UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE MONOCOQUE PARA VEÍCULO FORMULA SAE UTILIZANDO MATERIAIS COMPÓSITOS DE MATRIZ POLIMÉRICA

Flávio Henrique Galetti Storto

São Paulo
2011

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE MONOCOQUE PARA VEÍCULO FORMULA SAE UTILIZANDO MATERIAIS COMPÓSITOS DE MATRIZ POLIMÉRICA

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Graduação em Engenharia

Flávio Henrique Galetti Storto

Orientador: Marcelo Augusto Leal Alves

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Storto, Flávio Henrique Galetti
Projeto de monocoque para veículo formula SAE utilizando materiais compósitos de matriz polimérica / . – São Paulo, 2011.
112 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Materiais compósitos 2.Engenharia automotiva 3.Veículos de competição I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

O projeto preliminar de um monocoque de fibra de carbono de matriz polimérica é realizado utilizando uma estrutura do tipo sanduíche. O projeto é realizado baseado nas regras da competição de 2011 por meio de cálculos analíticos. Uma sequência de laminação é definida por meio desses cálculos, e posteriormente uma geometria básica parao monocoque é desenhada. O projeto final possui massa estimada de 16,6 kg, uma redução de 27,8% quando comparado com uma estrutura equivalente de aço. Apesar de uma análise própria de rigidez torcional não ter sido desenvolvida, análises preliminares utilizando o Método de Elementos Finitos mostraram que a rigidez de uma estrutura sanduíche é uma ordem de grandeza mais mais rígida do que uma estrutura similar treliçada de tubos de aço. Apesar do aumento de custo proveniente da abordagem de compósitos e das complicações tecnológicas, o projeto se mostrou viável do ponto de vista de desempenho e do ponto de vista técnico.

Palavras chave: Materiais compósitos, Engenharia automotiva, Veículos de competição.

ABSTRACT

The preliminary design of a carbon fiber reinforced polymer monocoque is performed using a sandwich type structure. The design was based on Formula SAE competition rules, and carried through analytical calculations. A stacking sequence is defined by these calculations, and a basic geometry is defined later on. The final design has an estimated mass of 16.6 kg, a reduction of 27,8% when compared to an equivalent tubular steel spaceframe. Even though a proper torsional stiffness analysis was not performed, preliminary Finite Element Analysis showed that the stiffness of a sandwich structure is an order of magnitude more stiff in torsion than its tubular steel spaceframe counterpart. Despite the increase in costs that come with usage of such a composite structure and the technological complications that arise, the project showed to be viable under performance and techhnical point of view.

Key words: Composite materials, Automotive Engineering, Competition Vehicles.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Estrutura treliçada de um veículo Lotus 19. Adaptado de Costin & Phipps (1961). 3

Figura 2.2 - Estrutura unitária monocoque. Adaptado de Genta & Morello (2009). .. 4

Figura 2.3 - Estrutura tubular treliçada em modelo CAD do protótipo FP-02MA. As cores dos tubos indicam espessura de parede (diâmetro externo = 1 polegada). Vermelho = 2,4 mm; Amarelo = 1,6 mm; Verde ou laranja = 1,2 mm. Tubos em cinza são de seção retangular, 30 mm x 20 mm e 0,9 mm de espessura de parede. Os clévis (pontos de fixação) são feitos a partir de tubos de seção retangular, 40 mm x 30 mm e 1,5 mm de espessura de parede. 6

Figura 2.4 - Protótipo de Fórmula SAE (Technische Universität Graz) com estrutura tipo monocoque completo de fibra de carbono. 13

Figura 2.5 – Protótipo de Fórmula SAE (Ryerson University) com estrutura híbrida monocoque-treliçado. A parte dianteira foi feita utilizando-se painéis de alumínio rebitados. 14

Figura 4.1 - Desenho esquemático das seções principais em um carro de Formula 1. 20

Figura 4.2 - Envelope dos componentes do subsistema freio internos ao monocoque. 21

Figura 4.3 - Desenho do atenuador de impacto frontal. 22

Figura 4.4 - Modelo digitalizado do motor WR450 utilizado. 23

Figura 4.5 - Desenho esquemático do processo de moldagem utilizando autoclave. 24

Figura 4.6 - Desenho esquemático do processo de moldagem utilizando infusão à vácuo. 25

Figura 4.7 - Gráfico da resistência ao cisalhamento no sentido longitudinal de colméias de vários materiais. 27

Figura 4.8 - Gráfico da rigidez ao cisalhamento no sentido longitudinal de colméias de vários materiais 27

Figura 4.9 - Fibras das marcas Toray e Hexcel e suas propriedades de resistência e módulo de elasticidade. 31

Figura 4.10 - Tipos de entrelace dos tecidos. 33
Figura 7.1 - Maximização de rigidez torcional pela escolha de ângulo da lâmina....39
Figura 7.2 - Representação esquemática de uma colméia com sistema de coordenadas. 39
Figura 7.3 - Modos de falha de um sanduíche compósito. 41
Figura 7.4 - Fluxograma de dimensionamento do laminado básico. 43
Figura 7.5 - Gráfico da pressão $h_p(y)$. 60
Figura 7.6 - Pressão normalizada por aproximação de senos e cossenos. 61
Figura 7.7 - Visualização próximo do pico de pressão da pressão normalizada aproximada. 61
Figura 7.8 - Gradientes de tensão axial. 65
Figura 7.9 - Diagrama esquemático do laminado básico do monocoque. 73
Figura 8.1 - Desenho básico em CAD do monocoque, com corte longitudinal 75
Figura 8.2 - Desenho básico em CAD do monocoque. 76
Figura 8.3 - Desenho básico do monocoque com corte longitudinal (vista com piloto e pedais de freio). 76
Figura A.10.1 - Modelos genéricos para comparação entre a) carroceria composta; e b) estrutura treliçada tubular de aço. 84
Figura A.10.2 - Diagrama geométrico do laminado genérico. 85
Figura A.10.3 - Sobreposição entre solução composta e metálica. 85

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Discriminação dos custos de fabricação da estrutura tubular treliçada do FP-02MA 7
Tabela 2.2 - Rigidez torcional e valor objetivo de rigidez da estrutura treliçada tubular do FP-02MA (obtidos em Análise de Elementos Finitos). 8
Tabela 2.3 - Tabela de massa da estrutura treliçada do FP-02MA. 9
Tabela 2.4 - Tipos de estruturas utilizadas pelas equipes na Fórmula SAE UK 2009. 10
Tabela 4.1 - Tabela comparativa entre colméias de alumínio e aramida da marca Hexcel. 28
Tabela 4.2 - Fibras utilizadas pela equipe BAR-Honda de Formula 1 em 2006 e seus tipos, marcas e observações relevantes (Savage, 2006) 29
Tabela 4.3 - Propriedades mecânicas das fibras IM7 e IM9, marca HEXCEL. 30
Tabela 4.4 - Dados de sistemas compósitos utilizados pela equipe BAR de Formula 1 (Savage, 2005). 33
Tabela 6.1 - Temperaturas e tempos de cura do sistema M35-4. 36
Tabela 6.2 - Propriedades físicas da lâmina curada. 36
Tabela 6.3 - Propriedades mecânicas do sistema M35-4. 37
Tabela 7.1 - Modos de falha de um sanduíche compósito. 40
Tabela 7.2 - Propriedades da lâmina HS 24K/M35-4. 45
Tabela 7.3 - Propriedades do tubo de aço base (AISI 1020). 45
Tabela 7.4 - Propriedades da colméia CR III - 1/4 - 5052 - 0.0015 - 3.4 da Hexcel. 68
Tabela 7.5 - Resumo das margens de segurança aos modos de falha analisados. 73
Tabela A.9.1 - Propriedades mecânicas dos materiais constituintes do laminado genérico. 85

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS
LISTA DE TABELAS

1 Introdução 1
2 Estudo de estruturas treliçadas e monocoque 2
3 Escopo e descrição das etapas 15
4 Análise de semelhantes 19
5 Seleção de Materiais 35
6 Laminado Básico 38
7 Geometria básica 75
8 Conclusões e Próximos passos 79
9 Referências 80
10 APÊNDICE A 82
11 APÊNDICE B 87
12 APÊNDICE C 98
13 APÊNDICE D – Desenhos 104

1 INTRODUÇÃO

A equipe de Fórmula SAE da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EP/USP) utiliza uma estrutura treliçada tubular como carroceria para seus protótipos de competição. Tal estrutura vem mostrando limitações quanto à configuração geométrica, seu peso e sua rigidez, o que compromete o desempenho do veículo.

De acordo com as tendências evidentes para a indústria de competição, este Trabalho de Formatura é uma tentativa de se desenvolver uma carroceria tipo monocoque preliminar para o veículo protótipo de competição da Equipe de Fórmula SAE da EP/USP. Tal desenvolvimento deve respeitar as regras da competição, que visam principalmente a segurança, enquanto maximiza o desempenho do veículo.

Desta forma, o objetivo deste Trabalho é desenvolver uma carroceria tipo monocoque preliminar para a equipe de Fórmula SAE da EP/USP. As especificações principais desta carroceria dizem respeito ao seu desempenho e à qualidade, enquanto se mantém praticável dentro do contexto da Fórmula SAE.

2 ESTUDO DE ESTRUTURAS TRELIÇADAS E MONOCOQUE

A estrutura do veículo serve de suporte aos seus diversos subsistemas, como suspensão e transmissão, e deve suportar esforços externos e internos. Esforços externos são aqueles originados da interação entre este e o ambiente, por exemplo forças aerodinâmicas ou forças de interação pneu-solo. Esforços internos são aqueles originados por componetes embarcados ao veículo, como o torque transmitido pelo motor aos seus suportes.

Essa estrutura pode ter três configurações:

1. *Treliçado* (*Frame* ou *space frame*): são estruturas separadas do veículo, como ocorre em veículos industriais e veículos fora de estrada. Normalmente possuem um aspecto de estrutura treliçada, tubulares ou não., e eram muito utilizados em carros esportivos e de competição até a década de 1970 devido à sua simplicidade e facilidade de construção. Uma estrutura desse tipo está ilustrada na Figura 2.1.

