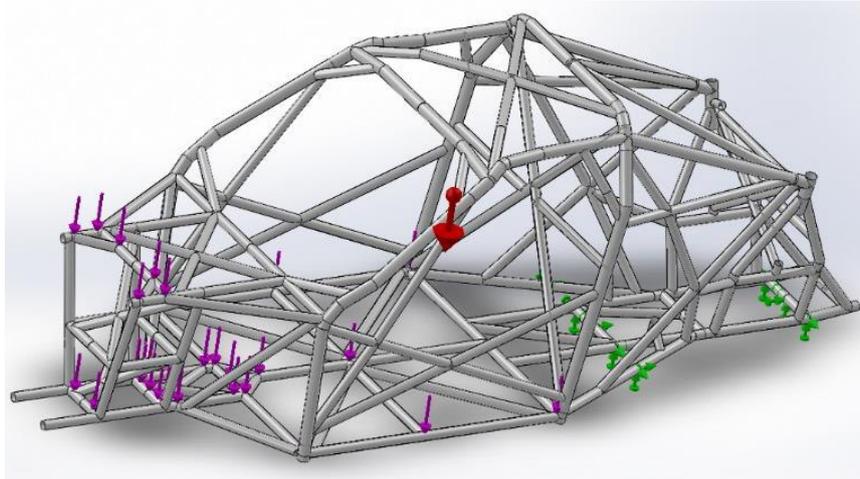
do fundo do habitáculo em alumínio e Ev6 a caixa de direção. O número de apoios onde as cargas dos componentes atuam são diferentes para as simulações efetuadas nos dois distintos *software*. A autodefinição de nós estruturais no Solidworks™ leva a que haja uma divergência no número de pontos onde as cargas atuam, sejam estas dos componentes ou dos pneus e jantes.

Tabela 14: Esforços a aplicar dos componentes presentes no chassis, no modelo virtual de cada *software*.

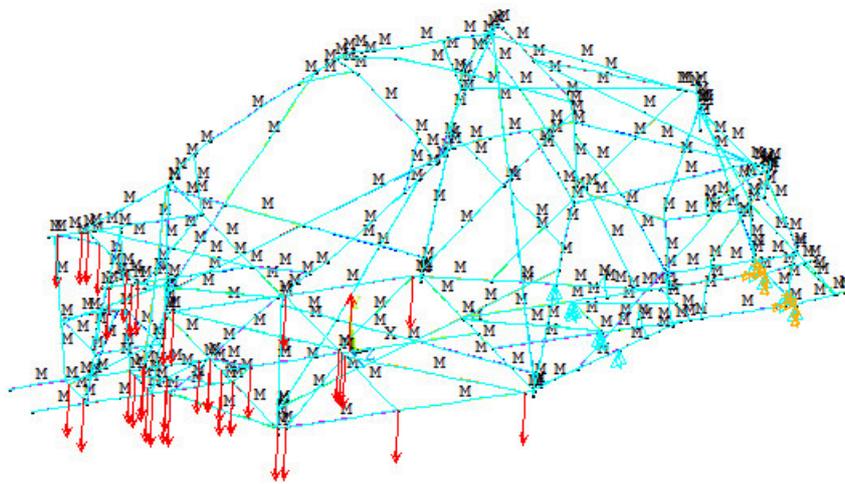
<i>Software</i>	Cargas dos componentes					
	Ev1	Ev2	Ev3	Ev4	Ev5	Ev6
	N/apoio	N/apoio	N/apoio	N/apoio	N/apoio	N/apoio
Solidworks™	58.212	3.632	64.68	65.007	0.763	33.32
Ansys™	41.58	2.179	32.34	39.004	0.636	

Devido a pequenos desníveis do piso da oficina, à sujidade do piso e ao posicionamento do relógio comparador, não é viável comparar diretamente o valor de um deslocamento vertical. Por isso, fazem-se três carregamentos de diferentes valores (o primeiro carregamento é efetuado com uma jante tipo com o pneu Michelin™, o segundo carregamento é efetuado com uma jante com o pneu Pirelli™ Scorpion Rally e o terceiro carregamento é efetuado com as duas jantes e os dois pneus) e por cada incremento de carga o deslocamento é registado para definir uma curva de rigidez.

Nas simulações estáticas é tida em consideração a influência da ação da força da gravidade no chassis (peso próprio do chassis). Devido às limitações do Solidworks™, os pontos de fixação do chassis têm de ter todos os seus graus de liberdade completamente restringidos [Figura 49 a)]. Na realidade, apenas o perfil seguro pela cinta se encontra totalmente restringido, enquanto que só um número de tubos do fundo da traseira do chassis se encontram simplesmente apoiados na extremidade do gabarito durante os carregamentos, onde está representado na simulação no Ansys™ Mechanica APDL (Figur 49).



a)



b)

Figura 49: a) Imagem da simulação realizada no Solidworks™. b) Imagem da simulação realizada no Ansys Mechanical APDL™.

5.4 DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL

De acordo com a pesquisa efetuada, não há um procedimento de dimensionamento definido por qualquer entidade, excluindo as normas obrigatórias impostas pela FIA™ relativamente à segurança e atravancamentos, apenas existem objetivos a atingir. Portanto, o dimensionamento de um veículo de competição é delineado consoante o desejo do fabricante para atingir os seus objetivos. Neste caso, o dimensionamento estrutural é dividido em três etapas. A primeira é composta por um conjunto de estudos do desempenho geral do chassis à torção, à flexão e aos valores de frequências naturais, onde o chassis tem de atingir um nível de desempenho mínimo essencial, através de várias iterações entre as soluções sugeridas. Resumidamente, estas iterações consistem na troca de posição ou adição e

remoção de elementos estruturais. A segunda etapa do dimensionamento passa pela otimização estrutural com auxílio de um algoritmo criado pelo Professor Doutor José Filipe Bizarro Meireles, que permite usar um elevado número de variáveis que são alteradas de forma a que os resultados cumpram os objetivos previamente determinados através das mesmas análises estáticas de torção e de flexão e análise modal. Atingindo os valores de massa e rigidez desejáveis, a última etapa do dimensionamento estuda a influência dos componentes do veículo e dos esforços do mesmo em prova. Tendo em conta os esforços estimados, é nesta etapa do dimensionamento que é realizado um estudo à encurvadura dos elementos do chassis de estrutura espacial tubular de parede fina (tem de se evitar qualquer falha súbita de qualquer elemento estrutural através da determinação da carga crítica de compressão), e é, também, realizado o dimensionamento das juntas tubulares. Apesar de existirem ligações aparafusadas, este documento só enquadra as ligações soldadas.

5.4.1 1ª ETAPA DO DIMENSIONAMENTO

O estudo dos chassis é dividido em três zonas: a Frente, o Habitáculo e a Traseira. O processo inicia-se pela substituição de fracas geometrias (geometrias características de um mecanismo flexível) por geometrias trianguladas. Isto é conseguido através da adição de elementos de forma a triangular a restante estrutura reforçando-a. Depois, é realizado um estudo de vários tipos de apoios estruturais que aumentam o desempenho do chassis. Isto obriga ao desenvolvimento de um conjunto de soluções que são avaliadas e comparadas em cada divisão do chassis (a Frente, o Habitáculo e a Traseira). Cada solução analisada é diretamente comparada ao desempenho da base do chassis em que se baseiam. Todas as alterações estudadas nesta fase do projeto apenas abrangem perfis tubulares de secção de 40 mm de diâmetro e 2 mm de espessura de parede. Este tipo de perfil apresenta um bom compromisso entre o seu momento de inércia simples e a sua área (o valor de área é diretamente proporcional ao valor de massa do perfil) e simplifica o processo de otimização do chassis, onde o programa de otimização irá seleccionar a secção adequada para cada perfil (exceto para os perfis com a secção imposta pelas normas de segurança da FIA™). São atribuídos fatores de correção que mostram a importância de cada análise, como pode ser visto na Tabela 15. Cada item da Tabela 15 é classificado numa escala de 0 a 3 de acordo com a sua relevância no estudo. Através do somatório dos valores da escala é possível definir os fatores de correção percentuais. A rigidez de torção de um chassis é a característica mais sobrevalorizada. A massa e a frequência natural do primeiro modo global do chassis são igualmente importantes e encontram-se em segundo lugar na hierarquia da

avaliação estrutural. Este chassis tem de ser o mais leve possível, portanto qualquer variação do valor de massa durante o desenvolvimento do mesmo tem bastante influência no produto final. A frequência natural de um objeto está diretamente relacionada com a massa do mesmo objeto. A frequência natural do primeiro modo global é a frequência ressonante de menor valor que afeta a inteira estrutura desse objeto (modo de torção, de flexão ou misto). Devido ao tipo de chassis, ao serem desenvolvidas soluções direcionadas ao aumento de valores de rigidez torsional, a rigidez à flexão será positivamente afetada. Isto leva a que a rigidez à flexão tem o fator de correção mais baixo possível.

Tabela 15: Fatores de correção dos resultados das várias análises.

	Rigidez Torção	Rigidez Flexão	Massa	1° Modo Global
Escala	3	0.5	2	2
Fator de correção	40%	6.67%	26.67%	26.67%

O valor de Raio de Ação em cada análise realizada no *software* Solidworks™, tem uma enorme influência nos seus resultados. Portanto, todas as análises comparadas entre si e realizadas neste programa só são válidas se tiverem o mesmo valor de Raio de Ação. A redução do valor de massa é considerado como um fator contribuinte no somatório de desempenho de cada solução apresentada.

Como as análises estáticas de torção e flexão e a análise modal não são suficientes para definir o comportamento total de um chassis, um segundo estudo não normalizado é realizado nas baías frontais dos chassis, responsáveis por albergar a caixa de direção e suportar os braços triangulares, e nas baías das caixas de velocidades, situadas nas traseiras dos veículos (apenas nos veículos que possuem braços triangulares no seus eixos traseiros), de forma a imitar os esforços atuantes do comportamento em curva do veículo. Isto é, os quatro nós responsáveis pelo suporte dos braços triangulares inferiores são restringidos em todos os seus graus de liberdade e depois nos quatro nós de suporte dos braços triangulares superiores atuam quatro forças de igual intensidade, direção e sentido (F_1 N), fazendo com que as baías torsam. A curva da rigidez de cada baía é construída através do incremento do valor de F_1 e conseqüente registo de $d_{horizontal}$ m, Equações 21 e 22 e Figura 50.

$$M_1 = 4 * F_1 * distância_1 \quad \text{Equação 21}$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{d_{horizontal}}{distância_1} \right) \quad \text{Equação 22}$$

Legenda:

- M_1 Nm é o binário resultante na base da baía pela atuação dos 4 esforços ($4 * F_1$);
- $distância_1$ m é a distância vertical entre a localização dos nós inferiores restringidos e a localização dos nós superiores onde os esforços atuam;

- $d_{horizontal}$ m é o deslocamento transversal do topo da baía com um valor máximo dos valores extraídos nos pontos de atuação dos esforços por cada incremento das cargas atuantes;
- θ_1 ° é o deslocamento angular da baía no plano YZ.

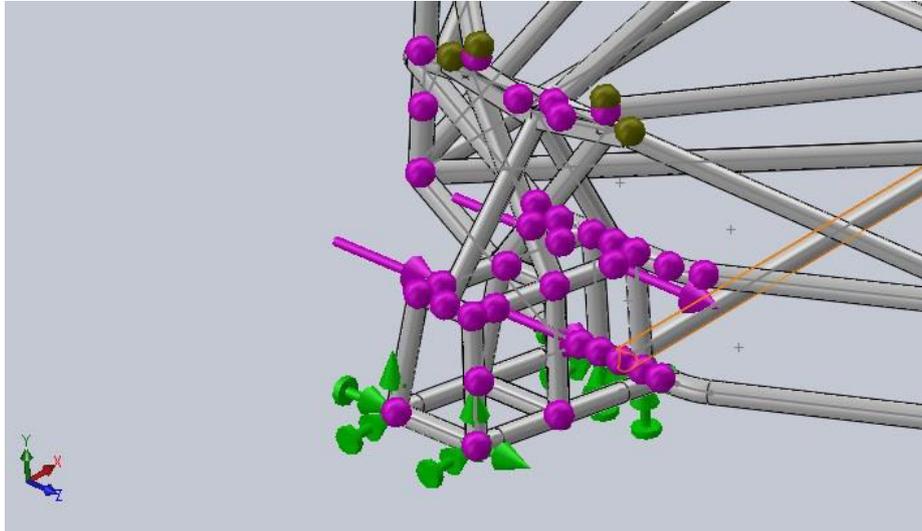


Figura 50: Imagem representativa da simulação da rigidez torsional da baía da suspensão frontal do chassis antigo.

É escolhido o valor de deslocamento máximo entre os valores de deslocamento registados nos pontos de atuação das cargas da simulação. Esta é uma forma conservadora de determinar a rigidez das baías que suportam braços triangulares.

5.4.2 2ª ETAPA DO DIMENSIONAMENTO

A otimização estrutural é uma fase fundamental do dimensionamento de produtos que possibilita a obtenção do máximo de desempenho potencial de um sistema ou objeto. No caso de um chassis de competição, pretende-se obter a máxima rigidez estrutural possível com um reduzido valor de massa do mesmo. A estrutura resultante da otimização estrutural é analisada à encurvadura e caso os objetivos sejam cumpridos ou corrigidos, as juntas soldadas são dimensionadas.

Este capítulo abrange a metodologia do *software* de otimização estrutural usado neste estudo e os procedimentos tomados para que os objetivos desejados num chassis de competição sejam cumpridos. O caro Professor Doutor José Filipe Bizarro Meireles desenvolveu um programa de otimização estrutural em Matlab™ denominado de *Finite Element Model Updating*. Existem duas classes principais de métodos de otimização, dependendo ou não se estas incorporam elementos estocásticos para resolver o problema de otimização global: métodos determinísticos e estocásticos. Os

métodos determinísticos fornecem uma garantia teórica para localizar o mínimo global. Os métodos estocásticos só garantem, num sentido probabilístico, que o ponto mínimo global será encontrado. Por outro lado, os métodos estocásticos são geralmente mais rápidos a localizar um resultado ótimo global do que os métodos determinísticos. Na maior parte dos algoritmos de otimização globais (tanto determinísticos e estocásticos), é possível identificar duas fases: uma fase global e uma fase local. A exploração exaustiva do espaço de busca é denominada de fase global, onde a função é avaliada num número de pontos aleatórios. Na fase local, os pontos de amostragem são manipulados, através de pesquisas locais, para se obter um candidato global mínimo (97). O programa *Updating* é uma aplicação do método de "otimização estocástica global, na área de engenharia estrutural, principalmente na otimização de modelos dinâmicos estruturais com recurso a métodos de melhoria de modelos de elementos finitos" (97) (*Finite Element Model Updating*). Estas melhorias podem ser obtidas através de duas formas: através de um modelo numérico simplificado, construído para reduzir o tempo de computação, que é atualizado até obter o comportamento semelhante ao modelo físico de referência (resultando num modelo computacional leve e representativo do modelo físico); ou através de modelos numéricos comuns submetidos ao processo de otimização para melhorar o seu comportamento e/ou manter as mesmas propriedades mas beneficiando de uma melhor geometria. (98) (99).

O programa *Finite Element Model Updating* desenvolvido em Matlab™: (i) lê e executa os ficheiros de entrada do Ansys APDL Mechanical™ no mesmo; (ii) recebe os resultados destes ficheiros, processa-os e compara-os com valores de referência impostos pelo utilizador; (iii) verifica a sua relação com o objetivo imposto pelo utilizador através da matriz MAC e corrige as variáveis de acordo com o resultado da relação; (iv) cria um novo ficheiro de entrada do Ansys APDL Mechanical™ e executa-o. Este processo é automaticamente repetido até descobrir os valores ótimos das variáveis e da função objetivo (100). A matriz MAC é uma matriz colorida que representa a correlação entre os modos estruturais do elemento em análise. Uma boa correlação é visualmente perceptível quando a matriz MAC apresenta uma linha diagonal com a cor mais escura possível e o restante da matriz apresenta a cor mais clara possível (97).

A Figura 51 mostra a interação entre o Ansys APDL Mechanical™ e o programa de otimização em Matlab™. Este controla o processo de otimização e o Ansys APDL Mechanical™ calcula o problema de elementos finitos. Todos os parâmetros relativos à otimização são definidos no programa em Matlab™. Ou seja são definidas as propriedades desejáveis para um produto resultante da otimização, as quais são atingidas através da aplicação de uma ou mais funções objetivo. Os valores desejáveis

encontram-se definidos em ficheiros denominados de ficheiros de referência que permitem a sua leitura por parte do programa de otimização.

O algoritmo de otimização divide-se em 2 etapas distintas, como é possível verificar na Figura 51. A primeira etapa foca-se na otimização das características geométricas (deslocamentos e massa), enquanto que a segunda etapa foca-se na otimização de valores através de análises modais. Isto obriga a que existam dois tipos de valores de referência, sendo os valores de referência 1 indicados para a primeira etapa do processo de otimização e os valores de referência 2 para a segunda etapa. A primeira etapa é executada através da leitura do ficheiro de entrada, onde este é executado no ANSYS™ e os seus dados são guardados. Os resultados numéricos obtidos na análise do ANSYS™ relativos apenas aos deslocamentos do chassis e ao seu valor de massa são comparados com os valores de referência 1, são construídos constrangimentos e calculadas as variáveis da função objetivo fE . A partir daqui, se for encontrado um valor ótimo da função objetivo fE , a etapa 2 é iniciada. Caso isto não aconteça são atribuídos novos valores às variáveis de otimização, atualizando o ficheiro de simulação numérica, para estudar novas possibilidades. A segunda etapa sofre um processo bastante semelhante. Numa primeira instância os resultados obtidos na etapa 1 são avaliados na etapa 2. Isto permite que o programa evite de correr uma nova sequência de eventos se este respeitar os valores da função objetivo nova $fMAC$ (função objetivo apenas dependente do valor da frequência e do deslocamento do primeiro modo global do chassis). Se a solução não convergir, o ficheiro sofre um novo processo de atualização às suas variáveis de otimização. Para este caso, os valores de referência são a matriz [MACr] e que permite ao programa as frequências e modos realmente interventivos. O algoritmo calcula a correlação entre as frequências obtidas na simulação mais recente e os seus valores de referência e calcula a função objetivo. Caso seja atingido um valor ótimo da função objetivo, o algoritmo expõe os resultados da otimização no ecrã, calcula a correlação final entre as frequências e desenha a matriz [MAC] resultante.

Para o processo de otimização são utilizadas quatro análises estáticas e uma análise modal. Nas análises estáticas são definidos dois estudos à torção e flexão vertical do chassis e outros dois estudos à flexão transversal (cada uma com sentidos opostos) da mesma estrutura. Este processo de otimização visa a obtenção de máxima rigidez para o mínimo valor de massa do chassis, no entanto a estrutura otimizada tem de seguir o restante dimensionamento para assegurar o seu desempenho, como já foi referido neste documento.

A análise de torção do chassis é realizada de acordo com o procedimento presente nos estudos dos chassis antigo e novo real. Em cada simulação por elementos finitos é obtido o

deslocamento angular máximo em radianos no eixo dos XX (eixo coincidente ao plano longitudinal do veículo) em vez do deslocamento vertical registado em cada ponto de ação dos esforços de torção, como ocorre nos estudos dos chassis antigo e novo real. Este não é o método mais indicado porque no início deste estudo foi verificado que o deslocamento angular apresenta sempre uma solução mais otimista do que a análise dos dois deslocamentos verticais e apenas apresenta resultados de nós coincidentes com o plano XY da análise (plano longitudinal do veículo). A escolha de otimização do chassis novo real em função do deslocamento angular recai na simplicidade da linha de código da extração do valor desta variável e na propensão à simetria geométrica do chassis durante a fase automática de otimização. A recolha de deslocamentos verticais nas simulações de flexão vertical do chassis é efetuada de acordo com o procedimento usado neste documento para calcular a rigidez à flexão dos chassis antigo e novo real. A análise à flexão transversal de um chassis é executada através da fixação dos apoios no chassis dos braços triangulares das suspensões traseiras em todos os seus graus de liberdade e dos esforços que geram o momento de flexão atuantes nos apoios no chassis dos braços das suspensões frontais na direção transversal ao plano longitudinal do veículo (13). Apesar de não ser o tipo de análise mais influente no desempenho estrutural do chassis comparativamente com as análises à torção e flexão, esta otimização visa a obtenção da rigidez máxima do chassis e necessita das análises à flexão transversal do chassis para tornar a estrutura mais eficiente (rigidez/massa).

A Tabela 16 apresenta as variáveis e os valores de considerados no programa de otimização para cada análise estática, onde $UMAXR$ é o deslocamento angular de referência na análise estática de torção do chassis, $UROTR$ é o deslocamento vertical de referência na análise estática de flexão vertical do chassis, $UMXR$ e UMR são os deslocamentos transversais do veículo nas duas análises à flexão transversal do chassis e $MASSR$ é a massa do chassis. Por sua vez, a Tabela 17 apresenta as variáveis e os valores de referência da análise modal, isto é, as matrizes [modosR] e [freqR]. Estas frequências representam os primeiros quatro modos não rígidos do chassis, e a cada modo estão associados quatro valores de deslocamentos retirados em quatro nós da *wireframe* representativa do chassis.

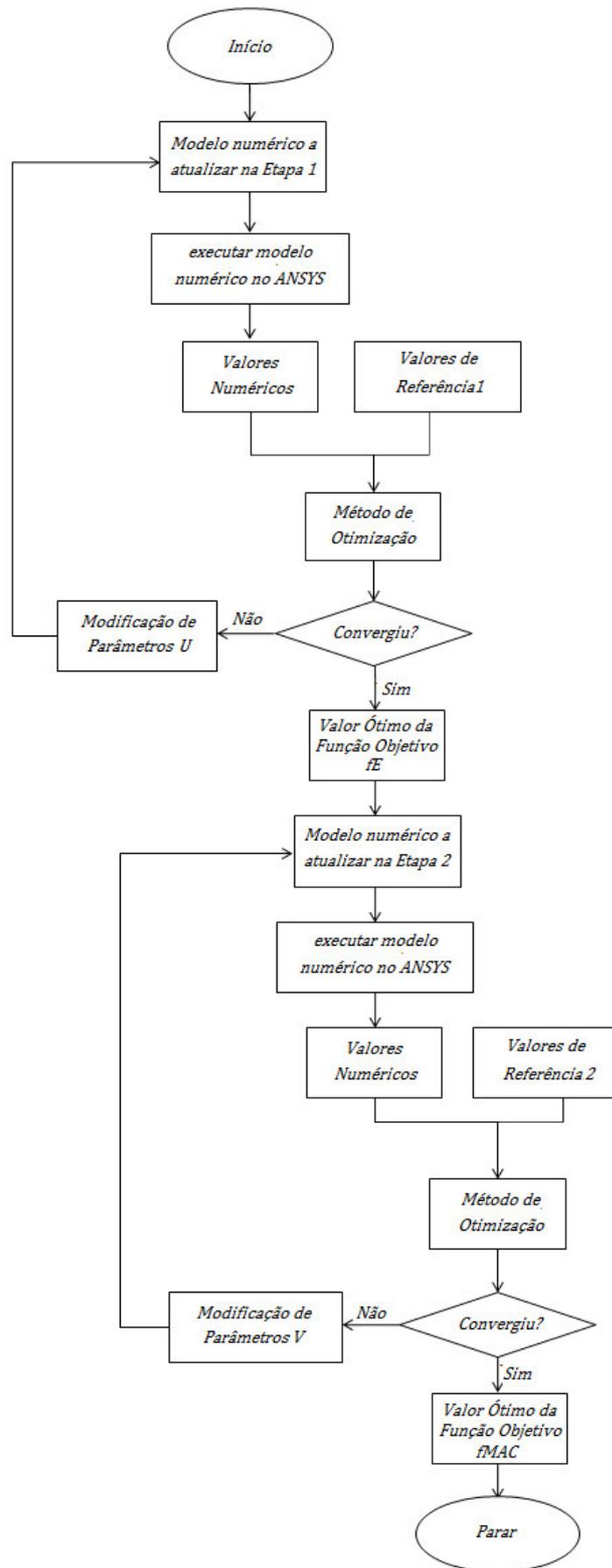


Figura 51: Fluxograma representativo da metodologia de otimização usadaa neste estudo (101).

Tabela 16: Variáveis e valores de referência das análises estáticas utilizados no processo de otimização do chassis.

<i>UMAXR</i> rad	<i>UROTR</i> m	<i>UMXR</i> m	<i>UMR</i> m	<i>MASSR</i> kg
$1 \cdot 10^{-2}$	$1.7 \cdot 10^{-2}$	$-1 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-2}$	140

Tabela 17: Variáveis e valores de referência da análise modal utilizadas no processo de otimização do chassis.

<i>freqR</i> Hz	<i>modosR</i> m			
79.893	$3.8 \cdot 10^{-3}$	$9.53 \cdot 10^{-3}$	$7.43 \cdot 10^{-3}$	$9.76 \cdot 10^{-3}$
86.287	$-4.298 \cdot 10^{-2}$	$5.745 \cdot 10^{-2}$	$4.87 \cdot 10^{-3}$	$5.077 \cdot 10^{-2}$
102.44	$1.121 \cdot 10^{-2}$	$2.69 \cdot 10^{-3}$	$1.972 \cdot 10^{-2}$	$4.65 \cdot 10^{-3}$
107.098	$4.261 \cdot 10^{-2}$	$3.398 \cdot 10^{-2}$	$1.204 \cdot 10^{-2}$	$3.24 \cdot 10^{-2}$

Na lista onde se apresentou a descrição do funcionamento do programa *Finite Element Model Updating*, é clara a divisão entre duas operações de otimização. A função objetivo fE está intimamente relacionada com as análises estáticas e o valor da massa estimada do chassis em cada ciclo de otimização. Esta função objetivo depende do somatório de subfunções que relatam a progressão de cada variável em análise por cada ciclo de otimização. Esta progressão é analisada através do rácio das diferenças absolutas entre os valores de referência (" \dots " R) e os valores obtidos em cada simulação (" \dots " N) sobre as diferenças absolutas entre os valores de referência iniciais (" \dots " Ri) e os valores de iniciais obtidos em cada simulação (" \dots " Ni). fU (Equação 23) remete para a progressão relativa à torção do chassis, fL (Equação 24) remete para a progressão relativa à flexão transversal do chassis, fK (Equação 25) remete para a progressão relativa à flexão transversal do chassis, fR (Equação 26) remete para a progressão relativa à flexão vertical do chassis e fM (Equação 27) remete para a progressão relativa à massa do chassis. Para atingir a otimização desejada foram definidos pesos para cada subfunção da função objetivo fE .

