



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO – UEMA

KESCIJONES BRITO MESQUITA

**ANÁLISE COMPUTACIONAL E EXPERIMENTAL DA RIGIDEZ
TORCIONAL DE UMA ESTRUTURA TUBULAR METÁLICA**

SÃO LUÍS / MA

2017



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO – UEMA
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

KESCIJONES BRITO MESQUITA

**ANÁLISE COMPUTACIONAL E EXPERIMENTAL DA RIGIDEZ
TORCIONAL DE UMA ESTRUTURA TUBULAR METÁLICA**

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Flexa
Ribeiro Filho.**

SÃO LUÍS / MA

2017

Mesquita, Kescijones Brito.

Análise computacional e experimental da rigidez torcional de uma estrutura tubular metálica / Kescijones Brito Mesquita. – São Luís, 2017. 74f.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2017.

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Flexa Ribeiro Filho.

1. Rigidez torcional. 2. Método experimental. 3. Simulações computacionais. 4. Estrutura tubular. I. Título.

CDU 621.643.2-034:519.24

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO – UEMA
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA - DEMECP

**ANÁLISE COMPUTACIONAL E EXPERIMENTAL DA RIGIDEZ
TORCIONAL DE UMA ESTRUTURA TUBULAR METÁLICA**

Autor: Kescijones Brito Mesquita

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Flexa Ribeiro Filho.

Prof. Me. Paulo Roberto Flexa Ribeiro Filho.
Universidade Estadual do Maranhão

Prof. Dr. Adilto Pereira Andrade Cunha
Universidade Estadual do Maranhão

Prof. Dr. Lourival Matos de Sousa Filho
Universidade Estadual do Maranhão

São Luís / MA, 06 de dezembro de 2017.

DEDICATÓRIA

Dedico primeiramente a Deus por ter me concebido o dom da vida, aos meus pais Francisco de Assis e Katiane Brito por sempre me apoiarem na jornada acadêmica e fornecerem os recursos necessários para minha formação. Dedico a toda família e amigos, por sempre estarem ao meu lado dando apoio nos momentos difíceis e comemorando as boas conquistas.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais e irmãos, por sempre me apoiarem, por dedicarem tempo e não medirem esforços para me ajudar nos diversos momentos de minha vida. Agradeço por todo investimento e confiança depositada no meu potencial acadêmico, por todos os momentos presentes em minha vida e por serem as melhores pessoas que alguém poderia ter.

Agradeço a minha família por sempre compartilhar comigo os bons momentos, dando sempre atenção e muito carinho, por sempre acreditarem no meu potencial e por fazerem parte da minha história.

Agradeço a minha namorada Nathiara Ferreira por sempre me ajudar nos momentos difíceis, por todo carinho e me motivar nos momentos de fraqueza. Agradeço por fazer dos meus objetivos, os seus.

Agradeço aos meus amigos verdadeiros que sempre estiveram ao meu lado proporcionando momentos felizes e compartilhando de boas histórias a serem lembradas no futuro.

Agradeço ao meu orientador Me. Paulo Roberto Flexa Ribeiro Filho por me auxiliar nessa longa jornada de estudos, por depositar esforços e dedicação neste trabalho de conclusão de curso, sempre agregando positivamente para o meu sucesso.

Agradeço em especial aos meus amigos Antônio Marcos e Rosinaldo Magalhães por me ajudarem fortemente na execução deste projeto e por auxiliarem na fabricação dos componentes do experimento.

Agradeço o apoio da equipe Bumba meu Baja por fornecer toda sua estrutura para fabricação e execução do experimento. Por todos os anos de conhecimentos e estudos científicos a mim fornecidos.

Agradeço a Universidade Estadual do Maranhão, em especial, ao curso de engenharia mecânica por fornecer todos os recursos possíveis para o meu desenvolvimento acadêmico.

Agradeço aos professores por aceitarem fazer parte da minha banca de defesa e agregarem ainda mais para o sucesso deste trabalho.

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis. ”

José de Alencar

RESUMO

A rigidez torcional pode ser considerada a propriedade mais importante de um chassi, diante disso, equipes de competições automotivas da Universidade Estadual do Maranhão necessitam avaliar constantemente essa grandeza, porém a falta de recursos na maioria das vezes se torna uma barreira. Análises por elementos finitos são frequentemente utilizadas por ser um método barato e prático, no entanto, a validação desse método é indispensável, conforme vários autores afirmam. Neste cenário, este trabalho apresenta validação do modelo computacional por meio de um ensaio experimental simples e de baixo custo, como também todo processo de fabricação do protótipo e execução do experimento. Após a revisão de literatura, foram feitas análises computacionais para o protótipo, apresentando os procedimentos e condições de contorno das simulações de forma detalhada, vale ressaltar que os demais componentes necessários para execução do experimento receberam a mesma atenção. Em seguida, foi apresentado todo o processo de fabricação dos componentes, os recursos utilizados e os cuidados tomados para uma boa confiabilidade. Por fim, foi executado o experimento e avaliados os resultados, obtendo-se um erro relativo de 8,24% entre o resultado computacional e o experimental, chegando à conclusão que ambos os métodos fornecem uma boa estimativa da rigidez torcional da estrutura projetada.

Palavras-chave: Rigidez torcional; Método experimental; Simulações computacionais; Estrutura tubular.

ABSTRACT

Torsional stiffness can be considered the most important property of a chassis, in front of that, teams of automotive competitions of the State University of Maranhão need to constantly evaluate this greatness, but the lack of resources most of the time becomes an impediment to this. Finite element analyzes are often used because they are the cheapest and most practical method, however, validation of this method is indispensable, as several authors say. That said, this work presents a validation by means of a simple and low cost experimental test, validating not only the computational analyzes, but also all the process of fabrication of the prototype and execution of the experiment. After the literature review, computational analyzes were performed for the prototype, presenting the procedures and boundary conditions of the simulations in a detailed way, it is worth mentioning that the other components needed to perform the experiment received the same attention. Then, the entire manufacturing process of the components, the resources used and the care taken for good reliability were presented. Finally, the experiment was performed and the results were evaluated, obtaining a relative error of 8,24% between the computational and the experimental results, reaching the conclusion that both methods provide a good estimate of the torsional stiffness of the projected structure.

Keywords: Torsional stiffness; Experimental method; Computational simulations; Tubular structure.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Processo de soldagem a arco com proteção de gás argônio.....	19
Figura 2.2 - Polia fixa com $F = P$	20
Figura 2.3 - Elementos de um Relógio Comparador.....	21
Figura 2.4 - Coordenadas fixas do veículo.....	22
Figura 2.5 - Representação da deflexão Angular.....	26
Figura 2.6 - Tubo de Torsão.....	28
Figura 2.7 - Ensaio de forças no compartimento da suspensão dianteira.....	30
Figura 2.8 - Ensaio de forças no compartimento da suspensão dianteira.....	31
Figura 2.9 - Modelo para configuração da Experiência.....	32
Figura 2.10 - Condições de restrição mínima mostrando movimento de translação livre do chassi.....	33
Figura 3.1 - Tubos de ASTM A36.....	36
Figura 3.2 - Geometria inicial.....	38
Figura 3.3 - Geometria final.....	39
Figura 3.4 - Bucha de Fixação do Suporte para Anilhas.....	40
Figura 3.5 - Análise Estática de Torção Inicial do Protótipo com malha grosseira.....	41
Figura 3.6 - Análise Estática de Torção do Protótipo com malha refinada.....	42
Figura 3.7 - Análise Estática da Chapa Base exibindo o Deslocamento Resultante.....	43
Figura 3.8 - Análise Estática da Chapa Base exibindo a tensão de Von Mises.....	44
Figura 3.9 - (a) Suporte para aplicação de Carga. (b) Análise de tensões no Suporte para aplicação de Carga.....	45

Figura 3.10 - Suporte base para Anilhas.....	46
Figura 3.11 - Análise do Suporte base para Anilhas.....	46
Figura 3.12 - Conjunto de montagem dos Suportes com Anilha.....	47
Figura 3.13 - Construção inicial do Gabarito.....	48
Figura 3.14 - Conclusão da primeira etapa do Gabarito.....	48
Figura 3.15 - Junções dos Tubos.....	49
Figura 3.16 - Seções Ponteadas.....	49
Figura 3.17 - Gabarito final com o Protótipo.....	50
Figura 3.18 - Uso da Furadeira de Coluna para executar furos de fixação da chapa base.....	50
Figura 3.19 - Suporte para aplicação da Carga.....	51
Figura 3.20 - Suporte base para Anilhas.....	51
Figura 3.21 - Soldagem da Estrutura Tubular.....	52
Figura 3.22 - Protótipo concluído.....	52
Figura 3.23 - Montagem do Protótipo na parede.....	53
Figura 3.24 - Montagem e regulagem dos Suportes.....	54
Figura 3.25 - Disposição dos Relógios Comparadores.....	55
Figura 3.26 - Protótipo sujeito a Carga Máxima.....	56

LISTA DE TABELAS, QUADROS E GRÁFICOS

Quadro 2.1 - Comparação entre o método dos elementos finitos e o experimental para obtenção do coeficiente de rigidez do chassi.	28
Tabela 3.1 - Lista de materiais utilizados.....	34
Tabela 3.1 - Lista de materiais utilizados.....	34
Tabela 3.2 - Propriedades do Relógio Comparador utilizado.....	35
Tabela 3.3 - Propriedades do aço ASTM A36 da biblioteca de materiais do Software SolidWorks.....	36
Tabela 4.1 - Dados do experimento de rigidez torcional 1.....	57
Tabela 4.2 - Dados do experimento de rigidez torcional 2.....	58
Tabela 4.3 - Toque e deflexão angular experimentais.....	59
Gráfico 4.1 - Torque (N.m) x Deflexão angular (°).....	59
Gráfico 4.2 - Comparativo entre Rigidez Torcional Experimental e Computacional.....	60
Tabela E.1 - Erro experimental do Torque.....	71
Tabela E.2 - Erro experimental da deflexão angular.....	72
Tabela E.3 - Erro experimental da rigidez torcional.....	73

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

K_t - Coeficiente de rigidez torcional [N.m/grau]

$K_{t\text{ exp}}$ - Coeficiente de rigidez torcional experimental [N.m/grau]

θ - Deflexão angular [grau]

T - Momento torçor [N.m]

F - Força aplicada [N]

M - Massa [Kg]

m - Metro

g - Aceleração da gravidade [m/s²]

L - Distância entre aplicação das Forças e o centro da estrutura [m]

K - Equivale a distância entre os pontos de medição do deslocamento e o centro da estrutura na etapa experimental [m]

Δy_1 - Deslocamento vertical da aplicação da força no lado esquerdo [m]

Δy_2 - Deslocamento vertical da aplicação da força no lado direito [m]

P - Peso [N]

L_2 - Braço de alavanca [m]

ΔA - Representam o deslocamento vertical no lado esquerdo [m]

ΔB - Representam o deslocamento vertical no lado direito [m]

\emptyset - Diâmetro

σ_w - Erro da função w

σ_M - Incerteza da massa [Kg]

σ_L - Incerteza da distância entre aplicação das Forças [m]

$\sigma_{\Delta y_1}$ - Incerteza do deslocamento vertical esquerdo [m]

$\sigma_{\Delta y_2}$ - Incerteza do deslocamento vertical da aplicação da força no lado direito [m]

σ_K - Incerteza da distância entre os pontos de medição [m]

σ_{K_t} - Incerteza da rigidez torcional [N.m/grau]

σ_T - Incerteza do torque [N.m]

σ_θ - Incerteza da deflexão angular [grau]

E.R - Erro relativo [%]

” - Polegada

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivo Geral.....	16
1.1.1	Objetivos específicos	16
2	REVISÃO TEÓRICA	18
2.1	Estruturas Tubulares	18
2.2	Soldagem e Processos de Fabricação.....	18
2.2.1	Processo TIG	19
2.3	Transferência de Cargas por Polias	20
2.4	Relógio Comparador.....	20
2.5	Chassi Veicular	21
2.6	Análises por Elementos Finitos	23
2.7	Experimento Planejado	24
2.8	Rigidez Torcional	25
2.8.1	Métodos para avaliar a Rigidez Torcional.....	27
2.8.2	Rigidez Torcional através de Métodos Experimentais	28
2.8.3	Graus de Liberdade.....	32
3	MATERIAIS E MÉTODOS	34
3.1	Levantamento de dados e materiais para execução do projeto.....	34
3.2	Modelagem e dimensionamento do Protótipo e componentes auxiliares.....	37
3.3	Fabricação da estrutura e componentes da bancada	47
3.4	Execução do experimento	53
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	57
5	CONCLUSÃO	63
	REFERÊNCIAS	64
	APÊNDICE A	68
	APÊNDICE B.....	69
	APÊNDICE C.....	70
	APÊNDICE D	71
	APÊNDICE E – Cálculo para propagação de incertezas	72

1 INTRODUÇÃO

Estruturas metálicas são largamente utilizadas para aplicações que estarão sujeitas a grandes cargas estáticas e dinâmicas, em alguns casos faz-se necessário conhecer a rigidez torcional da estrutura para com intuito de evitar desvios de projeto e garantir a estabilidade estrutural do mesmo. O foco principal será a validação do modelo CAE e análises computacionais executadas no decorrer do projeto, de forma que através dos resultados seja possível definir um modelo padrão de alta confiabilidade para análises computacionais por elementos finitos de rigidez a torção. Conforme Weiss (2016), os softwares de modelagem e simulação propiciam a resolução de problemas complexos de engenharia. Em relação a projetos de chassis veiculares, os softwares de elementos finitos vêm para auxiliar na melhor correlação entre a massa e rigidez de seu projeto. Porém, assim como qualquer outra ferramenta computacional numérica, modelos CAE sempre estarão sujeitos a erros em que os resultados de análises não condizem com a realidade. Logo, se faz necessário utilizar análises experimentais para avaliar a confiabilidade dos softwares e de seus modelos numéricos.

A rigidez a torção, por exemplo, é uma propriedade extremamente importante para o bom desempenho de um chassi veicular e conseqüentemente sua resposta dinâmica, no entanto, é comum encontrar estruturas em geral, submetidas a momentos binários ou esforços que geram torção e que devem se manter estáveis nas mais diversas condições de carregamento, mostrando assim que este estudo poderá abranger diversas áreas, não se limitando somente a automotiva.

Existem vários métodos para avaliar a rigidez torcional de uma estrutura, porém os mais elaborados são provenientes de estudos sobre chassis automotivos, que vem sendo aprimorados de forma efetiva com o passar do tempo. Análises computacionais de alta confiabilidade já são uma realidade neste meio, porém, sempre que necessário faz-se o ensaio experimental para validação do mesmo. Estes podem ser dos tipos: pivô de centro, pivô de Canto, dois suportes rígidos ou ainda um método exclusivo para os casos de grandes montadoras de veículos.

O projeto abordará uma validação computacional através de um teste experimental, de forma que se possa definir um método/modelo para aproximar os resultados. Podendo ter aplicação direta em diversos trabalhos de simulação estrutural ou até mesmo na elaboração de projeto veicular, como no caso do mini baja e eficiência energética que existe na Universidade Estadual do Maranhão. Além disso, pode-se através dessas análises chegar a uma boa relação de massa X rigidez, otimizando ao máximo o projeto de um chassi automotivo.

Para que estruturas metálicas possam apresentar boa durabilidade e um bom desempenho, faz-se necessário utilizar softwares de modelagem e simulação com a finalidade aumentar a confiabilidade e reduzir custos, no entanto essas ferramentas estão propícias a erros, levando a resultados diferentes da realidade. Em função disso, testes experimentais são necessários para validação de simulações CAE e “calibração” da mesma.

A escolha de uma estrutura de geometria simples vem a contribuir neste primeiro momento a reduzir os desvios de dimensões do protótipo e defeitos no processo de soldagem, pois terá uma quantidade menor de união por soldas. Vale ressaltar que além de aprimorar métodos computacionais mais seguros e confiáveis para essa aplicação, também será abordado as etapas e cuidados que devem ser tomados durante o processo de fabricação de uma estrutura metálica para que a mesma possa apresentar resultados mais precisos e com o mínimo de interferência dos defeitos de fabricação no resultado final

Espera-se que a partir deste trabalho, as equipes de projetos especiais possam aproveitar os estudos aqui levantados para evoluir cientificamente na simulação de rigidez torcional de seus protótipos, que devido à falta de recursos sempre se limitam apenas a análises computacionais, e que também, possam aprimorar o processo de fabricação do chassi de seus veículos. Tendo esta como a principal justificativa para escolha deste trabalho. No entanto, vale lembrar que o estudo será feito de forma geral, não se limitando a essas aplicações.

1.1 Objetivo Geral

O estudo tem por objetivo contribuir com os métodos de análises de rigidez torcional com maior confiabilidade através de ensaios experimentais em uma estrutura tubular metálica simples, comparando com o modelo computacional previamente desenvolvido em ferramentas CAD/CAE. De forma mais detalhada, pode-se enumerar alguns objetivos específicos para execução deste projeto.

1.1.1 Objetivos específicos

- I. Modelar e simular em CAE uma estrutura tubular metálica simples e em seguida analisar resultados de simulações CAE para definir material necessário para o experimento;
- II. Fabricar um corpo de prova conforme modelo CAD e verificar alterações provocadas por falhas no processo de fabricação;

- III. Fabricar e montar bancada simples para teste experimental com base na literatura apresentada e verificar alterações provocadas por falhas no processo de fabricação;
- IV. Efetuar experimento e analisar os resultados físicos comparando com o computacional;
- V. Propor métodos de melhoria para minimizar a divergência entre os resultados, aperfeiçoando tanto o processo de fabricação quanto as simulações computacionais.

2 REVISÃO TEÓRICA

2.1 Estruturas Tubulares

O uso de perfis tubulares é recorrente na aplicação em estruturas metálicas, isto por apresentarem excelentes propriedades mecânicas, se comportando melhor em diversas condições, e conseqüentemente, apresentando maior vantagem devido ao elevado módulo de resistência a torção e flexão, o que permite uma distribuição mais eficiente do material. Estruturas tubulares apresentam uma boa relação de peso x resistência, possibilitando uma melhor otimização do peso da estrutura levando em consideração tanto as vantagens em termos de propriedades mecânicas, quanto a quantidade de material, custo, montagem e manutenção. Além disso, esteticamente, este perfil obtém a preferência em relação aos de perfis abertos. (ARAÚJO, 2012).