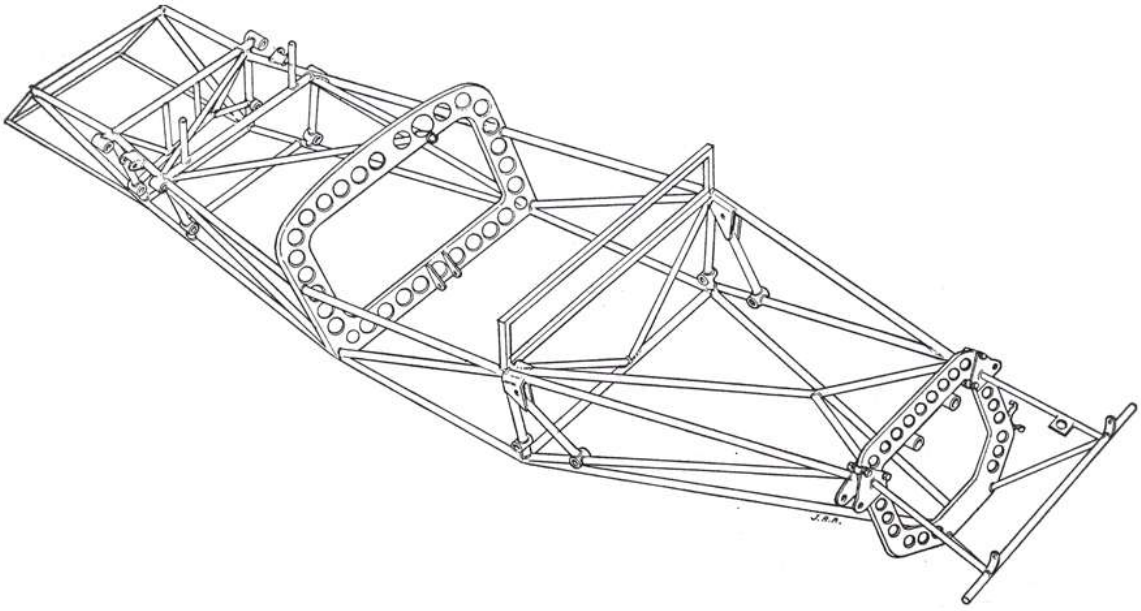


Figura 2.1 - Estrutura treliçada de um veículo Lotus 19. Adaptado de Costin & Phipps (1961).

2. *Monocoque (ou monobloco)*: são estruturas integradas ao veículo, como é o caso da maioria dos veículos de passeio hoje em dia, e está ilustrado na Figura 2.2. São de fabricação mais complexa mas permitem uma distribuição melhor dos fluxos de carga, o que aumenta a rigidez enquanto reduz o peso.

Figura 2.2 - Estrutura unitária monocoque. Adaptado de Genta & Morello (2009).

Estruturas monocoque são muito utilizadas no setor automotivo pela sua facilidade de produção em série. São utilizadas folhas metálicas conformadas de acordo com a necessidade, de modo que o maior custo envolvido está no ferramental (molde) utilizado para a manufatura. Uma vez feito o ferramental, várias unidades podem ser produzidas. A estrutura treliçada, ao contrário, é mais facilmente adaptada a uma produção pequena, como é o caso da Fórmula SAE. O processo de soldagem de uma estrutura treliçada é mais barato do que a criação do ferramental para estruturas monocoque, além de ser mais simples. O processo fica mais caro na medida que mais unidades são produzidas, o que torna esta solução impraticável no mercado de automóveis de passeio.

Para carros de Fórmula SAE, de maneira geral, são encontrados três tipos básicos de estruturas:

1. *Treliçado comum*.
2. *Monocoque completo.*
3. *Híbrido monocoque-treliçado.*

2.1 TRELIÇADO COMUM

A estrutura treliçada é o tipo mais utilizado pelas equipes de Fórmula SAE. Isso se deve à seu baixo custo de produção, sua versatilidade à adaptações mesmo depois de pronta a manufatura, e ao seu desempenho quase sempre adequado aos requisitos de um veículo deste tipo. A Figura 2.3 mostra a estrutura treliçada utilizada pela Equipe de Fórmula SAE da EP/USP em seu protótipo FP-02MA, produzido para a competição brasileira de 2010, com diferenciação por cores das dimensões dos tubos.

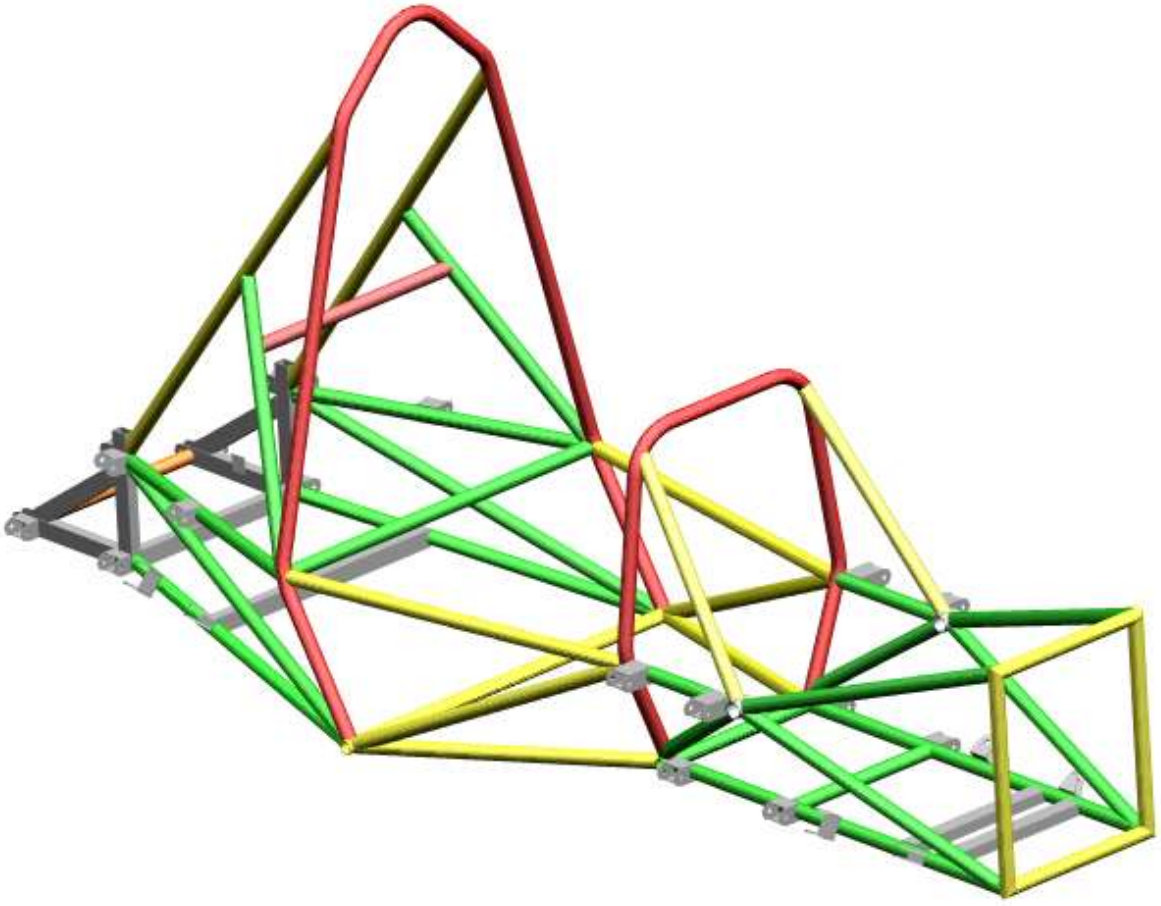


Figura 2.3 - Estrutura tubular treliçada em modelo CAD do protótipo FP-02MA. As cores dos tubos indicam espessura de parede (diâmetro externo = 1 polegada). Vermelho = 2,4 mm; Amarelo = 1,6 mm; Verde ou laranja = 1,2 mm. Tubos em cinza são de seção retangular, 30 mm x 20 mm e 0,9 mm de espessura de parede. Os clévis (pontos de fixação) são feitos a partir de tubos de seção retangular, 40 mm x 30 mm e 1,5 mm de espessura de parede.

O custo de fabricação de uma unidade pode ser estimado através da seguinte fórmula:

$$C_{treliçado} = C_{tubos} + C_{Solda} + C_{clévis} + C_{gabarito}$$

Onde:

- $C_{treliçado}$ é o custo total da estrutura treliçada.
- C_{tubos} é o custo total dos tubos utilizados.

- C_{Solda} é o custo da energia utilizada para o processo de soldagem, mais fio para soldas e gás inerte (no caso da Soldagem tipo MIG, utilizada pela EP/USP).

- $C_{clévis}$ é o custo dos clévis de fixação, que inclui custo do material, custo de processamento e custo de gabaritagem.

- $C_{gabarito}$ é o custo da gabaritagem da estrutura, que pode incluir custos de mão de obra e ferramentas.

Os custos da manufatura da estrutura treliçada do FP-02MA estão discriminados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Discriminação dos custos de fabricação da estrutura tubular treliçada do FP-02MA

Custos					
Tubos	**Solda**	**Clévis**	**Gabarito**	**Total**	**Total do veículo**
C_{tubos} **R$**	C_{solda} **R$**	$C_{clévis}$ **R$**	$C_{gabarito}$ **R$**	$C_{treliçado}$ **R$**	$C_{veículo}$ **R$**
290,00	216,00	58,00	40,00	604,00	21.028,87

Como mostra a Tabela 2.1, o custo da estrutura do FP-02MA representa 2,9% do orçamento do protótipo de 2010, relativamente baixo quando comparado aos outros subsistemas do veículo.

Um problema recorrente entre as equipes de Fórmula SAE é a dificuldade de se obter um projeto completo do veículo no que diz respeito ao posicionamento de seus componentes. Devido às variações geométricas introduzidas no processo de manufatura, o projeto das fixações é quase sempre reduzido ao mínimo possível. Esta prática leva a adaptações posteriores, não incluídas no projeto original. A estrutura tubular treliçada facilita estas adaptações, já que o trabalho se reduz à soldagem de componentes, que é uma técnica normalmente dominada pelas equipes, em particular pela equipe da EP/USP. A

título de exemplo, os clévis de fixação da carenagem à estrutura não são incluídos no projeto, de modo que são soldados à estrutura uma vez que tanto a carenagem quanto a estrutura estão prontas.

Do ponto de vista de desempenho, o projeto de um veículo de Fórmula SAE exige que a estrutura tenha um comportamento elastocinemático que favoreça sua dirigibilidade.

O projeto da estrutura do FP-02MA foi realizado com o objetivo de minimizar os deflexões, de modo que o projeto de suspensão pudesse ser realizado isoladamente. Um chassis pouco rígido também compromete as fixações de seus componentes, e atrapalha o processo de ajuste do carro (também conhecido como *tuning* ou *set-up*). A Tabela 2.2 mostra a rigidez torcional da estrutura obtida através de Análise de Elementos Finitos. Nesta simulação, os tubos foram modelados utilizando elementos de viga (*BEAM4*, no pacote *Ansys Multiphysics 12.0.0.1*), com a traseira do carro fixa e um binário aplicado na dianteira que passa pela suspensão do carro. A suspensão foi modelada utilizando elementos rígidos.

A Tabela 2.2 também inclui o valor objetivo de rigidez torcional, que depende da rigidez de rolagem da suspensão e da distribuição de massa do veículo. O valor objetivo foi obtido à partir do método introduzido em Ericsson (2008).

Tabela 2.2 - Rigidez torcional e valor objetivo de rigidez da estrutura treliçada tubular do FP-02MA (obtidos em Análise de Elementos Finitos).