O objetivo daquele programa de otimização passa pela redução dos valores de variáveis, fazendo com que o valor fE tenda para zero. Com isto, o programa de otimização automaticamente manipula a influência de cada variável na função objetivo de acordo com o seu valor, sendo que o programa vai tentar variar a geometria do chassis e dos seus perfis tubulares para reduzir consideravelmente os valores mais elevados do grupo de subfunções. Como se pretende controlar a otimização estrutural foram atribuídos pesos percentuais às subfunções em questão. No caso das subfunções fU foi considerado relevante 100 % do seu valor, enquanto que na subfunção fM apenas

foi considerado 50 % do seu valor, 30 % do valor de fK e de fL e 20 % do valor de fR . Esta hierarquia já tinha sido predefinida durante o desenvolvimento do estudo do chassis novo, no entanto estes valores percentuais foram o resultado de vários testes feitos ao processo de otimização. Foi essencial perceber e verificar qual a influência de cada subfunção da função objetivo fE na geometria final do chassis novo real durante o processo de otimização.

$$fU = \frac{(UMAXR-UMAXN)^2}{(UMAXRi-UMAXNi)^2} \quad \text{Equação 23}$$

$$fL = \frac{(UMXR-UMXN)^2}{(UMXRi-UMXNi)^2} * 0.3 \quad \text{Equação 24}$$

$$fK = \frac{(UMR-UMN)^2}{(UMRi-UMNi)^2} * 0.3 \quad \text{Equação 25}$$

$$fR = \frac{(UROTR-UROTN)^2}{(UROTRI-URONTNi)^2} * 0.2 \quad \text{Equação 26}$$

$$fM = \frac{(MASSR-MASSN)^2}{(MASSRi-MASSNi)^2} * 0.5 \quad \text{Equação 27}$$

A função objetivo $fMAC$ é o somatório das suas subfunções $f1$ (Equação 28), $f2$ (Equação 29) e $f3$ (Equação 30). $sdMAC$ é a soma das células na diagonal da matriz [MAC] mais recente do processo de otimização, enquanto que $sdMACi$ é a soma das células na diagonal da matriz [MAC] inicial, $sfdMAC$ é a soma das células fora da diagonal da matriz [MAC], $sfdMACi$ é a soma das células fora da diagonal da matriz [MAC], $nfreqR$ é o número de frequências de referência, $freqR$ é a matriz das frequências de referência, $freqA$ é a matriz das frequências calculadas, $freqRi$ é a matriz das frequências de referência iniciais e $freqAi$ é a matriz das frequências inicialmente calculadas.

$$f1 = -\frac{sdMAC}{sdMACi} \quad \text{Equação 28}$$

$$f2 = \frac{sfdMAC * nfreqR}{sfdMACi} \quad \text{Equação 29}$$

$$f3 = \sum_{ha=1}^{nfreqR} \sqrt{\frac{(freqR(ha,1)-freqA(ha,1))^2}{(freqRi(ha,1)-freqAi(ha,1))^2}} \quad \text{Equação 30}$$

É estabelecido que o *GlobalSearch* da MatLab™ corra 100 pontos aleatórios para executar as fases globais de otimização quer para a otimização através da análise estática, quer para a otimização através da análise modal. O programa de otimização só avança para a fase local de otimização quando a diferença mínima entre os valores anteriores das duas funções objetivo e os valores atuais das mesmas tenha o valor de $1*10^{-4}$ com uma tolerância de $1*10^{-6}$. As variáveis afetadas pelo processo de otimização são as dimensões das secções dos perfis dos tubulares e as posições dos nós (nodes) e correspondentes pontos (*keypoints*) da *wireframe* do chassis novo real.

5.4.2.1 ENCURVADURA

A análise de encurvadura é fulcral no dimensionamento de estruturas tubulares. Estas estruturas foram designadas para sofrerem maioritariamente esforços axiais e podem falhar subitamente (sem aviso) apenas numa única barra. Isto acontece quando o valor de esforço de compressão exercido no perfil tubular em questão iguale ou ultrapasse o seu valor de carga crítica. Este tipo de falha é bastante comum em chassis de competição muito leves, porque estes têm tubos com paredes de fina espessura (normalmente num intervalo de 0.5 mm a 3 mm) (52). Através da relação empírica *Diâmetro/Espessura*, definida por (52), é possível definir o risco de ocorrência de falha por encurvadura, onde a relação ideal tem de possuir um valor igual ou inferior a 30.

Independentemente do resultado da relação empírica para os perfis do novo veículo, recorre-se à análise de elementos finitos para determinar a carga crítica de compressão. É executada em cada simulação uma análise linear à encurvadura do chassis do veículo novo. Este tipo de análise calcula a carga crítica de uma estrutura através de uma formulação do comportamento elástico da mesma estrutura, portanto não admite imperfeições estruturais e comportamento não linear da estrutura. Isto faz com que o valor da carga mínima crítica seja sempre superior em relação ao valor real desta mesma carga. Por sua vez, o método de análise não linear à encurvadura tem em consideração o comportamento não linear e elevadas flechas estruturais, ao incrementar os esforços atuantes na estrutura até esta se tornar instável. Devido à simplicidade e rapidez de cálculo de uma análise linear à encurvadura e como não se estão admitir imperfeições estruturais, esta análise é a mais indicada para fazer uma estimativa primária do comportamento do chassis à encurvadura. O fraco desempenho à encurvadura de um ou vários perfis tubulares pode ser colmatado pela adição de simples folhas de metal que aumentam o momento de inércia de área desses perfis em questão.

5.4.3 3ª ETAPA DO DIMENSIONAMENTO

A terceira etapa do dimensionamento visa o método de cálculos das solicitações a que o chassis está sujeito e o método de dimensionamento do chassis e das suas ligações soldadas.

5.4.3.1 ESFORÇOS NO VEÍCULO

Todas as análises envolvidas nesta etapa do dimensionamento foram transcritas em linha de código de Ansys™ e realizadas no *software* Ansys™ Mechanica APDL.

O dimensionamento final do chassis envolve um conjunto de análises que determinam a capacidade estrutural do chassis para cooperar com as solicitações externas e com a inércia de todos os componentes que estão ligados ao chassis. Tendo isto em conta, é desenvolvido um modelo de cálculo de esforços do veículo que simula duas situações distintas e críticas em veículos de Todo-o-Terreno, como os esforços em curva e os esforços em salto, e pode ser adaptado a qualquer veículo.

Na situação de curva é necessário ter em consideração a transferência de carga que ocorre em cada eixo do veículo. Assim, é possível determinar, aproximadamente, os valores de esforços a atuar no chassis. Para simplificação dos cálculos, é definido um modelo de cálculo de esforços que seja adaptável para qualquer eixo de um veículo. O modelo de esforços CEC (Cálculo de Esforços em Curva) encontra-se representado no Anexo XIII. Isto é um cálculo simplificado indicado para a análise do veículo na sua fase de projeto, onde a influência da rigidez das molas e dos pneus não é tida em conta. Este tipo de cálculo para além de estimar os esforços atuantes no chassis, também ajuda a prever e/ou definir o comportamento de um veículo durante uma curva de raio constante. O CEC divide-se em quatro parcelas, onde a primeira se centra na transferência de cargas que ocorre nas rodas de um veículo com quatro rodas, a segunda na transferência das cargas nas rodas do veículo no chassis, a terceira nos esforços atuantes no chassis provenientes da inércia dos componentes de um veículo a curvar e a quarta nos esforços atuantes no chassis oriundos da inércia dos componentes de um veículo em queda vertical.

William F. Milliken, Douglas L. Milliken (72) Apresentam dois métodos para efetuar o cálculo de transferência de massa semelhantes ao apresentado, sendo um método simplificado e definido pela Equação 31 e o outro método complexo e definido pela Equação 32. LLT é um valor percentual referente à transferência de carga, onde a roda que percorre o trajeto de maior raio de curvatura do eixo em análise tem a sua distribuição de peso do veículo aumentado com a soma do valor de LLT . O inverso ocorre na roda que descreve o menor raio do eixo em análise. G é o valor da aceleração centrífuga expresso na quantidade de aceleração gravítica (valor adimensional), e h_{crf} é o valor da altura do ponto de rolamento do chassis no eixo frontal em relação ao chão e h_{crt} é o valor da altura do ponto de rolamento do chassis no eixo traseiro em relação ao chão. Durante a fase inicial do projeto, a geometria da suspensão ainda não está definida, o que inviabiliza o uso da Equação 32.

$$LLT = AC * h / (e + d) \quad \text{Equação 31}$$

$$\frac{\Delta M_{totalf}}{G} = \frac{M_{total}}{tf} \left(\frac{h * K_{rolf}}{K_{rolf} + K_{rolt}} + \frac{b * h_{crf}}{l} \right) \text{ e } \frac{\Delta M_{totalt}}{G} = \frac{M_{total}}{tt} \left(\frac{h * K_{rolt}}{K_{rolf} + K_{rolt}} + \frac{a * h_{crt}}{l} \right) \quad \text{Equação 32}$$

A Tabela 18 mostra o resultado da comparação entre a aplicação dos dois métodos simplificados [o definido pelo autor da dissertação (denominado de CEC) e outro definido por William F. Milliken, Douglas L. Milliken (72)] no mesmo caso. Esta tabela demonstra os erros obtidos numa análise de transferência de carga em cada eixo de um veículo para uma aceleração centrífuga de 1.1 vezes a força da gravidade. O erro obtido mantém-se constante para qualquer valor da aceleração centrífuga. O erro associado entre os dois métodos, o simplificado e o complexo, de William F. Milliken, Douglas L. Milliken (72), situa-se entre os 2 a 3 %, considerando os resultados do modelo CEC válidos.

Tabela 18: Comparação entre os dois métodos simplificativos.

Eixo	Transferência de Carga		Carga por Roda			Erro %
	LLT %	CEC %	Roda	LLT %	CEC %	
Frontal	38	37	Esquerda	88	87	1.01
			Direita	13	13	0
Traseiro	40	39	Esquerda	90	90	0
			Direita	9	10	1.01

Devido aos valores de coeficiente de atrito dinâmico (μd) possíveis de atingir durante a interação entre a borracha dos pneus e o tipo de piso, Tabela 19, o valor definido de aceleração centrífuga de 1.1 vezes a aceleração gravítica é suficiente para dimensionar o chassis com alguma margem de segurança. É difícil atingir o valor da aceleração gravítica como aceleração centrífuga neste tipo de terreno (102) (103). Este facto é reforçado por alguns exemplos verificados, onde um veículo de quatro rodas motrizes de quase 2 ton faz uma média de 70 a 80 km/h num troço e muito dificilmente ultrapassa este valor, como é possível verificar numa telemetria em (104).

Tabela 19: Coeficientes de atrito dinâmico máximos entre borracha e vários tipos de piso (102) (103).

Tipo de Piso	μd máximo
Gravilha	0.6
Terra batida seca	0.68
Terra batida húmida	0.55
Terreno arenoso	0.43

Na fase inicial de projeto não é possível ter a geometria das suspensões completamente definidas, no entanto, pode admitir-se medidas gerais do veículo novo, como as larguras de vias e

distância entre eixos. Tendo isto em mente, consegue-se estimar os esforços atuantes no chassis durante uma curva de raio constante através de um modelo de cálculo dos esforços das mangas de eixo (Anexo XIII). Por não se saber a altura do fundo do veículo novo em relação ao chão, este modelo tem em conta a largura das vias de um veículo e admite que os pneus contactam perfeitamente o chão.

Como as geometrias das suspensões não estão totalmente definidas e como os braços de suspensão transmitem maioritariamente cargas axiais dos perfis dos braços ao chassis por estarem conectados a este por rótulas, as cargas calculadas para os braços de suspensão são diretamente transmitidos para simplificação dos cálculos (Anexo XIII). Informações referentes ao método de cálculo de esforços estão expostas no Anexo XIII. Todas as dimensões necessárias dos componentes envolvidos na análise são obtidas a partir de várias medições. Cada medição é realizada três vezes e a média correspondente é usada para determinar as dimensões dos componentes. No entanto, pode não ser suficiente devido à complexidade geométrica dos componentes e à inexistência de pontos de referência., causando uma acumulação de erros nas dimensões finais dos componentes.

A influência da massa dos componentes (conjunto motor e caixa de velocidades, depósito de combustível atestado, dois pilotos e os respetivos assentos, bateria, pedaleira, extintores e caixa de direção) no Anexo XIII, tendo em conta as acelerações gravítica e centrífuga sentidas pelo veículo novo. O conjunto motor e caixa de velocidades gera outro fator extra a ter em consideração, a força de tração nos pneus. Esta força é originada pelo motor e transmitida pelo sistema de transmissão até às duas rodas do veículo (Fr_{tr}) e pode ser expressa pela Equação 33. Em que: Bm representa o binário máximo do motor; rpv a relação de velocidade mais crítica da caixa de velocidades, a primeira velocidade; rf a relação final, a do diferencial; drt o diâmetro da roda e nrt o número de rodas traseiras onde o binário é distribuído. A distribuição de potência pelo diferencial é considerada igual para as duas rodas, o que pode não acontecer em casos reais durante a execução de uma curva. A transmissão dos esforços de tração (Anexo XIII) é realizada nos oito apoios dos braços da suspensão traseira, onde só é tido em conta a direção e sentido dos esforços de tração de cada roda em aceleração do veículo. Esta interpretação não é a mais correta, porque este género de braços de suspensão transmitem outro tipo de esforços.

$$Fr_{tr} = \frac{Bm * rpv * rf * 2}{drt * nrt} \quad \text{Equação 33}$$

O habitáculo é composto por vários componentes, no entanto existem alguns de maior importância, como a proteção do depósito de combustível, o depósito de combustível, a quantidade de combustível, os assentos dos pilotos e os pilotos. Isto deve-se porque, todos os componentes estão

ligados à proteção do depósito de combustível, logo todos os esforços derivados da massa destes componentes são transmitidos ao chassis apenas pelos apoios da proteção do depósito. Os esforços são obtidos através dos valores dos componentes mencionados presentes no Anexo X, do volume interno do depósito de combustível, da densidade do combustível (gasóleo), e da massa de cada piloto (105). Neste dimensionamento a massa de cada piloto foi definida de acordo com o valor da massa média mais alta registada na Europa (76 kg), fazendo com que o dimensionamento seja mais conservador (106).

A situação de salto envolve apenas todos os esforços verticais mencionados na situação de curva, inibindo a influência de transferência de carga e as forças de tração nos pneus. Aquela pode ser observada como uma situação de carregamento vertical exagerado. Segundo (71) para se dimensionar um chassis a cargas dinâmicas é normal aplicar um fator de valor 2 às cargas estáticas, ou seja, é necessário ter em consideração o dobro da aceleração gravítica. Através dos dados da pesagem do veículo antigo (Tabela 27) e dos valores obtidos na estimativa da rigidez torsional ideal para o chassis novo (Tabela 8) para uma frequência natural das molas de 1.6 Hz (valor recomendado pelo representante da Ölihs™ em Portugal), é possível determinar a carga máxima em cada eixo necessária para fechar completamente as suspensões. Os constrangimentos de projeto do chassis novo (capítulo 4.2) informam os devidos valores dos cursos das rodas frontais (lf) e das rodas traseiras (lt) e com uma estimativa da rigidez da suspensão medida através do curso de cada roda do veículo (WRf das rodas do eixo frontal e WRt das rodas do eixo traseiro) é possível determinar o esforço necessário em cada eixo do veículo para fechar completamente as suspensões do veículo. A Tabela 20 apresenta as considerações tidas em conta para calcular os valores de massa necessários em cada eixo do veículo para fechar completamente a suspensão de uma roda (Mff do eixo frontal e Mtf do eixo traseiro) e o valor de um fator (Ag) máximo a aplicar no dimensionamento ao salto mais crítico possível que leve ao fecho total das suspensões. Para uma distribuição de massa do veículo antigo de 38 % de M_{total} no eixo frontal e de 62 % de M_{total} no eixo traseiro, obtém-se um fator (Ag) máximo de 4.3 no eixo frontal e de 3.8 no eixo traseiro. Ou seja, uma aceleração de valor Ag vezes a aceleração gravítica é possível dimensionar o salto mais crítico possível, portanto foi adotado um fator de quatro vezes a aceleração gravítica no chassis e em todos os seus componentes.

Os *inputs* da Tabela 21 são o resultado de vários cálculos com as propriedades do veículo antigo provenientes das Tabelas 25, 27 e 29, onde se aproveitam as suas dimensões das vias de cada eixo do veículo, a localização do seu centro de gravidade e a sua massa total estimada (Tabela 20) *outputs* da Tabela 22 usados nas duas simulações numéricas mencionadas (Anexo XIV).

Tabela 20: Estimativa do fator máximo de incremento da aceleração gravítica.

M_{total}	lf	lt	WRf	WRt	Mff	Mtf	Ag
kg	mm	mm	N/mm	N/mm	kg	kg	máximo
1235	420	370	28.188	50.059	1206.808	2389.553	4.3

Tabela 21: principais *inputs* do CEC.

Variáveis	Valores
G'	1.1
Número de Pilotos	2
Massa média por piloto kg	76
$Mtotal$ kg	1237
tf m	1.6
lpf m	0.36
tt m	1.475
lpt m	0.48
l m	2.863
a m	1.776
b m	1.087
h m	0.554
ef m	0.795
et m	0.733
df m	0.805
dt m	0.742

Legenda:

- G é uma variável adimensional responsável pelo incremento ou detrimento do valor da aceleração gravítica. A intensidade da aceleração lateral (centrífuga) do veículo é o produto de G pela aceleração gravítica;
- ef distância entre o centro da roda esquerda do eixo frontal em relação à posição do CG ;
- et distância entre o centro da roda esquerda do eixo traseiro em relação à posição do CG ;
- df distância entre o centro da roda direita do eixo frontal em relação à posição do CG ;
- dt distância entre o centro da roda direita do eixo traseiro em relação à posição do CG .

Neste dimensionamento é considerado um fator de segurança 1.25 (valor recomendado pelo Eurocódigo 3, Parte 1-8, Tabela 21).

Tabela 22: *Outputs* relativos às cargas nas rodas do veículo e no chassis originados pelos parâmetros definidos na Tabela 21.

Variáveis	Valores
F_{ez} kN	2.53
F_{dz} kN	2.53
T_{ez} kN	4.14
T_{dz} kN	4.14
F_{ey} kN	4.07
F_{dy} kN	0.528
T_{ey} kN	6.9
T_{dy} kN	0.629
μF_{ec}	1.605
μF_{dc}	0.208
μT_{ec}	1.666
μT_{dc}	0.152
$I_{fe'}$ kN	3.41
$S_{fe'}$ kN	-0.435
$I_{te'}$ kN	5.5
$S_{te'}$ kN	-0.678
$I_{fd'}$ kN	-4.62
$S_{fd'}$ kN	1.04
$I_{td'}$ kN	-7.48
$S_{td'}$ kN	1.67

Legenda:

- F_{ez} é a reação horizontal do pneu esquerdo do eixo frontal
- T_{ez} é a reação horizontal do pneu esquerdo do eixo traseiro
- F_{dz} é a reação horizontal do pneu direito do eixo frontal
- T_{dz} é a reação horizontal do pneu direito do eixo traseiro
- F_{ey} é a reação vertical do pneu esquerdo do eixo frontal

- T_{ey} é a reação vertical do pneu esquerdo do eixo traseiro
- F_{dy} é a reação vertical do pneu direito do eixo frontal
- T_{dy} é a reação vertical do pneu direito do eixo traseiro
- μdF_{ec} é o atrito dinâmico estimado para a roda esquerda do eixo frontal
- μdT_{ec} é o atrito dinâmico estimado para a roda direita do eixo traseiro
- μdF_{dc} é o atrito dinâmico estimado para a roda esquerda do eixo frontal
- μdT_{dc} é o atrito dinâmico estimado para a direita do eixo traseiro
- $I'e'$ e $S'e'$ são as reações nos centros das duas rótulas, onde Ife' é a reação no centro da rótula inferior da roda esquerda do eixo traseiro, Ite' é a reação no centro da rótula inferior da roda esquerda do eixo traseiro, Ifd' é a reação no centro da rótula inferior da roda direita do eixo traseiro, Itd' é a reação no centro da rótula inferior da roda direita do eixo traseiro, Sfe' é a reação no centro da rótula superior da roda esquerda do eixo traseiro, Ste' é a reação no centro da rótula superior da roda esquerda do eixo traseiro, Sfd' é a reação no centro da rótula superior da roda direita do eixo traseiro, Std' é a reação no centro da rótula superior da roda direita do eixo traseiro.

Tendo em conta o modelo de esforços produzido neste estudo (Anexo XIII), dois tipos de simulação foram criados para o *software* Ansys™, a simulação para o comportamento em curva (linha de código denominada de “Análise em curva 1.1” do Anexo XIV) e a simulação relativa ao comportamento em salto (linha de código denominada de “Análise de impacto vertical 1.1” do Anexo XIV). O modelo virtual em análise pode ser melhorado com a adição dos braços das suspensões e dos conjuntos amortecedor e mola, caso estes componentes tenham dimensões fidedignas. Estas duas linhas de código, “Análise em curva 1.1” e “Análise de impacto vertical 1.1” do Anexo XIV, extraem resultados como o maior deslocamento horizontal (relativamente à simulação da situação em curva), o maior deslocamento vertical (relativamente à simulação da situação de salto) e os maiores valores absolutos dos esforços em todos os nós do modelo virtual que representam ligações soldadas para serem inseridos no dimensionamento das ligações soldadas (Anexo XV). Os restantes *inputs* e *outputs* do CEC podem ser visualizados no Anexo XIII, assim como as representações gráficas das variáveis. A distância entre eixos do veículo novo usada é a única dimensão conhecida usada nos cálculos de esforços indicados. O chassis é restrito apenas nos quatro apoios dos amortecedores nas duas simulações. Na simulação relativa ao comportamento estrutural aos esforços em curva, os esforços provenientes da massa dos componentes e chassis e dos braços de suspensão do veículo novo obrigam a que o modelo virtual do chassis seja restringido assim. Na situação de curva e na situação de salto o modelo virtual é

restringido desta forma porque a maior parte das reações dos esforços verticais são conduzidos pelos conjuntos mola e amortecedor de cada roda até ao chassis.

5.4.3.1 DIMENSIONAMENTO DAS LIGAÇÕES SOLDADAS

O dimensionamento deste tipo de ligações é bastante peculiar porque não cumpre com as normas impostas pelo Eurocódigo 3 (EN1993-1-8). Primeiro, os perfis têm paredes de espessura (t) demasiado fina (onde as expressões apenas se adequam a perfis com $t \geq 2.5$ mm) e as propriedades mecânicas são demasiado elevadas [condições impostas nas secções 4.1, 7.1.1 (5) e 7.1.1 (6)]. Este Eurocódigo recomenda que o material de adição tenha valores (tensões de cedência e de rotura e energia mínima obtida no ensaio de flexão por choque sobre provete de *Charpy*) idênticos ou superiores ao aço a ligar [condição imposta na secção 4.2 (2)]. Este tipo de dimensionamento é apenas estático [condição imposta na secção 7.1.1 (2)] e garganta do cordão de soldadura (ga) não pode ser inferior a 3 mm [condição imposta na secção 4.5.2 (1)]. Este Eurocódigo também estabelece uma relação entre a dimensão mínima da garganta e a espessura da parede do elemento para cordões de soldadura de canto, assumindo uma correta combinação de elétrodos e aços (Tabela 23) (107). Através das relações impostas pelo Eurocódigo 3 (Tabela 23), é possível estimar a garganta dos cordões para os perfis de menor espessura encontrados no chassis antigo $t_1 = 1.5$ mm e $t_2 = 2$ mm.

Tabela 23: Relação imposta pelo Eurocódigo 3 para um determinado conjunto de aços e elétrodos (107).

Relação	$\sigma_{ced.}$ MPa
$ga \geq 0.92*t$	235
$ga \geq 0.96*t$	275
$ga \geq 1.1*t$	355
$ga \geq 1.42*t$	429
$ga \geq 1.48*t$	460

A Tabela 24 é o resultado da geração de uma curva característica entre a relação da garganta mínima dos cordões e a espessura de parede dos perfis da Tabela 23. Nesta Tabela, cada espessura está relacionada com o seu determinado grupo de gargantas de cordões de soldadura estimadas. Σ são as tensões calculadas segundo os requisitos do Eurocódigo.

Segundo os valores de tensão de cedência dos aços de construção admitidos por este Eurocódigo, nenhuma das gargantas estimadas atinge a dimensão mínima de 3 mm. Os resultados marcados a negrito representam a estimativa dos valores de dimensão mínima das gargantas para as duas espessuras de parede dos perfis tubulares. Se for considerada a tensão de cedência teórica da junta (455 MPa), esta respeita a condição anteriormente referida apenas para uma espessura de parede de 2 mm. Entretanto, para valores de tensão de cedência do aço estudado (805.88 MPa), e de 80% da tensão de rotura do aço estudado (710.45 MPa), os valores são demasiado elevados para serem exequíveis num único passe.

O melhor procedimento para determinar a resistência à fadiga das juntas tão complexas como as de perfis tubulares centra-se na escolha de algumas juntas críticas da estrutura, desenvolver os respetivos modelos numéricos, validá-los através de modelos experimentais e analisá-las para determinar corretamente o material de adição e a dimensão dos cordões de soldadura. Foi necessário desenvolver um sistema simples de dimensionamento de juntas em vez de usar este método.

O atual método de dimensionamento é bastante simples, apenas abrange as juntas soldadas nos formatos Y e T com penetração parcial (dimensionamento mais conservador destas juntas), baseia-se nos resultados emitidos por um conjunto de simulações (assunto abordado no capítulo 5.4.3.1) e transforma este tipo de ligações num conjunto de equações matemáticas adaptáveis para quaisquer dimensões dos dois tubos da junta (diâmetros externos) e da garganta do cordão e para ângulos entre os eixos dos dois tubos num intervalo de 30 ° a 90 ° de inclinação. A inclinação mínima escolhida do tubo a ligar tem 30 ° porque qualquer valor de inclinação inferior a este dificulta o processo de fabrico da união. O tubo base da ligação tem de ter um diâmetro externo obrigatoriamente maior ou igual do que o tubo a conectar. Este método de dimensionamento foca-se em duas zonas críticas do cordão de soldadura e os reforços são efetuados de acordo com a necessidade de aumento do comprimento do cordão de soldadura em cada ligação e fornecem mais rigidez ao conjunto. O dimensionamento é feito através da recolha de esforços de várias simulações em todos os nós que representam uniões soldadas, onde apenas os esforços absolutos de maior valor são considerados e então este dimensionamento centra-se no pior cenário possível. A secção “ESTUDO DOS NÓS DAS JUNTAS DE SOLDADURA” de cada algoritmo do software Ansys APDL Mechanical™ presentes no Anexo XIV é responsável recolha de dados, tratamento e exposição dos mesmos que são resultantes de várias simulações estáticas. São recolhidos os momentos fletores M_z e M_y e a carga axial F_x de cada elemento que esteja conectado a 1 a 2 nós representativos de uma ligação soldada. A orientação de M_z e M_y e a carga axial F_x é independente para cada elemento em análise e por segurança recorre-

se aos valores máximos absolutos dos momentos fletores e das cargas axiais exportados pela secção “ESTUDO DOS NÓS DAS JUNTAS DE SOLDADURA” do (Anexo XIV) [orientação individual de cada elemento dos modelos numéricos em (108)]. São selecionados o valor mais alto de todos dos valores absolutos de momentos fletores e o valor de carga axial absoluto. Este método permite calcular a quantidade e dimensão de reforços a usar para uma junta crítica em Y com um intervalo angular de $[30, 90[^\circ$ ou em T, 90° . Os momentos torsores dos tubos e as cargas de corte verificadas nos nós não são considerados neste dimensionamento, no entanto isto é um assunto a desenvolver num futuro, assim como o estudo referente à otimização da geometria da(s) chapa(s) de cada reforço. Para além dos esforços mencionados, os diâmetros externos dos dois tubos a ligar, assim como o ângulo da junta (ϕ), uma estimativa da dimensão da garganta do cordão (ga) (este valor pode representar a garganta de um cordão único ou de duplo passe ambos com penetração parcial) e o coeficiente de segurança (pela sua presença neste dimensionamento, o coeficiente de segurança não é usado como fator de correção da tensão limite de fadiga) são *inputs* deste método de dimensionamento.