Segundo Araújo (2012), os perfis tubulares apresentam maiores vantagens principalmente na resistência a torção e compressão. Em relação a resistência a tração, esta não se mostra superior por ser uma grandeza diretamente proporcional à área transversal do perfil, diferente da torção, que tem influência da distribuição uniforme (secções circulares) de material em relação ao eixo polar da secção. Sobre a resistência a compressão, esta tem influência da espessura da parede dos tubos e também do raio de giração, que é a grande vantagem dessas secções devido a geometria circular favorecer fortemente essa grandeza. Além disso, outros fatores como nível de imperfeições, durabilidade por menor área de contato com meio, maior raio de curvatura com distribuição melhor das tensões, coeficiente aerodinâmico, menor gasto com proteção anticorrosiva, melhor integração estética e etc. favorecem a escolha deste perfil para aplicação em estruturas metálicas.

Barbosa (2004), afirma que “a falha ocorre quando a função a que se destina parte ou toda a estrutura não pode ser exercida de forma satisfatória”. Diante disso, o risco de falhas deve ser considerado em projetos, escolhendo adequadamente os materiais, processos de fabricação e a manutenção no decorrer de sua vida útil, tendo em vista que a ocorrência de uma falha pode colocar em risco a segurança das pessoas próximas e acarretar em grandes prejuízos.

2.2 Soldagem e Processos de Fabricação

Chiaverini (1995) define soldagem como “o processo de juntar peças metálicas, colocando-as em contato íntimo, e aquecer as superfícies de contato de modo a levá-las a um

estado de fusão ou plasticidade. ” Na zona soldada ocorre o processo de difusão, resultando numa junta (solda) de elevada resistência e perfeitamente coesa após o resfriamento do metal.

Complementando, a soldagem pode ser usada para unir vários materiais, similares ou não, de forma permanente, sendo que sua aplicação é maior em componentes metálicos. Os diversos métodos de soldagem existentes se diferenciam pelas características das juntas apresentadas, tendo grande influência: da forma, espessura e geometria das peças, tipo de material usado; e o tipo de desempenho esperado (PORTAL METÁLICA, 2017).

2.2.1 Processo TIG

Esse tipo de processo consiste basicamente no uso de um gás inerte, que geralmente é o argônio, para proteção do arco elétrico e do metal contra o contato com o ar do ambiente durante o processo de soldagem. O processo TIG (sigla de tungstênio-inerte gás), normalmente faz uso do eletrodo não consumível de tungstênio e a vareta de enchimento é alimentada na zona do arco. O arco pode ser formado em corrente contínua ou alternada (PORTAL METÁLICA, 2017). A Figura 2.1 ilustra o processo e seus principais componentes.

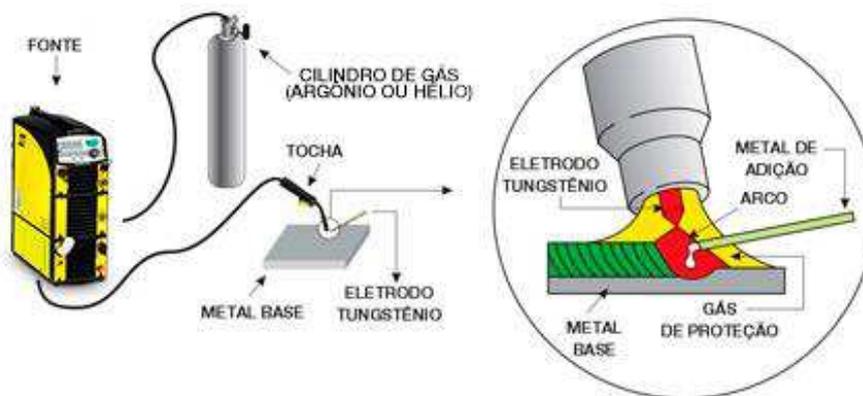


Figura 2.1 - Processo de soldagem a arco com proteção de gás argônio

Fonte: Centro de Conhecimento ESAB (2014)

O gás inerte tem a função de proteger durante o processo de soldagem, para isso ele envolve em seu fluxo o eletrodo, o arco, o banho fundido e a extremidade da vareta do metal de adição. Já o tungstênio, por suportar grandes intensidades de corrente, são usados para concentrar o calor através de eletrodos de pequenos diâmetros. Este processo é aplicável em praticamente todos os metais e ligas. Por fim, “A soldagem TIG produz uma solda limpa e de alta qualidade. Como não é gerada escória, a chance de inclusão da mesma no metal de solda é

eliminada, e a solda não necessita de limpeza no final do processo” (CENTRO DE CONHECIMENTO ESAB, 2014).

2.3 Transferência de Cargas por Polias

As polias são constituídas de uma roda de material rígido lisa ou sulcada no centro entre os perímetros da circunferência, geralmente podem ser encontradas em metal ou madeira. Também conhecidas como roldanas ou moitão, são empregadas em diversos equipamentos na transferência de forças ou energia cinética. O acionamento da polia pode ser feito através de corda, cabo de aço, correia ou corrente, fazendo com que ela gire em torno do próprio eixo e conseqüentemente transferindo o movimento ou força necessário para o outro objeto, como mostra a Figura 2.2. O conjunto de polias realiza trabalho equivalente ao das engrenagens, podendo ainda reduzir a quantidade de força necessária para executar determinado trabalho (UNI. LE MANS, 2013).

Em polias fixas, a força **F** necessária para elevar/mover um peso determinado **P** é exatamente igual em módulo, desprezando o efeito do atrito. Portanto, se a corda estiver tangenciando a polia, logo **F=P**, alterando somente a direção e o sentido da força aplicada.

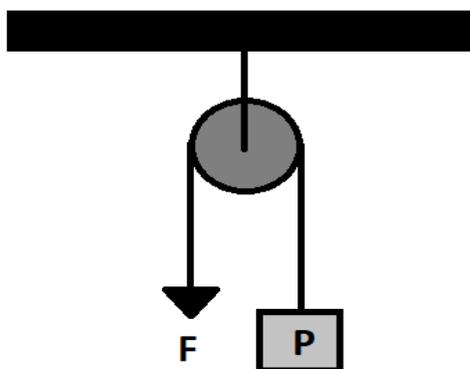


Figura 2.2 - Polia fixa com $F = P$

Fonte: Autor

2.4 Relógio Comparador

O Relógio Comparador é um instrumento para medição de pequenas medidas, na maioria das vezes em escala centesimal, por executar a medição através da comparação. Ele é dotado de uma escala e um ponteiro, em que a ponta de contato percebe as pequenas alterações da superfície e estas são amplificadas pelos diversos mecanismos (engrenagens) internos, exibindo

o valor no mostrador através do movimento do ponteiro rotativo diante da escala. O relógio comparador é um instrumento comum de medição por comparação, principalmente o centesimal (SENAI – SP, Telecursos 2000).

Quando o ponteiro gira no sentido horário, significa que a diferença é positiva, ou seja, a peça apresenta maior dimensão que a estipulada, exercendo uma pressão sobre a ponta de contato. Se o ponteiro girar no sentido anti-horário, a peça apresenta dimensão menor que a estabelecida e esta diferença será negativa. Nessa situação é importante adicionar uma pré-carga na ponta de contato (SENAI – SP, Telecursos 2000). A Figura 2.3 mostra os elementos de um relógio comparador.

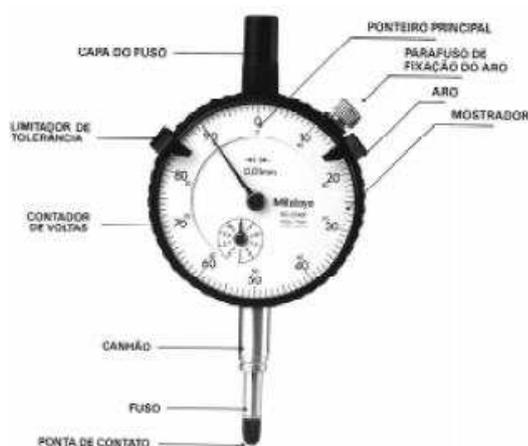


Figura 2.3 - Elementos de um Relógio Comparador

Fonte: Senai- SP

2.5 Chassi Veicular

“Chassi é definido como a estrutura básica de um veículo ou como a estrutura sobre a qual o veículo é construído. Nesse sentido, o chassi é parte do veículo que tem a função de conter, suportar e conectar outras partes” (WEISS, 2016, p. 4). Nesse contexto, Sampò (2011) completa afirmando que esta estrutura deve ser rígida o suficiente para não deformar em condições de cargas de torção ou flexão e ainda ser capaz de suportar todos os componentes do veículo. Portanto, pode-se resumir suas funções como as seguintes:

- I. Conectar e suportar as cargas do sistema de suspensão;
- II. Transmissão das cargas de trabalho;
- III. Acomodar e proteger o motorista durante possíveis eventos de falha;

- IV. Acomodar o sistema de transmissão e os demais componentes auxiliares do veículo.

Diante do exposto, é importante também conhecer os principais modos de deformação a que um chassi está exposto. Em condições reais de trabalho, muitas das vezes ocorre a combinação de algumas dessas condições de cargas listadas a baixo e para complementar, segue a Figura 2.4:

- I. Torsão Longitudinal: Proveniente das irregularidades da pista e forças de reações em curvas. O quadro trabalha como uma mola de torção responsável por ligar a suspensão dianteira com a traseira;
- II. Flexão Vertical: Proveniente dos pesos dos componentes que o chassi suporta, incluindo seu próprio peso e o do motorista. O quadro sofre deformações no plano vertical, tanto estáticas quanto dinâmicas;
- III. Flexão Lateral: Proveniente da ação de cargas laterais em curvas, que geralmente podem surgir da aceleração lateral atuando sobre os componentes auxiliares do veículo ou da sua aerodinâmica;
- IV. Lozengeing Horizontal: Esta condição ocorre basicamente quando a estrutura sofre cargas opostas em rodas opostas no sentido de frente para trás. O chassi sofre uma deformação em formato de paralelogramo, quando observado de uma vista superior. Proveniente de variações verticais da estrada ou de pequenos impactos.

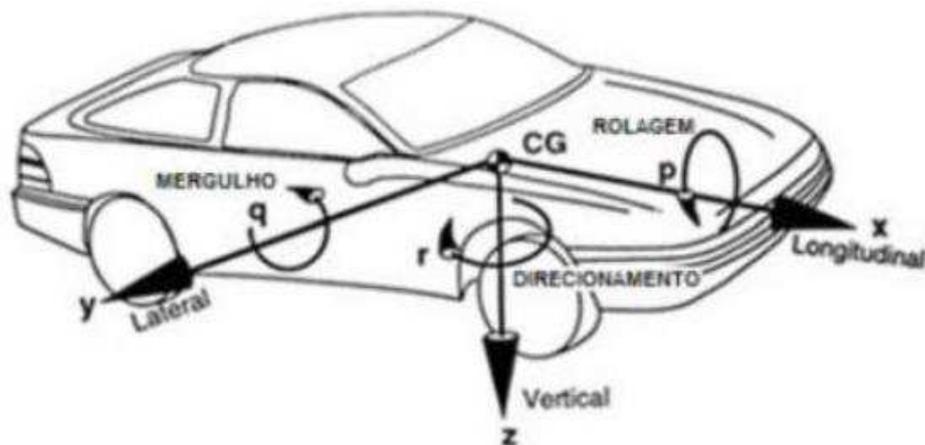


Figura 2.4 - Coordenadas fixas do veículo

Fonte: Gillespie (1992)

Do mesmo modo, é importante também mostrar os principais tipos de chassi e suas características básicas. Segue abaixo:

- I. Estrutura Tubular do tipo Space Frame: Pode-se dizer basicamente que trata de uma estrutura rígida e leve constituída de barras de bloqueio formando um padrão geométrico. Este tipo de quadro é composto por uma série de tubos que são unidos para formar a estrutura que sustenta os demais componentes. Este modelo é o mais simples e barato, por isso pode ser visto com frequência em competições de nível acadêmico (SITHANANUN et al. 2011).
- II. Chassi do tipo Monobloco: De acordo com Oliveira (2007), este tipo de chassi trata-se de uma estrutura única, em que a própria carroceria já é incorporada ao chassi, sendo fabricada a partir da união de diversos perfis estampados ou fabricado de moldes. Este tipo de chassi é comum em veículos populares.
- III. Chassi do tipo Escada ou Ladder: Chandra et al. (2012), define este tipo de chassi como sendo constituído por duas vigas longitudinais que seguem por todo comprimento do veículo (longarinas) travadas entre si por diversas vigas transversais (transversinas), e como o próprio nome sugere, tem formato parecido com o de uma escada. Este tipo de chassi é comum em Caminhões e Ônibus.
- IV. Chassi do tipo Monocoque: Este tipo de chassi em geral, é fabricado como uma peça única e é o mais indicado para veículos de alta performance, como o caso da Fórmula 1. Desta forma, “O uso de materiais compósitos nas camadas do monocoque permite que força, rigidez e flexibilidade possam ser controladas em diferentes direções, aumentando assim sua relação rigidez/peso o que possibilita a fabricação de chassis extremamente leves” (WEISS, 2016, p. 5).

2.6 Análises por Elementos Finitos

Segundo Alves Filho (2012), em análises estruturais por elementos finitos tanto dinâmicas quanto estáticas, geralmente se tem como foco de pesquisa determinar os deslocamentos, as deformações mecânicas, as tensões atuantes na estrutura e componentes mecânicos em geral através de cálculos não lineares. A partir do conhecimento dessas repostas, pode-se fazer uma avaliação mais precisa da resistência mecânica da estrutura. Em análises estáticas, a carga é constante no decorrer do tempo, ou varia tão lentamente que chega a ser irrelevante para o comportamento geral da estrutura.

Contudo, de acordo com Botosso (2010, p.40) “Em geral, simulações estruturais por elementos finitos podem apresentar resultados distorcidos justamente pelo fato de subdividirem um corpo contínuo em partes finitas que, unidas, não correspondem à forma original do sólido

em estudo. ” Na mesma linha de raciocínio, Riley e George (2002) afirmam que diante dos vários tipos de elementos existentes para representar estruturas, qualquer uma delas podem afetar os resultados de forma representativa. Acrescenta ainda que as configurações corretas dos elementos (quantidade, tamanho, orientação e etc.) juntamente com as condições de contorno e cargas aplicadas são fundamentais para obtenção dos valores válidos de rigidez torcional em chassis. Os elementos de vigas são normalmente utilizados para representar estruturas tubulares. O quadro é fragmentado em elementos e nós, onde o elemento ou união deles representam cada tubo da estrutura do veículo, já os nós, os pontos de união onde os tubos se juntam.

Conforme Brown (2001), em seu estudo propõe um método de análise que pressupõe que a estrutura seja dimensionada de forma que não haja falhas nas conexões ou soldas, mantendo a resistência total da estrutura no decorrer da análise. Em função disso, os estudos são voltados somente para cargas que causem deformações elásticas na estrutura, sendo recomendado que sua aplicação na fase inicial do projeto.

2.7 Experimento Planejado

Um experimento pode ser definido, segundo Monteiro como um teste ou uma série de testes nos quais sejam feitas mudanças propositais nas variáveis de entrada de um processo ou sistema, de forma que se possa observar e identificar as razões para as mudanças na variável de saída. Um experimento planejado consiste em um conjunto de testes, estabelecido com base em critérios estatísticos e critérios específicos para o problema em estudo, onde são feitas alterações nas variáveis de entrada para que seja analisada a influência dessas na variável de saída. O objetivo geral de um experimento planejado é o conhecimento do desempenho de processos ou sistemas (MONTEIRO *apud* CASTRO, 2008).

Um experimento Planejado, segundo Montgomery (1996), pode ser realizado em função das etapas listadas a seguir:

1. Reconhecimento e definição do problema: Definir claramente o problema abrangendo o objetivo principal do experimento;
2. Determinação da variável de resposta: Escolher a variável de resposta de acordo com o objeto de análise e foco do estudo;
3. Escolha dos fatores de controle e seus níveis: Determinar os fatores que serão alterados nas variáveis de entrada do experimento. Especificando a faixa de

variação de cada uma assim como o número de níveis e valores para cada um. Em um experimento inicial recomenda-se dois níveis;

4. Escolha do tipo de projeto experimental: Escolher o tipo de projeto experimental a ser realizado levando em consideração os diversos dados do problema juntamente com a quantidade de cada um e também o objetivo geral do experimento definido na primeira etapa;
5. Execução dos experimentos: Realizar o experimento da forma mais precisa possível, garantindo a veracidade dos resultados experimentais. É extremamente importante conhecer detalhadamente os equipamentos a serem utilizados no experimento e as premissas para realização do mesmo;
6. Análise estatística dos dados: Analisar estatisticamente os dados coletados no decorrer do experimento. Quanto menor a variação dos dados do experimento, mais simples serão os métodos estatísticos necessários para a análise de resultados;
7. Elaboração das conclusões e recomendações: A partir das análises estatísticas pode-se concluir os impactos na variável de saída, das alterações feitas nas variáveis de entrada. Permitindo classificar a influência específica de cada variável de entrada e determinar o gráfico de resposta do problema, possibilitando a otimização e aumento de confiabilidade do mesmo. Vale ressaltar a importância de confeccionar um relatório apresentando as conclusões obtidas e propostas de melhorias;

Aumentando de forma geral a confiabilidade na execução do experimento e tendo respostas mais precisas em relação ao problema de estudo principal.

2.8 Rigidez Torcional

A rigidez torcional de um chassi pode ser medida de diversas formas. A base de todos esses modos de avaliar a rigidez a torção do quadro é fixar uma de suas extremidades e aplicar um momento torçor na outra extremidade, de forma que gere uma torção na estrutura do chassi e que esta possa ser medida de alguma forma (SAMPÒ, 2011). Complementando, “O chassi pode ser pensado como uma mola de torção que liga as duas extremidades onde as cargas da suspensão atuam. As cargas de torção e a deformação concomitante do quadro e peças da suspensão podem afetar a dirigibilidade e desempenho do carro” (RILEY e GEORGE, 2002, pag.2, tradução nossa). Abaixo está representada a equação geral de rigidez torcional (Equação

2.1), onde K_t representa o coeficiente de rigidez torcional do chassi, sendo que sua unidade no sistema internacional é [N.m/grau] e no sistema inglês [lb.ft/deg], tem-se:

$$K_t = \frac{T}{\theta} \quad (2.1)$$

Onde θ é o ângulo chamado de deflexão angular medido para um determinado momento torçor T . A Figura 2.5 mostra a representação de θ e das forças que geram o momento torçor.