Rigidez torcional na dianteira	**Entre-eixos**	**Distância do CG ao eixo dianteiro**	**Distribuição de peso**	**Rigidez de rolagem da suspensão**	**Valor objetivo de rigidez da estrutura**
K_t (Nm/grau)	l (mm)	a (mm)	a/l (%)	K_s (Nm/grau)	(Nm/grau)
1474,6	1540	789,3	51,3%	346,5	> 1400

Ainda sob o ponto de vista de desempenho, a estrutura do veículo deve ser leve. A massa do carro influencia negativamente tanto na aceleração longitudinal quanto na lateral. A massa da estrutura treliçada tubular do FP-02MA pode ser calculado pela seguinte fórmula:

$$M_{treliçado} = M_{tubos} + M_{Solda} + M_{clévis}$$

Onde:

- $M_{treliçado}$ é a massa total da estrutura.
- M_{tubos} é a massa total dos tubos utilizados na estrutura.
- M_{Solda} é a massa total dos cordões de solda utilizados para unir os tubos.
- $M_{clévis}$ é a massa total dos clévis de fixação.

A massa da estrutura está discriminada na Tabela 2.3. Como pode ser visto, a massa da estrutura corresponde à uma parcela significativa (18,7%) da massa total do veículo, que é igual a 191.5 kg (peso seco – sem fluidos – e sem piloto).

Tabela 2.3 - Tabela de massa da estrutura treliçada do FP-02MA.

Massa dos tubos	**Massa da solda**	**Massa dos clévis**	**Massa total da estrutura**	**Massa total do veículo**	**Contribuição à massa total**
M_{tubos} (kg)	M_{solda} (kg)	$M_{clévis}$ (kg)	$M_{treliçado}$ (kg)	M_{total} (kg)	$M_{treliçado} / M_{total}$ (%)
24,6	9,6	1,7	35,9	191,5	18,7%

A redução da massa do veículo é de grande importância para o desempenho de aceleração. Reduzir massa em uma estrutura tubular requer uma atuação em pelo menos um dos seguintes itens:

1. Diminuir a quantidade de tubos.
2. Reduzir as dimensões dos tubos.
3. Aplicar soldas mais eficientes e, portanto, mais leves.
4. Alterar a triangulação da treliça de modo a distribuir melhor os esforços.
5. Diminuir a distância entre-eixos.

Tais práticas, entretanto, podem ser levadas somente até um limite, quer seja devido às regras que a competição impõe, quer seja por exigências de desempenho como rigidez. A estrutura treliçada tubular já se encontra próxima do limite que regra da competição de 2011 permite quanto à sua geometria, portanto a redução de peso em tal estrutura fica restrita à aplicação de soldas mais eficientes. Na realidade, a solda do FP-02MA já foi executada por profissionais utilizando o processo TIG (*Tungsten Inert Gas*), que é um processo que gera cordões de solda de alta qualidade. Sendo assim faz-se necessário uma tentativa de mudança na concepção da estrutura.

2.2 MONOCOQUE COMPLETO E HÍBRIDO MONOCOQUE-TRELIÇADO

Estruturas do tipo monocoque têm tido participação cada vez maior nas competições de Fórmula SAE. A Tabela 2.4 mostra as 30 primeiras colocadas e seu tipo de estrutura na competição Fórmula SAE UK 2009, ocorrida em Silverstone, na Inglaterra.

Tabela 2.4 - Tipos de estruturas utilizadas pelas equipes na Fórmula SAE UK 2009.

Colocação	Universidade	Tipo de estrutura
1	Universität Stuttgart	*Monocoque*

Colocação	Universidade	Tipo de estrutura
2	TU Delft	*Monocoque*
3	ETH Zürich	*Monocoque*
4	University of Bath	Treliçado tubular
5	Helsinki Metropolia University of Applied Sciences	Treliçado tubular
6	Brunel University	*Híbrido*
7	Westsächsische Hochschule Zwickau	Treliçado tubular
8	Technical University Vienna	*Monocoque*
9	University of Karlsruhe (TH)	*Monocoque*
10	Swansea Metropolitan	*Monocoque*
11	University of Applied Sciences Kiel	*Monocoque*
12	Loughborough University	Treliçado tubular
13	University of Hertfordshire	Treliçado tubular
14	Swansea University	Treliçado tubular
15	Chalmers University of Technology	*Monocoque*
16	University Erlangen-Nuremberg	Treliçado tubular
17	Karlstad University	Treliçado tubular
18	Berufsakademie Ravensburg	Treliçado tubular
19	UAS Graz	*Híbrido*
20	UAS Amberg-Weiden	Treliçado tubular
21	University of Leeds	*Híbrido*
22	TU Bergakademie Freiberg	Treliçado tubular
23	UAS Coburg	Treliçado tubular
24	University of Aberdeen	Treliçado tubular
25	Universita di Modena e Reggio Emilia	Treliçado tubular
26	TU München	*Monocoque*
27	Aston University	*Monocoque*
28	University of Strathclyde	Treliçado tubular
29	Graz University of Technology	*Monocoque*
30	University of Paderborn	Treliçado tubular

Nota-se que estruturas do tipo monocoque foram maioria entre as dez primeiras colocadas. Não obstante, diversas equipes que utilizam estruturas monocoque se colocaram em posições fora de destaque. Além disso, 16 das 30 primeiras colocadas utilizam estruturas treliçadas.

A princípio, as principais vantagens, sob o ponto de vista da Fórmula SAE, de uma estrutura monocoque sobre uma estrutura treliçada são:

1. Melhor relação rigidez-massa.
2. Maior facilidade de posicionamento dos componentes, devido à maior liberdade geométrica.
3. Estruturas monocoque, por serém mais complexas do que estruturas treliçadas, são geralmente melhor avaliadas pelos juízes durante a competição.

Uma demonstração do primeiro item pode ser encontrado no Apêndice A.

Em contrapartida, à princípio, as principais desvantagens, também sob o ponto de vista da Fórmula SAE, de uma estrutura monocoque sobre uma estrutura treliçada são:

1. Maior complexidade, tanto de projeto quanto de manufatura.
2. Menor versatilidade, pois não permite facilmente adaptações uma vez que esteja construído.
3. Maior custo de produção.

As três desvantagens aqui apresentadas são normalmente limitantes muito importantes do ponto de vista de uma equipe de Fórmula SAE, uma vez que os estudantes são em geral inexperientes e a equipe normalmente carece de recursos suficientes. Uma vez que os estudantes da equipe ganhem mais

experiência, e portanto sejam capazes de desenvolver um projeto confiável, ainda que complexo, e a equipe cresça do ponto de vista financeiro, tais desvantagens podem se tornar inconvenientes menores.

As estruturas monocoque atualmente existentes na Fórmula SAE podem ser de dois tipos:

- Monocoque completo.
- Híbrido monocoque-treliçado.

O monocoque completo substitui toda a estrutura treliçada. A Figura 2.4 ilustra esse tipo de estrutura.

Figura 2.4 - Protótipo de Fórmula SAE (Technische Universität Graz) com estrutura tipo monocoque completo de fibra de carbono.

Estruturas híbridas monocoque-treliçado normalmente são realizadas em duas partes distintas. A dianteira, que vai da barra de capotamento (*roll bar*, ou *santo-antônio*) até a parte mais dianteira do carro (*bulkhead*) é uma estrutura

monocoque, enquanto que a traseira, que inclui a barra de capotamento até a parte mais traseira do carro (*jacking point*) é uma estrutura treliçada tubular. Uma estrutura híbrida de Fórmula SAE pode ser vista na Figura 2.5.

Figura 2.5 – Protótipo de Fórmula SAE (Ryerson University) com estrutura híbrida monocoque-treliçado. A parte dianteira foi feita utilizando-se painéis de alumínio rebitados.

Estruturas do tipo monocoque completo são em geral mais leves que estruturas treliçadas e mais rígidas. Estruturas híbridas, em geral, não são tão leves quanto monocoques completos, nem tão rígidos, mas ainda assim possuem uma relação rigidez-massa melhor do que as estruturas treliçadas. A vantagem das estruturas híbridas para os monocoques completos é que o primeiro é mais simples, já que as fixações mais complexas, tanto no sentido de esforços quanto no sentido de precisão, são aquelas do conjunto de trem de força, que normalmente estão posicionados na parte traseira da estrutura.

3 ESCOPO E DESCRIÇÃO DAS ETAPAS

Como o objetivo principal do projeto é desenvolver um monocoque de materiais compósitos laminados poliméricos, algumas características básicas são determinadas, de modo a definir o escopo do projeto.

1. Construção dos protótipos: **não faz parte do escopo deste Trabalho de Formatura a construção dos protótipos**, mas a manufatura destes deve ser levada em consideração ainda na fase de projeto de modo a possibilitar sua realização futura.

2. Tipo de material: serão utilizados materiais **compósitos laminados de matriz polimérica, tipo sanduíche**, que é o tipo utilizado nos monocoques de competição profissional. Esse tipo de construção provê o maior ganho em rigidez e estabilidade estrutural, com o menor aumento em densidade do laminado, como será mostrado adiante no Trabalho.

3. Tipo de processo: por ser um componente estrutural primário no veículo, a manufatura do monocoque deve seguir práticas e métodos consolidados para este tipo de aplicação. Laminação manual com utilização de pincéis para impregnação não será utilizada pela dificuldade em se obter características mecânicas satisfatórias.

4. Tipo de monocoque: o monocoque deve ser do tipo **híbrido**, o que implica que apenas a parte dianteira do veículo será de material composto. A produção de um monocoque completo requer que todos os subsistemas estejam preparados para a implementação do monocoque, o que não é o caso.

5. Componentes periféricos e subsistemas: com o projeto do monocoque, os componentes que são anexados à ele devem ser reprojetados,

especialmente em termos de suas fixações e acondicionamento. Estes componentes não serão desenvolvidos neste projeto.

3.1 REGRAS RELEVANTES DA COMPETIÇÃO

Como a competição de utilização dos protótipos é a de 2012, idealmente, a regra a ser utilizada deveria ser a da competição de 2012. Entretanto, as regras da competição sofrem alterações ano a ano, e só são divulgadas no início do ano de competição. Deste modo, o desenvolvimento seguirá as regras da competição de 2011, que já está disponível publicamente. Históricamente, as regras não mudam de forma inesperada e significativa, e portanto pode-se assumir que as regras de 2011 são adequadas para iniciar o projeto, de modo que deve ser reconsiderado na divulgação das regras de 2012.

Os itens mais relevantes para o desenvolvimento do monocoque são os descritos no Apêndice B.

3.2 ETAPAS A SEREM DESENVOLVIDAS

Com a definição das características básicas, podemos descrever as etapas a serem desenvolvidas.

3.2.1 Análise de semelhantes

Como estruturas monocoques são já muito utilizadas tanto no ramo de competição, quanto na Formula SAE, a primeira etapa deve ser a análise das soluções existentes, de modo a identificar as soluções mais promissoras e agilizar o desenvolvimento do projeto.

Essas informações possibilitarão um direcionamento melhor no que diz respeito à busca de parceiros, e delimitará o conjunto de soluções válidas.

3.2.2 Levantamento de propriedades mecânicas

O projeto de componentes com laminados compostos de matriz polimérica tipo sanduíche necessita de uma caracterização mais extensa e mais detalhada do que no caso de componentes com uso de materiais isotrópicos, como é o caso do aço e do alumínio. Ensaios mecânicos à nível de lâmina e à nível de laminado podem ser necessários de modo a ter parâmetros de entrada para a etapa de projeto, caso o fornecedor não possua essas informações.