Tabela 24: Valores de dimensões mínimas de garganta de cordões de soldadura de canto.

Σ	$t1$	$ga1$	$t2$	$ga2$
MPa	mm	mm	mm	mm
235		1.38		1.84
275		1.44		1.92
355		1.65		2.2
429	1.5	2.13	2	2.84
460		2.22		2.96
455		2.33		3.1
805.88		6.51		8.68
710.45		5.04		6.73

Este método de cálculo, para uma ligação soldada com fraca resistência, cria ligações reforços e prolonga o cordão de soldadura ao longo dos reforços. Basicamente, os cordões de soldadura dos reforços aumentam a área do cordão de soldadura o suficiente para que a tensão equivalente iguale, ou seja inferior à tensão de limite de fadiga corrigida. Os reforços são chapas/placas triangulares isósceles que são soldadas aos tubos perto das ligações. Existem dois tipos de reforço, o reforço único (uma chapa e dois cordões de soldadura) e o reforço duplo (duas chapas paralelas e quatro cordões de soldadura ou uma placa suficientemente grossa para conseguir ter quatro cordões de soldadura).

Os cordões de duplo passe com penetração parcial são mais resistentes a cargas laterais e não são tão suscetíveis à concentração de tensões como um cordão único devido ao aumento da garganta. No entanto, é preferível efetuar estes cordões com penetração total para eliminar os efeitos nocivos da concentração de tensões proveniente das raízes dos cordões não soldadas (52). Ao serem usados este tipo de cordões, é necessário ter em conta que a geometria irregular da junta pode provocar mais defeitos internos ou externos nos cordões de soldadura do que ao fabricar cordões com geometria estável nas arestas dos reforços triangulares. Não obstante, um duplo passe também cria um novo ciclo térmico ao material base. Como existe mais área a preencher com material de adição, menor será a velocidade de avanço do soldador, logo maior será o tempo de estágio isotérmico sofrido pela peça de trabalho durante a indução de calor no processo de soldadura.

5.5 FABRICO DAS LIGAÇÕES SOLDADAS

Primeiro desenvolve-se uma sequência de soldadura da estrutura tubular final pingada para minimizar a distorção final do chassis novo. Todas as uniões são desengorduradas, de seguida soldadas de acordo com os parâmetros definidos durante o projeto, com a ordem da sequência de soldadura e com a oficina completamente fechada (inibição de correntes de ar). É aconselhável soldar durante o verão porque há uma pequena diminuição do choque térmico e uma redução da humidade relativa do ar dentro da oficina. É desejável que a maior parte das uniões não tenham perfis tubulares que partilhem o mesmo nó teórico de cada união. Isto faz com que a estrutura tubular do chassis não se comporte totalmente como uma estrutura treliçada, mas permite evitar a concentração de calor e a sua indução cíclica, principalmente em uniões complexas.

A sequência de soldadura é definida pelos resultados obtidos a partir de um conjunto de quatro simulações estruturais estáticas (torção do chassis, flexão do chassis, comportamento do chassis enquanto o veículo curva à esquerda e por fim comportamento do chassis enquanto o veículo curva à direita) a executar no modelo virtual tridimensional representativo do chassis final no *software* Solidworks™. Como não existe uma forma de utilizar intensidades de esforços equiparáveis em quatro simulações distintas, é calculada uma razão entre os valores de tensão de Von Mises obtidas em cada nó da *wireframe* do chassis em cada simulação e o máximo valor de tensão de Von Mises obtido em cada simulação. Primeiro são executadas as duas simulações relativas à torção e à flexão do chassis. Para cada nó da *wireframe*, é determinado um valor médio dos dois rácios obtidos nestas duas simulações. Com isto, é possível perceber quais os nós mais críticos perante a atuação de um conjunto

de solicitações mistas como ocorre num mundo real. Contudo, estas duas simulações não são suficientes porque é necessário analisar o veículo com os elementos mais influentes no chassis (motor e caixa de velocidades). É estudado a influência destes elementos e dos esforços obtidos em curva (assunto abordado no capítulo 5.4.3.1 relativo ao primeiro modelo de esforços atuantes no chassis) através das duas restantes simulações. Apenas são tidos em conta os nós presentes nas secções frontal e traseira do veículo neste estudo. A estrutura tubular do chassis novo não é totalmente simétrica o que obriga a analisar o comportamento estrutural do chassis sob solicitações representativas do veículo descrever curvas à esquerda e à direita. A comparação de resultados das duas simulações segue a mesma premissa usada nas duas simulações relativas à torção e flexão do chassis. Por fim, os valores médios dos rácios calculados nos dois distintos grupos de simulação são comparados, selecionando em seguida os valores máximos presentes em cada nó. Assim, é possível criar a ordem da sequência de soldadura do chassis novo com os respetivos nós identificados. É de notar que num par de nós com posições simétricas de acordo com o plano XY , o nó com o maior valor adimensional associado é o que define a ordem do par de nós na sequência de soldadura. Apesar da sequência de soldadura estimada ter em conta as compensações dos empenos ao atribuir a mesma ordem de soldadura a nós simétricos no plano XY (plano longitudinal do veículo) é importante que esta seja adaptada ao mundo real. O objetivo passa por restringir o número mínimo possível de elementos estruturais para se tentar eliminar as tensões residuais impostas pelo processo de soldadura o máximo possível ao permitir o livre movimento da estrutura.

6 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Este capítulo para além de apresentar a exposição, análise e discussão dos resultados obtidos neste estudo, expondo críticas construtivas através de várias correções efetuadas a elementos preponderantes deste trabalho.

6.1 CARACTERIZAÇÃO VEÍCULO ANTIGO

As medidas gerais retiradas ao veículo antigo, de acordo com os capítulos 3.1 e 5.1 encontram-se na Tabela 25.

Tabela 25: Medidas gerais do veículo antigo.

<i>tf</i>	<i>tt</i>	<i>l</i>	<i>lpf</i>	<i>lpt</i>	<i>hf</i>	<i>ht</i>
m	m	m	m	m	cm	cm
1.6	1.475	2.91	0.36	0.48	29	31

Foram também efetuadas pesagens ao veículo antigo para determinar os valores de massa não suspensa por roda, de massa total do veículo e o seu centro de gravidade.

Apesar dos danos sofridos após a prova 24 horas Vila de Fronteira (Anexo I) o veículo foi limpo e a frente do chassis foi pingada ao habitáculo para ser possível efetuar as pesagens. Os valores médios de massa não suspensa por cada roda estão presentes na Tabela 26.

Tabela 26: Massa não suspensa por roda do veículo antigo.

<i>Mnfe</i>	<i>Mnfd</i>	<i>Mnte</i>	<i>Mntd</i>
kg	kg	kg	kg
56	56	66	66

As pesagens do veículo foram feitas sem as duas rodas suplentes, pilotos e grande parte das fibras (portas da mala, da traseira e do habitáculo) devido ao mau estado destas após o acidente na prova 24 horas Vila de Fronteira (Anexo I), e com algum combustível (valor indeterminado).

As Tabelas 27 e 28 apresentam os resultados da segunda pesagem efetuada ao veículo antigo.

Tabela 27: Dados obtidos e calculados na segunda pesagem do veículo antigo.

<i>Mfe</i>	<i>Mfd</i>	<i>Mte</i>	<i>Mtd</i>
kg	kg	kg	kg
185	227	361	312

Tabela 28: Distribuição de massa do veículo antigo.

Distribuição Longitudinal %		Distribuição Transversal %	
Frente	Traseira	Esquerda	Direita
38	62	50.3	49.7

A Tabela 29 e a Figura 52 apresentam a localização do centro de gravidade do veículo em relação ao solo.

Tabela 29: Resultados da definição da altura do centro de gravidade do veículo antigo.

P_t	P_1	H	α	hh	h
kg	kg	m	°	mm	m
1085	422	0.45	8.9	26.82	0.554

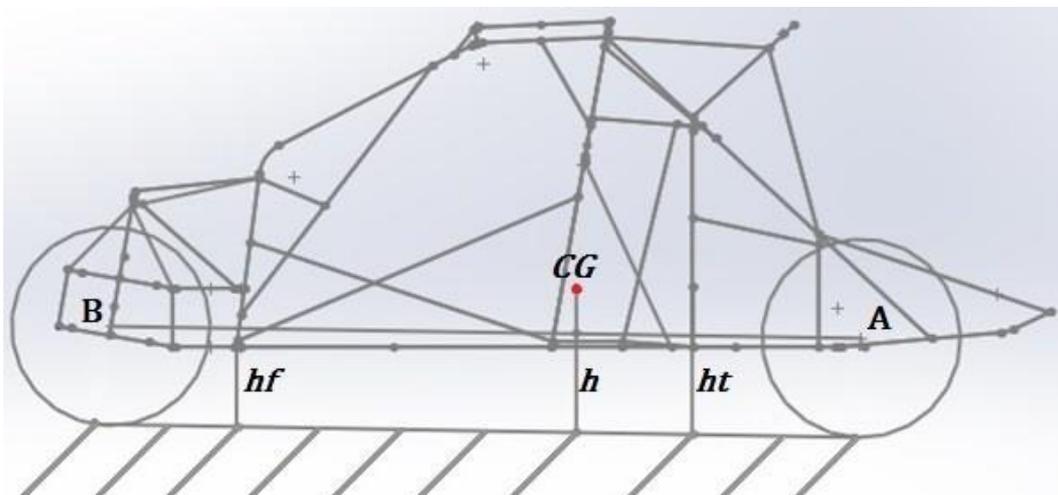


Figura 52: Esboço ilustrativo da posição do centro de gravidade do veículo antigo.

6.2 CARACTERIZAÇÃO VEÍCULO NOVO

Quando o projeto foi concluído, o estudo neste veículo foi continuado. Após a definição total das geometrias das suspensões frontais e traseiras, os seus elementos estruturais foram medidos com melhor precisão, conduzindo a uma atualização dos dados presentes no modelo de esforços. Os elementos estruturais em questão são: uma rótula (cada manga de eixo possui duas rótulas responsáveis por transmitir os esforços da manga de eixo aos braços superior e inferior dessa suspensão e são todas iguais), uma manga de eixo (todas as mangas de eixo são iguais nas 4 rodas), e os braços superiores e inferiores de uma roda frontal e de uma roda traseira. Estes foram medidos na máquina de medir por coordenadas da Mitutoyo™. As medições são feitas por obtenção de coordenadas espaciais através do deslocamento nos três eixos do braço que suporta uma sonda de

impacto. Neste estudo, foi escolhido o modo de extração de dados por figuras geométricas num espaço tridimensional, devido à complexidade geométrica dos elementos estruturais a medir. Este tipo de resultados, obriga a que a máquina primeiro defina um plano, seguido de um círculo nesse mesmo plano e depois uma linha, em cada elemento estrutural a medir. Isto faz com que a máquina retifique os seus *outputs* ao definir o centro do círculo de referência como a origem do eixo cartesiano. Para se iniciar a primeira medição do primeiro elemento estrutural, foi necessário efetuar uma calibração à máquina. Todas as medições foram controladas por um operador devido à complexidade dos elementos estruturais e à ausência de dados dimensionais. Na rótula foi fundamental definir as faces de contacto entre a manga de eixo (zona inferior da rótula) e os braços das suspensões (zona superior da rótula), o eixo superior da rótula coincidente com os eixos dos apoios das rótulas na manga de eixo e o eixo inferior da rótula coincidente com os eixos de apoio dos braços das suspensões. Através de duas medições com dois ângulos diferentes entre os eixos da rótula (eixo superior e eixo inferior) foi possível estimar o centro de rotação da mesma sem haver necessidade de destruir a peça. Para a manga de eixo, definiram-se as faces de contacto com as rótulas, com o disco e com a rótula dos braços da caixa de direção e os eixos coincidentes com os eixos superiores das duas rótulas e da rótula dos braços da caixa de direção. Em cada braço da suspensão medido foram registadas as faces de contacto com a rótula (zona superior da rótula), com as rótulas dos amortecedores (apenas se aplica nos braços triangulares inferiores) e com as faces interiores dos respetivos apoios no chassis, e os eixos coincidentes com o eixo superior da rótula, com os eixos dos suportes dos amortecedores e com os eixos dos respetivos apoios dos braços no chassis. Com isto concluído, é possível determinar várias características importantes para estimar o comportamento dinâmico do chassis. As medidas gerais retiradas do veículo novo, Tabela 30, respeitam as diretrizes impostas às medidas presentes na Tabela 25.

O veículo, após estar concluído e afinado, foi submetido ao processo de várias pesagens para determinar o seu centro de gravidade. O veículo novo encontrava-se pronto a correr e tinha algum combustível no depósito, o que influenciou os resultados.

Tabela 30: Medidas gerais do veículo novo.

<i>tf</i>	<i>tt</i>	<i>l</i>	<i>lpf</i>	<i>lpt</i>	<i>hf</i>	<i>ht</i>
m	m	m	m	m	cm	cm
1.637	1.536	2.863	0.36	0.36	39.6	38

O procedimento requerido para este veículo é o mesmo utilizado no veículo antigo, no entanto, como o veículo novo se encontrava pronto para correr não foi possível desmontar os conjuntos mola e

amortecedor. Isto torna impossível a definição dos valores de massa não suspensa, e compromete os valores de massa suspensa e da altura do centro de gravidade. Portanto, foi determinada a distribuição de massa pelas quatro rodas do veículo (Tabelas 31 e 32).

Tabela 31: Dados obtidos e calculados na primeira pesagem do veículo novo.

<i>Mfe</i>	<i>Mfd</i>	<i>Mte</i>	<i>Mtd</i>
kg	kg	kg	kg
216	224	384	364

Tabela 32: Distribuição de massa do veículo novo.

Distribuição Longitudinal %		Distribuição Transversal %	
Frente	Traseira	Esquerda	Direita
37	63	50.5	49.5

A Tabela 33 e a Figura 53 apresentam a localização do centro de gravidade do veículo novo em relação ao solo.

Tabela 33: Resultados da definição da altura do centro de gravidade do veículo novo.

<i>Mt</i>	<i>P₁</i>	<i>H</i>	<i>α</i>	<i>hh</i>	<i>h</i>
kg	kg	m	°	mm	m
1188	449	0.377	7.6	21.687	0.557

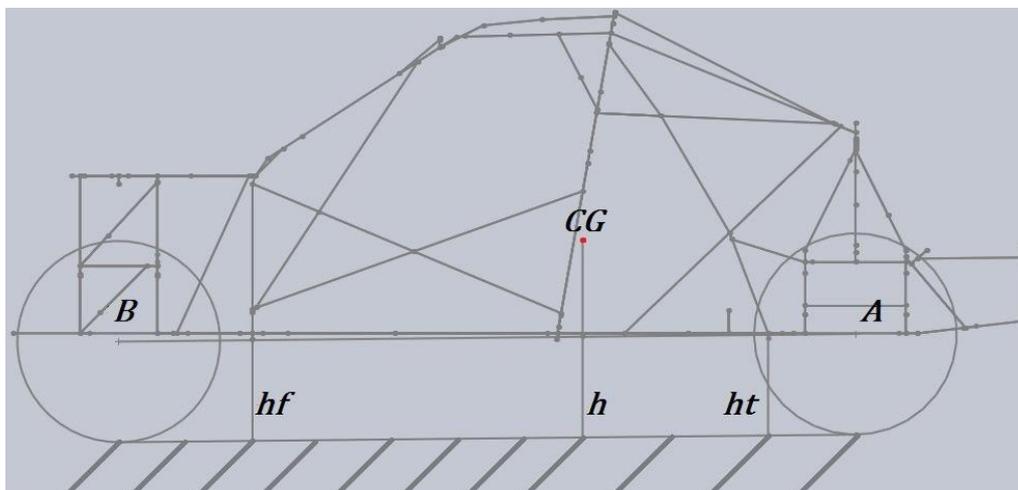


Figura 53: Esboço ilustrativo da posição do centro de gravidade do veículo novo.

6.3 ENSAIOS DE TRAÇÃO

A Tabela 34 revela os resultados dos ensaios dos provetes [tensão de cedência ($\sigma_{ced.}$), tensão de rotura ($\sigma_{rot.}$) e módulo de *Young* (E)].

Tabela 34: Resultados dos quatro ensaios de tração.

Ensaio	$\sigma_{ced.}$ MPa	$\sigma_{rot.}$ MPa	E GPa	Alongamento %
1	819.29	894	191.331	16.24
2	799.695	896.472	173.077	16.8
3	799.949	890.296	190.581	17.4
4	811.811	885.830	212.763	18

Por problemas técnicos na máquina de ensaios, os dois primeiros ensaios com gráficos resultantes da medição do extensómetro mecânico (Anexo XVI), mostram variações negativas das cargas em oposição ao aumento linear de carga previsto num ensaio destrutivo de tração típico. O terceiro provete foi ensaiado, de acordo com o procedimento anteriormente definido, após a máquina Dartec™ ter sido revista. O gráfico resultante pode ser encontrado no Anexo XVI. A DEpieres Desportos Motorizados™ fabricou mais um provete concordante com as normas ISO 6892-1 para validar os resultados obtidos no terceiro ensaio provete. Este ensaio foi executado segundo o mesmo procedimento realizado no terceiro ensaio a uma velocidade de execução de 0.03 mm/s, mas foram usados dois extensómetros de resistência elétrica, uniaxiais nas direções longitudinal e transversal do perfil em análise, no eixo de simetria transversal do provete. Assim, para além de se poder definir melhor a tensão de rotura do aço, também é possível obter o Coeficiente de *Poisson* deste aço. Os resultados do terceiro e do quarto ensaios de tração destrutivos estão presentes no Anexo XVI. A Tabela 35 apresenta as restantes propriedades [densidade (ρ) e coeficiente de *Poisson* (ν)] obtidas no último ensaio de tração (gráficos referentes ao coeficiente de *Poisson* do Anexo XVI) e compara este aço a outros materiais que constituem o chassis antigo de 2 rodas motrizes da DEpieres Desportos Motorizados™.

Tabela 35: Propriedades mecânicas e físicas dos materiais encontrados no primeiro chassi de duas rodas motrizes.

Materiais	σ_{ced} MPa	σ_{rot} MPa	E GPa	ρ kg/m³	Alongamento %	ν
Aço de Construção	s/info.	s/info.	s/info.	s/info.	s/info.	s/info.
Aço ensaiado	805.880	888.063	201.672	7.898	17.7	0.302
<i>Hardox</i> 400	1000	1250	210	s/info.	10	0.3
Aço desconhecido	s/info.	s/info.	s/info.	s/info.	s/info.	s/info.

6.4 ANÁLISE QUÍMICA

Como é perceptível no capítulo anterior, o aço em estudo apresenta elevada resistência mecânica e propriedades físicas normais de um aço. No entanto, é necessário descobrir outras propriedades deste aço porque este é sujeito a um processo de soldadura. Logo é imperterível identificar as características de soldabilidade e quer o tipo de tratamento térmico será necessário aplicar. A composição química deste aço permite responder às dúvidas até agora existentes e se possível enquadrá-lo nalguma norma.

Uma pequena amostra foi retirada do material excedente dos ensaios de tração (Figura 54). O Laboratório de Metalurgia (Microscopia e Metalografia) da UM, através do espectrómetro de fluorescência de raios X Philips X'Uniquell, determinou a composição química do aço em análise. O resultado está presente em percentagem ponderal na Tabela 36, onde os elementos não destacados são considerados impurezas.



Figura 54: Imagem do corte da amostra da análise química.

Tabela 36: Resultado da análise química.

C	Cr	Cu	Fe	Mn	Mo	P	Si	S	Ni
%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
0.25	1.01	0.024	97.6	0.634	0.215	0.024	0.021	0.022	0.164

A quantidade de elementos temperantes (crómio e molibdénio), aliada à elevada resistência mecânica e baixa ductilidade do aço analisado, permite observar que este aço é temperável.

O molibdénio (Mo) promove o aumento de dureza de um aço, retarda o amaciamento da martensite para qualquer temperatura de têmpera e reduz a fragilização provocada pela têmpera. É um elemento que promove a formação de carbonetos e a partir dos 540 °C, as partículas de carbonetos são pequenas e numerosas. Quanto maior for a quantidade do teor em carbono maior será o efeito (109).

O crómio (Cr) tem um comportamento bastante semelhante ao do molibdénio, o que promove a formação de carbonetos da mesma forma. No entanto, este elemento é menos eficaz em baixas temperaturas de austenitização e tem grande efeito em aços de médio valor de teor em carbono (o efeito em aços com menor teor em carbono também é significativo) (109). Por sua vez, o níquel (Ni) não promove a formação de carbonetos, logo tem um baixo efeito na dureza da martensite temperada (109).

Através da Tabela localizada no Anexo XVII, pode-se comparar o aço analisado com os aços regidos pelas normas EN 10216-2, DIN 25CrMo4 e AISI 4130 com variados tratamentos térmicos. Possivelmente, este aço foi temperado ao ser mergulhado em água até ultrapassar a temperatura final de formação da martensite (*M_fi*), seguidamente reaquecido até a um pequeno estágio isotérmico a uma determinada temperatura e depois arrefecido ao ar. Isto é reforçado pelos dados referentes aos aços DIN 17204, EN 10297-1 e AISI 4130 SAE AMS 6361E (tubos sem costura de aços temperados e consequentemente revenidos) presentes no Anexo IV, especialmente a ótima conformidade entre as suas curvas tensão-deformação em relação às curvas tensão-deformação do terceiro e quarto ensaio destrutivo de tração presentes no Anexo XVI.

A base de dados universal Keytometals™ fornece várias equações para determinar o carbono equivalente de um aço (Anexo IV) e informa que o carbono equivalente não deverá exceder 0.40% para a ligação ser feita sem a necessidade de serem executados mais processos. A equação que mais se adequa aos elementos de liga do aço em análise pertence ao grupo A devido ao elevado valor de carbono percentual a Equação 34 é uma das fórmulas que se adequa a este aço. Ela atribui um valor de 0.61 % de carbono equivalente, mostrando que este aço tem difícil soldabilidade.

$$CE_{IIW} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Cu + Ni}{15} \quad \text{Equação 34}$$

6.5 ENSAIOS DE FADIGA E DE DUREZA

O presente capítulo exhibe os resultados dos ensaios de fadiga e de dureza efetuados no Âmbito desta dissertação numa ordem cronológica.

6.5.1 1º ENSAIO DE FADIGA

Foram fornecidos dois provetes idênticos que foram analisados nas mesmas condições, como é possível ver na Tabela 37, cujos resultados se encontram na Tabela 38. Segundo os gráficos de fadiga presentes no Anexo IV, os resultados da Tabela 38, para uma determinada tensão alternada no cordão de soldadura, ficaram aquém das expectativas. A Figura 55 mostra que a falha destes dois provetes pode dever-se a concentrações de tensões derivadas de acidentes geométricos (provocados por três zonas distintas de arranque de soldadura em cada provete) e à presença de escória nos dois cordões de soldadura.

Tabela 37: Parâmetros de soldadura dos primeiros ensaios de fadiga.

Parâmetros de soldadura	
Processo de soldadura	GMAW
Consumível	ER70S
Diâmetro do Consumível	0.8 mm
Velocidade de Alimentação	4 m/min
Número de Passos	3
Gás de Proteção	Protar 12-X20S (M21)
Fluxo de Gás	10 l/min
Nível de Intensidade	6

Tabela 38: Resultados dos primeiros ensaios de fadiga.

Pré-Carga	Carga Máxima	Amplitude	σ_{alt}	Provete	Ciclos
kN	kN	kN	MPa		
27.5	50	22.5	111.763	1	$1.29 \cdot 10^5$
				2	$1.25 \cdot 10^5$



Figura 55: Imagem do segundo provete testado no primeiro ensaio de fadiga.

Nos dois provetes, cada fenda propaga-se paralelamente pelo pé do cordão de soldadura do tubo de menor dimensão e pelo centro do cordão de soldadura.

6.5.2 1º ENSAIO DE DUREZA

Tendo em consideração os resultados da Tabela 38, outro elétrodo foi estudado. A Chassis Parts™ recomenda o uso um elétrodo consumível tubular ASME AWS A5.28 ER80S-G de 0.8 mm de diâmetro [presente na base de dados de consumíveis (Anexo V)], com um gás de proteção M21 com 15 % ou 20 % ponderal de CO₂ para o fabrico de ligações soldadas através do processo GMAW (96). Por sua vez, o gás de proteção usado pela DEpieres Desportos Motorizados™ (Protar 12-X20S) é do grupo M21, mas tem 12 % ponderal de CO₂. Como a mistura de gases usada pela empresa é aproximada à mistura recomendada, este gás de proteção é usado em todos os ensaios dos cordões de soldadura GMAW.

Os novos parâmetros de soldadura foram definidos através da análise dos resultados de alguns ensaios de dureza. Para cada nível de intensidade da corrente foram realizados 3 cordões de soldadura num perfil tubular de 2 mm de espessura (Tabela 39). Os Gráficos 1, 2 e 3 representam o perfil de dureza de 9 cordões de soldadura, onde as posições 1 e 3 correspondem às zonas termicamente afetadas e a posição 2 aos centros dos cordões. Cada cordão de soldadura das imagens das Figura 56, 57 e 58 partilham a mesma cor que no gráfico correspondente ao nível de intensidade da corrente de soldadura que foi usado. As posições dos indentações estão numeradas. O Gráfico 1 corresponde à

superfície analisada (Figura 56) onde os cordões de soldadura realizados com um nível de intensidade da corrente de soldadura 4 apresentam uma grande variação da penetração.