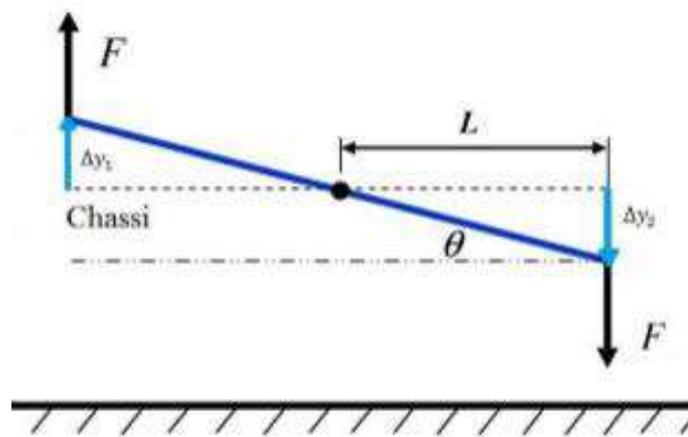


Figura 2.5 - Representação da deflexão Angular

Fonte: Evangelho Weiss (2016)

Conforme Sampò (2011), em relação ao chassi automotivo, a rigidez torcional chega a afetar tanto o comportamento vibracional quanto a dirigibilidade do veículo. Assim sendo, as cargas dinâmicas externas, que causam pequenas deformações elásticas na estrutura, não devem comprometer o funcionamento ideal do veículo. Como exemplo, sugere que estas deformações não podem impedir o fechamento das portas ou impactar no funcionamento da suspensão. Diante disso ele lista alguns problemas induzidos pela falta de rigidez do chassi, mostrado abaixo:

- I. Baixo controle da distribuição de cargas laterais;
- II. Deslocamentos indesejados de pontos de ancoragem da suspensão, comprometendo a dirigibilidade;
- III. Podem ocorrer efeitos vibracionais e dinâmicos;
- IV. Geralmente torna o desempenho do veículo imprevisível e de difícil ajuste;
- V. Não transmite confiança para o motorista;
- VI. Aumenta a chance de fadiga.

Deste modo, Riley e George (2002) afirmam que se a rigidez torcional e de flexão vertical são satisfatórios, então a estrutura de forma geral será satisfatória na maioria das vezes. Geralmente a rigidez torcional é a mais propriedade mais importante em uma estrutura de chassi automotivo, uma vez que a total tração nas curvas é influenciada diretamente pela transferência de carga lateral no veículo. Comprovando essa afirmação, pode-se dizer que “um chassi que possui um nível suficiente de torção geralmente possui uma ampla rigidez na flexão; como consequência, a rigidez torcional representa o critério principal do projeto do chassi e a função primária de um chassi de alto desempenho” (SAMPÒ, 2011, pag.10, tradução nossa).

Contudo, Tebby (2011) ainda supõe que a rigidez torcional de um quadro é uma constante que pode ser determinada com precisão pela Equação 2.1 que já foi descrita, em que um gráfico dela resulta em uma curva linear da rigidez. Este pressuposto foi feito a partir do fato de que esta rigidez, e consequentemente o ângulo de torção, dependem exclusivamente das propriedades mecânicas do material e propriedades geométricas tanto do perfil quanto da estrutura.

2.8.1 Métodos para avaliar a Rigidez Torcional

Conforme Tebby (2011), para chassis veiculares de geometria com maior complexidade, torna-se difícil determinar a rigidez a torção com base em métodos analíticos. Porém, ao expandir e simplificar os princípios da mecânica sólida, pode-se chegar a uma solução aproximada ao valor real do chassi. Diante disso, Crocombe (2010) completa a ideia afirmando que é necessário considerar o chassi como uma união de diferentes secções transversais, já que ele como um todo apresenta geometria complexa. A partir disso e com o método da superposição pode-se determinar analiticamente para o chassi a rigidez torcional geral, através do cálculo individual dos componentes. Tebby ainda afirma que este tipo de método pode levar a imprecisões do valor obtido, pois é necessário supor que as secções transversais continuem planas e que não distorção no seu próprio plano, mas que apesar disso ainda deve levar a uma boa aproximação do valor real. Apesar disso, recomenda que seja feita uma combinação de métodos, priorizando os computacionais e experimentais, de forma que se possa validar os resultados obtidos.

Desse modo, tendo em vista que um chassi geralmente apresenta uma geometria complexa, o método analítico não é o mais apropriado para calcular tanto a rigidez torcional quanto as demais propriedades. Restando apenas o método experimental e o método por

elementos finitos para analisar a estrutura (MOTTA BARBOSA, 2015). O Quadro 2.1 mostra as vantagens e desvantagens de cada um desses métodos.

Quadro 2.1 – Comparação entre o método dos elementos finitos e o experimental para obtenção do coeficiente de rigidez do chassi

	Método experimental	Métodos dos elementos finitos
Vantagens	<ul style="list-style-type: none"> • Modelo real • Valor real da rigidez torcional 	<ul style="list-style-type: none"> • Modelo virtual • Permite otimizar a estrutura durante seu projeto • Baixo custo
Desvantagens	<ul style="list-style-type: none"> • Requer um protótipo • Requer todo aparato experimental • Alto custo • Ensaio não normalizado 	<ul style="list-style-type: none"> • Valor aproximado da rigidez torcional • Reque softwares adequados • Requer uma pessoa qualificada para modelar e analisar

Fonte: Motta Barbosa (2015, p.21)

2.8.2 Rigidez Torcional através de Métodos Experimentais

Segundo Riley e George (2002), as cargas de torção é uma das cargas mais representativas e de maior magnitude que pode ocorrer em um quadro. Então, para se analisar a rigidez torcional da estrutura, um modelo simplificado poderia ser adotado de forma que uma das extremidades do veículo esteja fixada e que o chassi seja representado por um tubo oco com um momento binário aplicado na extremidade oposta, conforme a Figura 2.6.

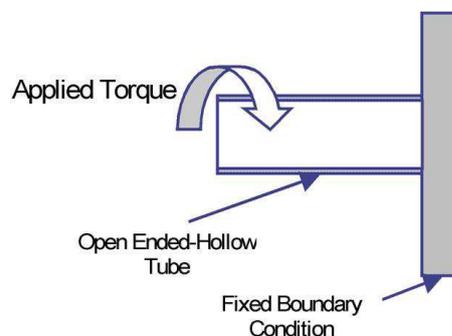


Figura 2.6 - Tubo de Torção

Fonte: Riley e George (2002)

A partir do princípio básico de avaliar a rigidez torcional, que é manter uma das extremidades fixa enquanto se aplica um momento torçor na extremidade oposta, pode-se classificar os tipos de bancadas para este ensaio de acordo com os tipos e localização dos suportes empregados, tendo 3 possíveis configurações (SAMPÒ, 2011).

1. Pivô de Centro: Neste modelo é necessário que exista pelo menos três pontos de contato com o chão, em que dois seriam suportes rígidos destinados ao travamento da parte traseira da estrutura e o terceiro ponto localizado na parte da frontal e exatamente no centro da estrutura, de forma a permitir a oscilação da mesma nas condições de carregamento.
2. Pivô de Canto: Assim como na primeira configuração (Pivô de Centro), este também terá 3 pontos de apoios, diferindo apenas na localização do suporte frontal, que neste caso se localiza em um dos lados da parte dianteira.
3. Dois Suportes Rígidos: Nesta configuração é necessário que exista pelo menos 4 pontos de contato com o chão, sendo que dois são destinados a fixar a parte traseira de forma que não ocorra nenhum tipo de deslocamento do decorrer do experimento. Os outros dois são destinados a apoiar a parte frontal e gerar deslocamento verticais e opostos na estrutura, resultando na aplicação de torque.

Em vista disso, a seguir estarão expostas as bancadas com maior facilidade de reproduzir e que comumente são usadas por estudantes por ter menor custo, sendo que a grande maioria são do tipo Pivô de Centro.

A rigidez torcional de uma estrutura pode ser calculada basicamente, como mostra a Equação 2.1, dividindo o torque aplicado ao quadro pelo desvio angular (SAMPÒ, 2011), (SITHANANUN et al. 2011), (RILEY e GEORGE, 2002). Expandindo a Equação 2.1 para uma aplicação real, a Figura 2.7 abaixo mostra a vista frontal de uma representação de um chassi juntamente com a suspensão e os pontos de aplicação das forças em sentidos opostos. Nesta configuração, o suporte frontal estaria localizado no centro da estrutura, como mostra a linha tracejada.

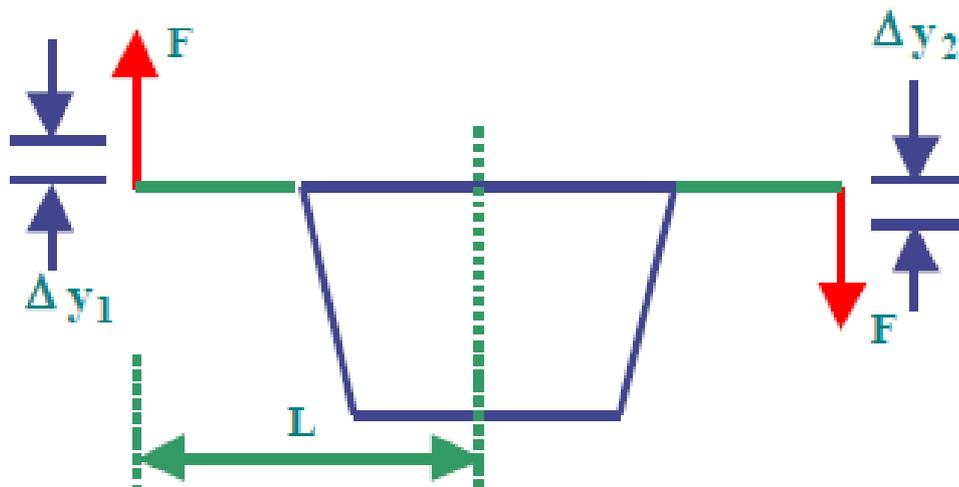


Figura 2.7 - Ensaio de forças no compartimento da suspensão dianteira

Fonte: Riley e George (2002)

A torque resultante mostrado acima é fruto da aplicação de momento binário de forças aplicadas nas extremidades opostas dos braços de suspensão. A distância **L** de aplicação tem como referência a linha central (tracejada) do chassi/veículo. O deslocamento vertical Δy resultante da aplicação de forças opostas forma um ângulo em relação ao centro e a posição do canto desviado, sendo denominado como deflexão ou ângulo de torção; ressaltando que a média entre as deflexões direita e esquerda gera uma estimativa mais próxima da realidade da deflexão total da estrutura (RILEY e GEORGE, 2002). Assim, para o modelo proposto acima, a fórmula específica para calcular o coeficiente de rigidez torcional fica caracterizada como mostra a Equação 2.2.

$$K_t = \frac{F.L}{\tan^{-1}[(\Delta y_1 + \Delta y_2)/2L]} \quad (2.2)$$

Riley e George (2002), devido à dificuldade de representar fisicamente uma força em sentido oposto à gravidade, ainda propõe um outro método em que seria necessário apenas pendurar um peso definido em um dos cantos da estrutura e permitir que a mesma gire em torno do seu eixo central, como mostra a Figura 2.8. Como pode-se perceber, seria necessário neste método fixar um braço de alavanca nos suportes **A** e **B** representados na figura, de forma que a estrutura possa oscilar sobre um rolo localizado no ponto **C** (linha central do quadro). Torque aplicado seria a resultante do peso pendurado **P** vezes o braço de alavanca **L2**.

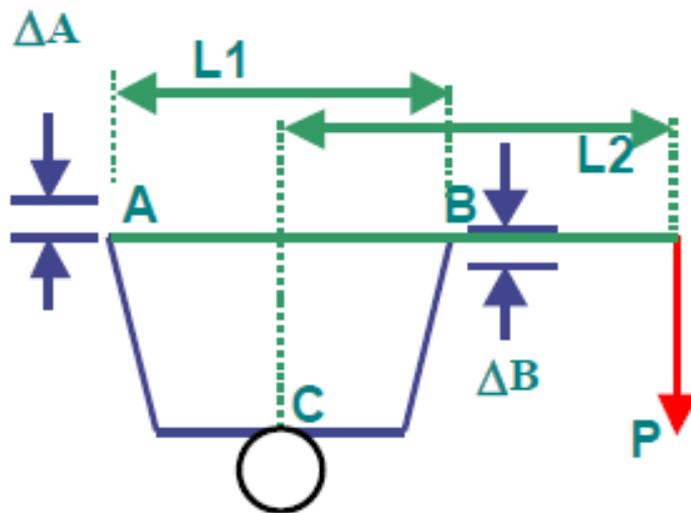


Figura 2.8 - Ensaio de forças no compartimento da suspensão dianteira

Fonte: Riley e George (2002)

Esta situação pode ser representada pela Equação 2.3.

$$K_t = \frac{P \cdot (L1 + 2 L2)}{\tan^{-1} [(\Delta A + \Delta B) / L1]} \quad (2.3)$$

Onde ΔA e ΔB representam o deslocamento vertical, do lado esquerdo e direito respectivamente, resultante da aplicação da força. Este método já foi validado por diversos autores como Oyama (2009) em “*Torsion Fixture*” e Sithananun et al. (2011) em “*The Frame Analysis and Testing for Student Formula*”, como prova disso, a seguir está a explanação do teste executado por Oyama com complemento da Figura 2.9 do projeto de Sithananun.

Oyama (2009) descreve seu experimento da seguinte forma, através de suportes, fixam-se os cubos dianteiros do veículo a uma viga com eixo de rotação paralelo ao eixo de longitudinal do chassi. Com os suportes traseiros fixados, pesos são colocados em uma extremidade da viga de forma a fazer com que ela pivote, levantando um suporte e abaixando o outro se forma simétrica. O torque aplicado ao chassi é resultado da multiplicação entre o peso total aplicado e a sua distância até o centro de rotação. A rigidez torcional do quadro pode ser encontrada tanto através da medição do deslocamento vertical quanto através da medição direta do ângulo formado.

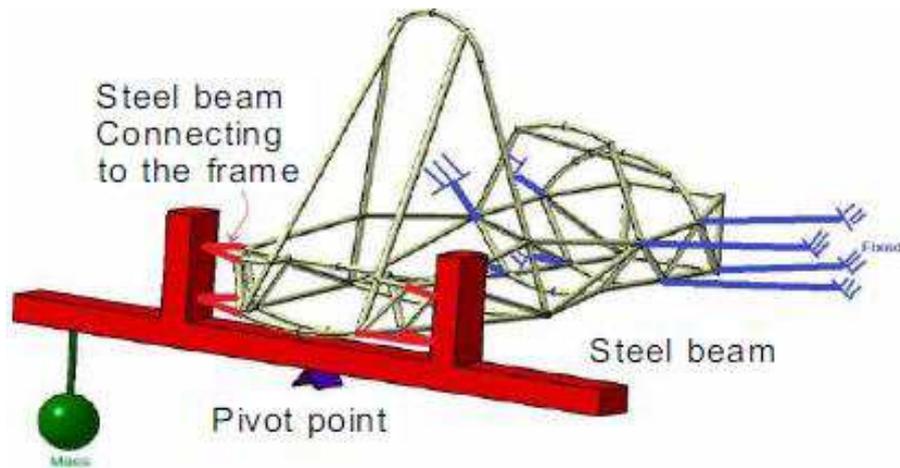


Figura 2.9 -Modelo para configuração da Experiência

Fonte: Sithananun (2012)

Por conseguinte, Oyama (2009) sugere que é necessária precisão para fazer a medição dos pesos utilizados durante o teste. Além disso, a força pode ser aplicada de forma graduada e reduzida repetidamente de forma a possibilitar o mapeamento da histerese do dispositivo.

2.8.3 Graus de Liberdade

Thompson (1998), em seus estudos teve uma grande preocupação com a restrição dos graus de liberdade do seu experimento, de forma que estes fossem o mais próximo possível da realidade e das análises computacionais feitas por elementos finitos, procurando obter a rigidez torcional sem restringir mais do que necessário a rotação da estrutura. Desta maneira, o chassi pode torcer sobre um ponto de pivô virtual bem próximo ao centro vertical do chassi, resultando em torção com rotação pura e conseqüentemente, uma medição de maior confiabilidade do chassi.

Os suportes devem ser feitos de forma que possam permitir os graus de liberdade de rotação e translação nos pontos quando necessários. Desta forma, ao torcer o chassi no eixo longitudinal, os suportes dianteiros são transladados no sentido vertical simetricamente, porem em sentidos opostos de cada lado. A partir das reações verticais no suporte pode-se calcular o torque e da quantidade do deslocamento o ângulo de torção resultante. Os suportes descritos por Thompson (1998) podem ter três tipos de ligação, que são do tipo apoio fixo, junta esférica e dobradiça. Sendo que cada suporte tem duas ligações, uma com o chão e outra com o chassi. A seguir está descrito as restrições mínimas que propõe em seu estudo juntamente com a Figura 2.10 ilustrativa.

- I. Suporte Traseiro-Esquerdo: Apoio fixo na parte inferior, rotação livre sobre todos os eixos na parte superior (junta esférica);
- II. Suporte Traseiro-Direito: Juntas esféricas na parte inferior e superior;
- III. Suporte Dianteiro-Esquerdo: Rotação livre sobre o eixo y (dobradiça) com todos os outros graus de liberdade restritos na parte inferior, junta esférica na parte superior;
- IV. Suporte Dianteiro-Direito: Juntas de esférica na parte inferior e superior.