3.2.3 Projeto

Na etapa de projeto é realizado o desenho geral em CAD do monocoque, bem como as análises, de modo a executar o dimensionamento corretamente. Este projeto envolve:

1. Dimensionamento de um laminado básico que atende às regras estipuladas
2. Definição uma geometria básica.

3.2.4 Construção

A construção dos protótipos é divida em quatro atividades separadas. As atividades são:

1. Manufatura do molde.
2. Manufatura dos insertos (reforços para os pontos de fixação).
3. Laminação.
4. Acabamento.

A construção do protótipo não está no escopo deste Trabalho de Formatura.

4 ANÁLISE DE SEMELHANTES

Estruturas tipo monocoque de carbono são muito utilizadas na indústria de competição profissional, bem como nas competições de Formula SAE internacionais. Uma análise de semelhantes deve ser realizada de modo a identificar as práticas mais bem sucedidas e aplicáveis à este projeto.

4.1 ESBOÇO DA CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA

O monocoque em carros de corrida é comumente chamado de “célula de sobrevivência”, visto que deve proteger o piloto em situação de acidente. Monocoques de corrida em geral possuem algumas seções que servem a este propósito:

1. Anteparo frontal (*front bulkhead*).
2. Aro de capotamento frontal (*front roll hoop*).
3. Aro de capotamento principal (*main roll hoop*).
4. Estrutura de impacto lateral (*side impact structure*).

Todas essas seções têm características regulamentadas para a Formula SAE. Tanto a Formula 1 quanto a Formula SAE possuem um atenuador de impacto frontal, que não faz parte do monocoque, de modo que um impacto frontal sacrifica este atenuador frontal, sem danificar o monocoque em si. A Formula 1 possui um atenuador traseiro, que não é exigido na Formula SAE.

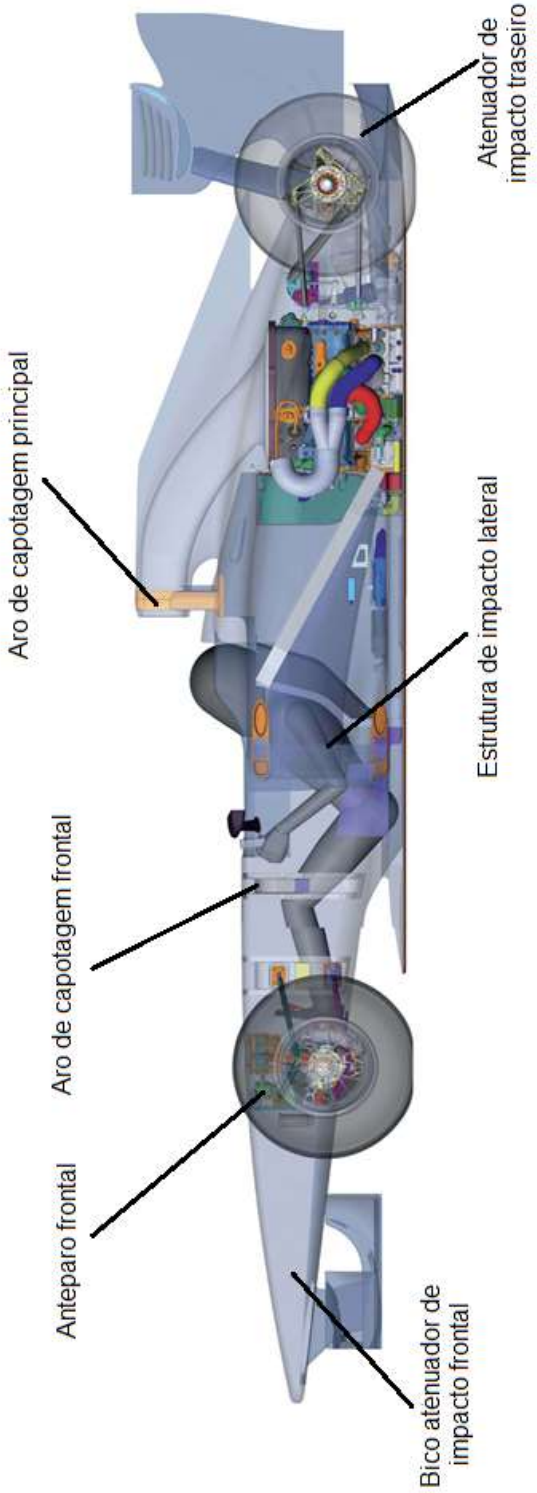


Figura 4.1 - Desenho esquemático das seções principais em um carro de Formula 1.

Os aros de capotagem têm como objetivo isolar o piloto do solo em caso de capotagem. Como pode ser visto pela figura acima que ilustra um carro de Formula 1, ambos os aros são laminados interalmente ao monocoque. A Formula SAE não permite que os aros de capotagem sejam laminados, e devem ser aparafusados ao monocoque através de pontos de fixação.

O monocoque deve acomodar todos os componentes do veículo, de modo que se faz necessário definição de envelopes de componentes. Alguns outros envelopes, estipulados por regra, também devem ser respeitados.

- Envelope de freio: os componentes internos (pedais, cilindros-mestres e suportes) dos freios ficam anexados ao assoalho do monocoque. Com base no projeto do veículo de 2010, é possível prever um envelope para esses componentes de acordo com a Figura 4.2.

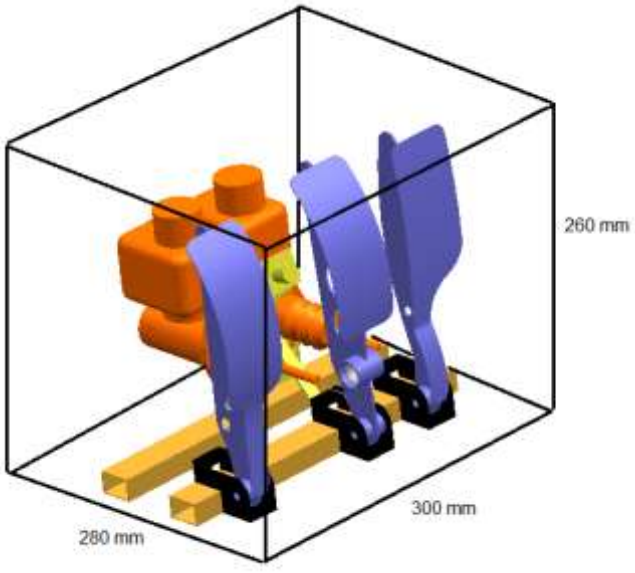


Figura 4.2 - Envelope dos componentes do subsistema freio internos ao monocoque.

- Atenuador de impacto frontal: apesar de não fazer parte do monocoque, o atenuador de impacto deve ser menor do que o anteparo frontal, para que seja possível acondicionamento. O atenuador de impacto a ser

utilizado segue a geometria descrita na Figura 4.3, onde as medidas estão em milimetros.

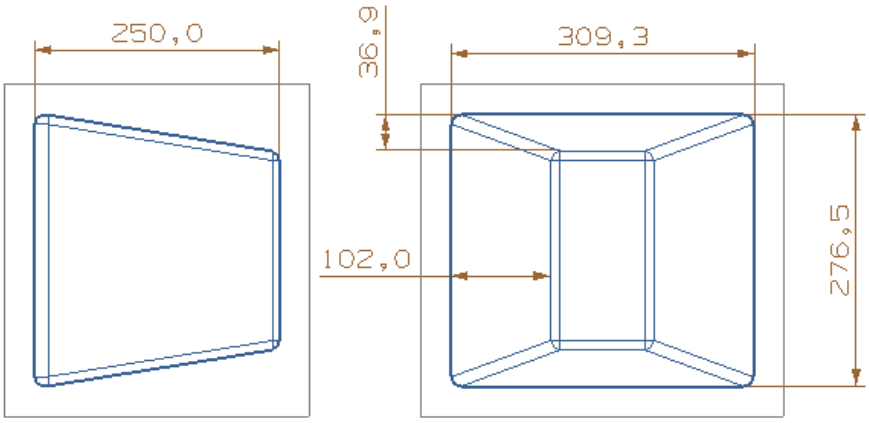


Figura 4.3 - Desenho do atenuador de impacto frontal.

- Piloto: o piloto a ser utilizado é baseado no banco de dados ANSUR 1988, a partir de um ser humano percentil 5% tanto em massa quanto altura, o que corresponde a um piloto de 1646,9 mm de altura e 61,6 kg. Quanto menor o piloto, menor o monocoque de modo que sua massa é reduzida. Além disso a massa do piloto influencia na dirigibilidade do veículo, de modo que uma menor massa aumenta o desempenho final. O Apêndice C apresenta as dimensões utilizadas de forma detalhada.

- Motor: o motor a ser utilizado será o WR 450, assim como foi utilizado nos anos anteriores de competição. Esse motor foi digitalizado e é ilustrado na Figura 4.4.

Figura 4.4 - Modelo digitalizado do motor WR450 utilizado.

- Envelopes regulamentados: os artigos B4.1 e B4.2 da regra de 2011 determinam dois envelopes os quais o monocoque deve respeitar.

4.2 PROCESSO DE FABRICAÇÃO

No que diz respeito ao processo de fabricação, manufatura de monocoques compostos é normalmente realizada através de duas técnicas, quais sejam: laminação com material pré-impregnado em autoclave, e infusão à vácuo.

Na primeira, as laminas de fibra de carbono são pré-impregnadas com a matriz polimérica na fração de volume desejada, e a cura é posteriormente realizada em uma autoclave, com pressão e temperatura controladas. A fibra pré-impregnada é chamado de *prepreg*, e é mantida em refrigeradores de condição controlada para evitar a cura prematura da matriz. Este procedimento é o que leva à melhores características mecânicas dos componentes, pois reduz a

possibilidade de defeitos (como bolhas e impurezas), e o nível de impregnação da matriz na fibra é altamente controlável. Apesar disso, o material é custoso e o manuseio requer cuidado. A laminação deve ser feita em uma sala limpa para evitar a contaminação do prepreg.