Tabela 39: Parâmetros de soldadura em estudo.

Parâmetros de soldadura			
Processo de soldadura	GMAW		
Consumível	ER80S-G		
Diâmetro do Consumível	0.8 mm		
Velocidade de Alimentação	4.25 m/min		
Gás de Proteção	Protar 12-X20S (M21)		
Fluxo de Gás	11 l/min		
Níveis de Intensidade	4	5	6



Figura 56: Imagem da amostra dos cordões realizados com intensidade de nível 4.

Esta variação é dependente da proximidade do eletrodo consumível à peça. O cordão marcado a azul tem boa penetração, largura e foi realizado à distância mais indicada para este nível de intensidade da corrente de soldadura. O cordão marcado a vermelho é o que foi realizado mais afastado e apresenta fraca penetração e devido ao ritmo de alimentação do eletrodo consumível é o mais largo. O mesmo acontece no cordão marcado a verde, mas este foi realizado a uma distância intermédia entre os cordões azul e vermelho. O formato de cúpula na parte exterior do perfil seccionado gera 2 grandes acidentes geométricos, o que pode diminuir o tempo de vida desta ligação. As posições 2 revelam um valor máximo de 227 HV, uma média de 223.99 HV e um desvio padrão de 2.608 HV. As posições 3 têm um valor médio de 153.74 HV e um desvio padrão de 5.379 HV. Todos

os valores desta amostra apresentam boa consistência exceto os valores encontrados nas posições 1, onde o valor médio é 166.23 HV e o desvio padrão é 31.393 HV.

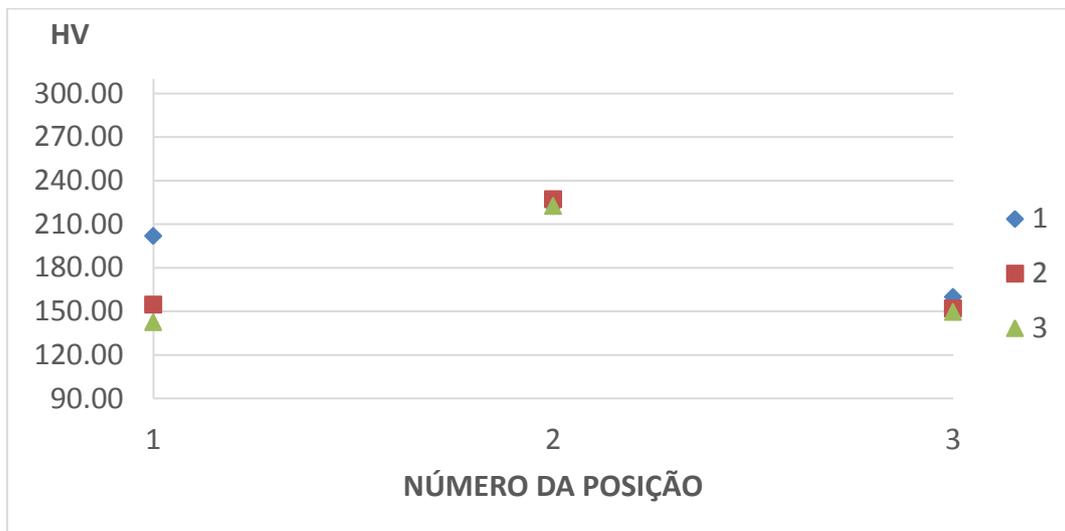


Gráfico 1: Resultados da análise de dureza às soldaduras com nível de intensidade 4.

O Gráfico 2 corresponde à superfície analisada (Figura 57) onde os cordões de soldadura realizados com um nível de intensidade da corrente de soldadura 5, também apresentam uma grande variação da penetração.

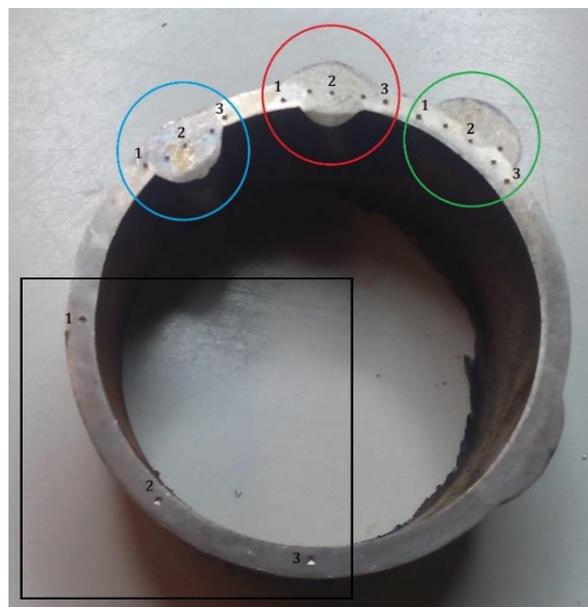


Figura 57: Imagem da amostra dos cordões realizados com intensidade de nível 5 e da amostra do material base.

A proximidade entre a peça e o eletrodo foi exagerada no cordão marcado a azul. O cordão marcado a verde foi realizado a uma distância considerável, mostrando fraca penetração. Por sua vez, o cordão vermelho tem uma ótima aparência porque foi realizado numa distância intermédia em relação aos outros dois cordões desta amostra. As posições 2 revelam um valor máximo de 231.65

HV, uma média de 222.66 HV e um desvio padrão de 8.908 HV. As posições 1 têm um valor médio de 152.1 HV e um desvio padrão de 6.546 HV. Todos os valores desta amostra apresentam boa consistência exceto os valores encontrados nas posições 3, onde o valor médio é 140.14 HV e o desvio padrão é 27.170 HV, sendo valor mínimo de 108.80 HV.



Gráfico 2: Resultados da análise de dureza às soldaduras com nível de intensidade 5.

O Gráfico 3 corresponde à superfície analisada (Figura 58) onde os cordões de soldadura realizados com um nível de intensidade da corrente de soldadura 6 também apresentam variação da sua penetração.

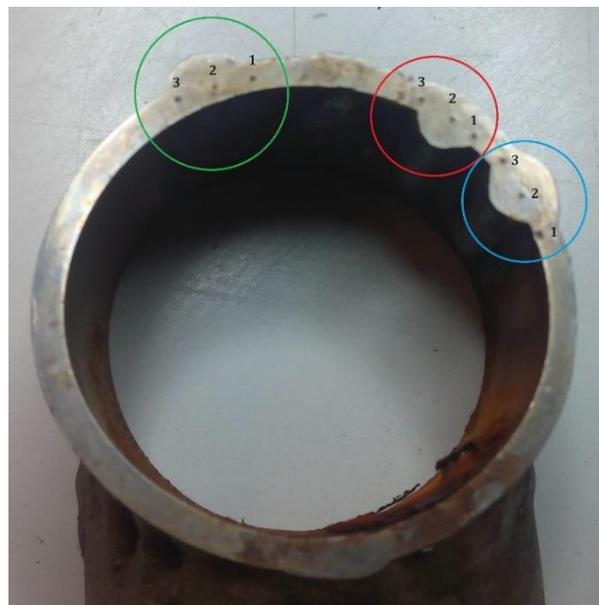


Figura 58: Imagem da amostra dos cordões realizados com intensidade de nível 6.

O cordão marcado a verde foi realizado com o eletrodo demasiado afastado e o cordão marcado a vermelho foi realizado com o eletrodo demasiado próximo da peça de trabalho. O cordão

azul é o que tem o aspecto mais próximo do cordão de soldadura ideal. As posições 2 revelam um valor máximo de 307.93 HV, uma média de 246.87 HV e um desvio padrão de 53.938 HV.

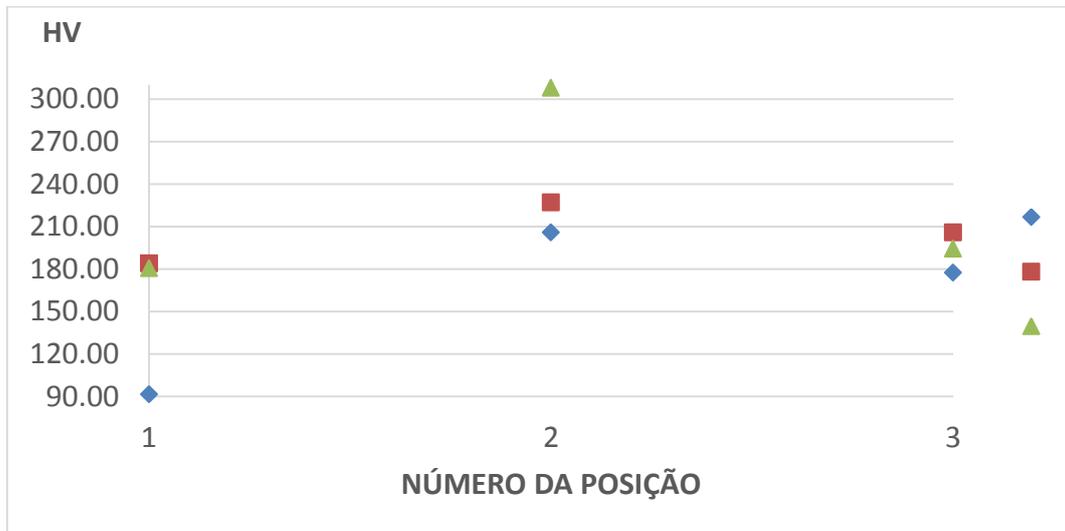


Gráfico 3: Resultados da análise de dureza às soldaduras com nível de intensidade 6.

As posições 1 têm um valor médio de 151.95 HV e um desvio padrão de 52.449 HV e as posições 3 têm um valor médio de 192.46 HV e um desvio padrão de 14.259 HV. Esta amostra tem valores de dureza muito instáveis. No entanto o cordão marcado a vermelho é o cordão com o perfil de valores de dureza mais estável de todas as amostras. O baixo valor de dureza da indentação da posição 1 do cordão azul foi influenciado pela sua proximidade ao raio interno do perfil seccionado (Figura 58) ao não respeitar a distância mínima de $2.5d$ da indentação à extremidade imposta pela ISO 6507-1.

O Gráfico 4 corresponde à superfície analisada do material base, Figura 57 com o contorno retangular preto. O material base tem um valor de dureza médio de 118.17 HV e um desvio padrão de 7.031 HV, mas este valor de dureza médio não coincide com um valor de um aço temperado.

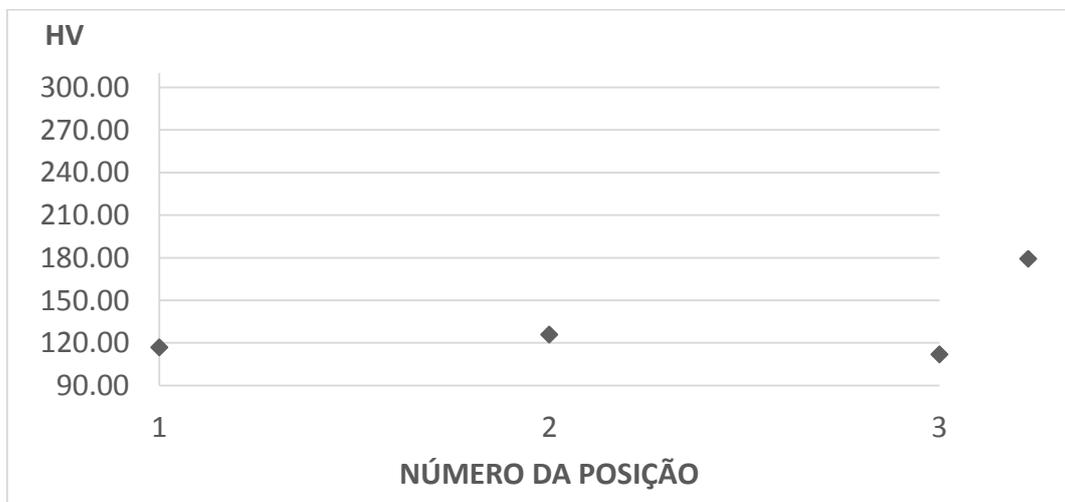


Gráfico 4: Resultados da análise de dureza do material base.

Os resultados obtidos na análise de dureza do material base não são congruentes com os valores de tensão de cedência e tensão de rotura do mesmo material obtidos nos ensaios destrutivos de tração. Segundo o Anexo IV, um aço mecanicamente idêntico ao aço da Chassis Parts™ (AISI 4130 SAE AMS 6361E) tem uma dureza de 273 HV, enquanto que outros aços da mesma norma com tratamentos térmicos menos severos rondam o intervalo de 149 HV a 218 HV, onde a tensão de rotura máxima verificada deste grupo de aços é de 724 MPa. Segundo a divisão intitulada de “temperabilidade” do Anexo IV, onde se encontram vários gráficos da base de dados da Keytomets™. O gráfico TAC (temperatura em arrefecimento contínuo) informa que para um aço destes a maior percentagem de martensite existente na sua microestrutura final encontra-se em valores de dureza entre 267 HV a 280 HV, através de uma taxa de arrefecimento entre -5 °C/s e -10 °C/s.

É possível presumir que o calor gerado pelo fabrico das soldaduras tenha anulado o tratamento térmico original, causando numa perda de dureza. Esta teoria é suportada pelo facto do cordão de soldadura identificado pela cor azul da amostra com o nível de intensidade da corrente de soldadura 4 foi o primeiro a ser feito, logo este não foi influenciado pelo calor das soldaduras vizinhas, o que pode justificar o valor de 201.8 HV na posição 1. A indentação da posição 1 do cordão vermelho e a indentação da posição 3 do cordão azul, ambos da amostra com o nível de intensidade da corrente de soldadura 6, possuem valores quase idênticos devido à sua proximidade. Durante o fabrico de um chassis por GMAW com um nível de intensidade da corrente de soldadura 6 foram registadas várias temperaturas com um laser (Tabela 40). Infelizmente, devido ao estabelecimento do arco elétrico entre o eletrodo consumível e a peça de trabalho não foi possível registar a temperatura nesses momentos. No entanto, mal o arco era cortado as temperaturas foram medidas no cordão, o mais próximo possível para evitar erros de medição consideráveis. As temperaturas registadas na Tabela 40 indicam que as temperaturas durante o processo de soldadura foram no mínimo superiores às apresentadas. Utrachi (52) sugere temperaturas que rondam os 650 °C e 1370 °C (desde a fronteira da zona termicamente afetada até à superfície exterior do cordão de soldadura) fragilizam ainda mais o aço e que as propriedades mecânicas finais do aço após o processo de soldadura são idênticas à de um aço idêntico normalizado. Assim, torna-se necessário estimar a taxa de arrefecimento destes cordões de soldadura, que podem ser realizadas através do método apresentado no capítulo 3.3. A Tabela 41 apresenta os resultados da estimativa da taxa de arrefecimento para os três diferentes níveis de intensidade (4, 5 e 6).

Tabela 40: Registo das temperaturas atingidas pelo processo de soldadura GMAW.

Temperatura média °C	Temperaturas registadas °C	Nível de Intensidade
	459	
459	404	6
	449	
	539	

Os perfis de dureza dos cordões de soldadura apresentados nos Gráficos 1, 2 e 3 não são uniformes como o desejado, pois o centro dos cordões de soldadura apresenta elevada dureza comparada às suas periferias. Apesar do cordão marcado a azul da Figura 57 ter os dados mais estáveis de todas as amostras recolhidas e ser visualmente agradável pode não ser suficiente para ligar juntas a fabricar, pois esta situação apenas simula juntas topo-a-topo.

Tabela 41: Resultados da estimativa da taxa de arrefecimento provocado pelo processo de soldadura GMAW.

Nível de intensidade	H_{net} cal/cm	r_{pt}	R_c °C/s
4	$9.59 \cdot 10^2$	0.13	-1.548
5	$1.31 \cdot 10^2$	0.11	-0.824
6	$1.71 \cdot 10^2$	0.1	-0.487

Logo o cordão marcado a vermelho da Figura 57 é eleito por ser o segundo cordão de soldadura mais estável, aparenta ter o volume indicado para unir o tipo de juntas desejado, é o nível de intensidade que transmite menos energia à peça de trabalho durante o processo de soldadura e apresenta uma taxa de arrefecimento estimada inferior às taxas de arrefecimento do ar e da apresentada no TAC do aço estudado (Anexo IV) para um valor de dureza de 220 HV. Ou seja, o nível de intensidade 5 pode evitar qualquer transformação de austenite residual presente no aço antes do processo de soldadura, mantendo o poder de penetração da solda. Os cordões de soldadura produzidos com um nível de intensidade da corrente de soldadura 6 cordões também apresentam os valores de dureza mais elevados no centro do cordão do que os restantes de soldadura.

6.5.3 2º ENSAIO DE FADIGA

Para os parâmetros de soldadura da Tabela 39, 5 é o nível de intensidade da corrente de soldadura mais adequado do processo GMAW para os provetes do segundo grupo de ensaios destrutivos de fadiga (Tabela 42). Os dois primeiros resultados destes ensaios derivam de uma ligação executada em três passos, enquanto que o último resulta de uma ligação executada em seis passos e afagada. Todos os provetes deste ensaio destrutivo de fadiga mantêm a folga radial de 0.5 mm dos provetes de fadiga não normalizados usados no ensaio anterior. O método de fabrico dos mesmos é mantido.

Tabela 42: Resultados dos segundos ensaios de fadiga com folga.

Pré-Carga kN	Carga Máxima kN	Amplitude kN	σ_{alt} . MPa	Nível Intensidade	Provete	Ciclos
					3	$5.74 \cdot 10^4$
27.5	50	22.5	111.763	5	4	$5.42 \cdot 10^4$
				6	5	$5.92 \cdot 10^4$

A Figura 59 revela um tipo de falha semelhante ao tipo de falha observado no primeiro grupo de ensaios de fadiga (remetente para os provetes 1 e 2), desde a iniciação de fendas na zona dos pingos iniciais e à propagação das mesmas pelo pé do cordão de soldadura no perfil de menor diâmetro. Esta Figura também mostra uma clara distinção entre o material de adição e o material base o que coincide com o tipo de fratura por influência da contaminação dos cordões de soldadura com hidrogénio (fissuração a frio) (52). A fissuração a frio pode ocorrer na zona termicamente afetada da soldadura onde o hidrogénio é absorvido pela atmosfera do gás de proteção do arco e é inserido no metal liquefeito. Durante o arrefecimento da soldadura, o hidrogénio difunde-se para a atmosfera e para a zona termicamente afetada. Isto é justificado pela presença de uma fissura transversal com uma inclinação típica de 45 ° (69).

As fraturas aparentam serem todas frágeis, incluindo as do provete 5 (Figura 60). Este provete com o cordão de soldadura afagado revela a existência de vários poros no exterior e interior do cordão e realça a descontinuidade dos pés do cordão de soldadura. No entanto, apesar de resistir um pouco mais ciclos do que os provetes 3 e 4, é notável, na zona da fratura do provete 5, alguns contaminantes queimados. A fratura está presente no centro do cordão de soldadura na direção radial do cordão de soldadura. A metade restante desse cordão não está inteiramente ligado ao material base (apenas se

encontra ligada à base dessa metade do cordão). Isto reduz significativamente a área do cordão de soldadura sujeita aos esforços alternados do ensaio destrutivo de fadiga.



Figura 59: Imagem do terceiro provete testado à fadiga.



Figura 60: Imagem do quinto provete testado à fadiga.

6.5.4 3º ENSAIOS DE FADIGA

Tendo estes resultados e a geometria dos provetes em conta, é necessário analisar a influência da folga radial de 0.5 mm existente em cada um deles. Os resultados do terceiro grupo de ensaios de fadiga estão presentes na Tabela 43 e na Figura 61.

Ao reduzir a folga radial, o cordão de soldadura resultante é mais pequeno, logo a tensão alternada estimada tem um valor mais elevado do que a tensão alternada estimada nos ensaios anteriores. O número de ciclos de vida da junta dobrou em relação ao segundo grupo de ensaios. A folga radial existente nos primeiros ensaios de fadiga criava, no seu centro, uma rótula mecânica impedindo que o fluxo de esforços no cordão de soldadura fosse maioritariamente axial, levando a uma falha prematura da junta. Este fator é também influenciado pelo tipo de penetração da soldadura. Normalmente, as raízes dos cordões de soldadura das variadas ligações de perfis tubulares não são completamente fundidas, resultando em penetração parcial. Estas raízes tornam-se um fator de concentração de tensões e diminuem a vida das juntas correspondentes, ao originar fendas que se propagam até à superfície dos cordões (52). A diminuição do perímetro médio na estimativa da taxa de arrefecimento do cordão de soldadura tem uma influência, pois gera valores muito similares aos valores obtidos na Tabela 41. O tipo de falha é bastante idêntico ao tipo registado nos provetes 1, 2, 3 e 4, como é possível ver na Figura 59.

Tabela 43: Resultados dos primeiros ensaios de fadiga sem folga.

Pré-Carga	Carga Máxima	Amplitude	σ_{alt}	Nível	Provete	Ciclos
kN	kN	kN	MPa	Intensidade		
27.5	50	22.5	140.674	5	6	$1.23 \cdot 10^5$
					7	$1.20 \cdot 10^5$

Devido à fraca soldabilidade do aço da Chassis Parts™, aos resultados obtidos nestes três grupos de ensaios de fadiga realizados, à não uniformidade dos perfis de dureza de cada cordão de soldadura analisado e aos elevados valores de dureza no centro do cordão, aos resultados da estimativa de taxas de arrefecimento e à atmosfera húmida presente no interior da oficina da DEpieres Desportos Motorizados™, conclui-se que o fabrico de ligações soldadas no aço estudado requer um tratamento térmico para diminuir o choque térmico a que as ligações estão sujeitas. Este facto é agravado pelo processo de soldadura MIG/GMAW devido ao incompleto controlo que o operador tem sobre os parâmetros da máquina.



Figura 61: Imagem do sexto provete testado à fadiga.

6.5.5 2º ENSAIO DE DUREZA

O soldador subcontratado aconselhou os parâmetros de soldadura para o processo de soldadura TIG/GTAW presentes na Tabela 44 após mínimas afinações no seu inversor portátil, Kemppi™ MinarcTig 250, com curva de tensão da corrente de soldadura constante (Anexo XVIII).

Tabela 44: Parâmetros de soldadura em estudo.

Parâmetros de soldadura	
Processo de soldadura	GTAW
Tempo de <i>upslope</i>	0.5 s
Eléctrodo	AWS EWLa-2
Consumível	ER80S-Ni
Diâmetro do Consumível	2 mm
Gás de Protecção	EN 439 I1 (100% árgon)
Fluxo de Gás	10 l/min
Pré-fluxo do Gás de Protecção	1.9 s
Pós-fluxo do Gás de Protecção	4 s
Intensidade A	Ajustável pelo soldador

A junta não pré-aquecida foi a primeira a ser realizada, o que levou ao acerto da correta gama de intensidades da corrente de soldadura. Um dos tubos é fixo e é pingado em dois extremos em

posições simétricas da junta sem adicionar material, em seguida são feitos 2 passos de soldadura para finalizar (Tabela 45).

Tabela 45: Gama de intensidades da corrente de soldadura.

Gama de Intensidades A	
1º pingo	60
2º pingo	65
1º passo	70
2º passo	72

A Figura 62 mostra a identificação das indentações analisadas.



Figura 62: Imagem de amostra não pré-aquecida.

Como é visível no Gráfico 5, esta amostra tem um valor de dureza médio de 279.82 HV com um desvio padrão de 24.521 HV, mostrando-se equivalente à dureza estimada deste aço estudado. Por sua vez, a junta pré aquecida sofreu o mesmo processo de fabrico, mas os dois passos do cordão de soldadura foram realizados a uma intensidade constante de 72 A. As temperaturas de pré-aquecimento rondam os 195 °C até aos 210 °C e são provocadas por uma pistola aquecedora. Estes resultados podem ser oriundos da forma como o pré-aquecimento e o cordão foram realizados, no entanto não justifica a grande divergência de valores. Uma das medidas tomadas durante o fabrico da amostra não pré-aquecida foi o estabelecimento do arco um antes de adicionar o consumível. Durante este processo manteve-se uma distância entre a ponta do eletrodo à peça de trabalho maior do que a distância mantida durante a adição do consumível. Este efeito aliado ao ajuste da intensidade de corrente de

soldadura pode ter diminuído o choque térmico, proveniente do rápido aquecimento, durante o inteiro processo de soldadura.

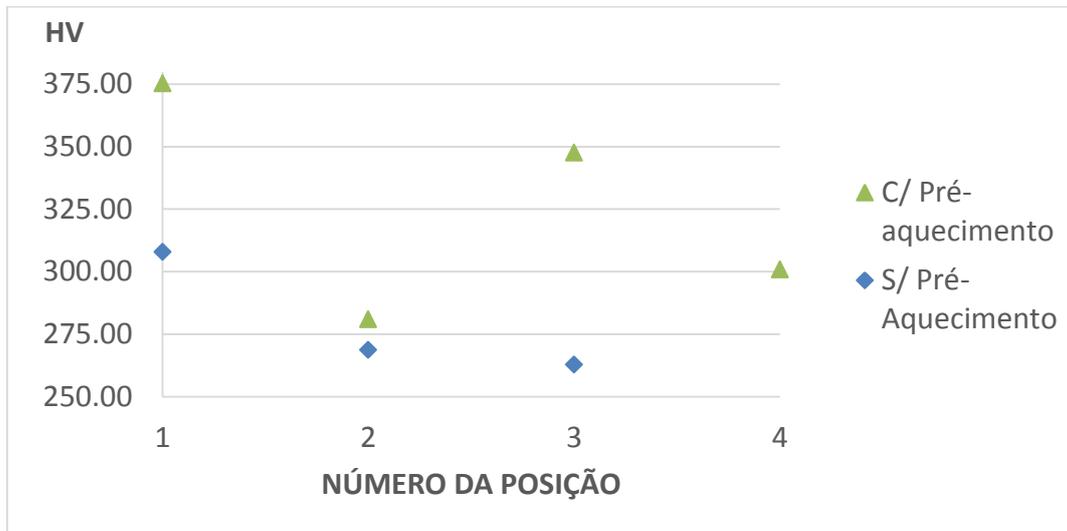


Gráfico 5: Resultados das análises de dureza dos cordões de soldadura das peças de trabalho pré-aquecida e não pré-aquecida.

A Figura 63 revela que entre as posições 2 e 3 a penetração não foi completa.



Figura 63: Imagem de amostra pré-aquecida.

Como já foi mencionado no presente capítulo, a indução de calor foi reduzida significativamente em comparação com o processo de soldadura GMAW, como é possível verificar na Figura 64 e na Tabela 46.



Figura 64: Imagem de uma das juntas analisadas.