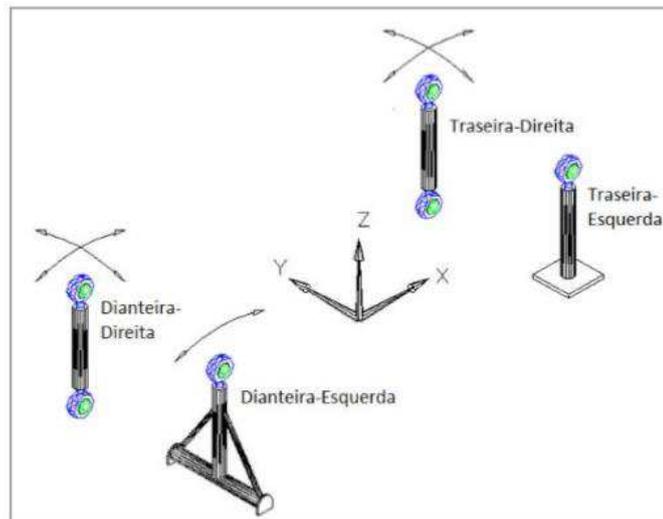


Figura 2.10 - Condições de restrição mínima mostrando movimento de translação livre do chassi

Fonte: Thompson et al. (1998, traduzido)

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A pesquisa desenvolvida é do tipo bibliográfica e experimental, com fontes diversas (livros, revistas científicas, artigos, dissertações e etc.) consultadas tanto na internet quanto nos acervos de bibliotecas locais e virtuais. Foi necessário também buscar informações em livros estrangeiros e fazer as devidas citações com textos traduzidos para o português. A seguir estão listadas de forma mais detalhada as etapas do projeto.

3.1 Levantamento de dados e materiais para execução do projeto

A partir dos dados apresentados na fundamentação teórica, foi possível traçar um plano de ação para atingir o objetivo da pesquisa. Para reduzir custos com o experimento, foi levantado os materiais disponíveis no NUTENGE para reciclagem e elaborado todo o projeto de forma que desse para utilizá-los, porém, sem perder a confiabilidade do experimento como um todo.

Ponto de atenção para o uso do relógio comparador, que foi uma premissa na elaboração da estrutura, pois o range do relógio deveria ser compatível com o deslocamento da estrutura no teste experimental. O relógio disponibilizado pelo Laboratório de Metrologia do curso de Engenharia Mecânica da UEMA possuía um curso máximo de 10mm e graduação de 0,01mm, onde o mesmo é do fabricante PANTEC.

A Tabela 3.1 apresenta os principais materiais utilizados no experimento, assim como, sua quantidade/dimensões e custo inicial (podendo haver a observação do material ter sido fornecido por algum parceiro do projeto ou pela própria universidade). Eventualmente ocorreu a necessidade de adquirir algum material que não foi contemplado na fase inicial de projeto, sendo indicado caso necessário.

Tabela 3.1 - Lista de materiais utilizados

Item	Quantidade	Custo
Relógio Comparador	3 Unidades	Cedido pela UEMA
Suporte Magnético do Relógio Comparador	3 Unidades	Cedido pela UEMA
Chapa de aço A36 de 1/2"	0,16 m ²	70,00 Reais

Tubos de aço A36 de Ø 1” com 1,2mm de parede	7 m	22,00 Reais
Barra chata	0,15 m	Cedido pela UEMA
Barra perfil L (cantoneira)	3 m	Cedido pela UEMA
Barra circular Ø 6mm	2 m	Cedido pela UEMA
Tarugo de aço A36 de 1”	0,15 m	Cedido pelo Bumba meu Baja
Anilhas de 20 kg	6 Unidades	Cedido por um contribuinte
Cavalete Ajustável	1 Unidade	Cedido pelo Bumba meu Baja
Cabo de Aço de 1/8”	5 m	17,50 Reais
Roldana de Ø 100mm	1 Unidade	12,00 Reais
Guincho Hidráulico do tipo Girafa	1 Unidade	Cedido pela UEMA
Metalon de 20 x 20mm com 1,2mm de parede	3 m	Cedido pela UEMA
Parafusos M10	2 Unidades	Cedido pelo Bumba meu Baja
Balança Cap. 150 kg	1 Unidade	Cedido por um contribuinte
Nível Magnético	1 Unidade	Cedido por um contribuinte
Esquadro Magnético	2 Unidades	Cedido por um contribuinte

Fonte: Autor

Como mencionado, o relógio comparador foi um dos itens de maior relevância na execução do projeto, pois além dele ter sido uma premissa devido ao seu Range, ele também executou a medição dos deslocamentos no decorrer do ensaio. Os relógios comparadores da PANTEC apresentam alta resistência ao impacto, proporcionando uma maior vida útil. Além disso, possui um mecanismo de funcionamento bastante resistente, fabricado com peças metálicas e aro giratório recartilhado, construído em alumínio anodizado, com diâmetro do canhão igual 8mm em aço temperado (CATÁLOGO TÉCNICO PANTEC). Diante disso, segue a Tabela 3.2 com suas principais características.

Tabela 3.2 - Propriedades do Relógio Comparador utilizado

Capacidade	Diâmetro do Mostrador	Graduação	Tipo de mostrador	Precisão
0 – 10mm	Ø60mm	0,01mm	0–100 (100-0)	± 0,015mm

Fonte: Autor

Outro item importante de ser comentado é o Tubo de aço ASTM A36 com diâmetro externo de 25,4mm e espessura de 1,2 mm. Este foi utilizado na confecção da estrutura do protótipo, que foi adotado por ser um material de fácil acesso no mercado local e baixo custo por ser um dos aços mais comuns para aplicações de baixa solicitação de cargas, como mostra a Figura 3.1.



Figura 3.1 - Tubos de ASTM A36

Fonte: Autor

Porém, em termos de propriedades mecânicas, este material selecionado atende perfeitamente aos requisitos necessários para este estudo, que são: rigidez e resistência à flexão, densidade linear, usinabilidade e soldabilidade; tendo em vista que neste projeto o protótipo foi sujeito a uma carga pré-definida de acordo com sua capacidade, trabalhando apenas em regime de deformações elásticas. A Tabela 3.3 apresenta as principais propriedades do Aço ASTM A36.

Tabela 3.3 - Propriedades do aço ASTM A36 da biblioteca de materiais do Software SolidWorks

Propriedades do aço ASTM A36	Valor
Módulo de Elasticidade (E)	200.000 N/mm ²
Limite de escoamento	250 N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0,26
Massa Específica	7.850 kg/m ³

Fonte: Software SolidWorks

Os demais itens serão explanados a medida em que forem sendo utilizados, com exceção do suporte para anilhas, que merece ser detalhado agora por se tratar de um componente que

foi fabricado a partir materiais reciclados dentro do próprio Nutenge, mas que apesar disso, possui sua geometria bem definida para executar sua função de forma satisfatória sem interferir no resultado do teste, proporcionando as condições ideais para aplicação das cargas como previsto no projeto. Além disso, este suporte apresenta uma fácil inserção de anilhas sem desmontagem do dispositivo, pois o teste de rigidez torcional exige simetria no incremento de cargas e que estas sejam feitas de forma cíclica para que a partir disso se possa obter um valor médio da rigidez. Portanto, foi de extrema importância a viabilidade de acrescentar e retirar anilhas de forma simples e simétrica sem exigir desmontagem do dispositivo.

O método de soldagem utilizado foi o processo TIG (Tungstênio Inerte Gás) por apresentar uma excelente qualidade e ser o mais indicado para materiais de pouca espessura, como no caso de tubos metálicos. Além do mais, é um processo limpo e que proporciona cordões de solda com boa qualidade, sem escória e respingos, bom acabamento superficial e menor zona termicamente afetada da peça soldada (ÁQUILA, 2012).

3.2 Modelagem e dimensionamento do Protótipo e componentes auxiliares

A modelagem 3d e simulações de esforços (tensão/deformação) foram feitas no SolidWorks, software vastamente utilizado na área de engenharia para análises por elementos finitos. Contudo, em casos de necessidades, buscar outros softwares para confirmação de resultados. A escolha inicial desse software se dá pela sua facilidade de manuseio e pela a vasta gama de informações disponíveis na internet e livros, facilitando o acesso a informações relevantes para a execução de simulações com alto nível de confiabilidade.

O SolidWorks apresenta um campo de interação intuitivo com recursos de projetos desenvolvidos que orientam na concepção e desenvolvimento dos produtos de maneira mais rápida e eficiente, promovendo o sucesso. No mercado competitivo, o SolidWorks fornece ferramentas robustas e com facilidade de manuseio, associando a comunicação simples das informações relevantes para o projeto coma a geração rápida de desenhos e prototipagem virtual. Além de auxiliar nos dados de fabricação do projeto (SOLIDWORKS CORPORATION, 2017).

Definido o Software, fez-se necessário estabelecer um modelo inicial da estrutura a ser analisada. Ressaltando as premissas do projeto e algumas outras características listadas a baixo:

- I. Ser capaz de aplicar força nos dois sentidos em ambos os lados;
- II. Baixo Custo e Fácil Construção;
- III. Utilização de Materiais Reciclados;

- IV. Fácil Montagem associado a alta Confiabilidade;
- V. Possibilitar o incremento de anilhas com todo conjunto montado;
- VI. Os suportes devem permitir os graus de liberdade do protótipo conforme a literatura apresentada;

Como mencionado, a estrutura teve como premissa o range do relógio comparador disponível no Laboratório de Metrologia do CCT, diante disso fez-se necessário simulações prévias para adequar a rigidez da estrutura (através de modificações na geometria), com o curso máximo do relógio, tendo em vista que no ensaio experimental a validação foi efetuada através da medição do deslocamento vertical de um ponto pré-estabelecido.

Tendo como base os estudos apresentados por Riley e George (2002), a geometria inicial do protótipo apresenta uma possível combinação entre as Figuras 2.6 e 2.7 já explanadas na fundamentação teórica, de forma que se possa aplicar os estudos publicados em seu trabalho “Design, Analysis And Testing Of A Formula Sae Car Chassis”.

Partindo disso, a Figura 2.6 oferece uma visão lateral de um tubo oco com uma extremidade livre e a outra numa condição fixa, em que o próprio autor sinaliza que o tubo seria uma simplificação do chassi do veículo. Portanto, assumiu-se que o protótipo poderia ser uma estrutura tubular do tipo *Space Frame* com uma extremidade livre para aplicar o momento torçor e a outra numa condição fixa, que neste caso foi adotado uma chapa de aço espessa que seria fixada em uma outra superfície rígida. Concluindo a ideia inicial do protótipo, a Figura 2.7 mostra uma vista frontal de como seria a representação do chassi de acordo com Riley e George (2002), portanto seguindo o mesmo padrão geométrico pode-se concluir o modelo inicial, apresentado na Figura 3.2.

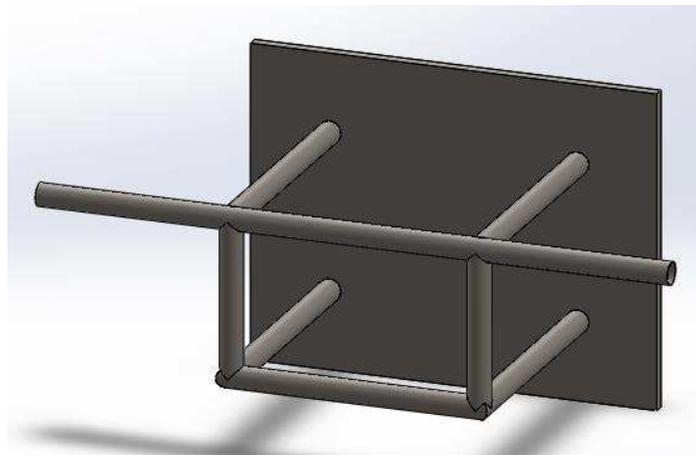


Figura 3.2 - Geometria inicial

Fonte: Autor

Pode-se perceber que nesta situação as barras que representam os braços da suspensão estariam sujeitas a esforços de flexão, comprometendo seriamente a análise de rigidez torcional da estrutura como um todo. Em vista disso, foi inserido um travamento transversal entre o braço e a estrutura inferior, chegando a geometria final mostrado na Figura 3.3.

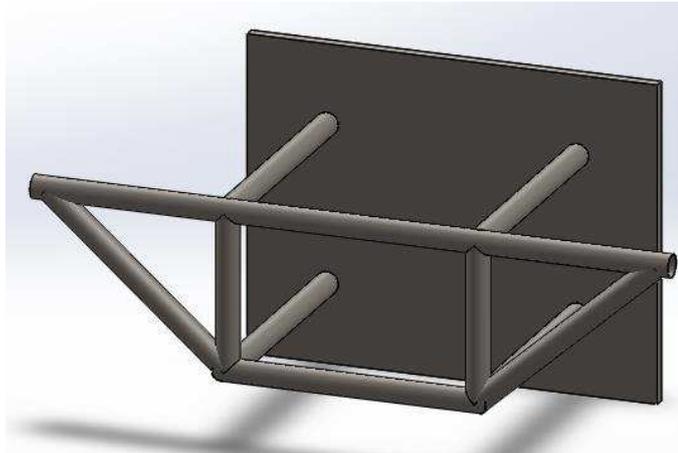


Figura 3.3 -Geometria final

Fonte: Autor

As dimensões adotadas foram escolhidas de forma que atendessem os requisitos do projeto e que facilitasse a fabricação juntamente com a montagem. Desta forma, o chassi protótipo ficou definido como de pequeno porte por apresentar as dimensões máximas de 726 x 300mm. Para mais detalhes, pode-se consultar os desenhos técnicos apresentados no Apêndice A. Além disso, as dimensões foram validadas pelo deslocamento da estrutura na simulação computacional, pois como mencionado.

Os arranjos das junções dos tubos foram feitos de acordo com a experiência em diversas competições baja SAE, optando pela melhor configuração estrutural e proporcionando maior resistência a estrutura. Também, considerando a construção, as configurações das junções foram feitas de forma que durante a fabricação as peças pudessem ser fabricadas em módulos, garantindo que o processo de soldagem fosse executado da melhor forma possível.

Se fez necessário projetar uma bucha de aço ASTM A36 para a ponta do tubo onde as cargas seriam aplicadas. A sua geometria foi projetada para que a mesma possa distribuir melhor as tensões aplicadas e possibilitando a fixação do suporte para anilhas através de um parafuso M10. A Figura 3.4 mostra a bucha de fixação do suporte, suas dimensões estão disponíveis no desenho técnico do Apêndice B.

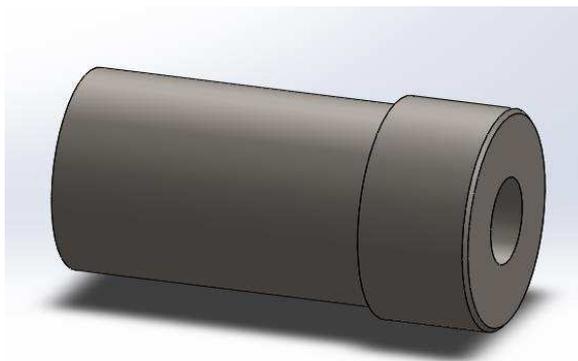


Figura 3.4 - Bucha de Fixação do Suporte para Anilhas

Fonte: Autor

Com a estrutura definida, pôde-se fazer uma análise para verificar a deformação da estrutura diante da carga máxima definida. O valor máximo da força foi calculado pelo máximo de anilhas colocadas em cada lado vezes o valor da gravidade, como mostra a Equação 3.1.

$$F = M \cdot g \quad (3.1)$$

Onde **F** representa a força (N), **M** a massa (kg) e **g** a aceleração da gravidade que vale 9,80665 m/s². A unidade adotada neste trabalho é o Sistema Internacional de Medidas. Desta maneira, a força resultante para 3 anilhas de 20 kg (cada) será o equivalente a aproximadamente **588,4 N**.

A escolha do tipo de elemento utilizado também foi embasada no estudo de Botosso (2010) e confirmada por Riley e George (2002), em que expõe que os elementos de viga apresentam bons resultados neste tipo de simulação por se tratar tubos, sendo que este tipo de elemento é o que representa melhor sua rigidez na flexão e torção, diferente de outros tipos que não apresentam essas características. Conforme o banco de dados do Help SolidWorks (2012) “Um componente estrutural é automaticamente identificado como uma viga e para ele é criada uma malha por um número de elementos uniformes, de forma que você pode ver a variação da deformação e das tensões ao longo do comprimento do componente”.

Sendo assim, foi feita uma análise preliminar com as condições propostas e com o recurso de malha automática que próprio software fornece, como mostra a Figura 3.5.

Atenção especial para a forma de carregamento e restrições do quadro, pois para se obter uma análise precisa, as condições de contorno da simulação devem estar o mais próximo

possível das condições reais a que o quadro estará sujeito. Aproximando a rigidez do quadro virtual a rigidez do quadro real (RILEY e GEORGE, 2002).

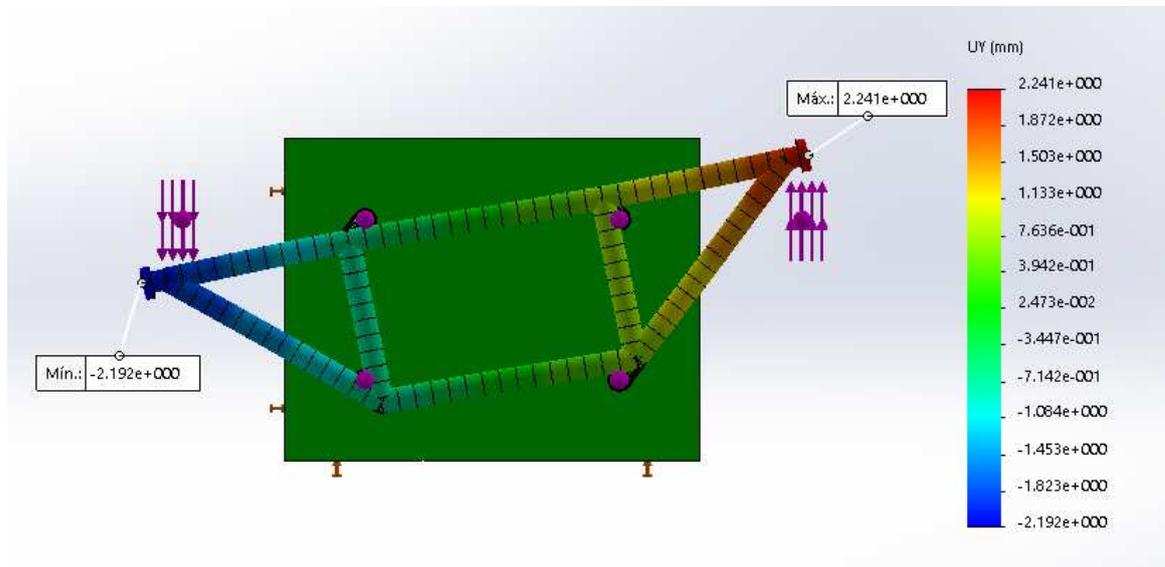


Figura 3.5 - Análise Estática de Torção Inicial do Protótipo com malha grosseira

Fonte: Autor

Para esta análise optou-se por fixar toda a superfície traseira da chapa de forma que a movimentação nos três eixos fosse impedida. Um momento binário foi aplicado nos pontos pré-definidos pela literatura apresentada de forma a gerar uma rotação longitudinal na estrutura. Em relação a malha utilizada, o tamanho do elemento tinha 12,6806mm com tolerância de 0,634028mm, qualidade da malha alta, total de nós de 18.438 e com um total de elementos equivalente a 9.630 unidades.