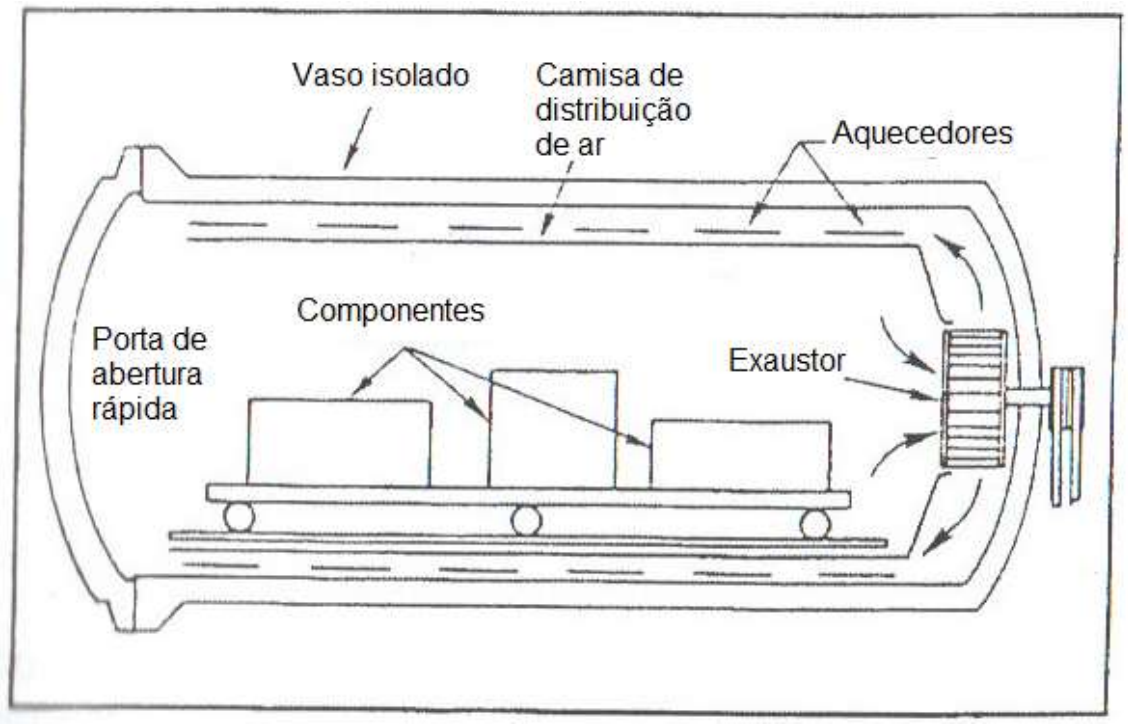


Figura 4.5 - Desenho esquemático do processo de moldagem utilizando autoclave. Adaptado de Zenkert (2008).

A infusão à vácuo é um procedimento muito utilizado hoje em dia devido ao seu baixo custo e ao resultado final da laminação. O tecido é laminado em um molde e depois é aplicada uma bolsa de vácuo, e a matriz é infusionada. O controle da fração de volume fibra/matriz não é tão preciso quanto no caso de um prepreg. A cura de componentes infusionados normalmente é realizado em temperatura ambiente, sem a necessidade de uma autoclave ou estufa.

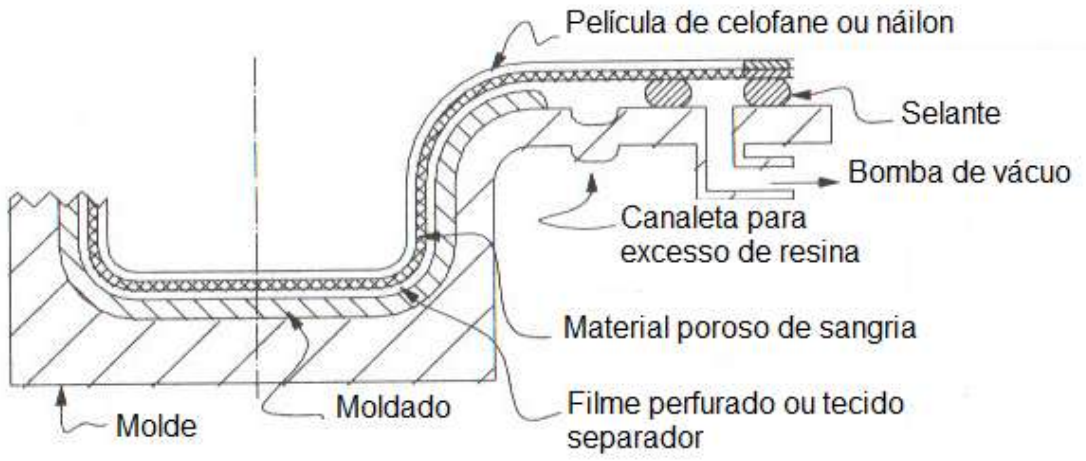


Figura 4.6 - Desenho esquemático do processo de moldagem utilizando infusão à vácuo. Adaptado de Zenkert (2008).

4.3 MATERIAL DO NÚCLEO

Como o laminado será do tipo sanduíche, a escolha do material do núcleo de faz necessária.

Os materiais de núcleo são vendidos em diversas formas. Os principais são:

- Colméia.
- Espuma.
- Extrudados.
- Compensados.

O que diferencia as diferentes configurações são suas propriedades mecânicas e o processo de fabricação, o que influencia finalmente no custo. A Tabela 4.1

mostra um comparativo entre os diferentes tipos, e as medidas são normalizadas em relação à colméia.

Tabela 4.1 - Comparativo de resistência e rigidez entre vários tipos de núcleos (Fonte: *Honeycomb sandwich design technology,* Hexcel 2010).

	Resistência relativa à colméia	**Rigidez relativa à colméia**
Colméia	1	1
Espuma	0,26	0,68
Extrudados	0,62	0,86
Compensados	0,03	0,17

Dessa forma, a configuração em colméia possui as melhores propriedades mecânicas quando comparado com as outras três configurações.

Os materiais mais utilizados para colméias são alumínio e aramida. Um comparativo de resistência e rigidez pode ser encontrado nas Figura 4.7Figura 4.8. Em vermelho estão destacados colméias de alumínio, e em verde as colméias de aramida. As colméias de alumínio são mais resistentes e mais rígidas para qualquer densidade de colméia. A diferença em rigidez é maior do que a diferença em resistência.

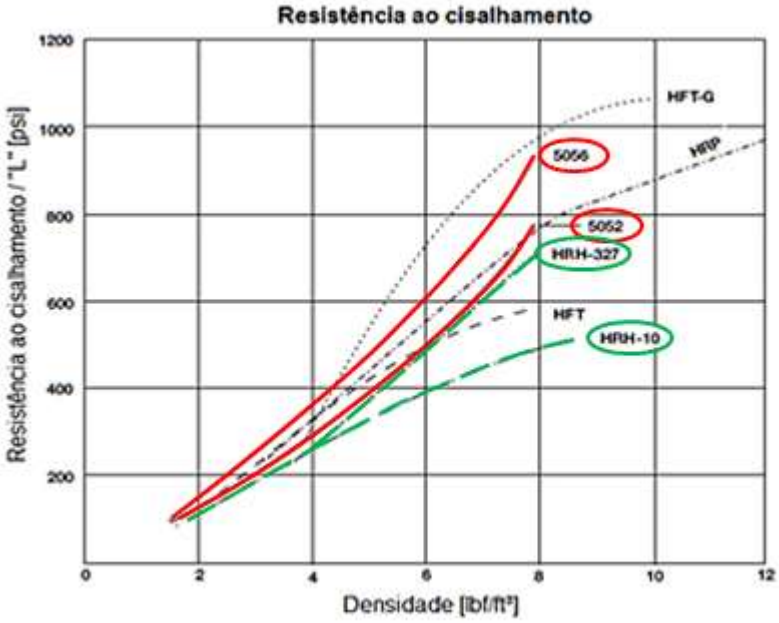


Figura 4.7 - Gráfico da resistência ao cisalhamento no sentido longitudinal de colméias de vários materiais (Fonte: *Honeycomb sandwich design technology*, Hexcel 2011).

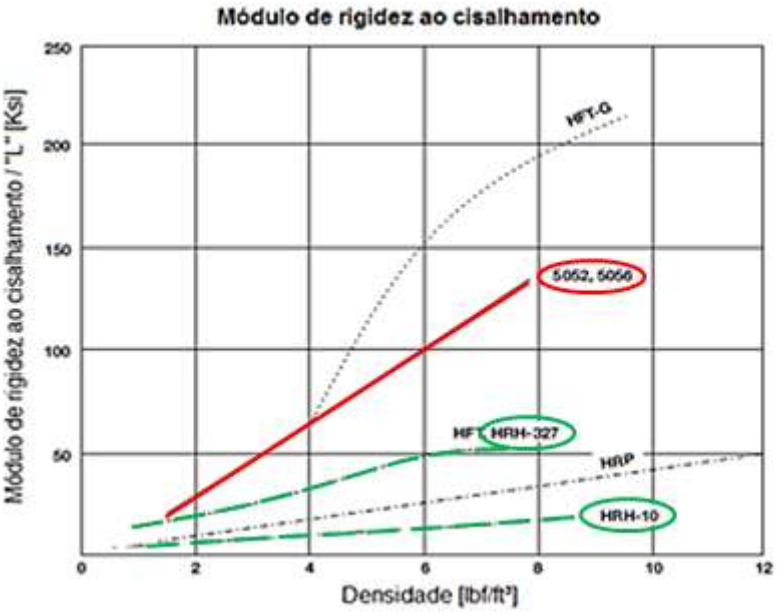


Figura 4.8 - Gráfico da rigidez ao cisalhamento no sentido longitudinal de colméias de vários materiais (Fonte: *Honeycomb sandwich design technology*, Hexcel 2011).

A fabricante de colméias Hexcel possui um quadro comparativo qualitativo entre os diferentes tipos de colméias que vende. As colméias de alumínio

possuem um preço maior do que as colméias de aramida. Em termos de forma, a colméia Flexcore é capaz de realizar curvaturas compostas, o que ocorre em alguns pontos do monocoque, e pode ser uma opção interessante.

Tabela 4.2 - Tabela comparativa entre colméias de alumínio e aramida da marca Hexcel (Fonte: *Honeycomb sandwich design technology,* Hexcel 2011).

	Tipo	Resistência	Rigidez	Forma	Banda de densidade kg/m3	Aplicação Recomendada
Alumínio	*CR111 Spec Aerospace Grade Aluminium Honeycomb*	Alta	Alta	Rigicell	168 a 880	Áreas altamente carregadas
				Flexcore	34 a 128	Curvaturas complexas
				Hexagonal	34 a 192	Alta performance estrutural + absorção de energia
	ACG Commercial Grade Aluminium Honeycomb	Alta	Alta	Hexagonal	29 a 83	Baixa performance estrutural
Aramida	*HRH-78 Commercial Grade Phenolic Dipped Aramid Core*	Alta	Moderada	Hexagonal	29 a 80	Estrutural
				OX	29 a 64	Curvatura única
	HRH-10 Aerospace Grade Phenolic Dipped Aramid Core	Alta	Moderada	Flexcore	40 a 88	Curvatura composta
	HRH-36 Aerospace Grade Phenolic Dipped Core	Alta	Alta	Hexagonal	28 a 96	Estrutural
				OX	?	Curvatura única
				Flexcore	?	Curvatura composta

4.4 MATERIAL DAS LÂMINAS

4.4.1 Fibra

A análise de semelhantes foi realizada tanto no meio profissional como dentro do cenário mundial da Formula SAE. Em ambos os casos foi observado

dominância da fibra de carbono sobre as outras fibras nas aplicações estruturais. Foi observado algum uso de fibras de aramida em conjunto com fibras de carbono em casos não tão exigidos estruturalmente, já que a aramida apesar de ter propriedades mecânicas piores do que a fibra de carbono, é mais barata.