A intensidade da corrente de soldadura recomendada é atribuída pela relação de 1 A por 0.0254 mm de espessura da peça de trabalho, ou seja para 2 mm de espessura são necessários 78.74 A (60). As taxas de arrefecimento estimadas da Tabela 46 revelam que para uma temperatura média de 202.5 °C de pré-aquecimento (T_o), as taxas de arrefecimento com intensidades de corrente de soldadura compreendidas entre 72 A e 78 A (marcadas a negrito nesta tabela) são semelhantes à taxa de arrefecimento dentro de um forno. Isto permite que a austenite residual não se transforme em martensite após o processo de soldadura. No entanto, se forem usadas intensidades compreendidas entre 70 A e 72 A, este efeito é igualmente atingido sem necessidade de pré-aquecimento da junta. O calor induzido nas juntas é consideravelmente reduzido comparativamente com o processo de soldadura GMAW.

Tabela 46: Resultados da estimativa da taxa de arrefecimento provocado pelo processo de soldadura

GTAW.				
<i>En</i>	<i>In</i>	<i>Hnet</i>	<i>rpt</i>	<i>R_c</i>
V	A	cal/cm		°C/s
22.4	60	6.68*10 ²	0.12	-0.869
22.6	65	7.3*10 ²	0.12	-0.727
22.8	70	7.93*10 ²	0.11	-0.616
22.88	72	8.19*10 ²	0.11	-0.578
				-0.273
23.12	78	8.96*10 ²	0.13	-1.325
				-0.254

A ESAB™ aconselhou o consumível ASME AWS A5.28 ER80S-B2 de 2 mm com um gás de proteção EN 439 I1.



Figura 65: Imagem de amostra 1 dos cordões de soldadura com o material AWS A5.28 ER80S-B2.



Figura 66: Imagem de amostra 2 dos cordões de soldadura com o material AWS A5.28 ER80S-B2.

Os restantes parâmetros de soldadura usados estão presentes na Tabela 44. Estas duas juntas em T são fabricadas de acordo com os critérios apresentados na Tabela 45, mas com uma intensidade da corrente de soldadura durante a adição do consumível num valor de 72 A para os dois passos. As Figuras 65 e 66, mostram que há penetração completa com mínimo de material excedente no interior dos perfis tubulares.

O Gráfico 6 compara as 2 amostras analisadas à dureza nos cordões de soldadura, onde a amostra 1 apresenta valores de dureza máxima de 322.95 HV, média de 283.88 HV e um desvio

padrão de 40.869 HV e a amostra 2 apresenta valores de dureza máxima de 322.95 HV, média de 294.92 HV e um desvio padrão de 42.097 HV. Estes resultados mostram que os valores de dureza nos perfis de cada cordão são quase uniformes e os seus valores médios de dureza são bastante próximos do valor de dureza estimado anteriormente para aço estudado, 273 HV.

As Figuras 65 e 66 mostram também as indentações realizadas para as análises à dureza do material base destas juntas. O Gráfico 7 compara as duas amostras analisadas à dureza do material base de cada junta. O material base da amostra 1 apresenta valores de dureza máxima de 287.29 HV, média de 280.94 HV e um desvio padrão de 6.314 HV e da amostra 2 mostra valores de dureza máxima de 417.49 HV, média de 339.87 HV e um desvio padrão de 93.225 HV. Os resultados obtidos para o material base da amostra 1 são coesos e coincidentes com o valor de dureza estimado de 273 HV. No entanto, os valores de dureza obtidos para o material base da amostra 2 são dispersos e incoerentes. Através das Figuras 65 e 66 é possível verificar uma zona de calor bastante contida (centro), o que suporta a coerência de valores de perfis de dureza apresentados nos cordões de soldadura das amostras 1 e 2 presentes no Gráfico 6 e no material base da amostra 1.

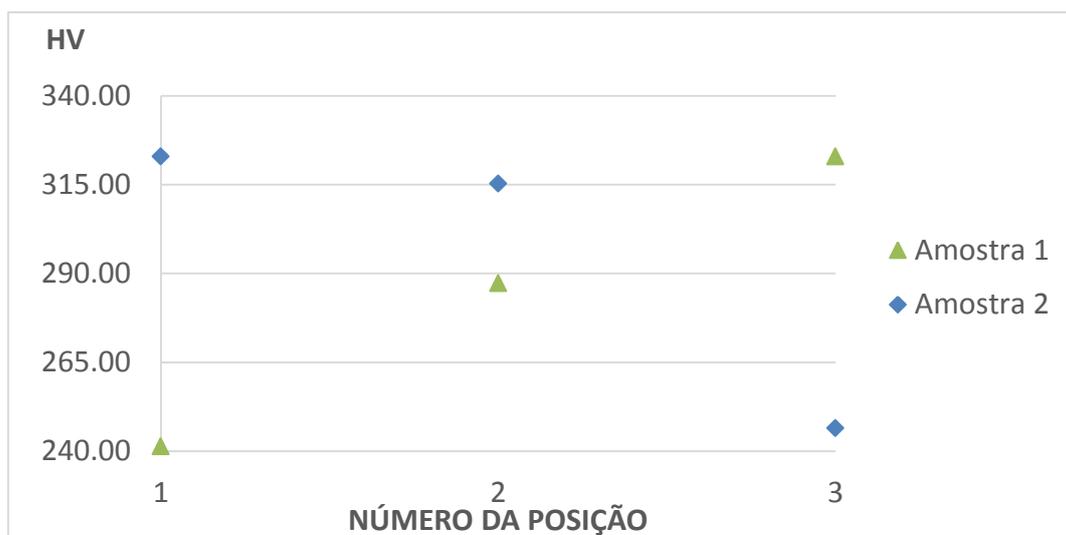


Gráfico 6: Resultados das análises de dureza dos cordões de soldadura com o material AWS A5.28 ER80S-B2.

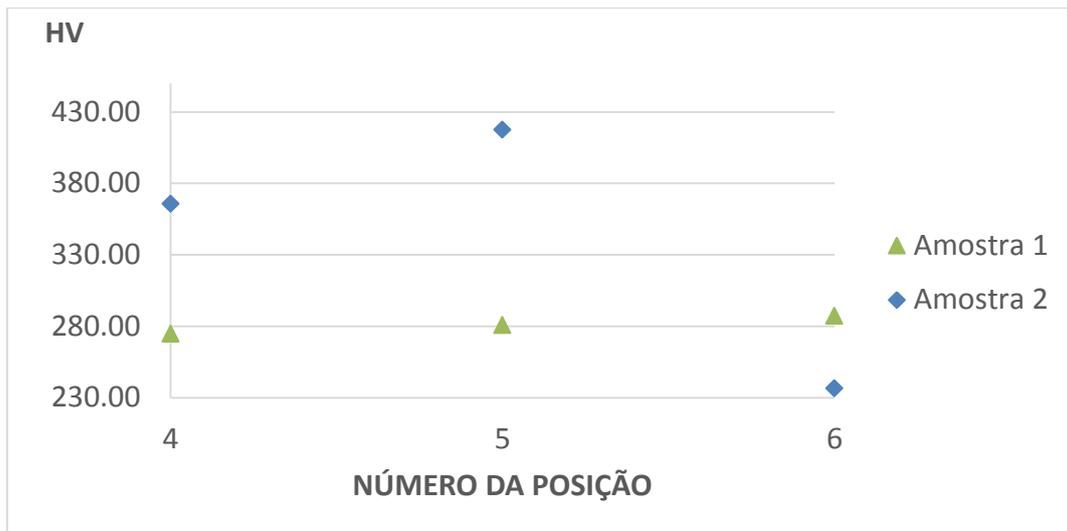


Gráfico 7: Resultados das análises de dureza ao material base nas duas amostras dos cordões de soldadura com o material AWS A5.28 ER80S-B2.

6.5.6 4º ENSAIO DE FADIGA

Devido ao número limitado de provetes, recorre-se ao quarto grupo de provetes para definir a curva de fadiga S-N. Cada ligação dos provetes neste grupo foi executada num passo único à temperatura ambiente de 20 °C pelo processo de soldadura TIG/GTAW e com o consumível Tigrod ER80S-B2 da ESAB™. O primeiro provete a ser fabricado para os ensaios de fadiga (o provete número 8) é o único provete fabricado com intensidade de corrente de soldadura variável, porque serviu de guia ao soldador para estimar o melhor intervalo de valores de intensidade para poder fabricar os restantes provetes. As indicações de fabrico dos provetes não foram seguidas, resultando em juntas soldadas assimétricas. O quarto grupo de ensaios destrutivos de fadiga e resultados estão apresentados na Tabela 47.

A Figura 67 mostra o estado final do provete 8. A fratura ao longo do pé do cordão de soldadura no tubo de menor diâmetro do provete 8 ocorre perpendicularmente ao corte do tubo de maior diâmetro. Este tipo de fratura é idêntico ao tipo de fratura encontrado no terceiro grupo de ensaios de fadiga, onde a descontinuidade geométrica não aparenta ter influência relevante o suficiente para iniciar a fratura. Por sua vez, a maior descontinuidade geométrica gerada pela mau fabrico do provete (Figura 67) influencia o suficiente para iniciar outra fenda que se propaga em dois sentidos radiais opostos pelo centro do cordão de soldadura.

Tabela 47: Resultados dos últimos ensaios de fadiga responsáveis pela definição da curva S-N.

Pré-Carga	Carga Máxima	Amplitude	σ_{alt}	Intensidade	Provete	Ciclos
kN	kN	kN	MPa	A		
36.25	25	11.25	70.337	55		$1 \cdot 10^6$
				60		
54.375	37.5	16.9	105.506	65	8	$3.26 \cdot 10^5$
				68		
20.625				65	9	$5.09 \cdot 10^5$
				72	10	$1.14 \cdot 10^5$
27.5	50	22.5	140.674	68	11	$1.48 \cdot 10^5$
				70	12	$8.16 \cdot 10^4$



Figura 67: Imagem da fratura de fadiga verificada no provete 8.

Os restantes provetes (9, 10, 11 e 12) têm fraturas no centro do cordão de soldadura que têm início nas grandes descontinuidades geométricas e este tipo de fratura é bastante similar à fratura do provete 6 (Figura 68). Os provetes 11 e 12 têm cordões de soldadura convexos, no entanto, o provete 11 supera qualquer tempo de vida obtidos em todos outros provetes ensaiados com os mesmos parâmetros.

Considera-se um valor mínimo de tensão de rotura da junta de 545 MPa em vez dos 655 MPa previstos pela ESAB™ (Anexo VI) para se definir o valor da tensão alternada final da curva de fadiga do quarto grupo de provetes. O Gráfico 8 apresenta três curvas S-N correspondentes aos critérios de

Soderberg, Goodman e Gerber. Estes três critérios influenciam a curva S-N primária, gerando três curvas presentes no sendo que o valor mais conservador de σ_{ad} provém do critério de Soderberg, 51.337 MPa para 10^6 ciclos.



Figura 68: Imagem da fratura de fadiga verificada no provete 11.

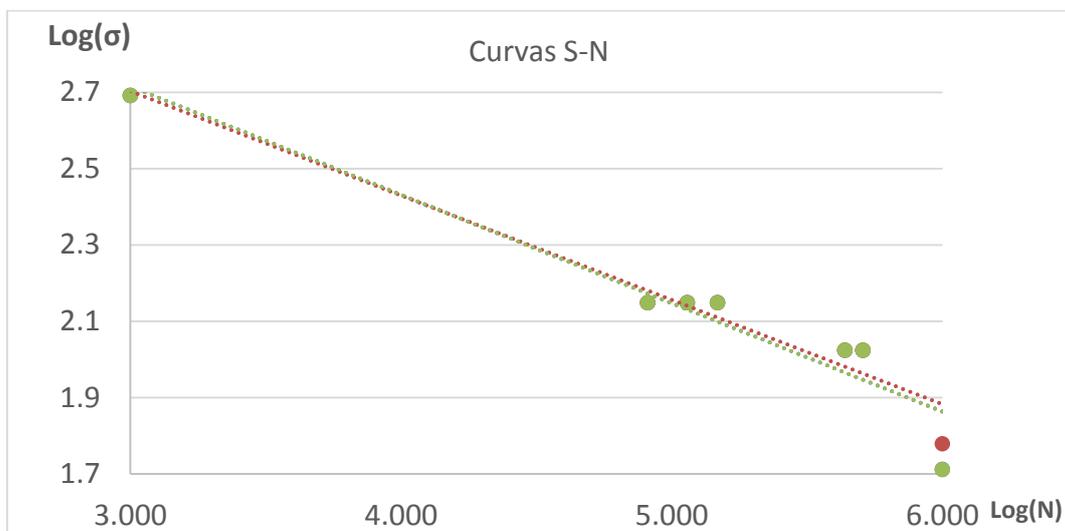


Gráfico 8: Curvas S-N representativas das juntas do chassis.

6.6 AVALIAÇÃO ESTRUTURAL DO CHASSIS ANTIGO

O resultado dos ensaios do chassis antigo simulados no *software* Solidworks™ estão apresentados na Tabela 48, onde o primeiro Modo Global é de Torção e o segundo é de Flexão vertical. Estes resultados mostram que o chassis antigo da DEpieres Desportos Motorizados™ tem um desempenho teórico semelhante, a um veículo ligeiro de passageiros, com as exceções do valor de

massa baixo e uma elevada rigidez à flexão. Se o chassis se comportar como uma viga de secção cilíndrica, quanto menor for o seu raio menor será a rigidez torsional do cilindro. O baixo valor de rigidez torsional deve-se à pequena distância entre as torres dos amortecedores frontais, que estão condicionados pelo empacotamento dos sistemas de suspensão frontais. Ou seja, para ser possível manter um capô baixo numa suspensão de elevado curso é necessário reduzir-se a distância entre as torres dos amortecedores frontais.

Tabela 48: Registo de desempenho do modelo virtual do chassis antigo.

Chassis	Massa kg	Rigidez Torção kNm/°	Rigidez Flexão N/mm	1º Modo Global Hz	2º Modo Global Hz	Raio Ação m
Antigo	141.318	12.614	28.931	50.36 Torção	87.401 Flexão	0

6.7 DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL DO NOVO CHASSIS

Por razões alheias ao investigador e que se relacionam com o prazo reduzido de finalização do projeto, o chassis final construído apenas integra a primeira e a terceira etapas do dimensionamento estrutural definido. Salienta-se, no entanto, que a segunda etapa do dimensionamento (otimização estrutural) foi completada com sucesso e é apresentada neste capítulo, posteriormente à terceira etapa.

6.7.1 1ª ETAPA DO DIMENSIONAMENTO

De acordo com a Tabela 8, a rigidez mínima necessária para um chassis de um veículo com uma distribuição de peso e geometria de suspensão similar ao veículo antigo se comportar como um objeto rígido é de 20.87 kNm/°. Seguindo as restrições iniciais, foi desenvolvida de raiz a primeira iteração do novo chassis com influências do estado da arte, presente nas Figuras do Anexo XIX. Esta estrutura é definida pelos sistemas de suspensões frontais e traseiras idênticos aos encontrados no veículo antigo, ou seja, cada roda do eixo frontal possui um par de braços triangulares enquanto que o eixo traseiro possui um par de braços de arrasto (destacados por linhas cinzentas na primeira Figura do Anexo XIX). Os resultados do desempenho estrutural da primeira iteração do novo chassis, denominada de chassis novo inicial, e a sua comparação com o antigo chassis aparecem na Tabela 49. Em todos os casos simulados nesta dissertação, o sentido das cargas atuantes nos ensaios de

torção definidos anteriormente são mantidos em todos os restantes ensaios. Análises prévias mostraram uma irrelevante divergência de resultados quando o mesmo modelo de um chassis era submetido a dois ensaios de torção com os dois sentidos das cargas invertidos. Este comportamento pode ser relevante para chassis com uma elevada assimetria, onde o valor de rigidez torsional mais baixo é tido em consideração.

Tabela 49: Registo de desempenho do modelo virtual da primeira iteração do chassis novo inicial.

Chassis	Massa kg	Rigidez Torção kNm/°	Rigidez Flexão N/mm	1° Modo Global Hz	2° Modo Global Hz	Raio Ação m
novo inicial	141.318	14.245	54.347	55.934 Torção	96.55 Flexão	0.0428
novo inicial Vs antigo	0.69%	12.93%	87.85%	11.068%	10.468%	

A redução de massa na estrutura é pequena, mas o aumento do desempenho estrutural é considerável. Os resultados das análises de torção da baía da caixa da direção nos chassis antigo e novo inicial estão presentes na Tabela 50.

Tabela 50: Comparação dos desempenhos das baías frontais do modelo virtual da primeira iteração do chassis novo inicial com o chassis antigo.

Chassis	Massa kg	Rigidez Torção B.F. kNm/°	novo inicial vs antigo
antigo	141.318	17.679	122.51%
novo inicial	107.339	39.337	

As Figuras presentes no Anexo XIX mostram que o chassis novo inicial apresenta muitas ligações, tentando estabelecer o melhor desempenho estrutural. A partir daqui são avaliadas várias soluções derivadas da geometria do chassis novo inicial com o objetivo de promover a redução de massa deste chassis evitando a perda da sua rigidez estrutural. No entanto, o resultado inicial da rigidez torsional do chassis novo inicial fica aquém do valor desejável de um chassis rígido (cerca de 20.87 kNm/° de rigidez torsional, fazendo com que esta solução seja abandonada. Este resultado deve-se a dois fatores, como: o requisito obrigatório de as 2 rodas suplentes do veículo se encontrarem

nas costas do *Main Rollbar* e terem de entrar e sair pela zona lateral do veículo; e as distâncias entre as torres de amortecedores de cada eixo. Os pneus mais pequenos que equipam o veículo de duas rodas motrizes têm uma altura mínima de cerca de 810 mm. Isto significa que existe um vazio nas zonas laterais do chassis, desde o fundo do veículo até ao limite da altura mínima (Figuras do Anexo XIX). Este vazio traduz-se numa redução do valor do momento polar de inércia do chassis, detraindo a sua rigidez torsional. Um ensaio de torção de um chassis genérico pode ser comparado a um cilindro encastrado numa face circular e com um momento torsor constante aplicado na sua extremidade livre. A rigidez torsional do cilindro aumenta proporcionalmente em relação ao valor do seu raio. O diâmetro do cilindro é equiparado à distância mais curta entre o topo das torres dos amortecedores de um eixo do veículo. Segundo a Equação 35 do deslocamento angular de uma barra cilíndrica e a equação do momento polar de inércia de uma barra cilíndrica (Equação 36) mostram que o deslocamento angular é inversamente proporcional ao valor do raio (78). Isto significa que quanto maior for a distância de cada torre de amortecedor(es) por cada eixo, maior será o valor de rigidez torsional do chassis.

$$\theta = \frac{M_t}{G I_p} \quad \text{Equação 35}$$

$$I_p = \frac{\pi}{4} * r a^4 \quad \text{Equação 36}$$

Devido à reduzida distância entre as torres dos amortecedores impossibilita que o valor de 20.87 kNM/° de rigidez torsional seja possível de alcançar. Por isto, as geometrias de suspensões do novo projeto foram modificadas, fazendo com que as alturas do capô e o ângulo de inclinação dos amortecedores do eixo frontal serem aumentados.

Normalmente, os veículos de tração traseira com braços de arrasto no eixo traseiro, usam um eixo rígido traseiro (por exemplo, como o veículo HST Gordini da Robby Gordon Motorsport™ e todos os veículos da Jimco™ menos o buggy usado pela SMG™) por causa das elevadas restrições provocadas pelo eixo rígido. Já os veículos de Rally e os restantes veículos de *Cross-Country* Rally Raid de duas ou quatro rodas motrizes usam um sistema de par de braços de triangulares por cada roda. O sistema de transmissão de potência do veículo de duas rodas motrizes da DEpieres Desportos Motorizados™ usa dois semi-eixos ligados a uma caixa de velocidades com um diferencial incorporado. Por isso, é o sistema de suspensão independente [Figura 69 (110)] que acompanha melhor os raios de giração dos semi-eixos. Este tipo de suspensão permite maior margem de manobra de afinação em relação ao sistema de braços de arrasto. A Tabela 8 informa que para uma frequência natural da suspensão de 1.75 Hz em todas as rodas do veículo, resultando numa rigidez estimada para a suspensão frontal de 44.328 N/mm e para a suspensão traseira de 79.323 N/mm.



Figura 69: Imagem de um sistema de suspensão similar ao usado no eixo traseiro do novo veículo (110).

Segundo estes dados e os valores presentes na base de dados das molas (Anexo IX), para as suspensões do eixo frontal, cada braço de suspensão só necessita de 1 mola ou 2 molas em série para atingir valores aproximados a 44 N/mm, em vez das 2 molas presentes no veículo antigo. No entanto, na nova traseira, o princípio usado no veículo antigo tem de ser mantido devido ao elevado valor de rigidez da suspensão, onde 2 pares de molas em série são colocadas em paralelo. Tendo isto em conta, foi desenvolvida uma base (Figuras estão no Anexo XX), com o objetivo de desenvolver um chassis final a partir dela e com o aço estudado como material do chassis. Foram retiradas medidas desta base e criado um modelo tridimensional (Anexo XX) para estabelecer valores característicos que possam ser comparados com as evoluções seguintes da mesma. As propriedades desta base estão expostas na Tabela 51. Tendo esta base em conta, são desenvolvidas soluções para aumentar o desempenho estrutural, tentando manter um baixo valor de massa. Os reforços propostos para a Frente do chassis novo encontram-se no Anexo XXI (Figuras 21.23, 21.24, 21.25 e 21.26) e as suas influências corrigidas no desempenho da base do chassis novo estão expostas na Tabela 52.

Tabela 51: Registo do desempenho do modelo virtual da base do chassis novo.

Chassis	Massa kg	Rigidez	Rigidez	1º Modo	2º Modo	Raio
		Torção kNm/º	Flexão N/mm	Global Hz	Global Hz	Ação m
novo	108.633	5.529	28.573	41.988 Flexão	53.312 Misto	0.0235

O reforço frontal de Topo é apenas um perfil tubular posicionado de forma a triangular a zona do capô do veículo novo (Anexo XXI, Figura 21.26). A geometria original consistia num conjunto de

tubos com um formato em diamante, o que não beneficiava o desempenho estrutural e tinha um valor de massa mais elevado do que o reforço em análise (Anexo XX, Figura 20.2). A Figura 20.2 do Anexo XX também demonstra falta de triangulação na zona lateral da frente da base do Novo chassis, portanto foi essencial adicionar um reforço frontal lateral (Figura 21.25 do Anexo XXI). Por sua vez, o fundo da zona frontal da base do chassis novo também não se encontra totalmente triangulado. O reforço frontal de Fundo foi criado para colmatar este problema, no entanto, este não abrange o fundo completo da zona frontal da base do chassis novo, pois não se sabe qual a geometria das suspensões frontais, nem a zona de colocação da caixa de direção que podem afetar a geometria desta área (Figura 21.23 do Anexo XXI). Através do estado da arte e do estudo do modelo virtual do chassis novo inicial, foi possível definir três geometrias que serviram como apoios da zona frontal para aumentar o seu desempenho estrutural.

Tabela 52: Comparação do desempenho dos reforços frontais com a base do chassis novo.

Reforços Frontais	Massa %	Rigidez Torção %	Rigidez Flexão %	1º Modo Global %	Somatório %	Raio Ação m
Topo	0.16	3.28	-0.5	0.53	3.47	
Lateral	-0.71	16.11	-0.36	0.89	15.92	0.0235
Fundo	-0.18	4.94	-0.48	0.76	5.04	

Como já referido, a geometria das suspensões do eixo frontal e da direção do veículo novo não estavam definidos, o que limita esta análise. A influência dos três apoios analisados (Figuras 22.1, 22.2 e 22.3 do Anexo XXI) na base do chassis novo está presente na Tabela 53.

Tabela 53: Comparação do desempenho dos apoios frontais com a base do chassis novo.

Apoios Frontais	Massa %	Rigidez Torção %	Rigidez Flexão %	1º Modo Global %	Somatório %	Raio Ação m
1	-6.06	8.51	-0.43	2.98	5	
2	-6.37	9.25	-0.42	3.11	5.57	0.0235
3	-6.08	9.77	-0.44	3.08	6.34	

Os resultados das análises de torção da baía da caixa de direção dos apoios frontais do chassis Novo estão presentes na Tabela 54.

Tabela 54: Comparação dos desempenhos das baías frontais resultantes dos apoios frontais da base do chassis novo.

Apoios Frontais	Rigidez Torção B.F. kNm/°	Raio Ação m
1	6.788	
2	54.399	0.0235
3	38.686	

Apesar do seu fraco desempenho, o apoio 1 (Figura 21.1 do Anexo XXI) apresenta boa versatilidade no que toca ao posicionamento e dimensão da caixa de direção, pois é o apoio que apresenta a menor influência na geometria da direção. Este tipo de geometria também permite que os braços da caixa de direção acompanhem o curso de suspensão no eixo frontal de 420 mm se a caixa de direção for colocada entre a frente e o centro da baía da caixa de direção. Para além de ter o menor valor de massa dos três apoios, também tem o menor número de ligações ao chassis e é fácil de reforçar se for necessário.

O apoio 2 (Figura 21.2 do Anexo XXI) é o que apresenta o segundo melhor desempenho (Tabela 53), o melhor desempenho na simulação de torção da baía da caixa de direção (Tabela 54) e é adequado para uma localização mais recuada da caixa de direção. Infelizmente é o apoio com o maior número de ligações soldadas e todas elas estão muito concentradas. Isto gera uma certa quantidade de concentração de calor induzido pelo processo de soldadura, podendo gerar grandes zonas termicamente afetadas, arriscando a alteração da microestrutura do metal base nessas áreas. Para além de ter uniões difíceis de soldar e o maior valor de massa, também limita o posicionamento dos suportes dos braços triangulares das suspensões do eixo frontal.

O apoio 3 (Figura 21.3 do Anexo XXI) é o apoio mais simples e é comumente usado por muitos fabricantes de chassis tubulares destinados para pistas de asfalto, onde existem pequenas variações da altura do terreno. Este apoio apresenta o melhor resultado da Tabela 53 e o segundo melhor resultado da Tabela 54, é fácil de reforçar (caso seja necessário), mas pode limitar o movimento dos braços da direção para um curso de suspensão de 420 mm. Se a caixa de direção for de pequena dimensão, esta solução limita a posição dos suportes dos braços de suspensão e algumas das uniões podem ser difíceis de soldar.

As geometrias dos apoios 2 e 3 correm o risco de serem afetadas pela posição da coluna da direção.

No fundo do habitáculo foram adicionadas duas barras transversais no centro do fundo do habitáculo responsáveis pelo suporte do depósito de combustível e dos dois pilotos. A Tabela 55 apresenta os resultados das avaliações de desempenho de duas distintas soluções para o fundo do habitáculo.

Tabela 55: Comparação do desempenho dos fundos dos habitáculos com a base do chassis novo.