Como pode-se ver, o deslocamento máximo no Lado Direito foi de 2,241mm e no Lado Esquerdo de -2,192mm. As tensões máximas foram muito inferiores ao limite de escoamento do material utilizado, mostrando-se irrelevante para esta análise preliminar.

Em seguida foi feita uma segunda simulação com a malha refinada de acordo com o estudo proposto por Botosso (2010), em que ele faz uma proporção entre o tamanho da viga e a dimensão do elemento. Ele propõe que para gerar malha numa viga reta o elemento não pode ser maior do que 3% do comprimento total da viga, neste caso, foi calculado que o elemento deveria ter 5,238mm com base na menor parte da estrutura e aplicado as demais. Desta forma, as características da malha utilizada foi o tamanho do elemento tinha 5,07222mm com tolerância de 0,253611mm, qualidade da malha alta, total de nós de 178.137 e com um total de

elementos equivalente a 112.902 unidades. Para esta configuração, segue a Figura 3.6 com os resultados obtidos.

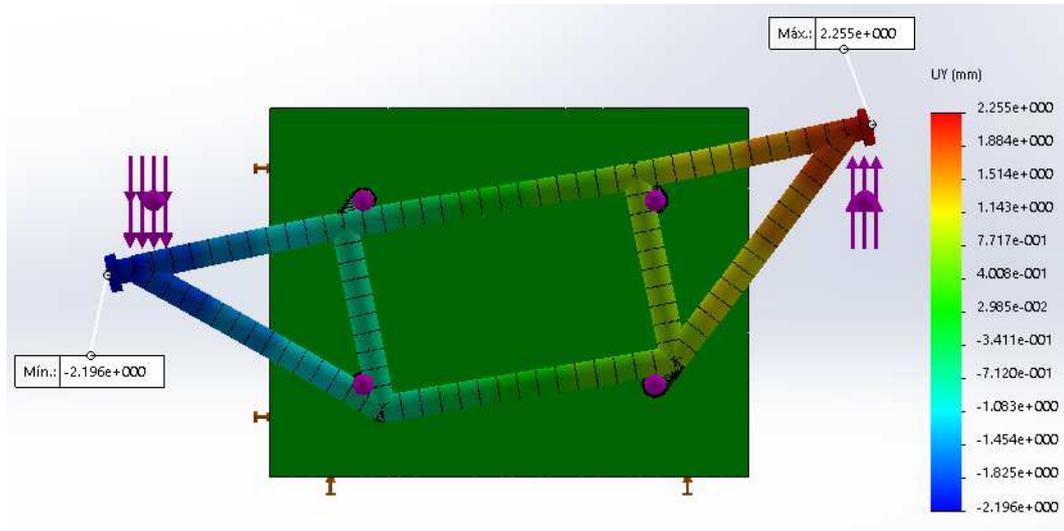


Figura 3.6 – Análise Estática de Torção do Protótipo com malha refinada

Fonte: Autor

Conforme apresentado, o refinamento da malha teve pouca influência no resultado final da análise, mostrando uma diferença máxima de 0,014mm entre os deslocamentos medidos nos pontos de aplicação da força. A diferença de valores entre as simulações chega a ser menor que a precisão do relógio comparador que é 0,015mm. Assim sendo, o deslocamento máximo na vertical (eixo Y) para o peso de 60kg ficou em 2,255mm para o lado direito e -2,196mm para o lado esquerdo. Deste modo, assegura-se que nenhum problema ocorra durante a medição no experimento real, pois o relógio comparador selecionado tem uma capacidade de medição muito superior ao exigido.

Por se tratar de um componente estrutural, o SolidWorks automaticamente o identifica como uma viga, devido a isso, ele é cria uma malha de elementos de viga com um número de elementos uniformes. Portanto, o refino da malha pouco influencia, neste caso, no resultado final desejado, pois é principalmente a chapa de fixação que tem o número de seus elementos aumentados ou reduzidos, por não se tratar de um componente estrutural, e a mesma é teoricamente projetada para se manter estática durante o experimento.

Afim de avaliar o método de fixação proposto para o protótipo e sua influência no deslocamento durante a torção da estrutura, se fez necessário simulações em condições extremas. Neste caso, a chapa metálica da base é o alvo dos estudos, pois a mesma é robusta e deve se manter totalmente rígida durante as condições de carregamento. A ideia principal para

fixação da chapa base foi através de parafusos rosca soberba com buchas fixadas em alvenaria. Diante disso, a Figura 3.7 mostra o deslocamento resultante da chapa para uma condição extrema.

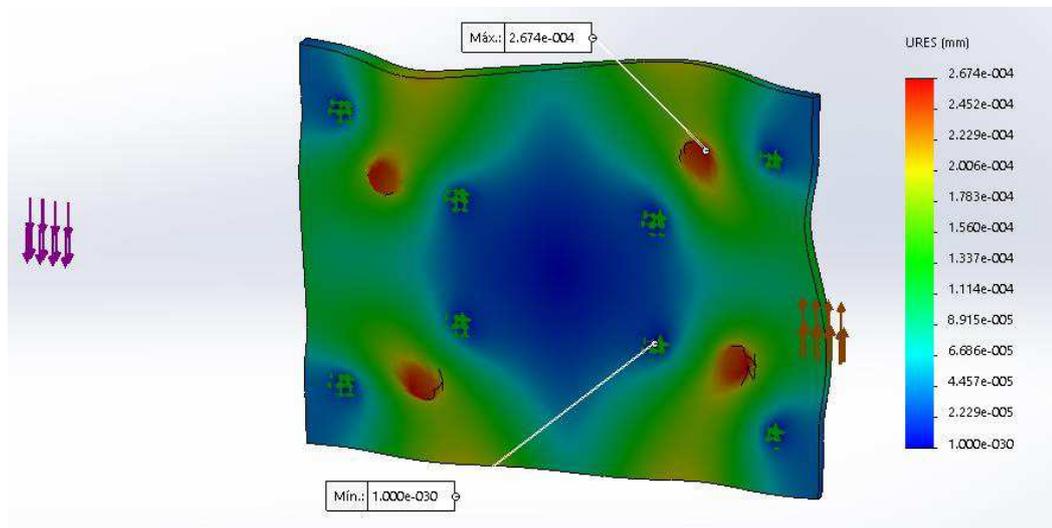


Figura 3.7 - Análise Estática da Chapa Base exibindo o Deslocamento Resultante

Fonte: Autor

Como pode-se observar, o deslocamento resultante foi equivalente a 0,0002674mm, muito inferior ao que se pode medir com o relógio comparador adotado. Portanto, nessas condições, pôde-se supor que o deslocamento da chapa base seria praticamente nulo durante o experimento, no entanto, para garantia da integridade do experimento, foi posicionado um relógio comparador no centro da estrutura para avaliar o deslocamento da mesma e garantir que tudo está conforme planejado.

A condição adotada na simulação da Figura 3.7 foi basicamente a premissa de geometria fixa somente pelos furos destinados aos parafusos de fixação e em conjunto foi convertida a estrutura tubular para rígida (sem deformação), de forma que todos os esforços e deformações fossem direcionados somente a chapa de aço ASTM A36 de ½". É evidente que esta seria uma condição crítica e impossível de acontecer, pois a estrutura tubular tende a torcer antes de transmitir as cargas máximas para chapa. Portanto espera-se que na situação real a deformação da chapa de aço seja ainda menor que o simulado. Para garantir a confiabilidade, a chapa ainda foi analisada em termos de tensões, como mostra a Figura 3.8.

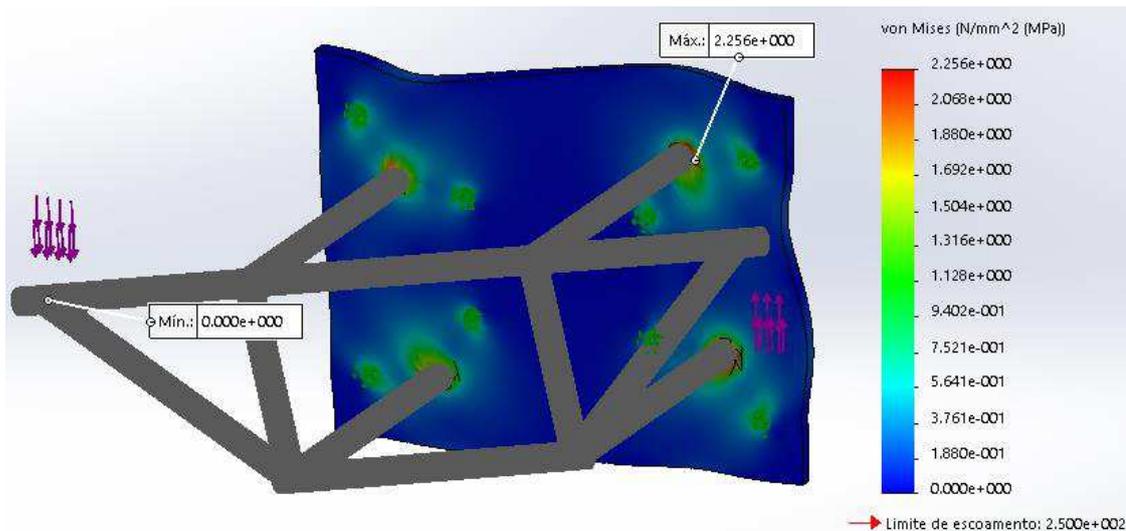


Figura 3.8 - Análise Estática da Chapa Base exibindo a tensão de Von Mises

Fonte: Autor

Para este caso, pode-se perceber que a tensão máxima da peça é muito inferior ao limite de escoamento, garantido que esta configuração é mais do que satisfatória.

$$\sigma_{\text{máx}} = 2,256 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_e = 250 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} \ll \sigma_e$$

Os dispositivos auxiliares da bancada também tiveram atenção especial na concepção do projeto, garantindo que os mesmos atendessem perfeitamente os requisitos e premissas já estabelecidas. O primeiro dispositivo a ser comentado é o “Suporte para aplicação da Carga” apresentado na Figura 3.9 (a), que apresenta uma configuração que permite a rotação em torno do parafuso que o fixa a bucha, assegurando que o sentido da força seja sempre na vertical mesmo que ocorra uma rotação em torno do eixo lateral.

Para a fabricação deste suporte foi considerado o uso de uma barra chata de 5mm de espessura com um furo de 10mm de diâmetro. A alça para passagem do cabo de aço foi feita com barra circular de Ø 6mm e conformada a frio para o formato projetado. Para mais detalhes da geometria e dimensões, consultar o Apêndice C. Com o objetivo de assegurar a confiabilidade deste suporte foi feita uma análise de tensões como mostra a Figura 3.9 (b).

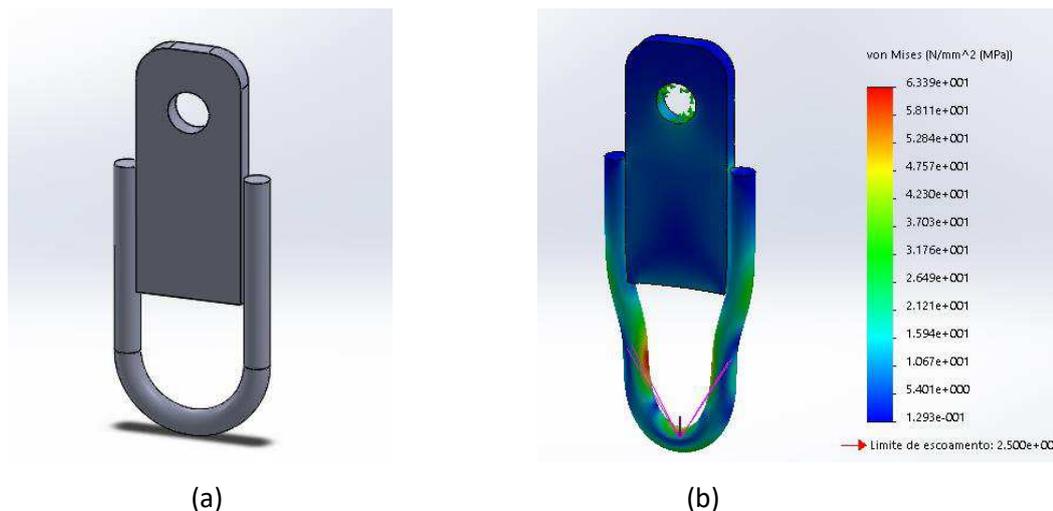


Figura 3.9 – (a) Suporte para aplicação de Carga. (b) Análise de tensões no Suporte para aplicação de Carga

Fonte: Autor

Para esta análise foi aplicada uma força de 1000 N através de uma carga remota no ponto onde o cabo de aço de 1/8” concentra a força e em conjunto foi fixada a superfície do furo onde é colocado o parafuso de fixação. Para uma melhor resposta, foi inserida uma condição de contato entre a barra chata e a barra circular, de modo a se comportar como um corpo único. A malha utilizada apresentava tamanho de elemento igual a 1,55205mm com tolerância de 0,0776027mm, total de nós igual a 30.405 e total de elementos igual a 18.663 unidades. A força aplicada nesta análise é muito superior aos 588,4 N que será realmente aplicada no experimento, e mesmo assim, o suporte apresentou um fator de segurança muito próximo de 4. A tensão máxima de Von Mises é muito inferior ao limite de escoamento do aço utilizado, como mostra a Figura 3.9 (b), viabilizando o suporte.

Em relação ao Suporte para anilhas, foi escolhida uma geometria que possibilitasse o fácil incremento de pesos durante o experimento e que o conjunto pudesse manter o equilíbrio independentemente da quantidade de carga aplicada, por isso optou-se pelo uso de cabo de aço ligado aos 4 tubos de perfil quadrado nas extremidades do suporte associado a um tubo de perfil circular que exerce a função de guia para encaixe das anilhas. A Figura 3.10 mostra o projeto CAD deste suporte.

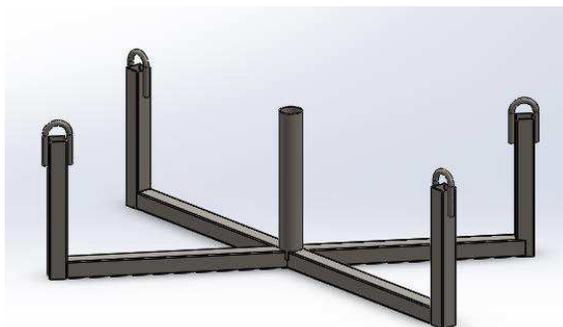


Figura 3.10 – Suporte base para Anilhas

Fonte: Autor

Para confecção do suporte foi escolhido um tubo de perfil quadrado de 20 x 20mm com espessura de 1,2mm. O tubo guia central é do mesmo tipo que foi empregado na fabricação do protótipo. A alça para passagem do cabo de aço foi feita com barra circular de \varnothing 6mm e conformada a frio do mesmo modo que o suporte para aplicação de carga. Para maiores informações da geometria deste suporte, consultar Apêndice D.

Para a análise do suporte base para anilhas, não foram consideradas as 4 alças para passagem do cabo de aço, pois na análise do “Suporte para aplicação de Carga” o mesmo tipo de alça já foi aprovado em condição muito mais crítica, tendo em vista que a carga que somente uma suporta, nesta aplicação a mesma carga se divide entre as 4. Isto posto, a análise foi exclusivamente feita com os perfis de componentes estruturais do SolidWorks, com as fixações e aplicação de força diretamente nas juntas da estrutura. Neste caso, foram fixadas na parte superior os quatro tubos das extremidades e aplicada a força de 588,4 N na parte central do suporte, como mostra a Figura 3.11. Nessas condições o suporte adotado apresentou um fator de segurança próximo de 6, assegurando a aplicabilidade do mesmo.

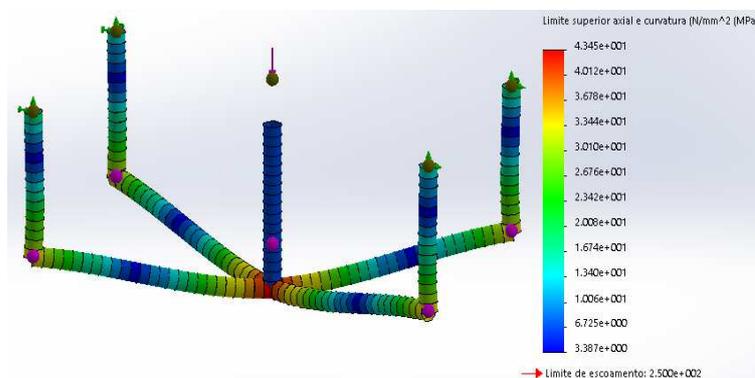


Figura 3.11 - Análise do Suporte base para Anilhas

Fonte: Autor

Para melhor entendimento, a Figura 3.12 ilustra o conjunto de montagem dos suportes. Esta configuração proporciona um fácil acesso a retirada ou acréscimo de anilhas, com o peso concentrado no ponto central do mesmo.