As fibras de carbono podem ser separadas em quatro categorias de acordo com os fornecedores de fibras: alta resistência, módulo intermediário, alto módulo e ultra-alto módulo. Tais categorias advém da obtenção do filamento de carbono a partir de seus precursores (como o poliacrilonitrila), e se relacionam com a intensidade de tratamento térmico que é dispensado ao precursor. De modo geral, quanto maior a intensidade do tratamento térmico, maiores as propriedades mecânicas em termos de resistência e módulo. As categorias citadas acima estão em ordem crescente de propriedades mecânicas, bem como em ordem crescente de custo.

Dentro do meio profissional, foram encontradas algumas publicações sobre a utilização de fibras de carbono na equipe BAR-Honda de Formula 1 em 2006. A Tabela 4.3 mostra algumas fibras utilizadas pela equipe na ocasião e sua aplicação.

Tabela 4.3 - Fibras utilizadas pela equipe BAR-Honda de Formula 1 em 2006 e seus tipos, marcas e observações relevantes (Savage, 2006)

Especificação	Tipo	Marca	Observação
M46J	Alto Módulo	Toray	-
T800	Módulo intermediário	Toray	Preferido
T1000		Toray	-
IM7		Hexcel	Preferido
IM9		Hexcel	-
T300	Alta resistência	Toray	Não estrutural
AS4		Hexcel	

Como podemos ver, a equipe utiliza as fibras de baixo custo T300 e AS4 apenas em aplicações não estruturais (por exemplo, tomadas de ar laterais, ou carenagem do conjunto traseiro). A Tabela 4.4 mostra as propriedades das fibras IM7 e IM9 da marca Hexcel, conforme fornecido pela fabricante. Os indicativos “6k” e “12k” dizem respeito à quantidade de filamentos em um feixe de fibras.

Tabela 4.4 - Propriedades mecânicas das fibras IM7 e IM9, marca HEXCEL (Fonte: Folhas de Especificações, Hexcel 2011).

	Resistência à tração	**Rigidez à tração**	**Máxima Elongação**
	MPa	*GPa*	*%*
IM7 6k	5310	276	1,8
IM7 12k	5670	276	1,9
IM9 12k	6140	304	1,9
	Densidade	**Massa/comprimento**	**Diâmetro do filamento**
	g/cm³	*g/m*	*microns*
IM7 6k	1,78	0,223	5,2
IM7 12k	1,78	0,446	5,2
IM9 12k	1,80	0,335	4,4

Entre as equipes de Formula SAE, não foram encontrados dados suficientes a respeito das fibras utilizadas. Algumas equipes declararam utilizar fibras de carbono T300, devido ao seu baixo custo. Imagens encontradas nos sites de algumas equipes também mostram a forte utilização da fibra de carbono, entretanto não é possível determinar a procedência ou tipo da fibra apenas pelas imagens.

A Figura 4.9 mostra a relação entre resistência e módulo de elasticidade de algumas fibras. As propriedades mecânicas ficam melhores no canto superior direito do gráfico.

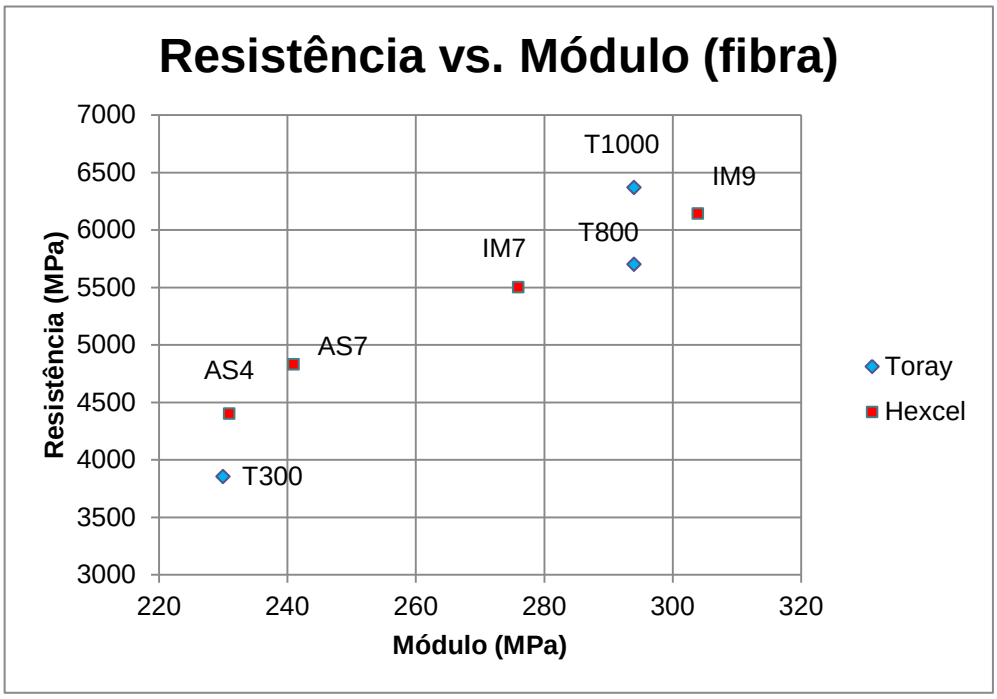


Figura 4.9 - Fibras das marcas Toray e Hexcel e suas propriedades de resistência e módulo de elasticidade. (Fonte: Folhas de Especificações Toray e Hexcel, 2011).

4.4.2 Lâmina

A lâmina é o conjunto fibra-interface-resina formando uma lâmina do compósito. Quando sobrepostas, formam o laminado. As propriedades da lâmina dependem tanto das propriedades da fibra quanto da resina, além de depender da ligação entre as duas partes, conhecida como interface. Desta forma, o processo de fabricação empregado influencia nas propriedades finais da lâmina. Foram analisadas lâminas de *prepreg*, por ser um processo de maior controle, com alta repetibilidade. Novamente foram analisados veículos nos ramo profissional e no contexto mundial da Formula SAE.

As lâminas podem ter algumas configurações diferentes dependendo de como as fibras estão dispostas. As fibras podem ser entrelaçadas e formar um tecido

bidirecional (ou multidirecional) manuseável, e este entrelace pode ser realizado de algumas formas diferentes, o que influencia nas propriedades mecânicas finais do compósito e na manuseabilidade durante a laminação. Além disso, as fibras podem ser dispostas unidirecionalmente.

De modo geral, tanto nas Formulas profissionais como na Formula SAE existe predominância de tecido bidirecionais. Isso se deve ao fato de que o material se torna de manuseio simples e a qualidade da construção em geral é de alta qualidade. O tecido bidirecional possui uma perda de propriedades mecânicas devido à ondulação imposta aos filamentos, conhecido como *crimping*. Além disso, esses tecidos também costumam levar à um desbalanceamento de propriedades, de modo que em laminados com poucas lâminas existe acoplamento extenso-flexional, o que dificulta o projeto e pode levar a comportamentos indesejados. Esse desbalanceamento degenera-se com o aumento do número de camadas.

A Figura 4.10 mostra três estilos de entrelace diferentes, mais utilizados: Tela Simples, Satin e Sarja. O tecido Satin é o que possui menor nível de entrelace, com menor redução das propriedades mecânicas, porém com maior instabilidade do tecido, que pode desmanchar-se durante a laminação. O entrelace Tela Simples encontra-se no extremo oposto, com a Sarja sendo um entrelace intermediário.

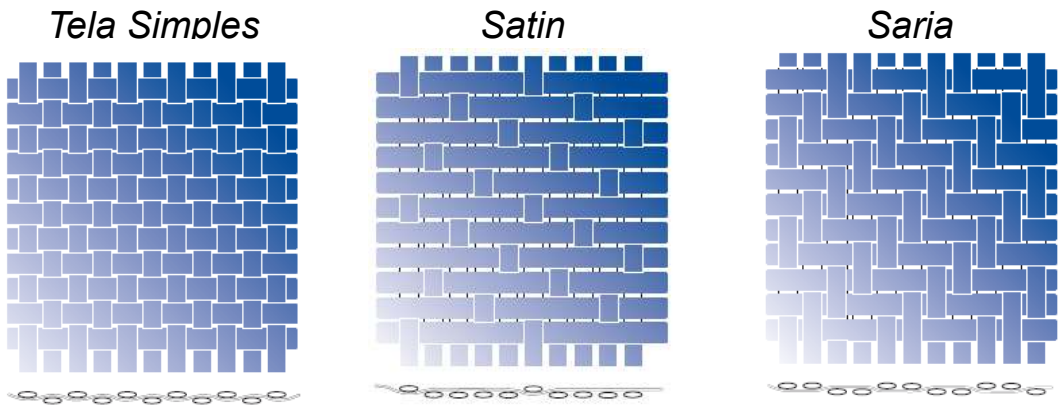


Figura 4.10 - Tipos de entrelace dos tecidos. Adaptado de Savage (2005).

Savage (2005) realizou testes com alguns sistemas de lâminas de modo a avaliar a melhoria das propriedades de tenacidade à fratura à partir de alterações na matriz. A Tabela 4.5 mostra os dados dos testes. O sistema é descrito como reforço/matriz, onde os reforços utilizados são os mesmos já citados na análise de semelhantes sobre fibra, e as matrizes 2020 e 2035 são resinas poliméricas marca Cytec Engineering Materials (CEM). A resina 2035 foi desenvolvida pela equipe BAR de Formula 1 (2005) em conjunto com a CEM. Todos os sistemas são baseados em tecido de 200 g/m² tipo 2 x 2 (sarja), com conteúdo de resina padrão em 42 +- 2% em peso. Nenhuma das duas resinas é facilmente encontrada no mercado brasileiro.

Tabela 4.5 - Dados de sistemas compósitos utilizados pela equipe BAR de Formula 1 (Savage, 2005).

Sistema	Resistência à tensão	Rigidez à Tensão	Resistência ao cisalhamento interlaminar	Tenacidade à fratura interlaminar	Absorção de energia específica
	MPa	GPa	MPa	G_{IC} (Jm^{-2})	Jg^{-1}
M46J/2020	639	106	64	338	47
T800/2020	981	68	84	462	62
IM9/2020	1084	71	86	446	69
M46J/2035	687	108	72	431	58
T800/2035	1050	72	94	800	74
IM9/2035	1184	74	96	792	78

Assim como no caso das fibras, não foram encontrados dados suficientes a respeito das lâminas utilizadas pelas equipes de Formula SAE, com exceção do entrelace (que pode ser visto em imagens), que normalmente é um tecido de sarja 2x2 bidirecional.

A Figura 4.11 mostra a relação entre resistência e módulo de elasticidade de algumas lâminas. As propriedades mecânicas ficam melhores no canto superior direito do gráfico.