Fundo Habitáculo	Massa %	Rigidez Torção %	Rigidez Flexão %	1º Modo Global %	Somatório %	Raio Ação m
1	-1.275	7.995	-0.528	14.254	20.45	0.0235
2	-2.04	8.704	-0.473	14.256	20.45	

O fundo do habitáculo 1 é constituído por dois tubos posicionados de forma diagonal, enquanto que o fundo do habitáculo 2 é composto por quatro tubos também dispostos diagonalmente (Figuras 21.21 e 21.22 do Anexo XXI). Apesar das duas soluções possuírem um somatório igual, a solução número 2 é a preferencial porque será uma melhor base de suporte às cargas impostas pelos pilotos e depósito de combustível e a sua geometria está totalmente triangulada, reduzindo a possibilidade de reforçar os seus elementos estruturais. É de notar que a triangulação do fundo do habitáculo tem uma influência positiva na primeira frequência natural do chassis novo.

Para a traseira foram estudados cerca de seis distintos reforços para aumentarem o desempenho estrutural da base do chassis novo (Figuras 21.27 à 21.32 do Anexo XXI) e os resultados estão expostos na Tabela 56. Como os pneus suplentes do veículo novo entram pela lateral e são posicionados encostados às costas do *main rollbar*, é necessário que os reforços traseiros desenvolvidos respeitem as dimensões destes pneus. Os três primeiros reforços representam três formas distintas de conectar o fundo da traseira ou a base das torres das suspensões traseiras ao habitáculo, sendo que o reforço traseiro 3 foi o que obteve o melhor desempenho geral deste grupo. Os reforços traseiros 4 e 5 são duas soluções para conectar o reforço traseiro 3 à base das torres das suspensões traseiras, onde a solução número 5 apresenta o melhor desempenho do grupo inteiro de soluções presentes na Tabela 56. O reforço traseiro 6 é apenas composto por um único perfil tubular que visa a triangulação do fundo da base das torres das suspensões traseiras (Figura 21.32 do Anexo XXI).

Também foram desenvolvidos dois tipos de apoios traseiros com o objetivo de aumentar a rigidez do chassis novo (Tabela 57), assim como, a rigidez da baía traseira responsável por suportar os esforços parciais do motor e da caixa de velocidades e os esforços impostos pelos braços das

suspensões traseiras (Tabela 58). Os dois apoios traseiros foram criados tendo em consideração as dimensões da caixa de velocidades. Os dois têm de ser removíveis, pois o conjunto motor e caixa de velocidades tem de ser retirado pela traseira para facilitar a manutenção e/ou substituição do motor ou caixa de velocidades.

Tabela 56: Comparação do desempenho dos reforços traseiros com a base do chassis novo.

Reforços Traseiros	Massa %	Rigidez Torção %	Rigidez Flexão %	1º Modo Global %	Somatório %	Raio Ação m
1	-0.861	5.637	0.008	0.682	5.47	0.0235
2	-0.826	18.281	1.956	0.972	20.38	
3	-0.827	19.396	1.828	0.746	21.14	
4	-1.176	20.151	2.554	0.813	22.34	
5	-1.184	20.654	2.52	0.871	22.86	
6	-0.249	7.570	-0.413	1.022	7.93	

Tabela 57: Comparação do desempenho dos apoios traseiros com a base do chassis novo.

Apoios Traseiros	Massa %	Rigidez Torção %	Rigidez Flexão %	1º Modo Global %	Somatório %	Raio Ação m
1	-5.063	24.775	3.106	3.029	25.847	0.0235
2	-4.929	23.746	3.588	3.118	25.523	

As duas soluções apresentam um desempenho semelhante em ambas as Tabelas 52 e 58, no entanto o apoio traseiro 2 é a solução escolhida. Este tipo de geometria minimiza a influência dos ciclos de calor induzidos pelo processo de soldadura, tendo em conta a geometria da solução número 5 da Tabela 56, simplifica e facilita o fabrico de ligações removíveis.

Tabela 58: Comparação dos desempenhos das baías traseiras resultantes dos apoios traseiros da base do chassis novo.

Apoios Traseiros	Rigidez Torção B.T. kNm/°	Raio Ação m
1	6.669	0.0235
2	6.867	

Com os resultados obtidos até agora é possível definir uma geometria geral do chassis novo através da adoção das seguintes soluções: os reforços frontais de topo e lateral; apoio frontal 1; fundo do habitáculo 2; reforço da traseira 5; e apoio traseiro 2.

O chassis novo 1 (Figuras 21.6 à 21.20 do Anexo XXI) é o primeiro conjunto de várias soluções selecionadas. Dois reforços entre a união do fundo da zona frontal com o fundo do habitáculo também foram adicionados para promover baixos valores de tensão nesta zona do chassis. O chassis novo 1 já complementa o formato final das ligações aparafusadas que neste estudo são tratadas como ligações rígidas. Este chassis apresenta ótimos valores comparativamente com o chassis antigo e a base do chassis novo, como é possível verificar na Tabela 59, mas não atinge os 20.87 kNm/° de rigidez de torção recomendada. Um valor percentual positivo reflete um aumento das propriedades do chassis novo 1 em relação ao chassis em comparação.

Tabela 59: Registo de desempenho do chassis novo 1.

Chassis	Massa kg	Rigidez Torção kNm/°	Rigidez Flexão N/mm	1° Modo Global Hz	2° Modo Global Hz	Raio Ação m
novo 1	137.969	17.871	59.88	81.693 Torção	103.57 Flexão	
novo 1 vs antigo	-2.37%	41.64%	106.98%	62.22%	18.5%	0.0235
novo 1 vs novo	27.01%	205.36%	79.92%	96.46%	95.51%	

A Tabela 60 apresenta o desempenho das baias frontais e traseiras do chassis novo 1 com o chassis antigo. Como o chassis antigo possui suspensões de braços de arrasto no eixo traseiro, não é possível comparar o seu desempenho com o chassis novo 1. Como os resultados obtidos para o chassis novo 1 não cumprem todos os requisitos mínimos do projeto, foram estudadas mais sete soluções alternativas que apenas visam a modificação da de forma a obter o desempenho necessário. A Tabela 61 apresenta os fatores de correção das simulações efetuadas às sete soluções alternativas e os resultados das comparações das mesmas com o chassis novo 1 estão expostos nas tabelas 62 e 63. Estes fatores de correção seguem os mesmos princípios que os fatores anteriores (Tabela 15), mas envolvem os valores de rigidez de torção das baias frontais e traseiras. Neste caso, as rigidezes das

baías frontais e traseiras são analisadas em conjunto com as restantes avaliações. Isto acontece porque são avaliados novos reforços estruturais que as conectam ao chassis.

Tabela 60: Comparação dos desempenhos das baías frontais e traseiras do chassis novo 1 com o chassis antigo.

Chassis	Rigidez Torção B.F.	Rigidez Torção B.T.	Raio Ação
	kNm/°	kNm/°	m
novo 1	29.857	8.161	
novo 1 vs antigo	68.88%	...	0.0235

Tabela 61: Fatores de correção dos resultados das várias análises.

Escala	Rigidez Torção	Rigidez Flexão	Massa	1° Modo Global	Rigidez Torção B.
	3	0.5	2	2	3
Fator de correção	22.22%	3.70%	14.81%	14.81%	22.22%

O raio de ação varia, devido à definição automática dos nós da *wireframe* dos chassis no *software* Solidworks™. Portanto, para cada exemplar é selecionado um raio de ação que consiga atribuir os nós de forma aceitável, fazendo com que todos os elementos estruturais estejam totalmente interligados. Devido à variação de valores provocados por este fator, cada chassis é comparado ao chassis novo 1 com um raio de ação mútuo, tornando a comparação de valores de desempenho dos dois chassis válida, como é possível verificar nas Tabelas 62 e 63. O aumento do valor da massa em cada chassis é refletido em valor ao valor percentual negativo da massa para ser possível achar uma estrutura com o maior somatório relativo ao aumento de desempenho estrutural com o mínimo de adição de massa possível. O chassis novo 1.1 complementa um perfil tubular transversal da barra de torção traseira, outro perfil tubular transversal na zona central do fundo da traseira e dois perfis tubulares diagonais, um na zona mais próxima do habitáculo e outro no fundo da baía traseira (Figuras 21.8 e 21.9 do Anexo XXI). Desde o chassis novo 1.1 até ao chassis novo 1.6 são testados algumas variações de reforços laterais na traseira (Figuras 21.8 à 21.18 do Anexo XXI). O chassis novo 1.7 é apenas o estudo de um reforço colocado no topo da traseira do chassis novo 1.1 (Figuras 21.19 e 21.20 do Anexo XXI). Já o chassis novo real é o modelo virtual do produto final construído pela DEpieres Desportos Motorizados™ (Figuras 21.33 e 21.34 do Anexo XXI). As Tabelas 62 e 63 complementam-se, onde o somatório total dos valores percentuais presentes nestas duas tabelas mostram o chassis ideal a fabricar.

Entre as cinco primeiras soluções apresentadas nas Tabelas 62 e 63, a solução chassis novo 1.4 apresenta o melhor desempenho geral. Porém, esta solução não pode ser integrada no produto final, pois não permite alocar o motor e o turbo entre o seu espaço.

Tabela 62: Comparação do desempenho dos reforços traseiros com o chassis novo 1.

Chassis novo	Massa %	Rigidez Torção %	Rigidez Flexão %	1° Modo Global %	Raio Ação m
1.1	-0.319	0.846	-0.796	1.083	0.0232
1.2	-0.668	1.902	1.33	1.417	
1.3	-0.901	0.051	4.683	1.485	0.0732
1.4	-0.812	3.27	1.536	1.724	
1.5	-0.78	2.087	0.637	1.313	0.0632
1.6	-0.772	1.906	0.338	1.362	
1.7	-0.59	1.378	-0.688	1.145	0.0232
Real	-1.393	2.042	0.087	-0.159	

Tendo em conta este obstáculo, foi desenvolvida a solução chassis novo 1.6 a partir de uma geometria derivada dos princípios da solução chassis novo 1.4 (Figuras 21.17 e 21.18 do Anexo XXI). A solução chassis novo 1.6 registou o maior desempenho geral (Tabela 63), tornando este modelo virtual o modelo a dimensionar.

Tabela 63: Comparação do desempenho dos reforços traseiros com o chassis novo 1.

Conjunto	Rigidez Torção B.F. %	Rigidez Torção B.T. %	Somatório Total %	Raio Ação m
1.1	0.589	0.778	2.182	0.0232
1.2	0.589	4.17	8.741	
1.3	0.589	5.044	10.952	0.0732
1.4	0.589	5.584	11.892	
1.5	0.589	3.912	7.759	0.0632
1.6	0.589	9.576	12.999	
1.7	0.589	0.379	2.214	0.0232
Real	5.182	2.217	7.975	

Com estes resultados obtidos, foi contruído chassis novo 1.6. No entanto, devido ao *stock* limitado de perfis tubulares e a modificações sugeridas pela empresa, é contruído um modelo virtual

atualizado denominado de chassis novo real, cujo desempenho final obtido está na Tabelas 64 e 65 (Figuras 21.33 e 21.34 do Anexo XXI). Para além de haver mudanças de secções em vários perfis tubulares (por exemplo, a redução da secção nos perfis do apoio traseiro 2 e alguns perfis do fundo da traseira), como se pode ver na frente do chassis novo real (Figuras 21.33 e 21.34 do Anexo XXI), o reforço frontal de fundo foi tido em consideração de forma duplicada (para tentar dissipar a concentração de tensões observada no acidente geométrico entre a baía da caixa de direção e o resto do chassis) e o fundo da traseira foi alterado em relação ao chassis novo 1.6. Este novo fundo foi ajustado para acomodar corretamente o cárter do motor na zona central da traseira e a caixa de velocidades na baía traseira das suspensões traseiras. Os resultados do estudo deste modelo virtual, encontrados na Tabela 64, demonstram que este chassis se encontra no intervalo de valores de rigidez torsional desejável (17.45 e 20.87 kNm/°).

Tabela 64: Registo de desempenho do chassis novo real.

Chassis	Massa kg	Rigidez	Rigidez	1° Modo	2° Modo	Raio
		Torção kNm/°	Flexão N/mm	Global Hz	Global Hz	Ação m
novo real	150.940	19.513	58.879	80.814 Torção	102.89 Flexão	0.0232

Apesar das limitações sofridas, os resultados insertos nas Tabelas 63 e 65 informam que o desempenho das baías não foi prejudicado.

Tabela 65: Registo de desempenho das baías frontais e traseiras do chassis novo real.

Chassis	Rigidez Torção B.F.	Rigidez Torção B.T.	Raio Ação
	kNm/°	kNm/°	m
novo real	29.857	8.161	0.0232

6.7.2 ENSAIO EXPERIMENTAL

Durante a construção do modelo virtual, apesar da geometria e das propriedades serem idênticas, verifica-se uma discrepância nos valores de massa de cada modelo virtual em 6.8 kg (Tabela 66). Esta discrepância de valores levou à construção de um modelo virtual de referência entre os dois *software* (denominado de “teste”) com perfis tubulares dispostos numa geometria simples com apenas cinco nós de ligação. Os seus valores de massa estimados pelo Solidworks™ e pelo Ansys™ Mechanical APDL são comparados na Tabela 66. O modelo virtual teste apresenta o maior rácio entre a diferença

de massa estimada nos dois *software* e o seu número de nós do que o modelo virtual do chassis novo real, mas não há relação nos rácios dos dois modelos virtuais. Isto acontece porque o *software* Ansys™ *Mechanica* APDL tem penetração de elementos em todos os nós da sua *wireframe*, enquanto que o Solidworks™ secciona alguns perfis automaticamente sem autorização do utilizador.

Tabela 66: Resultados do estudo da discrepância dos valores de massa de dois modelos virtuais.

Modelo Virtual	Solidworks™ kg	Ansys™ kg	Diferença kg	Nós	Diferença/Nós
novo real	150.94	157.779	6.839	240	28.496
teste	12.563	12.867	0.304	5	60.852

Como o Ansys™ *Mechanica* APDL permite controlar a dimensão da malha do modelo virtual, é essencial que executar um estudo da convergência da malha. Existem dois tipos de malha neste *software*, a malha radial do perfil tubular e a malha longitudinal, responsável pela divisão de um elemento em vários. Pelas simulações realizadas (análise estática e análise modal ao modelo virtual chassis novo real), a malha radial não tem relevância nas análises, pois entre 1 e 10 divisões, os valores de ensaios modais (em Hz) e de ensaios estáticos (deslocamentos em mm) apresentam variações centesimais. Porém, a malha longitudinal afeta os valores de qualquer análise, como é possível verificar nos Gráficos 9 (análise estática) e 10 (análise modal). O Gráfico 9 mostra o resultado de 6 análises estáticas efetuadas no Ansys™ *Mechanica* APDL para o mesmo valor e posição da carga aplicada e com diferentes números de divisões longitudinais dos elementos de viga do modelo virtual chassis novo real.

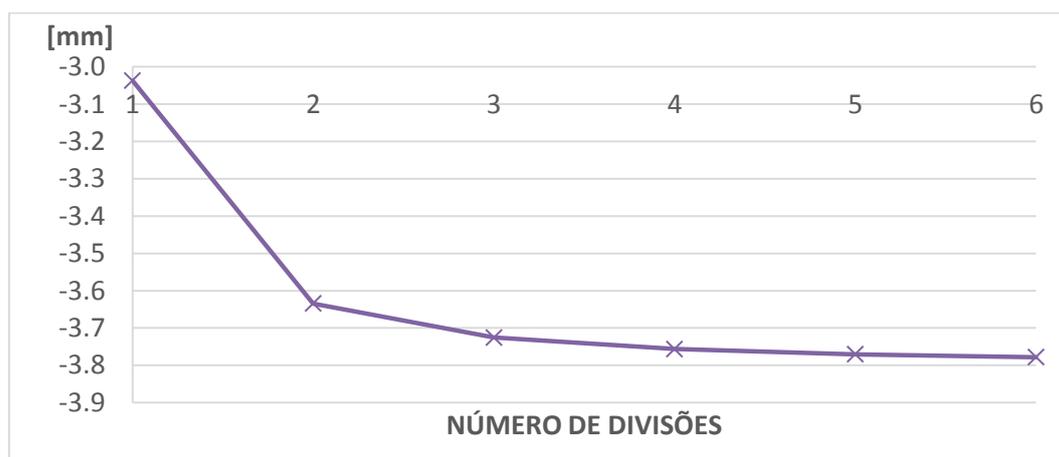


Gráfico 9: Resultados de 6 análises estáticas ao modelo virtual chassis novo real.

O Gráfico 10 mostra o resultado da sétima à décima frequências naturais de 6 análises modais efetuadas no Ansys™ *Mechanica* APDL com diferentes números de divisões longitudinais dos elementos de viga do modelo virtual chassis novo real.

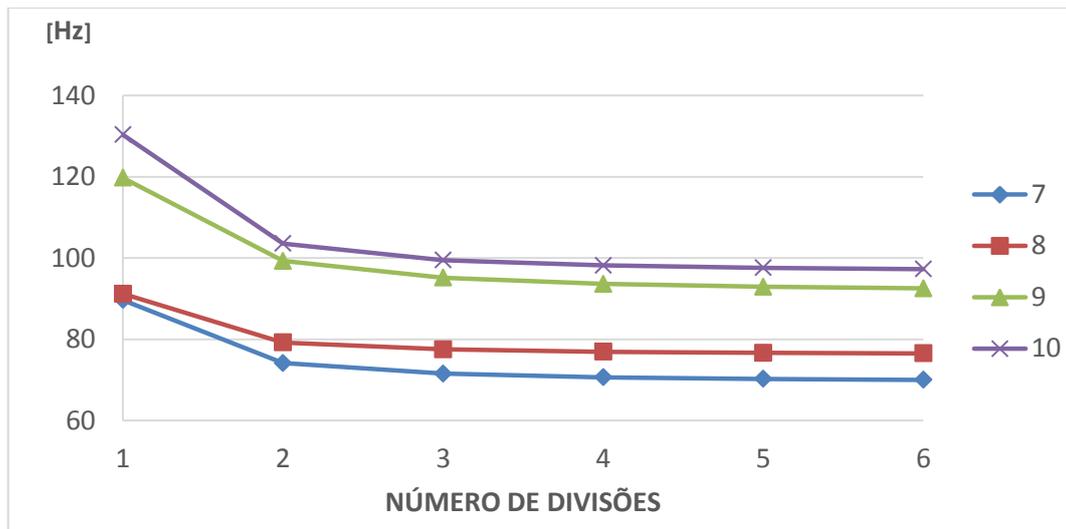


Gráfico 10: Resultados de 6 análises modais ao modelo virtual chassis novo real.

Durante as doze simulações efetuadas ao modelo virtual chassis novo real foi notável que o aumento do número de divisões longitudinais dos elementos de viga não teve um efeito revelante no tempo de cálculo. Tendo em conta isto e a estabilização das cinco curvas de convergência de malha dos Gráficos 9 e 10, cinco divisões longitudinais em cada elemento de viga deste modelo virtual é a escolha tomada. Este efeito dá-se porque as cinco divisões respeitam a razão de esbelteza das vigas (Equação 9), tornando possível usar a teoria de vigas de Timoshenko. Os valores das frequências naturais registados na análise modal com o número de divisões de elemento de viga igual a dois são próximos dos valores registados na simulação equivalente do mesmo modelo virtual no Solidworks™ (com um raio de ação de 0.0235 m) (Tabela 67). Os modos do chassis são bastante semelhantes para as sete análises modais apresentadas na Tabela 67.

Tabela 67: Resultados de 7 análises modais executadas nos *software* Solidworks™ e Ansys™

Mechanica APDL.

Modo	Solidworks™	Ansys™ Mechanica APDL Hz					
	Hz	1	2	3	4	5	6
7	78.816	89.679	74.175	71.563	70.663	70.250	70.026
8	80.814	91.204	79.240	77.522	76.941	76.676	76.533
9	94.349	119.767	99.293	95.155	93.628	92.911	92.520
10	102.89	130.348	103.580	99.479	98.177	97.594	97.282

O Gráfico 11 apresenta a curva do ensaio experimental e de quatro simulações com cenários semelhantes, onde: (i) Ansys 1 refere-se ao modelo virtual analisado no Ansys™ Mechanica APDL com elemento BEAM188 com as definições base (linear) e uma malha sem qualquer divisão dos elementos de viga; (ii) Solidworks refere-se ao modelo virtual analisado no Solidworks™ com um raio de ação de

0.0235 m; (iii) Ansys 5 L refere-se ao modelo virtual analisado no Ansys™ Mechanica APDL com elemento BEAM188 com as definições base (linear) e uma malha de cinco divisões por cada elemento de viga; e (iv) Ansys 5 Q refere-se ao modelo virtual analisado no Ansys™ Mechanica APDL com elemento BEAM188 com o comportamento quadrático e uma malha de cinco divisões por cada elemento de viga.

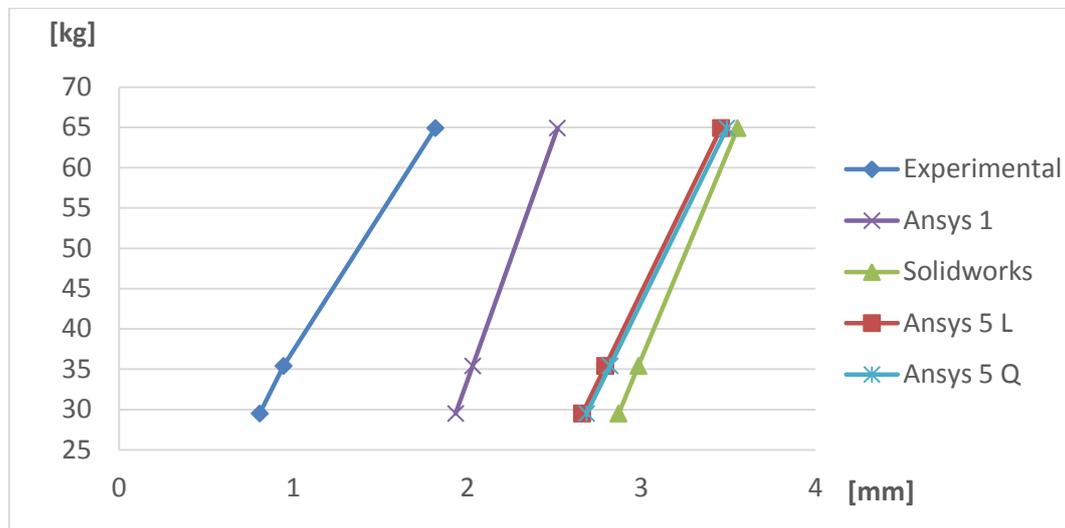


Gráfico 11: Resultados do ensaio experimental e de várias simulações representativas.

Segundo o Gráfico 11, a rigidez estimada provém de uma curva convexa em vez de uma reta. Esta característica da curva é provocada por de erros de medição dos deslocamentos verticais (ponta de contacto do relógio comparador pode ter deslizado no piso durante a flexão do chassis), por pequenos desalinhamentos e por influências da rigidez da cinta e da rigidez das ligações do chassis. A percentagem de erro é calculada de acordo com a razão entre o declive das rigidezes estimadas em cada simulação e o declive da curva do ensaio experimental. A Tabela 68 apresenta os erros calculados entre os declives das retas. “Ansys 1” e “Solidworks” foram as simulações que obtiveram pior erro. O elemento BEAM188 linear “Ansys 5 L” reduz significativamente o erro do modelo virtual. Os “Ansys 5 Q” (elemento BEAM188 quadrático) e “Ansys 5 C” (elemento BEAM188 cúbico) obtêm o melhor resultado, não comprometem a velocidade de cálculo das simulações e diferenciam do “Ansys 5 L” em 1%. Portanto, o tipo de elemento e malha para se poder dimensionar o chassis através do modelo virtual chassis novo real é o “Ansys 5 C”.

Tabela 68: Erros de cada modelo virtual.

	Ansys 1	Solidworks	Ansys 5 L	Ansys 5 Q	Ansys 5 C
Erro	75%	49%	28%	27%	27%

O erro mínimo registado ainda é elevado, mas é plausível tendo em conta as incongruências dimensionais entre o chassis fabricado e o modelo virtual, os fatores que criaram a curva convexa do ensaio experimental e o facto de que ambos os *software* admitem ligações rígidas entre os elementos de viga. Segundo Malen (71), é normal existirem erros até 30% entre o modelo real e o modelo virtual se as rigidezes das ligações não são tidas em conta. Este erro é normalmente colmatado por um fator de correção ou pela determinação das rigidezes das ligações (71).

O desempenho do modelo virtual chassis novo real é atualizado de acordo com as linhas de código presentes no Anexo XXII. Este anexo explica a que análise cada linha de código se destina, quais os seus *inputs* e *outputs*. Os resultados obtidos destas análises estão expostos nas Tabelas 69 e 70.

Tabela 69: Registo de desempenho do chassis novo real no Ansys™ Mechanica APDL.

Chassis	Massa kg	Rigidez Torção kNm/°	Rigidez Flexão N/mm	1º Modo Global Hz	2º Modo Global Hz
novo real	157.779	18.114	53.041	76.676 Torção	97.594 Flexão

Os resultados apresentados nestas duas tabelas são mais realistas e conservadores do que os resultados obtidos pelo Solidworks™ para o mesmo modelo virtual.

Tabela 70: Registo de desempenho das baías frontais e traseiras do chassis novo real no Ansys™ Mechanica APDL.

Chassis	Rigidez Torção B.F. kNm/°	Rigidez Torção B.T. kNm/°
novo real	25.411	11.47

6.7.3 3ª ETAPA DO DIMENSIONAMENTO

Como foi mencionado no capítulo 6.7, a segunda etapa do dimensionamento do veículo é realizada numa última instância. Portanto, foram realizadas as análises de esforços no chassis e à encurvadura ao modelo virtual chassis novo real para ser possível realizar o dimensionamento das juntas soldadas.

A Tabela 71 apresenta a aplicação da relação empírica *Diâmetro/Espessura*, definida por (52), nos perfis usados no chassis do veículo novo real.

Tabela 71: Relações entre o diâmetro e espessura dos perfis tubulares presentes no chassis do veículo novo real.

<i>Diâmetro</i> × <i>Espessura</i> mm	Relação
50 x 2	25
40 x 2	20
40 x 1.5	26.667
35 x 2	17.5
35 x 1.5	23.333
Valor Máximo	30

Através das duas simulações estáticas efetuadas previamente, é possível efetuar duas análises lineares de encurvadura para cada uma das situações críticas (linhas de código “Análise em curva 1.1” e “Análise de impacto vertical 1.1” do Anexo XIV). Estas linhas de código extraem os resultados em dois ficheiros separados sob os nomes de “FATORCARGACURVA” e “FATORCARGASALTO” respetivamente.