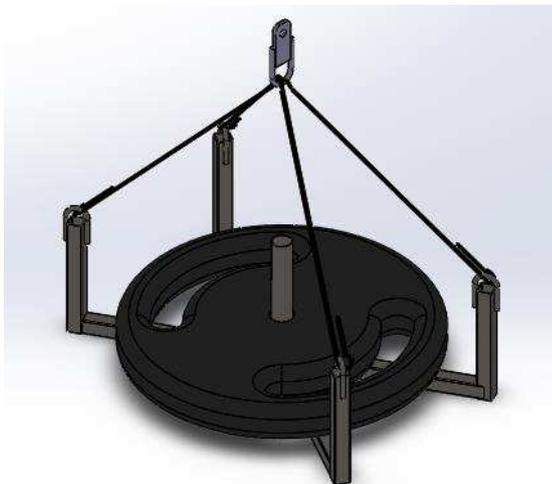


Figura 3.12- Conjunto de montagem dos Suportes com Anilha

Fonte: Autor

3.3 Fabricação da estrutura e componentes da bancada

Para a fabricação dos componentes da bancada pôde-se contar com auxílio dos profissionais necessários, principalmente em relação a soldagem, que requer uma atenção e controle especial e que neste caso, foi convidado um profissional parceiro da equipe Bumba meu Baja para executar esta tarefa.

Já pensando na fabricação durante a elaboração do projeto, buscou-se aplicar uma geometria simples e com ângulos de 90° sempre que possível, facilitando assim, todo processo manual de fabricação. Então, no primeiro momento buscou-se elaborar um gabarito em uma superfície de metal plana para que as dimensões do protótipo fossem totalmente respeitadas no decorrer da fabricação.

Com auxílio de barras de perfil L (cantoneiras) de 1", esquadros magnéticos e pontos de solda foi-se demarcando as dimensões máximas (fora a fora) do protótipo, como mostra a Figura 3.13. Devido a simetria da estrutura, este primeiro gabarito pôde ser utilizado tanto a secção horizontal superior quanto a inferior, garantindo que ambas tivessem as mesmas dimensões e tolerâncias de desvio.



Figura 3.13 - Construção Inicial do Gabarito

Fonte: Autor

Com as dimensões externas devidamente travadas com solda, para minimizar os desvios de geometria foi-se necessário travar também as dimensões internas, fazendo uso do mesmo método como mostra a Figura 3.14. Vale lembrar que buscou-se evitar o máximo de folgas entre os tubos e o gabarito, sempre confirmando as dimensões e possíveis deformações provenientes do processo de soldagem. Desta forma, concluiu-se a elaboração da primeira etapa do gabarito, garantindo que desvios de geometria fossem evitados para que o protótipo fosse o mais fiel possível ao projeto CAD, reduzindo divergências de rigidez entre o físico e o computacional.



Figura 3.14 - Conclusão da Primeira etapa do Gabarito

Fonte: Autor

A Figura 3.15 exibe o detalhamento das junções entre tubos antes do processo de soldagem. As junções foram feitas de forma manual com auxílio da lixadeira, evitando folgas e garantindo um encaixe preciso no ângulo especificado pelo projeto.



Figura 3.15 - Junções dos Tubos

Fonte: Autor

Após a execução das junções das seções horizontais superior e inferior, foi necessário pontear as peças com solda facilitar o progresso do trabalho, como mostra a Figura 3.16. Para garantir que as dimensões estavam corretas, mais uma vez foram medidas seções e checadas com auxílio do gabarito e esquadros.



Figura 3.16 - Seções Ponteadas

Fonte: Autor

Com as seções devidamente ponteadas com solda, pôde-se fazer a segunda etapa do gabarito, utilizado para produzir as junções dos tubos verticais do protótipo. Devido a simetria da estrutura, foi possível incrementar o gabarito anterior para que este pudesse atender a nova necessidade, facilitando a montagem e otimizando o espaço do mesmo. A Figura 3.17, mostra o gabarito final atendendo a nova condição juntamente com os tubos da posição vertical (apoiados na base do gabarito) com suas junções já executadas.



Figura 3.17 - Gabarito Final com o Protótipo

Fonte: Autor

Para garantir a máxima eficiência do processo de soldagem, estes tubos mencionados não foram ponteados as seções horizontais superior e inferior nesse momento, assegurando que todo o perfil das junções entre dois tubos fosse soldado, para que posteriormente fosse adicionado o terceiro tubo a união mencionada.

Terminada a fase de pré-montagem da estrutura tubular, partiu-se para a marcação e execução dos furos de fixação da chapa base de aço ASTM A36. No primeiro momento foi necessário desenhar com auxílio de régua e esquadros o esboço dos pontos centrais para os furos de fixação e engaste dos tubos. Em seguida, fazendo uso da furadeira de coluna, como mostra a Figura 3.18 foram executados os 8 furos com diâmetro de 10mm para fixação da chapa. Para menor desgaste das brocas, os furos foram feitos em duas etapas, primeiro foi utilizado a broca de 5mm para abrir e em seguida a de 10mm para alargar o furo para o diâmetro final.



Figura 3.18 - Uso da Furadeira de Coluna para executar furos de fixação da chapa base

Fonte: Autor

A execução dos furos antes do processo de soldagem foi de fundamental importância para o proceder correto da fabricação do protótipo, pois assim garantiu-se a precisão dos furos e evitou-se possíveis problemas no processo de fabricação.

Em seguida, foram fabricados os dispositivos auxiliares para execução do experimento. A Figura 3.19 mostra o Suporte para Aplicação da Força concentrada a estrutura, onde o mesmo apresenta uma alça para passar o cabo de aço de 1/8" que faz ligação ao "Suporte base para Anilhas" através das quatro alças do mesmo, apresentado na Figura 3.20.



Figura 3.19 - Suporte para aplicação da Carga

Fonte: Autor



Figura 3.20 - Suporte base para Anilhas

Fonte: Autor

Como mencionado, foi escolhido o processo TIG para soldagem dos componentes do projeto, devido a diversos fatores indicados na literatura. Dito isto, o processo de soldagem do protótipo foi feito através de etapas e com o auxílio do gabarito confeccionado. Primeiramente foram soldadas as secções horizontal superior e inferior totalmente enquadradas no gabarito para evitar as deformações proveniente do processo de soldagem. Após a soldagem individual

das secções, pode-se soldar os tubos verticais do protótipo, formando a estrutura tridimensional do protótipo como mostra a Figura 3.21.



Figura 3.21 - Soldagem da Estrutura Tubular

Fonte: Autor

Em seguida, pode-se confeccionar os reforços transversais da estrutura e preparar para o processo de soldagem. Em paralelo foi, foi usinada no Torno Mecânico as buchas com furo central roscado para fixação dos suportes. Após tudo pronto, foi feita a soldagem dos itens restantes e da chapa base a estrutura tubular já confeccionada. A Figura 3.22 mostra o protótipo totalmente concluído após a término do processo de soldagem.

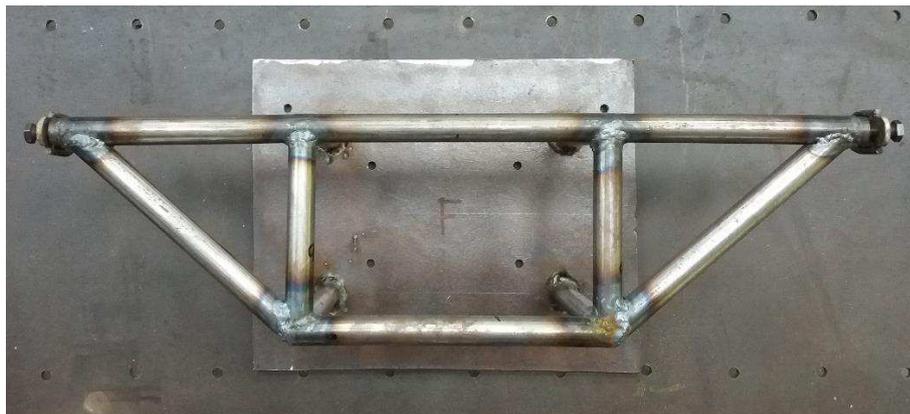


Figura 3.22 - Protótipo concluído

Fonte: Autor

Os demais itens do experimento tiveram o mesmo cuidado durante o processo de soldagem, evitando ao máximo as deformações provenientes da solda e mantendo a mesma qualidade.

3.4 Execução do experimento

Para a montagem do experimento foi escolhida uma parede próxima as ferramentas necessárias e que ficasse em um local de acesso restrito a pessoas desconhecidas, tendo em vista que o experimento foi executado na própria universidade, este cuidado foi importante para garantir que a montagem continuasse calibrada e nivelada no decorrer do tempo. Outro cuidado importe na escolha da parede, foi garantir que ela fosse o mais plana e vertical possível, assegurando que na montagem do protótipo o mesmo ficasse exatamente na horizontal, formando os 90° com a parede.

Para a fixação do protótipo a parede foram usados 8 parafusos de 10mm com rosca soberba em conjunto com buchas de 12mm para alvenaria. Os furos foram feitos de forma a garantir o nivelamento correto da estrutura, para isso foi utilizado um nível de bolha. Os suportes para fixação dos relógios comparadores foram fixados com buchas de 10mm e parafusos de 8mm com rosca soberba. Estes suportes já existiam, sendo somente utilizados para esta aplicação, não necessitando de análises por não receber nenhum tipo de carga além do próprio peso e o do relógio comparador que nele foi fixado com uso da base magnética.

Para avaliar a estabilidade da Chapa base no decorrer do experimento, foi inserido um guia no seu centro para receber o relógio comparador. Consequentemente, pôde-se avaliar a confiabilidade da fixação do protótipo por parafusos de rosca soberba escolhida para o experimento. A Figura 3.23 mostra a montagem do protótipo juntamente com os suportes para relógio comparador.



Figura 3.23 - Montagem do Protótipo na parede

Fonte: Autor

Logo após, pôde-se montar os demais componentes auxiliares. Como mencionado, o alinhamento da estrutura é fator primordial para o sucesso do experimento, devido a isso, teve-se o cuidado de alinhar os cabos de aço de forma que o mesmo ficasse o mais correto possível, principalmente no lado em que foi necessário o uso da polia para a inversão do sentido da força. Neste caso, buscou-se garantir a perpendicularidade em relação aos três eixos, assegurando que força resultante fosse aplicada somente no sentido desejado, como mostra a Figura 3.24. Vale ressaltar que a polia foi fixada a um macaco hidráulico do tipo girafa, o que permitiu uma fácil regulagem associada a uma alta confiabilidade do conjunto.



Figura 3.24 - Montagem e Regulagem dos Suportes

Fonte: Autor

Em seguida, foram montados os instrumentos de medição nos pontos pré-estabelecidos. Teve-se o cuidado de utilizar relógios comparadores do mesmo modelo para evitar possíveis divergências nas medições. Para facilitar a montagem dos mesmos, fez-se o uso de bases magnéticas. Outro ponto de atenção, foi a aplicação de uma pré-carga no lado em que o deslocamento seria negativo, garantido a medição correta do mesmo. A Figura 3.25 mostra a disposição dos relógios empregados no experimento.



Figura 3.25 - Disposição dos Relógios Comparadores

Fonte: Autor

Com suportes montados e Relógios calibrados, começou-se o experimento. As anilhas foram colocadas nos suportes de forma simultânea e de 20 em 20 kg, com intervalos de 10 minutos para garantir o equilíbrio da estrutura e estabilização dos relógios comparadores. Foi evitado ao máximo as oscilações do cabo de aço ao colocar as anilhas, principalmente no lado que se utilizava a polia, que apresentava uma tendência maior para este tipo de evento. Além disso as anilhas foram enumeradas, garantindo a repetitividade do experimento, pois sabe-se que a massa real de cada anilha varia em torno dos 20 kg.

Como mencionado as medições foram feitas a cada 20 kg após a estabilização do conjunto e equilíbrio estático entre as cargas. Para dúvidas posteriores, buscou-se registrar por fotos todos os deslocamentos dos 3 pontos de medição a cada incremento de carga. Além disso, na fase de projeto, buscou-se deixar a base dos relógios totalmente independente da base do protótipo, evitando interferências entre um e outro. A Figura 3.26 mostra o protótipo sujeito a carga máxima do experimento, observa-se que nesta situação o Lado Direito estava sujeito a aplicação de uma força positiva com o auxílio da polia, que exerce a função de inverter o sentido da força, já no Lado Esquerdo, a massa suspensa direto pela estrutura produz a aplicação de uma força negativa, onde o conjunto das forças resulta na aplicação de um momento binário sobre o protótipo nos pontos especificados.



Figura 3.26 - Protótipo sujeito a Carga Máxima

Fonte: Autor

Após a aplicação da carga máxima, foram retirados os pesos e avaliado o retorno da estrutura através dos relógios comparadores, foi constatado um possível deslocamento da base em relação a parede, tendo em vista que a chance de acontecer deformação plástica é muito inferior.

Com a primeira fase do experimento concluído, foi necessário inverter os sentidos das forças atuantes em cada lado para avaliar a conformidade e linearidade do protótipo, aumentando assim a confiabilidade do estudo. Além disso, com a inversão pode-se também avaliar a influência da aplicação da força através da polia.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Primeiramente, foi avaliado o valor da rigidez torcional obtido através dos métodos de elementos finitos. Baseado na Equação 2.2 de Riley e George (2002) apresentada a baixo, tem-se os seguintes valores utilizados na análise.

$$K_t = \frac{F.L}{\tan^{-1}[(\Delta y_1 + \Delta y_2)/2L]} \quad (2.2)$$

K_t = Coeficiente de Rigidez torcional;

F = Força aplicada;

L = Distância entre aplicação da Força e o centro da estrutura;

Δy_1 = Deslocamento vertical da aplicação da força no lado esquerdo;

Δy_2 = Deslocamento vertical da aplicação da força no lado direito;

Com os valores apresentados na **secção 3.2** de Materiais e Métodos, o resultado para o coeficiente de rigidez torcional K_t computacional foi o equivalente a **598,04 [N.m/grau]**.

Os dados obtidos do procedimento experimental estão listados a seguir na Tabela 4.1 e 4.2. A Tabela 4.1 trata dos dados obtidos no primeiro experimento, onde o lado esquerdo (LE) recebeu a força no sentido negativo e o lado direito (LD) no sentido positivo. Além disso, o valor de massa real inclui o valor fixo do suporte de 1,7 kg somado ao valor real da massa de cada anilha acrescentada.

Tabela 4.1 – Dados do experimento de rigidez torcional 1

1º Ensaio (LE negativo e LD positivo) - K = 340mm				Deslocamento da Base
Lado Esquerdo		Lado Direito		
Massa Real	Deslocamento Δy_1	Massa Real	Deslocamento Δy_2	
0 kg	0	0 kg	0	0
22,6 kg (1)	-0,772 mm	22,6 kg (4)	0,792 mm	-0,02 mm
43,2 kg (2)	-1,59 mm	43,4 kg (5)	1,68 mm	-0,02 mm
63,9 kg (3)	-2,55 mm	63,7 kg (6)	2,57 mm	-0,02 mm

Fonte: Autor

Na Tabela 4.2 contém os valores obtidos do segundo experimento, onde foram invertidos os sentidos da força de cada lado. Dito isto, o lado esquerdo recebeu a força no sentido positivo

e o lado direito no sentido negativo. No intuito de avaliar a linearidade da estrutura e os métodos de aplicação da força, principalmente pelo uso da roldana, os pesos foram mantidos na mesma ordem e lado de aplicação entre os dois experimentos executados.

Tabela 4.2 - Dados do experimento de rigidez torcional 2

2º Ensaio (LE positivo e LD negativo) - K = 340mm				Deslocamento da Base
Lado Esquerdo		Lado Direito		
Massa Real	Deslocamento Δy_1	Massa Real	Deslocamento Δy_2	
0 kg	0	0 kg	0	0
22,6 kg (1)	0,78 mm	22,6 kg (4)	-0,81 mm	-0,01 mm
43,2 kg (2)	1,58 mm	43,4 kg (5)	-1,61 mm	-0,01 mm
63,9 kg (3)	2,475 mm	63,7 kg (6)	-2,52 mm	-0,01 mm

Fonte: Autor

É importante ressaltar os deslocamentos da base, que ocorreram no primeiro e segundo experimento no instante da inserção do primeiro momento binário (referente a massa de 20 kg), se mantendo constante nas demais. Nesta situação, o deslocamento da base deve ser subtraído dos deslocamentos Δy_1 e Δy_2 , garantido a autenticidade do valor.

Para o cálculo do coeficiente de rigidez torcional do ensaio experimental, fez-se necessário seccionar a Equação 2.2, de forma a permitir o cálculo isolado da deflexão angular θ e do momento torçor T conforme a Equação 2.1, visto que a distância entre a aplicação das forças ($2L$) é diferente da distância entre os pontos de medição dos deslocamentos Δy_1 e Δy_2 , sendo essa nova variável denominada por K , presente na Equação 4.2 abaixo.

Portanto, aplicando os dados da Tabela 4.1 e 4.2 nas Equações 4.1 e 4.2 abaixo, encontra-se os valores da deflexão angular θ e do momento torçor T apresentados na Tabela 4.3 abaixo.

$$T = M \cdot g \cdot L \quad (4.1)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2K} \right] \quad (4.2)$$

Onde K equivale a distância entre os pontos de medição do deslocamento e o centro da estrutura na etapa experimental.