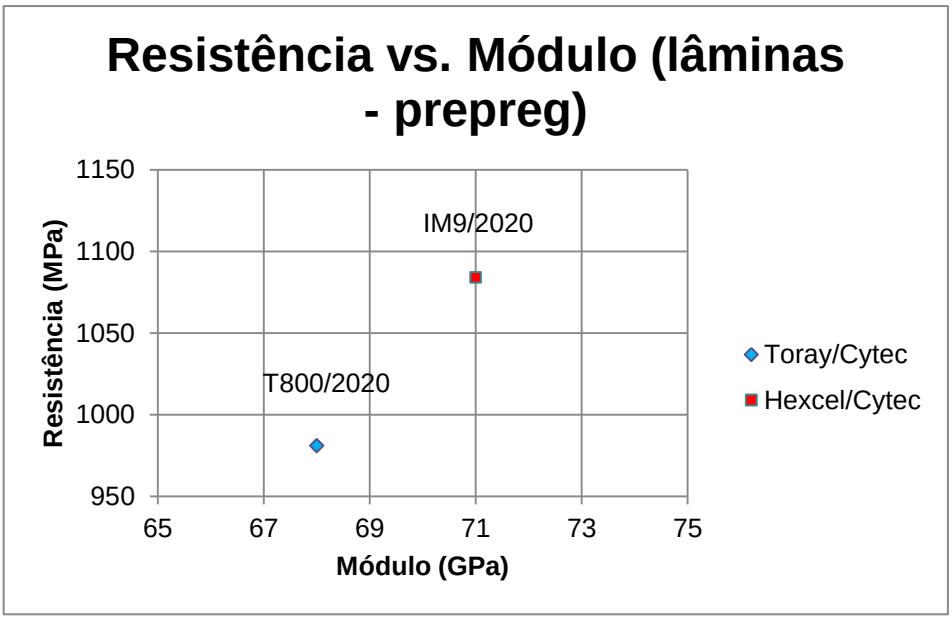


Figura 4.11 – Prepregs Toray e Hexcel com resina Cytec e suas propriedades de resistência e módulo de elasticidade. Adaptado de Savage (2005).

5 SELEÇÃO DE MATERIAIS

É necessário realizar parcerias com o intuito de possibilitar a construção dos protótipos. Utilizando como exemplo a fibra, não se pode escolher um material topo-de-linha dentro daqueles disponíveis no mercado comum internacional, pois isso não garante sua aquisição, devido ao seu alto preço.

Com a definição de parceiros, alguns parâmetros serão definidos:

1. Material da fibra.
2. Material da matriz.
3. Material do núcleo,
4. Processo de fabricação.

Para este projeto de formatura, foi decidido partir de materiais amplamente conhecidos na indústria e que possuem dados públicos, o que é fundamental para o desenvolvimento do monocoque.

Dessa forma, os materiais selecionados foram:

- Fabricação: prepreg autoclavado, utilizando bolsa de vácuo.
- Prepreg: sistema prepreg M35-4, da HEXCEL.
    - Fibra: CHS-24K (Alta Resistência), 24000 filamentos por feixe.
    - Fração de massa (resina/fibra): 38%
    - Gramatura: 150 g/m²
- Núcleo: será selecionado no durante o dimensionamento do laminado básico.

5.1 PROPRIEDADES MECÂNICAS DO PREPREG

HexPly® M35-4 é um sistema époxi para prepreg com tenacidade melhorada e grande flexibilidade no processamento. Pode ser curada em temperaturas que variam de 80 °C a 180 °C, conforme Tabela 5.1. A Tabela 5.2 mostra as propriedades físicas da lâmina curada, e a Tabela 5.3 mostra as propriedades mecânicas baseadas em um sistema curado à 135 °C por 90 minutos à pressão de autoclave de 7 bar e 0.9 bar de pressão de vácuo, mais pós-cura de 120 minutos à 180 °C. As informações podem ser encontradas nas Folhas de Especificações da fabricante Hexcel.

Tabela 5.1 - Temperaturas e tempos de cura do sistema M35-4.

Temperatura de cura	Tempo de cura
80 °C	12 horas
100 °C	4 horas
120 °C	90 minutos
140 °C	60 minutos
150 °C	30 minutos

Tabela 5.2 - Propriedades físicas da lâmina curada.

Fibra		Carbono de alta resistência 24k
Entrelace		Tela simples
Gramatura	*g/m²*	150
Espessura de lâmina curada nominal	*mm*	0,154
Fração de volume de fibra nominal	*%*	53,4
Densidade de lâmina nominal	*g/cm³*	1,57

Tabela 5.3 - Propriedades mecânicas do sistema M35-4.

Teste	Unidades	Método	Temperatura (°C)	Valor
Resistência à tração	MPa	EN2561	23	2000
Módulo à tração	GPa	EN2561	23	142
Resistência flexional	MPa	EN2562	23	1700
Módulo flexional	GPa	EN2562	23	117
Resistência ao cisalhamento interlaminar	MPa	EN2563	23	95
Resistência à compressão	MPa	EN2850B	23	1550
Módulo à compressão	GPa	EN2850B	23	-

6 LAMINADO BÁSICO

As regras da Formula SAE 2011 exigem que o monocoque atenda à algumas especificações estruturais mínimas, dadas com referência à um laminado básico padronizado, de dimensões 200 mm x 500 mm, representativo da estrutura de impacto lateral.

6.1 DIMENSIONAMENTO

Com respeito à sequência de laminação para o sanduíche, foi realizada uma pesquisa de literatura que levantou a seguinte opção (onde os ângulos indicados são medidos a partir do eixo longitudinal do veículo) como sendo a mais favorável:

- **$[(\pm 45)_n$, Núcleo$]_s$**, como recomendado por Savage (2006). Essa configuração era a preferida na Formula 1 (até antes de alguns requisitos recentes sobre penetração de objetos pontiagudos serem introduzidos) dada sua elevada rigidez torcional. De fato, a rigidez Q_{66} de uma lamina é maximizada a um ângulo de 45° (ou -45°), levando à uma rigidez ao cisalhamento no plano máxima, o que finalmente leva à uma maior rigidez torcional, como explicada na Figura 6.1, baseada em Vinson (2002).

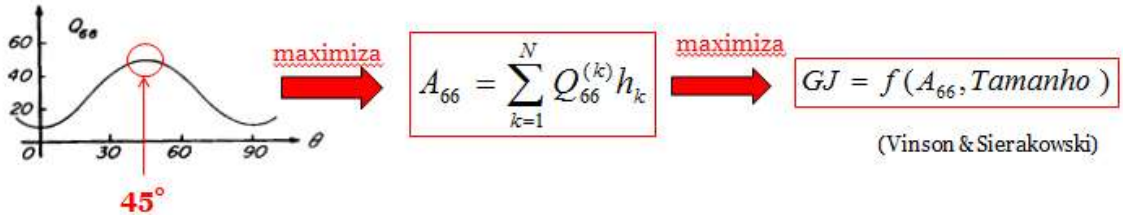


Figura 6.1 - Maximização de rigidez torcional pela escolha de ângulo da lâmina.

Em termos de um compósito, o núcleo de colméia é responsável por aumentar a rigidez do compósito enquanto mantém, de modo geral, outras propriedades do sistema inafetadas. Como tal, o núcleo de coméia deve ser bem colado às faces do laminado, assim como deve ser selecionado cuidadosamente de modo a evitar modos de falha típicos à esse tipo de construção.

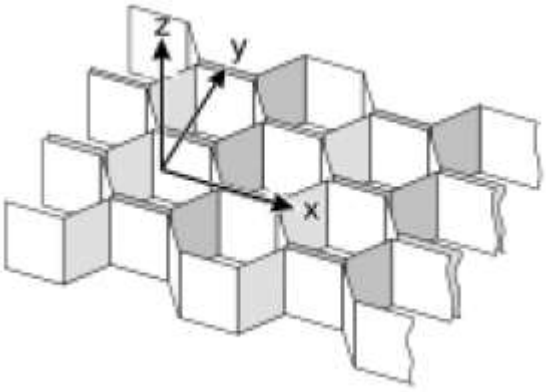


Figura 6.2 - Representação esquemática de uma colméia com sistema de coordenadas.

Vários cálculos aproximados podem ser realizados para este fim. A Tabela 6.1 apresenta alguns modos de falha possíveis de uma construção sanduíche e métodos de se determinar condições aproximadas em que eles ocorrem.

Tabela 6.1 - Modos de falha de um sanduíche compósito.

Modo de falha	Tipo	Causas	Verificação
1	Resistência	Resistência à tração, transferência de cisalhamento entre faces e núcleo.	Testes de tração e compressão das faces.
2	Rigidez (Deflexão)	Falta de rigidez no núcleo causa deflexão excessiva.	Cálculo de viga engastada.
3	Flambagem da placa	Instabilidade generalizada do sanduíche.	Critério de flambagem de Euler.
4	Ondulação por cisalhamento	Flambagem por compressão iniciada no núcleo.	Testes de compressão lateral do compósito
5	Ondulação da face	Rigidezas das faces e do núcleo estão em discordância de modo que a deflexão em um causa falha no outro	Razão de rigidezas da face e do núcleo deve ser proporcional.
6	Flambagem de célula	Tamanho da célula é grande o suficiente para causar delaminação da face devido à grandes deformações.	Garantir que células são pequenas o suficiente para manter a geometria.
7	Compressão local	Compressão do núcleo devido à carregamentos localizados excessivos.	Garantir que o núcleo é forte o suficiente para aplicações e reduzir carregamentos.

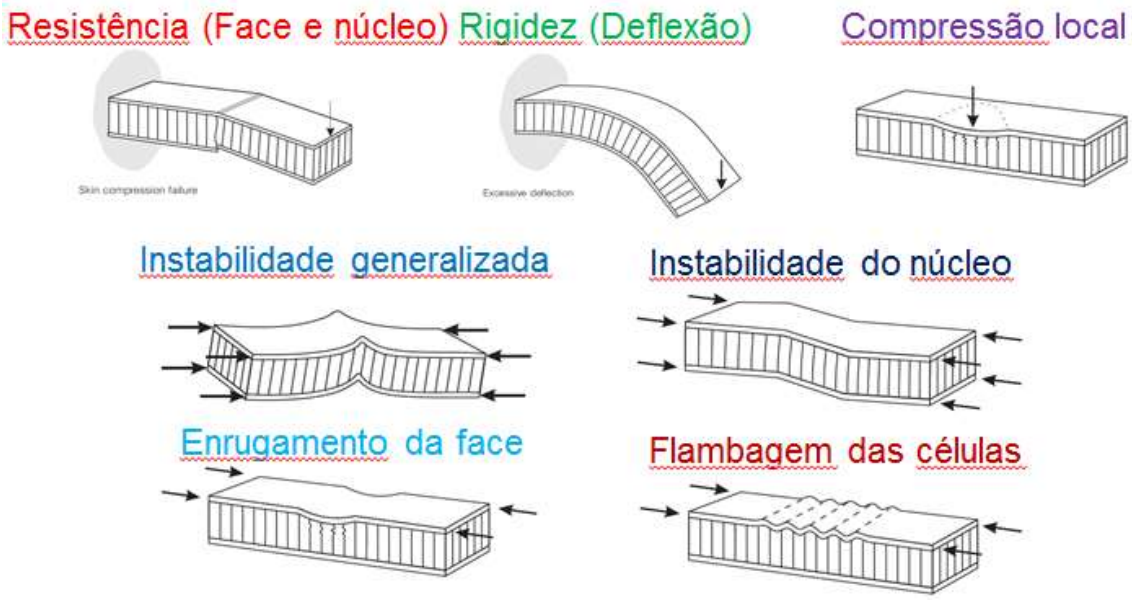


Figura 6.3 - Modos de falha de um sanduíche compósito.