A carga crítica de compressão na análise dos esforços em curva tem um valor de 122.461 N e o seu modo de encurvadura está presente na Figura 70. Este modo mostra que apenas dois tubos na zona frontal estão suscetíveis ao colapso.

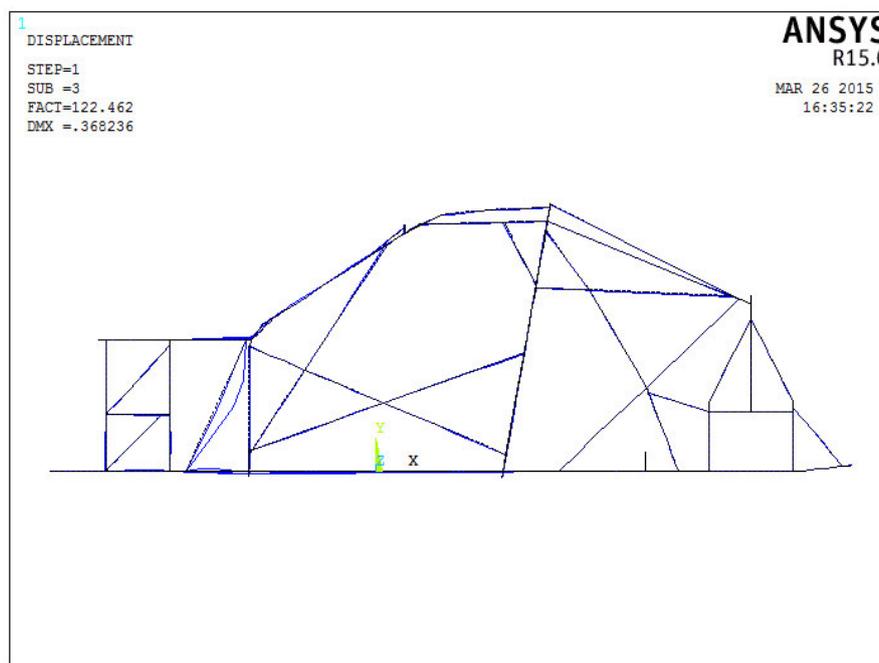


Figura 70: Imagem do ficheiro FATORCARGACURVA.

A carga crítica de compressão na análise dos esforços em salto tem um valor de 68.15 N e o seu modo de encurvadura está presente na Figura 71.

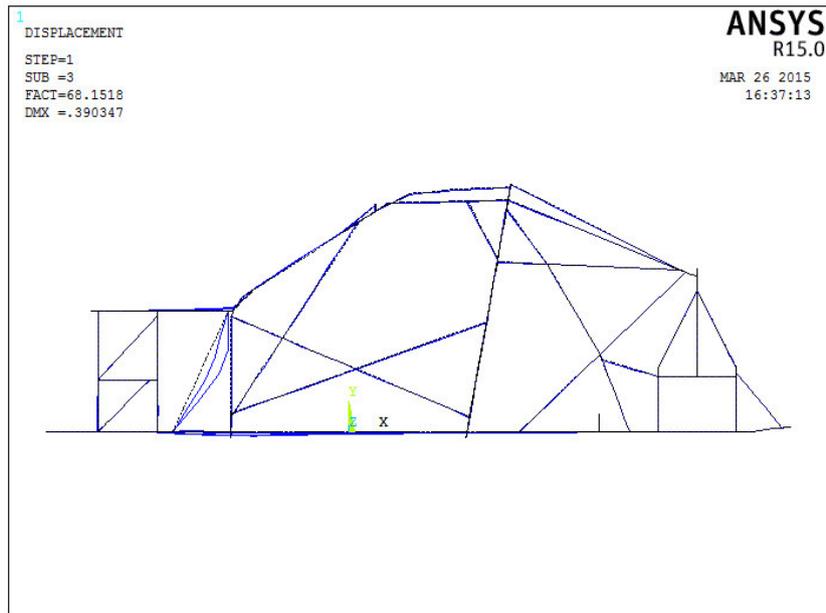


Figura 71: Imagem do ficheiro FATORCARGASALTO.

Este modo mostra que os mesmos dois tubos da zona frontal continuam suscetíveis ao colapso. Estes modos foram superados pela adição de três folhas de alumínio na zona frontal do habitáculo para aumentar o momento de inércia aos tubos em questão, como é possível ver na Figura 72. Nesta figura, apenas está colocada a folha de alumínio central, o veículo no seu estado final possui mais duas que ligam os perfis tubulares com risco de colapso por encurvadura aos dois pilares A do habitáculo.



Figura 72: Imagem do chassis do veículo novo quase finalizado.

É importante salientar que a análise dos esforços no veículo em salto representa um cenário crítico e bastante improvável de se verificar durante o funcionamento normal do veículo. Apesar da

elevada rigidez à flexão do chassis veículo novo, é possível registar nesta simulação um deslocamento vertical total do chassis de -5.9 mm.

Em seguida procede-se ao dimensionamento das juntas soldadas do chassis do novo veículo. De acordo com os resultados obtidos das duas simulações (“Análise em curva 1.1” e “Análise de impacto vertical 1.1” do Anexo XIV), os maiores esforços encontram-se nos tubos que suportam os apoios dos elementos das suspensões frontais e traseiras. Estes suportes contemplam juntas soldadas tubulares entre perfis de 40 mm de diâmetro externo e entre perfis de 40 mm de diâmetro externo e de 50 mm de diâmetro externo.

As tensões calculadas pelo sistema de dimensionamento para este género de juntas estão presentes na Tabela 72, onde os ângulos de ligação das juntas críticas fictícias variam entre 30 a 90 °. Nenhuma das ligações em questão necessitou de reforços, exceto nas ligações de 30 ° e de 50 ° entre os perfis de 50 e de 40 mm de diâmetros externos.

Tabela 72: Tensões calculadas para juntas críticas fictícias.

Inclinação da junta	$R = 20$ e $r = 20$	$R = 25$ e $r = 20$
°	MPa	MPa
30	51.99	65.78
40	49.81	60.61
50	45.64	52.04
60	39.12	39.73
70	29.78	24.27
80	17.00	8.75
90	45.85	61.93

6.7.4 2ª ETAPA DO DIMENSIONAMENTO

Esta etapa aborda a otimização estrutural do chassis novo real. A Tabela 73 apresenta 5 grupos de variáveis relativas às dimensões dos perfis tubulares usados neste chassis. As variáveis *PR* estão associadas aos raios externos dos perfis, enquanto que as variáveis *PRX* estão associadas às espessuras das paredes dos perfis tubulares. Nesta tabela também é possível verificar a quantidade de variáveis das dimensões das secções dos perfis que foram tidas em conta no processo de otimização.

Tabela 73: Quantidade de variáveis usadas nos perfis tubulares do chassis novo real.

50x2		40x2		40x1.5		35x2		35x1.5	
<i>PRA</i>	<i>PRXA</i>	<i>PRB</i>	<i>PRXB</i>	<i>PRC</i>	<i>PRXC</i>	<i>PRD</i>	<i>PRXD</i>	<i>PRE</i>	<i>PRXE</i>
16	16	160	160	18	18	13	13	6	6

A maior parte das coordenadas dos nós da *wireframe* do chassis novo real foram consideradas no grupo de variáveis *PRN*, para a se tentar obter a melhor geometria possível. Em cada par nodal com coordenadas simétricas segundo o plano longitudinal do veículo novo, apenas só um nó é considerado variável digna do processo de otimização e o outro nó é completamente seu dependente. Isto não se aplica a nós não simétricos, sendo estes tratados individualmente como variáveis. Para os nós coincidentes com o plano de simetria do veículo, as suas coordenadas apenas variam nos eixos das ordenadas e das abcissas. Estas condições nodais promovem a simetria do chassis e não condicionam a sua geometria em relação à direção e sentido particular dos esforços da análise estática à torção tida em consideração no processo de otimização. As variáveis encontram-se na linha de código do Ansys APDL *Mechanica™* “MODnum_inicial” (Anexo XXIII) nas quantidades indicadas pela Tabela 74. As variáveis designadas de *PTN* são variáveis fixas que estão associadas à inteira geometria estrutural do habitáculo, não incluindo o fundo do mesmo, e à geometria dos sistemas de suspensão frontal e traseiro (os apoios de todos os braços triangulares e os suportes de todos os amortecedores). A geometria do habitáculo não pode ser alterada por respeitar as normas de segurança definidas pela FIA e as medidas ergonómicas definidas pela DEpieres Desportos Motorizados™.

Tabela 74: Quantidade de variáveis usadas na *wireframe* do chassis novo real.

<i>PRNX</i>	<i>PRNY</i>	<i>PRNZ</i>	<i>PTNX</i>	<i>PTNY</i>	<i>PTNZ</i>
103	98	123	137	142	117

Para os valores das variáveis da otimização estrutural não atingirem valores irreais, foi essencial definir os limites superiores (*UB*) (Equação 37) e inferiores (*LB*) (Equação 38) de cada uma.

$$UB = \frac{\text{dimensão máxima} - \text{dimensão inicial}}{\text{dimensão inicial}} \quad \text{Equação 37}$$

$$LB = \frac{\text{dimensão mínima} - \text{dimensão inicial}}{\text{dimensão inicial}} \quad \text{Equação 38}$$

Para o grupo de variáveis *PR* da Tabela 74, as dimensões dos perfis, foi definido que os valores dimensionais limites eram definidos pelo perfil de maior raio e pelo perfil de menor raio presente no catálogo da Chassis Parts™ (96). Já o grupo de variáveis *PRX* é limitado pela máxima espessura e pela mínima espessura possível de se obter no catálogo da Chassis Parts™ (96). As coordenadas dos nós da *wireframe* do chassis Novo inseridas no grupo de variáveis *PRN*, Tabela 74,

podem variar em todos os eixos (ordenadas, abcissas e cotas) em sentidos positivos e negativos. Basicamente, cada nó deste grupo, os seus valores de coordenadas podem variar dentro de uma esfera fictícia, com um raio de 20 cm, cujo seu centro é definido pelas coordenadas iniciais do nó em análise.

A otimização do global envolve um total de 1146 variáveis, facto que levou a um procedimento de otimização diferente. Durante os testes preliminares executados para definir os corretos valores dos pesos das subfunções da função objetivo fE , foi depreendido que a velocidade de otimização era lenta. Portanto, foram realizadas três otimizações estruturais, onde são otimizadas três zonas distintas do chassis. Estas zonas eram definidas pela zona frontal, fundo do habitáculo e zona traseira do chassis. O resultado final da otimização global deriva da união dos resultados das três otimizações individuais, como é possível verificar na linha de código do Ansys APDL Mechanica™ “MODnum_final” (Anexo XXIII) e nas imagens do Anexo XXIV. Todas estas imagens revelam a tendência do programa *Finite Element Model Updating* triangular o máximo possível a inteira geometria do chassis e aproximar os ângulos das uniões dos perfis tubulares a 90 °. A zona frontal do chassis é marcada pelo arco transversal presente na zona do capô enquanto que na zona é possível verificar uma simplificação da zona responsável pelo suporte dos amortecedores traseiros.

Devido à perda de alguns dados dos estudos desenvolvidos no âmbito destes estudos, não é possível apresentar a matriz MAC resultante desta otimização. A comparação dos desempenhos estruturais dos chassis novo real e novo otimizado pode ser encontrado nas Tabelas 75 e 76.

Tabela 75: Comparação do desempenho entre o chassis novo real e o chassis novo otimizado no

Ansys™ Mechanica APDL.

Chassis	Massa kg	Rigidez	Rigidez	1º Modo	2º Modo
		Torção kNm/º	Flexão N/mm	Global Hz	Global Hz
novo real	157.779	18.114	53.041	76.676 Torção	97.594 Flexão
novo otimizado	143.406	15.278	60.132	79.595 Torção	92.895 Flexão
Comparação	9.11%	-15.66%	13,37%	3.81%	4.81%

Apesar do chassis novo otimizado apresentar uma perda de 15.66 % de rigidez torsional este é o chassis com maior eficiência estrutural (kgº/kNm) e apresenta uma perda aproximada de 14.4 kg face ao chassis novo real.

Caso esta estrutura tenha de ser fabricada, necessita de seguir o procedimento da terceira e última etapa do dimensionamento estrutural do chassis previamente definido (capítulo 5.4.3).

Este estudo serviu não só para otimizar o chassis em questão, mas também para demonstrar a robustez e potencialidade dos algoritmos do programa *Finite Element Model Updating*. Por esta razão, este estudo foi incorporado no artigo científico “*A Two-Stage Structural Modification-Updating Technique Using Multi-Objective Function Optimization*” (Anexo XXV).

Tabela 76: Comparação do desempenho das baías frontais e traseiras dos chassis novo real e novo otimizado no Ansys™ Mechanica APDL.

Chassis	Rigidez Torção B.F.	Rigidez Torção B.T.
	kNm/°	kNm/°
novo real	25.411	11.47
novo otimizado	22.596	10.327
Comparação	-11.08%	-9,9651%

6.7.5 FABRICO DE LIGAÇÕES SOLDADAS

O chassis foi construído através da adição de elementos tubulares ligados entre si por pingos e foi soldado de acordo com uma sequência de soldadura e com os parâmetros da Tabela 77.

Através da sequência de soldadura (Anexo XXVI) é possível distinguir três secções distintas, a traseira (zona de maior risco), a frente (segunda zona de maior risco) e o habitáculo (apresenta o menor risco possível). Ou seja, a traseira e a frente têm de ter livre retração dos elementos estruturais e o fecho de soldadura tem de ser feito no habitáculo. Consoante estes requisitos o soldador aconselhou a fixação dos fundos da frente, do habitáculo e da traseira e fazer algumas ligações aí para depois ser mais fácil trabalhar no chassis. O chassis pingado encontra-se sobre o gabarito antigo da empresa com alguns perfis de secção quadrangular que apertam os tubos contra o gabarito através de vários grampos ajustáveis (Figura 73).

A partir daqui, o seu fundo inteiro é soldado e depois o procedimento é seguido de acordo com a sequência de soldadura estimada. O gabarito que suportava o chassis teve de ser levantado em algumas ocasiões para o soldador ter acesso a algumas juntas e isso também o obrigou a usar uma máscara de tecido com óculos de proteção. Estas dificuldades poderiam ser ultrapassadas por uma construção modular do chassis.

Tabela 77: Parâmetros de soldadura usados no fabrico do chassis.

Parâmetros de soldadura	
Processo de soldadura	GTAW
Tempo de <i>upslope</i>	0.5 s
Eléctrodo	AWS EWLa-2
Consumível	ER80S-B2
Diâmetro do Consumível	2 mm
Gás de Protecção	EN 439 I1 (100% árgon)
Fluxo de Gás	10 l/min
Pré-fluxo do Gás de Protecção	1.9 s
Pós-fluxo do Gás de Protecção	4 s
Intensidade A	Ajustável pelo soldador



Figura 73: Imagem da fixação do chassis ao gabarito plano.

As uniões do chassis novo foram fabricadas num intervalo de tempo aproximado de 95 h e o chassis teve intervalos de repouso, de cerca de 12 h, para controlar a quantidade de energia imposta no chassis e não se obterem distorções indesejáveis. O processo de soldadura foi totalmente supervisionado e foram feitas três revisões do estado de cada cordão de soldadura. Os cordões de soldadura com poros ou excesso de material foram marcados para serem revistos e se possível emendados. A Figura 74 mostram a reparação de uma ligação encontrada com um poro. O material de adição foi retirado até à raiz da soldadura num formato em V e depois foi novamente adicionado. A estrutura espacial tubular final teve poucos empenos, as baias das suspensões frontal e traseira (são duas zonas críticas pois têm de garantir as geometrias das suspensões) e o fundo do habitáculo tiveram uma distorção máxima de 3 mm. Os valores de distorção foram determinados através da

comparação das medições efetuadas antes e depois do processo de soldadura estar completo em todo o chassis.



Figura 74: Imagem da reparação de um cordão de soldadura.

6.8 FALHA PREMATURA

Depois do veículo novo ter percorrido metade de uma época e mais de 350 km (aproximadamente $7.96 \cdot 10^5$ ciclos estimados, excluindo as distâncias percorridas nas sessões de teste), durante a 17ª edição das 24 horas Vila Fronteira, o seu chassis cedeu por fadiga em quatro ligações soldadas. Estas uniões encontravam-se na zona da traseira, eram as uniões mais próximas dos apoios dos braços inferiores e superiores das suspensões traseiras. Isto obrigou a uma revisão total do modelo virtual representativo do chassis real, dos cenários de simulação por elementos finitos e do dimensionamento das soldaduras.

6.8.1 ACTUALIZAÇÃO DO MODELO VIRTUAL

Através das medições realizadas na máquina de medir por coordenadas Mitutoyo™, o modelo virtual tridimensional do chassis pode ser melhorado, ao definir-se a geometria das suspensões. Como as análises de elementos finitos a executar são estáticas, é considerada a geometria das suspensões no estado do veículo estático (veículo em posição neutra onde a geometria das suspensões é apenas influenciada pelo peso próprio do veículo equipado para uma corrida). Nesta atualização foram consideradas as geometrias dos braços triangulares das suspensões, dos amortecedores e os respetivos apoios destes componentes, Figura 75.

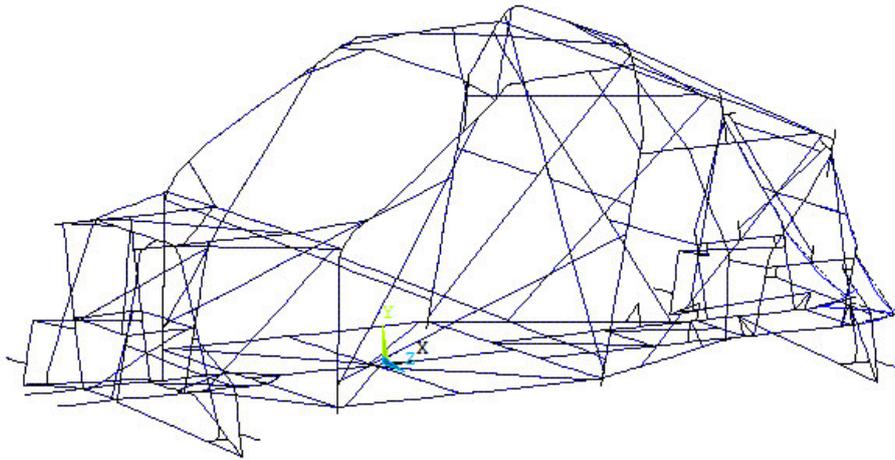


Figura 75: Imagem representativa do modelo virtual do chassis novo real atualizado.

Assim, este modelo virtual já permite o dimensionamento dos braços triangulares das suspensões, no entanto esse estudo não foi realizado no âmbito deste documento. Por esta razão e por se querer analisar o desempenho estrutural do chassis, é considerado um módulo de elasticidade bastante alto para os braços triangulares das suspensões, amortecedores e os respectivos apoios, fazendo com que estes elementos se comportem como elementos rígidos, podendo-se estudar a influência dos esforços corretamente transmitidos ao chassis. O modelo virtual atualizado admite futuras evoluções é uma representação simplificada do veículo novo (capítulo 7), podendo ser facilmente adaptado para executar simulações não lineares (os elementos representativos dos conjuntos mola e amortecedor podem ter os coeficientes de amortecimento e constantes de mola reais associados às suas propriedades) e/ou exportado para outros programas existentes no mercado e estudar as suspensões dinamicamente.

6.8.2 REAVALIAÇÃO DOS CENÁRIOS DE SIMULAÇÃO

São definidos novos cenários de simulação e retificados os existentes num novo método de cálculo de esforços atuantes no chassis, o CECc (Anexo XXVII). Este método de calculo contempla dois tipos de interpretação do problema com três tipos de modelos de esforços em cada, resultando num total de seis tipos de simulações numéricas relacionadas com terceira etapa de dimensionamento do chassis. Um dos tipos de interpretação do problema centra-se na atuação dos esforços na zona exterior do chassis (denominado de “Esforços exteriores do chassis” no Anexo XXVII), enquanto que o outro tipo de interpretação nos esforços internos a atuar no chassis (denominado de “Esforços interiores do chassis no Anexo XXVII). O primeiro tipo de interpretação do problema recorre à inércia do veículo inteiro para realizar os seus cálculos, onde os esforços atuam num ponto do eixo do cubo da manga de

eixo de cada roda do veículo e o modelo virtual é restringido nos apoios dos componentes com massa mais relevante nas (apoios do conjunto com o motor e a caixa de velocidades e do conjunto com o depósito de combustível e pilotos). O segundo tipo de interpretação do problema estuda a influência da inércia dos componentes do veículo e dos esforços provenientes da unidade motriz desse mesmo veículo, onde os graus de liberdade do modelo virtual são restringidos nos eixos das mangas de eixo. Nos três cenários em questão, dois deles representam cenários de solicitações combinadas. Ou seja, é tido em conta os esforços do veículo em curva e aceleração combinados [denominado de “Combinação dos esforços provenientes das acelerações longitudinal (arranque) e centrífuga (curva do veículo)” no Anexo XXVII], os esforços do veículo em curva e travagem combinados [denominado de “Combinação dos esforços provenientes da desaceleração longitudinal (travagem) e aceleração centrífuga (curva do veículo)” no Anexo XXVII] e, por fim, a situação de salto (denominada de “Esforços provenientes da queda vertical do veículo” no Anexo XXVII).

A Tabela 78 apresenta as variáveis e os valores tidos em consideração em todos os cálculos dos esforços atuantes no chassis. Se G tiver um valor positivo, os cálculos realizados pelo CECc (Anexo XXVII) consideram que o veículo está curvar para a direita, caso este valor seja negativo, o veículo encontra-se a curva para a esquerda. Por sua vez, um valor positivo para Alo significa que o veículo está a acelerar e um valor negativo significa que o veículo está a travar. A intensidade da aceleração longitudinal do veículo é o produto entre Alo e a aceleração gravítica.

O primeiro modo de interpretação do problema (atuação dos esforços na zona exterior do chassis) com a aceleração do veículo durante uma curva, resulta nos esforços calculados presentes nas Tabelas 79 e 80 na linha de código da simulação numérica do novo modelo virtual no Anexo XXVIII intitulada de “Análise em curva e aceleração”. Informação relativas às variáveis presentes nas Tabelas 79, 80, 81, 82, 83 e 84 está presente no Anexo XXVII.

O segundo modo de interpretação do problema (atuação dos esforços na zona exterior do chassis) com a travagem do veículo durante uma curva, resulta nos esforços calculados presentes nas Tabelas 81 e Tabela 82 na linha de código do novo modelo virtual do Anexo XXVIII intitulada de “Análise em curva e travagem”. Esta análise também corresponde a uma situação crítica e muito improvável de se verificar. Durante a travagem do veículo os valores da reação à força de travagem exercida pela pegada de cada pneu das rodas são positivos. Na solicitação combinada em curva e travagem são assumidos os valores adimensionais de -1.2 para Alo .

Tabela 78: *Inputs* do método CECc.

Variáveis	Valores
G	1.2
Alo	1.2 e -1.2
μd	0.68
<i>Número de Pilotos</i>	2
<i>Massa média de um piloto</i> kg	76
$Mtotal$ kg	1340
tf m	1.637
lpf m	0.36
tt m	1.536
lpt m	0.36
l m	2.863
a m	1.802
b m	1.060
h m	0.557
ef m	0.81
et m	0.76
df m	0.827
dt m	0.776

Legenda:

- Alo é um valor adimensional responsável pelo incremento ou detrimento do valor da aceleração gravítica;
- μd é o coeficiente de atrito dinâmico considerado nos cálculos do método CECc (Anexo XXVII).

O cenário de salto do veículo mantém o mesmo valor de Gv usado no capítulo 5.4.3.1 (4*-9,81 m/s²), e a reação vertical exercida na pegada de cada pneu é calculada pelo grupo de equações presentes no Anexo XXVII na secção intitulada “Esforços provenientes da queda vertical do veículo”. A Tabela 83 apresenta o resultado destes cálculos, usados posteriormente na linha de código do novo modelo virtual do Anexo XXVIII intitulada de “Análise de impacto vertical”.

Tabela 79: Esforços atuantes nas duas mangas de eixo do lado esquerdo do veículo (Anexo XXVII).

Rodas do lado esquerdo do veículo				
Eixo frontal		Eixo traseiro		Unidades
<i>Ftfey</i>	2.90E+03	<i>Fttey</i>	9.33E+03	N
<i>Ftfex</i>	1.97E+03	<i>Fttex</i>	-1.39E+04	N
<i>Ftfez</i>	2.92E+03	<i>Fttez</i>	4.97E+03	N
<i>Mfez</i>	0	<i>Mtez</i>	0	Nm
<i>Mfex</i>	1.15E+03	<i>Mtex</i>	1.96E+03	Nm

Tabela 80: Esforços atuantes nas duas mangas de eixo do lado direito do veículo (Anexo XXVII).

Rodas do lado direito do veículo				
Eixo frontal		Eixo traseiro		Unidades
<i>Ftfdy</i>	0	<i>Fttidy</i>	2.01E+03	N
<i>Ftfdx</i>	0	<i>Fttidx</i>	-8.95E+03	N
<i>Ftfdz</i>	0	<i>Fttidz</i>	4.97E+03	N
<i>Mfdz</i>	0	<i>Mtdz</i>	0	Nm
<i>Mfdx</i>	0	<i>Mtdx</i>	1.96E+03	Nm

Tabela 81: Esforços atuantes nas duas mangas de eixo do lado esquerdo do veículo (Anexo XXVII).

Rodas do lado esquerdo do veículo				
Eixo frontal		Eixo traseiro		Unidades
<i>Ftfey</i>	6.00E+03	<i>Fttey</i>	6.23E+03	N
<i>Ftfex</i>	4.08E+03	<i>Fttex</i>	4.24E+03	N
<i>Ftfez</i>	2.92E+03	<i>Fttez</i>	4.97E+03	N
<i>Mfez</i>	1.61E+03	<i>Mtez</i>	1.67E+03	Nm
<i>Mfex</i>	1.15E+03	<i>Mtex</i>	1.96E+03	Nm

No modo de interpretação dos esforços a atuar no chassis derivado à inércia dos componentes do veículo, as restrições do modelo virtual são realizadas no ponto do eixo do cubo da manga de eixo em cada roda do veículo. Este tipo de análise é uma atualização à análise efetuada no capítulo 5.4.3.1, onde os esforços transmitidos pelos elementos das suspensões ao chassis, são calculados internamente pelo *software* de elementos finitos. Neste estudo são considerados os esforços provocados pelo binário do motor nos apoios do conjunto motor e caixa de velocidades, provocados pelo binário de saída no diferencial nos apoios do conjunto motor e caixa de velocidades e os

longitudinais, provenientes dos componentes do veículo, causados pela aceleração ou travagem do mesmo.