Tabela 4.3 - Toque e deflexão angular experimentais

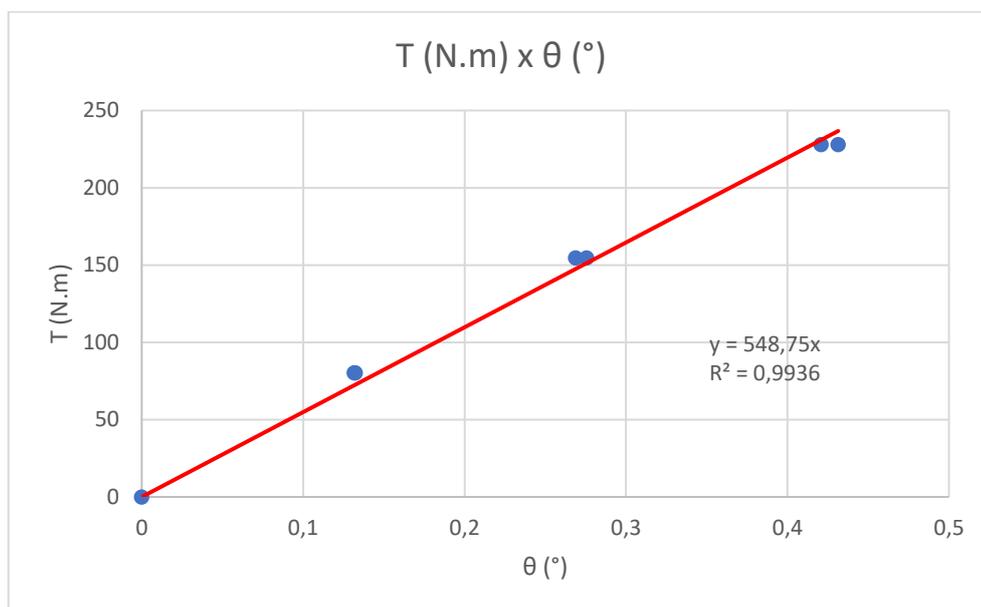
T (N.m)	1º Ensaio	2º Ensaio
	θ (°)	θ (°)
0	0	0
80,2363	0,13178	0,1323
154,7542	0,27552	0,26878
228,0212	0,4314	0,42086

Fonte: Autor

Por se tratar de um ensaio experimental, fez-se necessário executar um estudo de propagação das incertezas das variáveis que foram medidas diretamente com o uso dos instrumentos de medição já mencionados. Estas variáveis foram medidas com uso de uma balança digital, régua e relógio comparador; dito isso, estes valores encontrados tem influência direta no cálculo do Torque e deflexão angular do experimento, portanto, embasado na bibliografia de Vuolo (1996) chegou-se a um erro da rigidez de torcional máximo de 3,18 (N.m/grau). Os detalhes do cálculo podem ser encontrados no Apêndice E.

Com os cálculos de propagação de incerteza do experimento executado, pôde-se concretizar os valores da rigidez torcional para cada par de “Torque x Deflexão angular” apresentados na Tabela 4.3, tendo em vista que o erro experimental da deflexão angular foi desprezado. Por conseguinte, os resultados da Tabela 4.3 foram plotados no Gráfico 4.1 abaixo:

Gráfico 4.1 - Torque (N.m) x Deflexão angular (°)



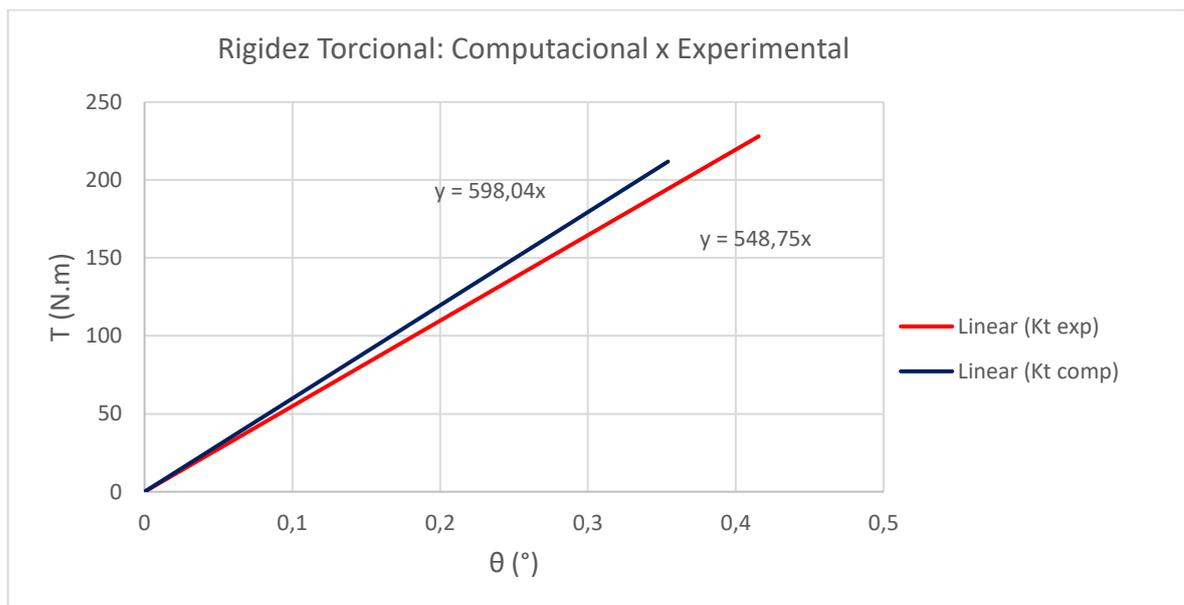
Fonte: Autor

Com o auxílio do Excel, pode-se aplicar o método de regressão linear simples para determinar o valor da rigidez torcional experimental ($K_{t \text{ exp}}$) do protótipo, representada no gráfico pelo coeficiente angular da reta. Vale ressaltar que a intercepção em no eixo y foi forçada a 0, pois zero ângulo de torção resulta em zero torque (Thompson, 1998). O ajuste linear da reta foi muito próximo do ideal, com o valor de 0,9936. Adotando o erro máximo calculado, a rigidez torcional experimental foi a seguinte:

$$K_{t \text{ exp}} = 548,75 \pm 4 \text{ [N.m/grau]}$$

Complementando o estudo, o Gráfico 4.2 exibe um comparativo entre a rigidez torcional experimental e a computacional.

Gráfico 4.2 – Comparativo entre Rigidez Torcional Experimental e Computacional



Fonte: Autor

Desta forma, o erro relativo entre a rigidez computacional e experimental pode ser calculada através da seguinte Equação:

$$E. R = \frac{|K_{t \text{ exp}} - K_t|}{K_t} = \frac{|548,75 - 598,04|}{598,04} \cong 8,24\% \quad (4.9)$$

Um erro relativo de 8,24% é muito próximo do aceitável, se comparado com os experimentos realizados por Tebby (2011) e Thompson (1998), contudo é necessário entender suas possíveis fontes e conseqüentemente as formas para reduzi-lo.

A seguir estão listadas as principais fontes de erros detectadas durante a execução do experimento:

- I. Efeito da histerese: Esse efeito causa uma não linearidade muito alta nos estágios iniciais do experimento, explicando a pequena diferença entre o valor médio entre o primeiro e segundo experimento e o pequeno deslocamento Δy_1 e Δy_2 do protótipo após a retirada total da carga. Isso se ocorre devido as pequenas lacunas existentes tanto no material quanto na solda da estrutura, sendo estas eliminadas durante a aplicação das cargas, superando assim a fricção ao rolamento. Para evitar este efeito é aconselhável realizar um número maior de testes com mais incrementos de cargas menores, mapeando os deslocamentos resultantes tanto ao acrescentar quanto ao retirar cada incremento de peso, até atingir um valor mais linear dessas variáveis (RILEY E GEORGE, 2002).
- II. O erro experimental: Como mencionado, os parâmetros medidos de forma direta apresentam erros que se propagam no cálculo da rigidez torcional. Pode-se perceber que o maior erro encontrado foi no Torque, que deve pelo fato de o mesmo ter sido executado de forma indireta por anilhas apropriadas para o uso em academia. Para uma melhor precisão na aplicação do torque, seria ideia o uso de células de cargas.
- III. Erros de Fabricação do protótipo: Apesar de todos os cuidados, foi inevitável a presença de defeitos de fabricação, principalmente devido ao processo de soldagem, que gerou desvios na geometria do protótipo mesmo com o uso dos gabaritos confeccionados, sendo estes conseguiram apenas por minimizar esses desvios. Além disso, por se tratar de uma fabricação completamente artesanal, os erros provenientes da execução também não podem ser desconsiderados. Apesar disso, a estrutura de forma geral apresentou uma boa autenticidade em relação ao projeto CAD.
- IV. Montagem do Experimento: devidos as restrições já comentadas, mesmo com os cuidados tomados, a parede escolhida para fixação do protótipo gerou dúvida no que se refere as fixações das buchas de alvenaria, pois o reboco da parede apresentava rigidez inferior ao reboco convencional de cimento. Sendo este o

possível motivo do deslocamento da chapa base em relação a parede. Para uma melhor avaliação deste método de fixação (por parafusos de rosca soberba), seria necessário refazer o experimento fixando o protótipo em uma outra parede mais confiável ou até mesmo uma estrutura metálica rígida.

- V. Fixação e escorregamento da ponta de contato do relógio comparador: A fixação do relógio comparador pode ter acarretado em algum erro na medição dos deslocamentos, pois a ponta de contato foi aplicada diretamente na face circular do tubo metálico, estando sujeito a um possível escorregamento mesmo com todo capricho ao posicionar o mesmo. O ideal seria medir o deslocamento em uma superfície totalmente plana, evitando a chance de escorregamento entre a ponta de contato do relógio e a superfície do protótipo, pois sabe-se que em condições de torção, o corpo tende a rotacionar tanto no eixo longitudinal, quanto no transversal, sendo este último muito mínimo.
- VI. Modelo computacional: As condições de contorno das simulações computacional executadas podem ter contribuído para o aumento da rigidez do modelo, que apesar da diferença apresentada de 8,24%, o modelo de forma geral apresentou uma boa estimativa da rigidez torcional real. Além disso, as propriedades do material (aço ASMT A36) da biblioteca o Software pode apresentar divergências do material real, principalmente o em relação ao módulo de elasticidade, que acarretaria em uma maior diferença entre a rigidez torcional real e a computacional.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho determinou com base nas literaturas uma forma simples de validar análises computacionais por elementos finitos para avaliar rigidez torcional, sendo feita através de um ensaio experimental. Foram apresentadas diversas características de um chassi veicular, suas propriedades e estruturas tubulares de forma geral, não limitando o estudo apenas ao ramo automotivo.

Embasado na literatura, pode-se propor um modelo simplificado de protótipo para validação dos conceitos de rigidez torcional, assim como os métodos e equações utilizadas para o cálculo dessa propriedade, extraindo dados tanto do modelo computacional quanto do experimental, detalhando o passo a passo de como utilizá-los de forma a manter alta confiabilidade dos mesmos.

Complementando o trabalho, foi evidenciado todo o processo de fabricação do protótipo e componentes auxiliares do experimento, salientando todos os cuidados para garantir a fidelidade ao modelo computacional, assim como as etapas ideais para fabricação de cada item. Além disso, foram feitas análises computacionais para todos os suportes e itens utilizados no experimento, de forma a garantir sua confiabilidade.

Com a execução do experimento, foi possível analisar os diversos fatores que contribuíram para a divergência entre a rigidez torcional experimental e computacional. Diversas amostras de Torque x Deflexão angular foram coletadas durante o experimento, análises de propagação de incerteza foram feitas com as grandezas experimentais e com o uso do método de regressão linear simples pode-se calcular o valor experimental da rigidez. Além disso, foram propostas possíveis soluções para aumentar a confiabilidade do experimento e pontos de atenção do mesmo.

Por fim, pode-se perceber que os métodos utilizados fornecem uma boa estimativa do valor real da rigidez torcional de chassis e estruturas tubulares metálicas, com um erro relativo baixo, se considerado os diversos itens que podem influenciar no aumento da divergência no valor real da mesma, atingindo assim os objetivos propostos neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**; São Paulo. Érica, 2000. 27p.
- ÁQUILA, Victor. **Soldagem processo de soldagem tig**. Centro de Formação de Soldadores. Soldagem MIG/MAG e Arame Tubular. Salvador, 2012. P 41. rev 2. Disponível em: <http://www.lasoldagem.com.br/apostilas/APOSTILA_TIG_L&A_rev_2.pdf>. Acesso em: 01 de nov. de 2017.
- ARAÚJO, Alberto Manuel Camões. **Estudo do Comportamento de Ligações Metálicas entre Perfis Tubulares e Chapas de Gousset**, 2012. Mestrado Integrado em Engenharia Civil - Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal.
- BARBOSA, Anderson Henrique. **Análise de Confiabilidade Estrutural Utilizando o Método de Monte Carlo e Redes Neurais**, 2004. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Ouro Preto -Escola de Minas.
- BOTOSO, A. C. **Desenvolvimento Preliminar de Estrutura Tubular para Veículo de Fabricação Artesanal**. 2010. Projeto de Graduação – Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
- BROWN, Jason C e Robertson, John A. **Motor Vehicle Structure**. s.l.: Elsevier, 2001. 304p.
- CASTRO, Márcio Schneider de. **Uma metodologia para melhoria da rigidez torcional de componentes estruturais automotivos**; 2008. 129f. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2008. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/91536>>. Acesso em: 17 agosto. 2017.
- Chandra, M. R., Sreenivasulu, S., Hussain, S. T. **Modeling and Structural Analysis of Heavy Vehicle Chassis Made of Polymeric Composite Material by Three Different Cross Sections**, Journal of Mechanical and Production Trans Stellar, 2012.
- CHIAVERINNI, Vicente. **Tecnologia mecânica - Materiais de construção mecânica**. 2.ed. São Paulo: Mc Graw-Hill, 1995. 389p.

CONTEÚDO aberto. In: Uni. Le Mans -Physique et Simulations Numériques. Disponível em: <<http://ressources.univ-lemans.fr/AccesLibre/UM/Pedago/physique/02/meca/poulies.html>> Acesso em: 8 out 2017.

CROCOMBE, A.; Sampe, E.; Somiotti, A.; **Chassis Torsional Stiffness: Analysis of the Influence on Vehicle Dynamics**, SAE 2010 World Congress & Exhibition, 2010.

DASSAULT SYSTÈMES. **Help Solidworks- Componentes da tensão da viga**. 2016. Disponível em: <http://help.solidworks.com/2016/portuguese-brazilian/SolidWorks/cworks/c_Beam_Stress_Components.htm?format=P&value>. Acesso em: 22 de jul. 2017.

ESAB, Centro De Conhecimento. **Processo de Soldagem - TIG (GTAW)**, 2014. Disponível em: <http://www.esab.com.br/br/pt/education/blog/processo_soldagem_tig_gtaw.cfm> . Acesso em: 22 de nov. de 2017.

ESCOLA SENAI "LUIZ SCAVONE". **Metrologia**. 2000. Itatiba – SP. Disponível em: <<http://bmalbert.yolasite.com/resources/Telecurso%202000%20-%20Metrologia.pdf>>. Acesso em: 02 de nov. 2017.

WEISS, Gabriel Hecker Evangelho. **Análise computacional e experimental de rigidez à torção de um chassi de fórmula SAE**. 2016. Projeto de Graduação -Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro.

FURTADO, Daniel Canongia. **Análise Estrutural de Chassi de Veículos Automotivos**. 2013. 88 p. Monografia (Bacharel em Engenharia Automotiva) – Faculdade do Gama, Brasília.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers Inc., USA, 1992.

METÁLICA, Portal. (2017). **Processos de Soldagem**. Disponível em: Portal Met@lica Construção Civil: <<http://wwwo.metalica.com.br/processos-de-soldagem>> . Acesso em 22 de nov. de 2017.

MONTEIRO, J. C. **Aplicação do método da superfície de resposta em problemas de mecânica do contínuo com a utilização de experimentação numérica**; 2004. Dissertação de mestrado, – Universidade Federal de Santa Catarina, SC.

MONTGOMERY, D. **Design and Analysis of Experiments**. 4^a ed. John Wiley & Sons, 1996.

MOTTA BARBOSA, Luís Felipe Ferreira. **Avaliação da rigidez torcional do chassi de um protótipo baja SAE através do método de elementos finitos e de ensaio experimental**, 2015. Projeto de Graduação - Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

OLIVEIRA, F. C. G. **Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo spaceframe usando o método dos elementos finitos e métodos heurísticos de otimização numérica**, Dissertação para obtenção do título de Mestre em engenharia mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 2007.

OYAMA, Daniel. **Torsion Fixture Final Design Report**. In: Interdisciplinary Design Project MECH-499, Prof. Timothy Lee. Montreal, McGill University. 2009.

PANTEC. **Catálogo técnico de produtos Pantec**. 2013. Disponível em: <<http://vinitecquali.dominiotemporario.com/doc/CR.pdf>> Acesso em: 02 de out. de 2017.

RILEY, W.B., GEORGE, A.R. **Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis**, **Motorsports Engineering Conference and Exhibition**, 2002-01-3300, Indianapolis, Indiana, December 2-5, 2002.

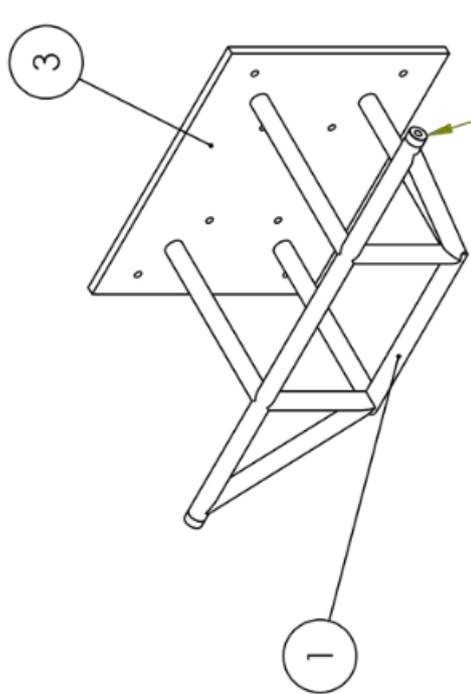
SAMPÒ, Enrico. **Vehicle chassis and vehicle dynamics**. In: __. **Modelling chassis flexibility in vehicle dynamics simulation**. 2011. p. 5-30. Dissertação (Doutorado) - Faculty of Engineering and Physical Sciences, University of Surrey, Guildford, 2011. Disponível em: <<http://core.ac.uk/download/pdf/16517785.pdf>>. Acesso em: 01 set. 2017.

SITHANANUN, C., LEELAPHONGPRASUT, C., BAITIANG, C., et al. **SAE Student Formula Space Frame Design and Fabrication**. The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering, AMM21, Krabi, October 19-21, 2011.

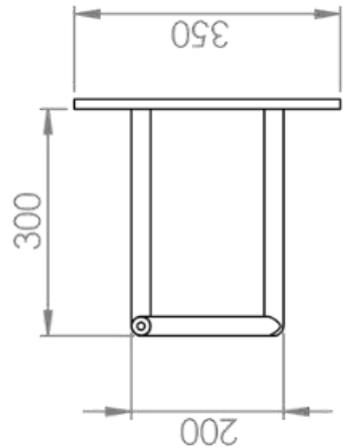
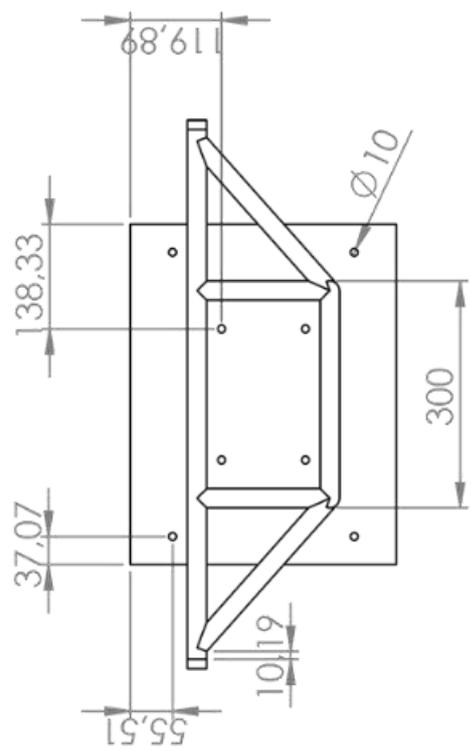
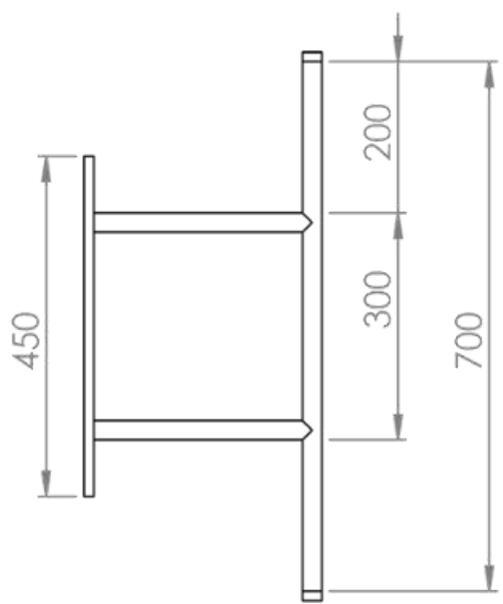
TEBBY, Steven; ESMAILZADEH, Ebrahim; BARARI, Ahmad. **Methods to Determine Torsion Stiffness in an Automotive Chassis**. **Computer-Aided Design & Applications**, PACE (1), 67-75, 2011.

THOMPSON, L.L., LAMPERT, J.K., LAW, E.H. **Design of a Twist Fixture to Measure the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis** , Motorsports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigan, November 16-19, 1998.

VUOLO, José Henrique. **Fundamentos da teoria de erros**. 2.ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher LTDA. 1996. 250p.



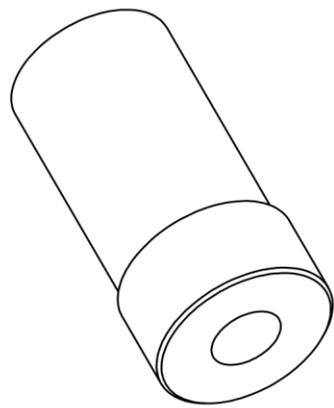
APÊNDICE A



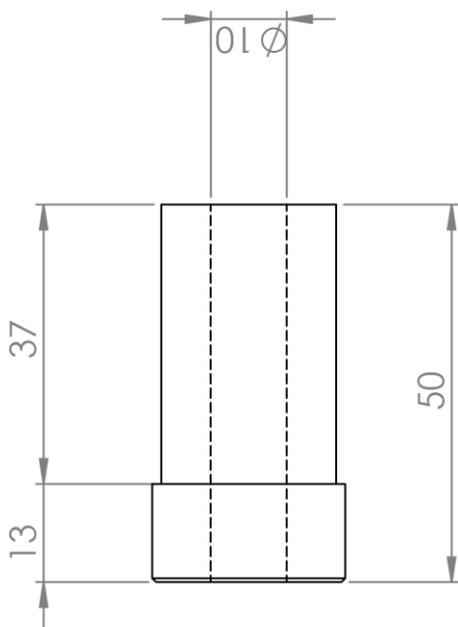
PEÇA	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	DIMENSÕES
1	Estrutu Tubular	1	ASTM A36	25.4 X 1.2mm
2	Bucha do Suporte	2	ASTM A36	40 x 35mm
3	Chapa Base	1	ASTM A36	450 X 350mm

Título: Montagem Protótipo	
Universidade Estadual do Maranhão - UEMA	DATA: 30/10/2017
Curso de Engenharia Mecânica	

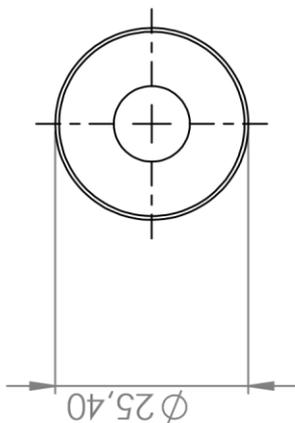
Trab. Conclusão de Curso: ANÁLISE COMPUTACIONAL E EXPERIMENTAL DA RIGIDEZ TORCIONAL DE UMA ESTRUTURA TUBULAR METÁLICA	
AUTOR: Kescijones Brito Mesquita	A4
ESCALA: 1: 10	FOLHA 1 DE 1



APÊNDICE B



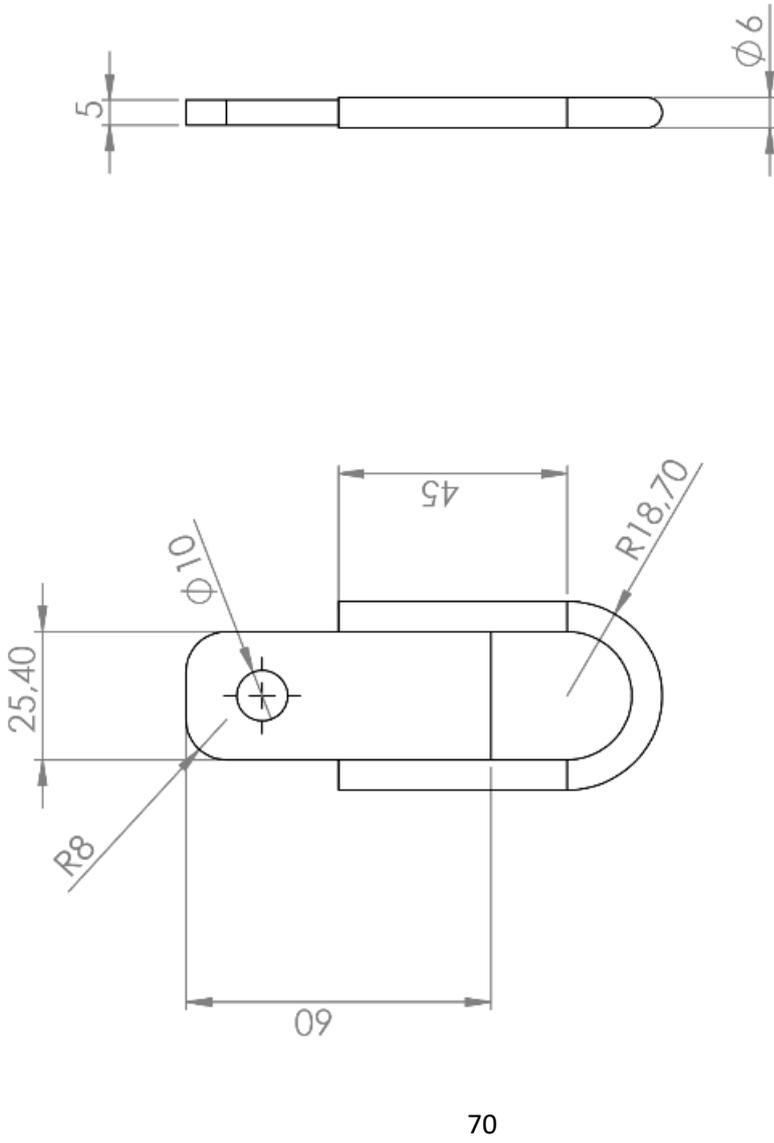
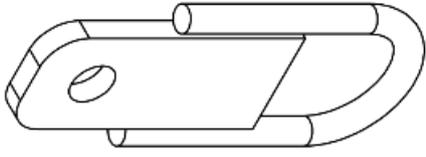
Furo de 10 mm
com rosca



69

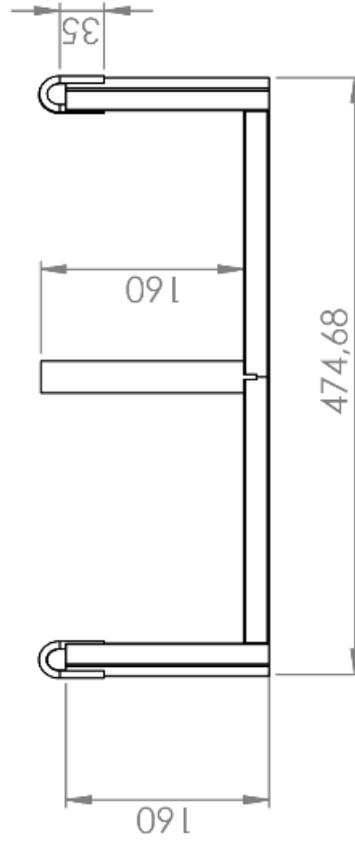
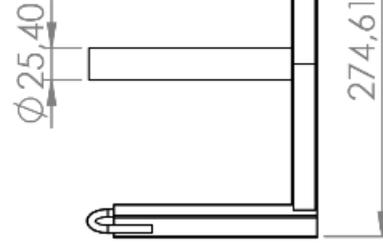
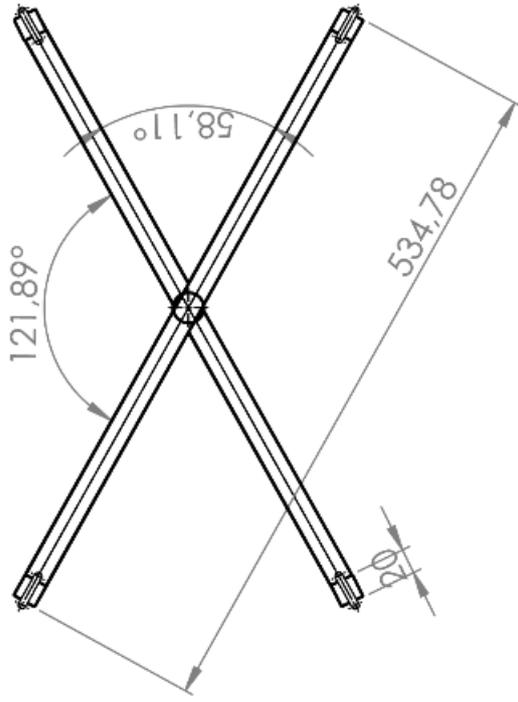
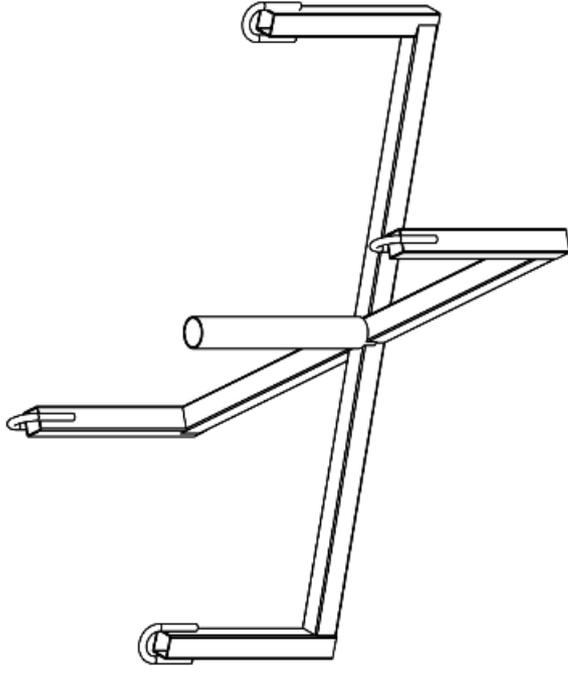
PEÇA	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	DIMENSÕES	Trab. Conclusão de Curso:
3	Chapa Base	1	ASTM A36	450 X 350mm	ANÁLISE COMPUTACIONAL E EXPERIMENTAL DA RIGIDEZ TORCIONAL DE UMA ESTRUTURA TUBULAR METÁLICA
TÍTULO:					AUTOR:
Bucha de Fixação do sup. para Anilhas					Kescijones Brito Mesquita
Universidade Estadual do Maranhão - UEMA					A4
Curso de Engenharia Mecânica					ESCALA: 1:1
DATA:					FOLHA 1 DE 1
30/10/2017					

APÊNDICE C



PEÇA	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	DIMENSÕES	Trab. Conclusão de Curso:
1	Barra chata	200mm	ASTM A36	25,4 X 5mm	ANÁLISE COMPUTACIONAL E EXPERIMENTAL DA RIGIDEZ TORCIONAL DE UMA ESTRUTURA TUBULAR METÁLICA
2	Barra perfil circular	500mm	ASTM A36	Diam. 6mm	
Título: Suporte para aplicação de carga					AUTOR:
Universidade Estadual do Maranhão - UEMA					Kescijones Brito Mesquita
Curso de Engenharia Mecânica					ESCALA: 1: 1,5
					DATA: 30/10/2017
					FOLHA 1 DE 1

APÊNDICE D



PEÇA	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL	DIMENSÕES
1	Tubo quadrado	3 m	ASTM A36	20x20x1,2mm
2	Tubo circular	400 mm	ASTM A36	25,4 x 1,2mm
3	Barra circular	1,2 m	ASTM A36	Diam. 6mm

TÍTULO: Suporte base para Anilhas

Trab. Conclusão de Curso:
**ANÁLISE COMPUTACIONAL E
 EXPERIMENTAL DA RIGIDEZ TORCIONAL
 DE UMA ESTRUTURA TUBULAR METÁLICA**

AUTOR: Kescijones Brito Mesquita A4

UNIVERSIDADE: Universidade Estadual do Maranhão - UEMA

CURSO: Curso de Engenharia Mecânica

DATA: 30/10/2017

ESCALA: 1:6 FOLHA 1 DE 1

APÊNDICE E – CÁLCULO PARA PROPAGAÇÃO DE INCERTEZAS

De acordo com Vuolo (1996) utiliza-se a seguinte fórmula para o cálculo dos erros:

$$\sigma_w^2 = \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \sigma_x^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 \sigma_y^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 \sigma_z^2 + \dots$$

Onde:

σ_w = Erro da função w

x, y, z = Grandezas experimentais

$\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right), \left(\frac{\partial w}{\partial y}\right), \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)$ = Derivadas parciais da função w em relação as grandezas

experimentais

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ = Incertezas dos padrões correspondentes

Desta forma, aplicando a Equação geral para o cálculo da incerteza do Torque (Equação 4.1), a equação do erro experimental do torque fica da seguinte forma:

$$\sigma_T = g \sqrt{((L \cdot \sigma_M)^2 + (m \cdot \sigma_L)^2)}$$

Empregando os valores abaixo para cada valor de massa “ m ”, os resultados obtidos são apresentados na Tabela C.1:

$$\sigma_M = 0,1 \text{ Kg}$$

$$\sigma_L = 1 \text{ mm} = 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 0,729 \text{ m}$$

Tabela E.1 - Erro experimental do Torque

M (kg)	σ_T (N.m)
22,45	0,42
43,30	0,55
63,80	0,72

Fonte: Autor

Para o cálculo da incerteza do ângulo de deflexão, deve-se fazer uso de fórmulas de recorrência para auxiliar na aplicação da Equação geral sobre a Equação 4.2 da deflexão. Dito isto, sabe-se que:

$$\theta = \tan^{-1}(X)$$

$$\sigma_{\theta} \cong \frac{\sigma_X}{1 + X^2}$$

Onde X equivale a:

$$X = \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2K}$$

Desta forma, a Equação do erro experimental do ângulo de deflexão fica da seguinte forma:

$$\sigma_X = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\Delta y_1}}{2K}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta y_2}}{2K}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_K(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{2K^2}\right)^2}$$

Aplicando os dados abaixo nas fórmulas acima, foram encontrados os seguintes valores apresentados na Tabela 4.5 abaixo.

$$\sigma_{\Delta y_1} = 0,01 \text{ mm} = 10^{-5} \text{ m}$$

$$\sigma_{\Delta y_2} = 0,01 \text{ mm} = 10^{-5} \text{ m}$$

$$\sigma_K = 1 \text{ mm} = 10^{-3} \text{ m}$$

$$K = 680 \text{ mm} = 0,68 \text{ m}$$

Tabela E.2 – Erro experimental da deflexão angular

1º Ensaio			2º Ensaio		
X	σ_X	σ_{θ} (°)	X	σ_X	σ_{θ} (°)
0,0023	2,18698E-05	2,18697E-05	0,00230882	2,18778E-05	2,18777E-05
0,00480882	2,51509E-05	2,51503E-05	0,00469118	2,49579E-05	2,49574E-05
0,00752941	3,038E-05	3,03782E-05	0,00734559	2,99881E-05	2,99865E-05

Fonte: Autor

Como o erro do ângulo de deflexão é muito pequeno, pode-se despreza-lo no cálculo do erro da rigidez torcional, desta forma, aplicado a Equação geral na Equação 2.1 da rigidez, a equação fica da seguinte forma:

$$\sigma_{Kt} = \frac{\sigma_T}{\theta}$$

A Tabela 4.6 apresenta os valores do erro da rigidez torcional experimental dos experimentos executados.

Tabela E.3 - Erro experimental da rigidez torcional

1º Ensaio		2º Ensaio	
θ (°)	σ_{Kt} (N.m/°)	θ (°)	σ_{Kt} (N.m/°)
0,13178	3,18	0,1323	3,17
0,27552	2,01	0,26878	2,06
0,4314	1,67	0,42086	1,71

Fonte: Autor