Tabela 82: Esforços atuantes nas duas mangas de eixo do lado direito do veículo (Anexo XXVII).

Rodas do lado direito do veículo				
Eixo frontal		Eixo traseiro		Unidades
<i>Ftfdy</i>	1.94E+03	<i>Fttidy</i>	0	N
<i>Ftfdx</i>	1.32E+03	<i>Fttidx</i>	0	N
<i>Ftfdz</i>	2.92E+03	<i>Fttidz</i>	0	N
<i>Mfdz</i>	5.20E+02	<i>Mtdz</i>	0	Nm
<i>Mfdx</i>	1.15E+03	<i>Mtdx</i>	0	Nm

Tabela 83: Esforços atuantes nas duas mangas de eixo do lado esquerdo do veículo (Anexo XXVII).

Rodas do lado esquerdo do veículo				
Eixo traseiro		Eixo traseiro		Unidades
<i>Ftfey</i>	9.84E+03	<i>Fttey</i>	1.67E+04	N
<i>ftfex</i>	0	<i>fttex</i>	0	N
<i>ftfez</i>	0	<i>fttez</i>	0	N
<i>Mfez</i>	0	<i>Mtez</i>	0	Nm
<i>Mfex</i>	0	<i>Mtex</i>	0	Nm

Tabela 84: Esforços atuantes nas duas mangas de eixo do lado direito do veículo (Anexo XXVII).

Rodas do lado direito do veículo				
Eixo frontal		Eixo traseiro		Unidades
<i>Ftfdy</i>	9.64E+03	<i>Fttidy</i>	1.64E+04	N
<i>Ftfdx</i>	0	<i>Fttidx</i>	0	N
<i>Ftfdz</i>	0	<i>Fttidz</i>	0	N
<i>Mfdz</i>	0	<i>Mtdz</i>	0	Nm
<i>Mfdx</i>	0	<i>Mtdx</i>	0	Nm

O binário do motor é transmitido aos apoios do conjunto motor e caixa de velocidades sob esforços com direções idênticas mas de sentido diferente de acordo com o eixo da cambota do motor. No entanto, para este caso é assumido um cenário mais crítico, onde os esforços separados pelo plano de simetria do veículo têm o mesmo sentido. Por isso, foi definida a Equação 39 que junta a influência do binário com o peso do conjunto motor e caixa de velocidades. $Evmcv$ é o esforço vertical do conjunto motor e caixa de velocidades por cada apoio (total de 6 apoios), $dmcapmcv$ é a distância mínima

entre o eixo da cambota e um apoio do conjunto motor e caixa de velocidades (distância medida no plano YZ , como é possível ver na Figura 76), 200 kg é a massa do conjunto motor e caixa de velocidades.

$$Evmcv = -\frac{\left(\frac{Bm}{dmcapmcv} + 200 * 9.81\right)}{6}$$

Equação 39

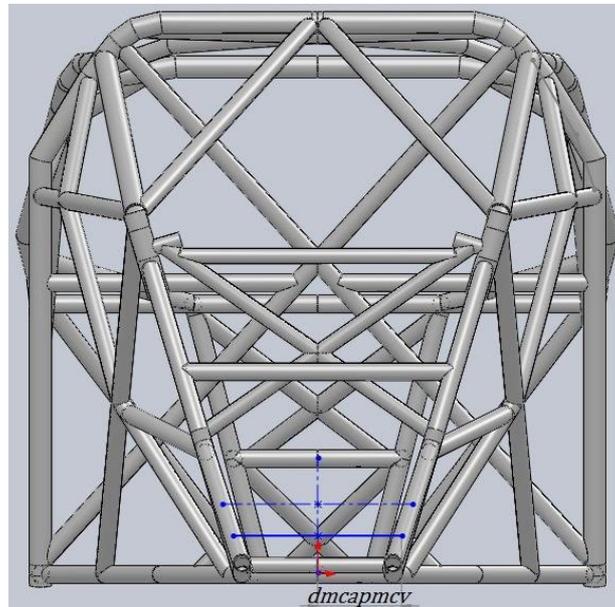


Figura 76: Representação da influência do binário do motor nos apoios do conjunto motor e caixa de velocidades.

Os esforços provocados pelo binário de saída no diferencial nos apoios do conjunto motor e caixa de velocidades são definidos pelas Equações 40, 41 e 42. Estas equações também têm em conta a influência de $Evmcv$, demonstrando os esforços resultantes para 3 grupos de apoios do conjunto motor e caixa de velocidades. O binário de saída transmitido dos eixos do diferencial aos dois semieixos, durante a aceleração, faz com que o conjunto motor e caixa de velocidades tenha deslocamento rotacional no sentido contrário aos ponteiros do relógio de acordo com o plano XY , como é possível verificar na Figura 77. $Evmcvpam$ é relativo ao esforço vertical em cada um dos dois apoios do motor, daí a distância ao eixo do veio de saída do diferencial ser de 0.493 m no plano XY (visível na Figura 77), $Evmcvpccv$ é relativo ao esforço vertical em cada um dos dois apoios centrais do conjunto motor e caixa de velocidades (distância ao eixo do veio de saída do diferencial de 0.243 m) e $Evmcvpacv$ é relativo ao esforço vertical em cada um dos dois apoios traseiros da caixa de velocidades (distância ao eixo do veio de saída do diferencial de 0.418 m).

$$Evmcvpam = \left((2 * Evmcv) - \left(\frac{Bm * rpv * rf}{3 * 0.493} \right) \right) / 2$$

Equação 40

$$Evmcvpccv = \left((2 * Evmcv) + \left(\frac{Bm * rpv * rf}{3 * 0.243} \right) \right) / 2$$

Equação 41

6.8.3 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Cada simulação numérica abordada neste capítulo contempla uma análise estática e uma análise de encurvadura.

A simulação numérica relativa ao primeiro modo de interpretação do problema (atuação dos esforços na zona exterior do chassis) com a aceleração do veículo durante uma curva é representada pela linha de código do Anexo XXVIII intitulada de “Análise em curva e aceleração”, com a travagem do veículo durante uma curva curva é representada pela linha de código do Anexo XXVIII intitulada de “Análise em curva e travagem” e com o salto do veículo é representada pela linha de código do Anexo XXVIII intitulada de “Análise de impacto vertical”.

A simulação numérica relativa ao segundo modo de interpretação do problema (atuação dos esforços na zona interior do chassis) com a aceleração do veículo durante uma curva é representada pela linha de código do Anexo XXIX intitulada de “Análise em curva e aceleração 1.2”, com a travagem do veículo durante uma curva curva é representada pela linha de código do Anexo XXIX intitulada de “Análise em curva e travagem 1.2” e com o salto do veículo é representada pela linha de código do Anexo XXIX intitulada de “Análise de impacto vertical 1.2”.

6.8.4 DIMENSIONAMENTO DAS LIGAÇÕES SOLDADAS

O método de dimensionamento das ligações soldadas também foi revisto, resultando numa retificação extensa de forma a obter maior versatilidade e resultados mais precisos. Neste novo método de dimensionamento são recolhidos os momentos fletores M_z e M_y , o momentos torsores T_x , os esforços de corte nos planos XY (SV_{xy}) e XZ (SV_{xz}) e a carga axial (F_x) de cada elemento que esteja conectado a 1 a 2 nós representativos de uma ligação soldada [a orientação individual de cada elemento do modelo numérico usado pode ser encontrada em (108)]. Os esforços calculados pelo *software* Ansys™ *Mechanica* APDL são expressos num referencial local de cada elemento, onde o eixo dos XX corresponde ao eixo do elemento virtual tubular. Esta condição permite que todos os esforços nos elementos estruturais tubulares possam ser comparados entre si. A orientação dos momentos e dos esforços de corte e axial são independentes para cada elemento do modelo virtual. É corrigido a forma de extração de resultados de cada simulação por elementos finitos, previamente definida no primeiro método de dimensionamento de juntas soldadas. Este método de dimensionamento é feito particularmente para cada junta crítica do chassis e não para uma junta global e crítica, porque assim

é possível poupar custos e reduzir no valor de massa por causa da dimensão de cada cordão. Cada linha de código presente nos Anexos XXVIII e XXIX possui uma secção denominada de “IMAGENS DA SOLUÇÃO” que contem vários gráficos com as tensões equivalentes de Von Mises nos perfis tubulares. Esta secção foca as uniões de perfis mais críticas, onde o valor das tensões equivalentes de Von – mises não se enquadra no intervalo [-51;51] MPa, estando estas uniões demarcadas pela cor cinza. Para a mesma união analisada em circunstâncias diferentes (todas as simulações referidas neste capítulo), os seus valores de esforços são registados. Depois, os maiores valores de esforços presentes na listagem criada são selecionados. Este processo de dimensionamento calcula a dimensão dos reforços a usar numa junta fictícia, crítica e representativa da união de perfis tubulares em análise. É possível recriar uniões em Y com um intervalo angular de 10 a 170 °, através da representação matemática da junta a dimensionar. Informações pormenorizadas do novo método de dimensionamento das ligações soldadas encontra-se presente no Anexo XXX.

A geometria do reforço a usar numa determinada união de perfis em estudo é determinada segundo o método usado no prévio dimensionamento de ligações soldadas. O mesmo acontece para o estudo à encurvadura do chassis, mas neste caso o mesmo procedimento é adaptado para as seis novas simulações por elementos finitos.

6.9 DINÂMICA AUTOMÓVEL

Neste capítulo, são apresentados os modelos geométricos que ajudam a prever o comportamento do veículo novo sob solicitações dinâmicas e a projetar sistemas dependentes dos movimentos dos componentes das suspensões (como os sistemas de direção e de alinhamento das rodas traseiras e as transmissões) e as características dinâmicas deste veículo.

Estes modelos são simples e definem completamente as geometrias das suspensões do veículo novo. Existem dois grupos de modelos, sendo que um grupo é composto por dois modelos virtuais onde cada um deles representa $\frac{1}{4}$ do modelo do veículo e o outro grupo representa um modelo completo do veículo, mas simplificado.

Os dois modelos virtuais do primeiro grupo são compostos por vários componentes das suspensões do veículo novo. A Figura 78 a) representa o modelo virtual de uma das suspensões do eixo frontal do veículo novo e a imagem e a Figura 78 b) representa o modelo virtual de uma das suspensões do eixo traseiro do mesmo veículo.

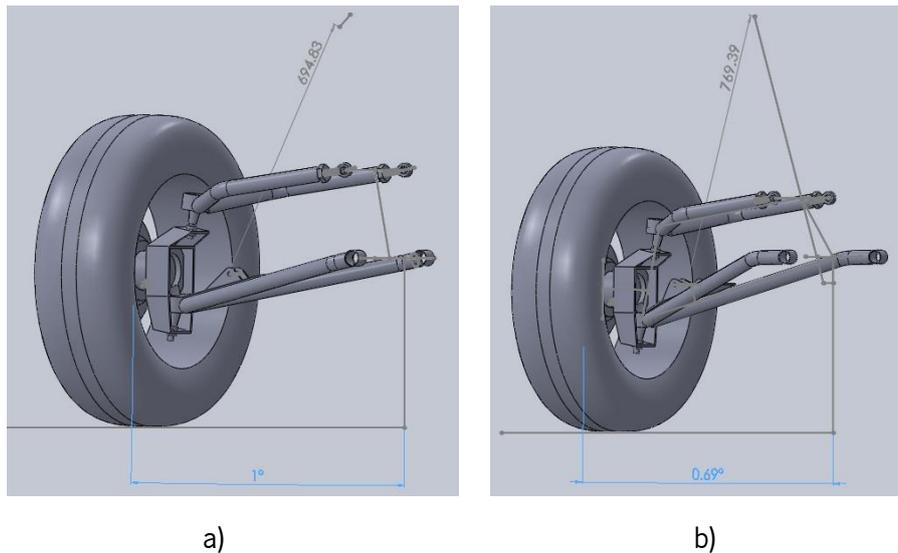


Figura 78: a) imagem do modelo da suspensão frontal ajustável; b) imagem do modelo da suspensão traseira ajustável” .

Estes dois modelos permitem vários ajustes diretos através da definição do comprimento de rosca livre entre as duas ponteiras responsáveis pelo suporte dos braços triangulares superiores e as extremidades desses braços triangulares. Os dois modelos podem ser evoluídos através do acoplamento de mais componentes, como os amortecedores, o sistema de direção, o sistema de alinhamento das rodas traseiras e as transmissões, para se definir as formas de montagem e desmontagem de peças e o acesso às mesmas e assegurar o correto funcionamento de todos os componentes envolvidos nas suspensões de um veículo. Estes dois modelos virtuais podem ser expandidos a um único modelo virtual de um veículo inteiro onde se encontram todos os componentes do veículo e se analisa a interação dos mesmos. Se a reprodução dos componentes do veículo for fidedigna, o *software* Solidworks™ permite que o veículo reproduza algumas situações dinâmicas simples (como a passagem sobre uma lomba por exemplo), em que calcula todos os esforços atuantes em qualquer componente do veículo e execute simulações estáticas individuais num determinado ponto temporal a um ou mais componentes escolhido(s) pelo utilizador. Este *software* não considera a interação entre o pneu e a estrada. Por sua vez, o modelo virtual completo do veículo e simplificado (Figuras 79 e 80) foi usado no capítulo 6.8 e consegue recriar vários cenários através da alteração das geometrias das suspensões que provocam a variação das posições dos centros de rolamento e de gravidade em relação a um ponto de referência externo ao veículo (como o solo por exemplo).

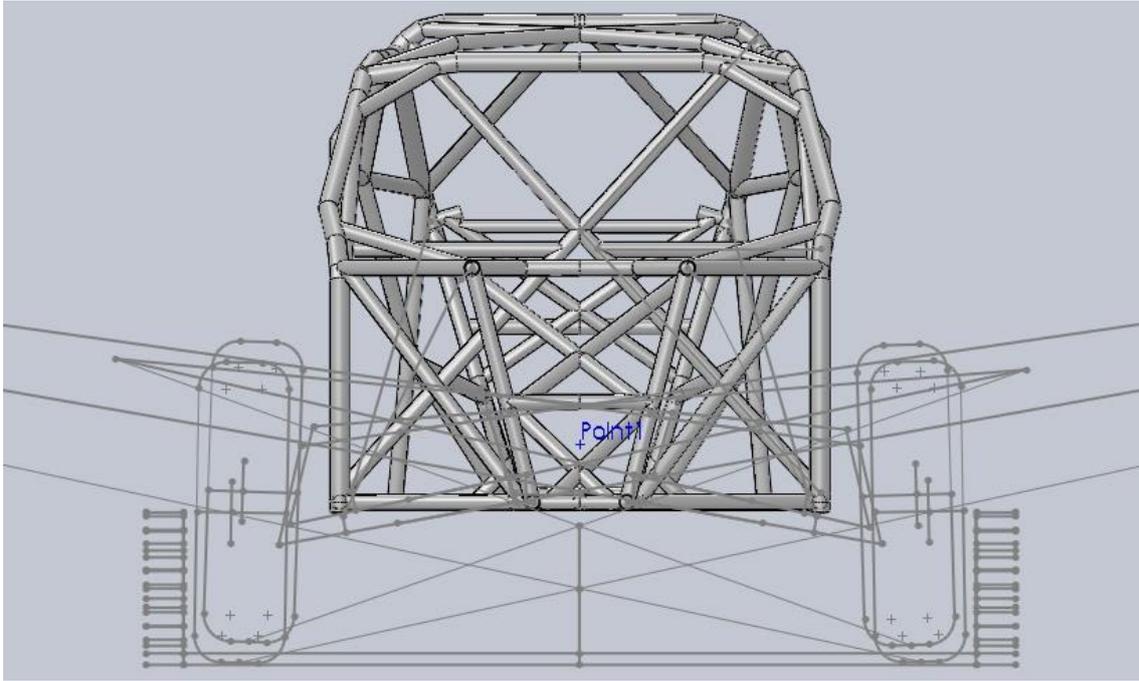


Figura 79: Representação gráfica do modelo virtual completo do veículo e simplificado visto de frente.

Isto permite a aplicação de fórmulas empíricas com um menor erro (72). Devido à sua simplicidade, este modelo virtual é facilmente adaptado a simulações dinâmicas através da definição de sistemas mola e amortecedor simplificados e representativos dos sistemas reais existentes no veículo. As simulações dinâmicas são executadas em *software* existente no mercado e criado para o efeito (como por exemplo o *software* MSC-Adams™ por exemplo).

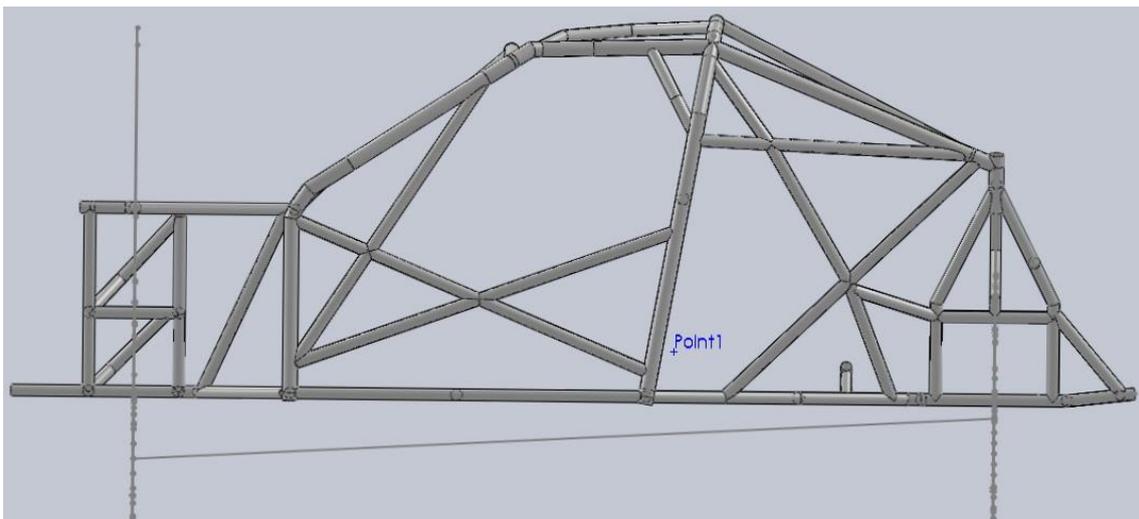


Figura 80: Representação gráfica do modelo virtual completo do veículo e simplificado visto de lado.

Os cálculos efetuados no CEC demonstram que o veículo novo ao efetuar uma curva de raio constante sem aceleração longitudinal perde mais facilmente a tração na roda traseira que executa o trajeto de maior raio das rodas do eixo traseiro do que qualquer outra roda. Isto prevê que o veículo

tem um comportamento sobrevirador, ou seja, as rodas traseiras tendem a perder o seu poder de tração em primeiro lugar do que as rodas frontais do veículo novo durante uma curva. Este tipo de comportamento deve-se à considerável diferença entre a largura das vias do veículo (a via traseira é mais curta aproximadamente 10 cm do que a via frontal) e à distribuição de massa do veículo. Este tipo de comportamento é desejável numa viatura de duas rodas motrizes designada para competir no Todo-o-Terreno. Durante uma prova de *Rally Raid*, o piloto é orientado pelo co-piloto que lê um guia preenchido com indicações vagas sobre as características do troço. Isto significa que o piloto não consegue definir com boa precisão as zonas de travagem e os raios das curvas, logo obriga a que este execute várias correções durante estas manobras. As correções efetuadas durante o trajeto de uma curva permitem que o piloto descreva a curva em vários raios sempre com o intuito de poder controlar a posição do eixo frontal do veículo para que este atinja o *apex* da dita curva (ponto no interior de uma curva coincidente com o raio teórico que descreve o trajeto mais rápido do veículo nessa curva) e, também, que o veículo consiga sair da curva com a máxima velocidade possível. Um veículo de quatro rodas motrizes possibilita facilmente esta capacidade, mas um veículo de rodas motrizes traseiras necessita de um motor muito potente ou um comportamento sobrevirador para executar estas correções. Este tipo de comportamento permite que o piloto ajuste a posição do veículo no troço com o mínimo de esforço. No entanto, se o mesmo veículo for demasiado sobrevirador, o piloto terá dificuldades em manter o veículo no troço. Também devido à menor largura de via se encontrar no eixo traseiro, a transferência de carga neste eixo é sempre maior do que a que ocorre no eixo frontal, o que garante uma melhor entrega de potência destas rodas ao solo. Ou seja, ao ser transmitido um binário elevado para as rodas traseiras do veículo, é necessário maximizar os valores da carga vertical desses dois pneus para que o valor do coeficiente de atrito dinâmico se encontre no intervalo de valores aceitáveis (Tabela 19).

No âmbito deste capítulo, também, foi estimada a rigidez de cada pneu para diferentes pressões de insuflação em regime estático e dinâmico, que contou com a prestável colaboração da empresa Nortenha™. Devido à grande extensão deste documento, este estudo e ensaios práticos não serão incorporados.

7 CONCLUSÕES

Este estudo, acadêmica e pessoalmente, foi bastante enriquecedor. Pois, impôs-se ultrapassar barreiras, experimentar a adversidade do mundo real e lidar com tomadas de decisão reais.

Seguidamente passa-se a apresentar algumas das conclusões desta investigação. Assim:

- O aço indicado para chassis de competição de estrutura tubular espacial tem de possuir uma resistência mecânica superior à resistência imposta pela FIA™ e às tensões provocadas pelas solicitações envolvidas sem comprometer a sua soldabilidade. Este aço não necessita de ser tão resistente como o aço atualmente usado pela DEpieres Desportos Motorizados™, pois apesar de se querer usar perfis tubulares de parede fina para se obter um valor reduzido da massa do chassis, as suas geometrias estão limitadas pelo risco de falha por encurvadura. É presumível que o aço adquirido à Chassis Parts™, o aço DIN 25CrMo4/AISI 4130 Q. T. tenha sido revenido e apresente uma microestrutura martensítica com 40 a 60 % de bainite, segundo os diagramas TAC e TT presentes no Anexo IV.
- O processo de soldadura GMAW anula o efeito do tratamento térmico nos tubos nas zonas de vizinhança dos cordões de soldadura. As zonas afetadas por este efeito estendem-se para lá das típicas zonas termicamente afetadas. Junto às soldas, o aço DIN 25CrMo4/AISI 4130 Q. T. apresenta as características semelhantes a um aço AISI 4130 normalizado e este efeito já foi registado noutros casos semelhantes (52). Este aço normalizado é facilmente comercializado, cumpre todos os requisitos necessários para ser usado neste tipo de aplicação e apresenta melhor soldabilidade.
- O processo de soldadura GTAW é o processo mais usado pelos fabricantes dos melhores produtos existentes no mercado. Este é bastante benéfico, pois induz menos calor nas peças a ligar e permite obter taxas de arrefecimento de valores inferiores às que o material foi sujeito. A deposição do material de adição é realizada num modo mais controlado. As geometrias invulgares das ligações soldadas de perfis tubulares obrigam a que o soldador execute movimentos ortodoxos de trajeto não linear, fazendo com que a taxa de deposição do material seja variável de acordo com o parecer do soldador e não de um pré ajuste feito num transformador GMAW. Assim, a penetração da soldadura e a dimensão da garganta do cordão são mais facilmente controladas.
- Para além da definição dos parâmetros de soldadura, a correta preparação das juntas prolonga a vida da ligação. Apesar de não terem sido realizados ensaios experimentais à influência do

filme de proteção à oxidação dos perfis tubulares na vida da ligação, folgas de 0.5 mm reduzem para metade a vida do cordão. Isto é facilmente obtido através do apoio de um gabinete de projeto e de um gabarito e/ou mesa de soldadura que assegurem os corretos encaixes nas zonas de ligação.

- O programa de otimização *Finite Element Model Updating* mostrou boa capacidade para lidar com uma estrutura complexa e com um grande número de variáveis. Provavelmente os resultados teriam sido ainda mais favoráveis, caso o número de pontos para a seleção aleatória fosse aumentado em 10 vezes e os pesos das subfunções da função objetivo fE sofressem mais afinações. No entanto, este programa gerou automaticamente uma geometria mais treliçada, fazendo com que existisse menor quantidade de momentos fletores e torsores provenientes de outros tipos geometrias.

Durante o percurso desta investigação foram sofridas várias limitações, entre as quais:

- A barreira existente entre o conhecimento empírico e experimental adquirido pela DEpieres Desportos Motorizados™ ao longo dos anos e o conhecimento académico.
- A quantidade de *stock* disponível balizou a escolha de perfis a usar na primeira fase de dimensionamento do chassis e afetou o número de provetes para executar os ensaios destrutivos necessários, em especial o ensaio de fadiga.
- O mesmo problema foi verificado na impossibilidade de escolha de outros tipos de materiais base existentes no mercado e recomendados para o chassis tubular estudado.
- Os recursos de suporte informático disponibilizados pela Universidade do Minho tinham uma taxa de ocupação elevada, que impediu a progressão deste estudo.
- Os equipamentos presentes no Laboratório de Engenharia Mecânica limitaram o tipo de ensaios realizados, obrigando a realizar adaptações não normalizadas em alguns deles para ser possível obter algum tipo de dados.
- Existiram demoras em solicitações relativas à implementação deste estudo nos universos fabril e académico.
- O tempo e espaço disponível para os ensaios, estáticos e dinâmico, realizados a um conjunto de pneus, e que possivelmente equiparão o veículo cujo chassis foi alvo de intenso estudo neste documento, não permitem a sua exposição.

Os resultados deste estudo abrem perspectivas para novas investigações. Entre elas, e a mero título de exemplo:

- Estudar novos materiais existentes no mercado atual e respectivas ligações soldadas.
- Desenvolver um gabarito versátil ou criar procedimentos de fabrico a aplicar numa mesa de soldadura para criar chassis com bom toleranciamento geométrico e com garantia de reprodução do mesmo desempenho estrutural. Deve-se melhorar os processos e métodos de fabrico atuais.
- Análise e desenvolvimento de reforços estruturais para atenuar concentrações de tensões e diminuir o risco de colapso por encurvadura do chassis.
- Análise do método de dimensionamento usado neste documento e comparação dos valores obtidos com os valores de ensaios experimentais. Possível adaptação dos ensaios experimentais num modelo numérico para análise por elementos finitos, possibilitando estimar a eficiência de cada ligação, assim como o seu limite de vida com maior precisão.
- Análise de amortecedores e desenvolvimento de um modelo numérico do mesmo que permita estimar os diferentes coeficientes de amortecimento e as diferentes curvas de amortecimento. Estes amortecedores têm seis zonas de afinação, onde três zonas exteriores são válvulas que regulam fluxos e outras três são internas. Cada zona interna de afinação é constituída por um conjunto de molas de prato que fletem de acordo coma velocidade do fluido interno do amortecedor. Este comportamento de um conjunto de molas de prato pode ser modificado ao alterar a disposição das molas ou as dimensões destas.