Além de determinar as margens de segurança para cada modo de falha, é necessário determinar os valores das propriedades da colméia para utilização no modelo de Elementos Finitos. Depois de realizar o dimensionamento, o núcleo de colméia escolhido foi o Hexcel® Hexweb CRIII – 1/4 – 5052 – .0015 – 3.4 com as propriedades mecânicas fornecidas pela fabricante.

O dimensionamento do laminado foi realizado considerando os modos de falha descritos acima, bem como regras aplicáveis da competição da Formula SAE. Em resumo, esta última requer que as equipes “devem demonstrar que o projeto do monocoque é equivalente a uma estrutura treliçada tubular de aço em termos de dissipação de energia, tensões de escoamento e de fratura em flexão, flambagem e tração.”. Além disso, o regulamento da FSAE requer prova analítica que a Rigidez à Flexão (chamada de “Módulo de Flambagem” ou “EI” na literature FSAE) de uma placa (representativa da estrutura de impacto lateral do monocoque) seja “pelo menos 50% da soma do EI dos três tubos base substituídos”.

Outro requisito importante que vale a pena mencionar é aquele estabelecido pela regra B3.28: “As equipes devem construir uma seção representativa da

lateral do monocoque como uma placa e realizar um teste de flexão de três pontos nesta placa. Elas devem provar por teste físico que uma seção de 200 mm x 500 mm tem pelo menos as mesmas propriedades de uma barra de aço base de impacto lateral para rigidez à flexão e de dois tubos de impacto lateral para tensões de escoamento e de fratura.”

Para o propósito de uma análise analítica e preliminar, os testes de flexão de três pontos e tração uniaxial mencionados foram replicados analiticamente de modo a dimensionar o laminado sanduíche. Neste sentido, os tubos de aço base foram primeiro analisados para determinar os valores alvo para resistência e rigide, e então o laminado sanduíche foi dimensionado de acordo com esses valores

No dimensionamento do laminado, há quatro variáveis de projeto independentes: 1) o número de laminas na face, 2) a espessura do núcleo de colméia, 3) o tamanho da célula da colméia, e 4) a espessura da folha da colméia. Note que, neste estágio, a espessura de cada lamina já é conhecida, já que é determinada na escolha do prepreg e informado nas folhas de dados da fabricante. No caso, o prepreg H24K/M35-4 da Hexcel possui uma espessura de lamina curada nominal de 0.154 mm.

De modo a minimizer as iterações no projeto, uma escolha inteligente na sequência das várias análises traz benefícios. Neste caso, a estratégia que foi seguida no dimensionamento do sanduíche está descrita na Figura 6.4, na forma de um fluxograma. É importante lembrar que para o caso de carregamento no plano, a resistência do laminado é dominada pelas faces, já que o o núcleo de colméia praticamente não possui rigidez nesta direção. Assim, um bom ponto de início no dimensionamento do sanduíche seria determinar o número de laminas necessárias na face para sustentar os carregamento no plano sem falhar, como ilustrado no primeiro passo do fluxograma. Uma vez que o número de lâminas seja conhecido, uma análise de rigidez flexional foi realizada para determinar a espessura necessária do núcleo de colméia (passo 2 no fluxograma).

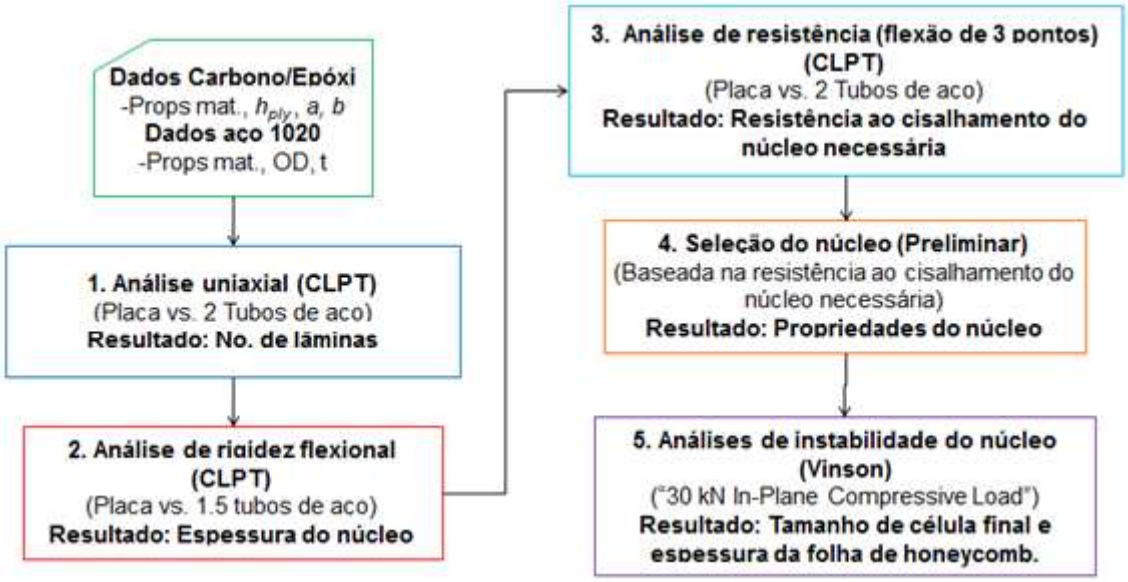


Figura 6.4 - Fluxograma de dimensionamento do laminado básico.

Note que, até este ponto, as propriedades mecânicas da colméia são desconhecidas, já que dependem do tamanho de célula e da espessura da folha, os quais ainda não foram selecionados. De fato, um dos principais resultados da análise de flexão de três pontos (passo 3 no fluxograma) é a tensão de cisalhamento transversal media que a colméia deve suportar sem falhar. O outro resultado é a margem de segurança das faces contra falha sob flexão de três pontos, o que não deve ser motivo para preocupação, dado que o sanduíche foi dimensionado adequadamente para resistência uniaxial e rigidez flexional. A resistência ao cisalhamento transversal da colméia depende da sua densidade, que por sua vez depende do tamanho da célula e da espessura da folha da colméia. Assim sendo, a tensão de cisalhamento transversal media que ocorre na colméia foi utilizada como base para seleção de uma combinação adequada de tamanho de célula e espessura de folha dentre as opções disponíveis comercialmente.De modo a reduzir a massa final, é obviamente recomendado que seja escolhida a colméia mais leve que atenda as necessidades de resistência ao cisalhamento transversal. Este passo é nominado “Seleção do Núcleo (Preliminar)” no fluxograma.

Uma vez que o tamanho da célula e a espessura da folha tenham sido escolhidos, o último passo consiste na verificação da capacidade estrutural do sanduíche contra os quatro modos de falha por flambagem de estruturas sanduíche. Expressões analíticas e semi-empíricas para avaliar cada um desses modos estão bem documentadas na literatura. Uma carga de compressão no plano de 30 kN foi considerada para análises de flambagem, baseada na regra B3.36, que diz: “Em qualquer direção, cada ponto de fixação entre o monocoque e outra estrutura primária deve ser capaz de suportar uma carga de 30 kN. O laminado, placas de montagem, placas de suporte de carga e enxertos devem ter uma área de cisalhamento, uma área de soldagem e resistência suficientes para suportar a carga de 30 kN especificada em qualquer direção”. Se o sanduíche previamente dimensionado falhar em atender uma margem adequada contra qualquer um dos modos de flambagem, então iterações de projeto serão necessárias. Em tal situação, poderia ser melhor atacar este problema de flambagem modificando o tamanho da célula e a espessura da folha primeiro, sem modificar a espessura da colméia e o número de lâminas na face, se possível. Felizmente, como será mostrado, isto não foi necessário no nosso caso já que as margens de segurança obtidas para todos os casos de flambagem foram bastante altas.

Para todas as análises que seguem, foram utilizados os métodos e teorias descritos em Vinson (2002) e Vinson (1999).

6.1.1 Análise de tensão uniaxial

As propriedades da lâmina de Carbono/epoxy (HS 24K/M35-4) selecionada são:

Tabela 6.2 - Propriedades da lâmina HS 24K/M35-4.

Propriedades Físicas	Propriedades de resistência	Dimensões da lâmina
E_1 = 142 GPa	X_{1_barra} = 2 GPa	a = 500 mm
E_2 = 9 GPa	X'_{1_barra} = 1.55 GPa	b = 200 mm
v_{12} = 0.25	X_{2_barra} = 80 MPa	h_{ply} = 0.154 mm (espessura da lâmina)
G_6 = 4.4 GPa	X'_{2_barra} = 250 MPa	
	X_{6_barra} = 95 MPa	

De modo a realizar a análise comparativa com o tubo de aço base, as propriedades do aço (Aço AISI 1020) são mostradas na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Propriedades do tubo de aço base (AISI 1020).

Propriedades Físicas	Propriedades de resistência	Tamanho do tubo
E = 200 GPa	YS = 275 MPa	D_o = 25.4 mm (diâmetro externo)
v = 0.29	UTS = 475 MPa	t = 1.65 mm (espessura)

De acordo com a Regra FSAE B3.28, "as equipes devem provar por teste físico que uma seção 200 mm (7,9 in) x 500 mm (19,7 in) tem pelo menos as mesmas propriedades de uma linha de base de tubo de aço de impacto lateral para a rigidez de flexão e dois tubos laterais de impacto para escoamento e fratura".

A carga limite (ou seja, totalmente plástica) para dois tubos de aço de impacto lateral (em paralelo) em tensão uniaxial é calculado em primeiro lugar:

$$D_i = D_o - 2t = 22.1\ mm$$

$$A_{tubo} = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2) = 123.1\ mm^2$$

$$P_{escoamento} = 2\ YS\ A_{tubo} = 67.71\ kN$$

A carga última para dois tubos de aço de impacto lateral em tensão uniaxial seria:

$$P_{ult} = 2\ UTS\ A_{tubo} = 116.96\ kN$$

Agora o número de lâminas mínimo no laminado é determinado baseado nos requisitos de carga determinados acima.

A matriz de rigidez da lâmina é calculada como:

$$\bar{Q}_{11} = \frac{E_1}{1 - \frac{\nu_{12}^2 E_2}{E_1}} = 142.46\ GPa$$

$$\bar{Q}_{22} = \frac{E_2}{1 - \frac{\nu_{12}^2 E_2}{E_1}} = 9.04\ GPa$$

$$\bar{Q}_{12} = \frac{\nu_{12} E_2}{1 - \frac{\nu_{12}^2 E_2}{E_1}} = 2.26\ GPa$$

$$\bar{Q}_{66} = G_6 = 4.4\ GPa$$

A matriz $\bar{Q}$ é preenchida:

$$\bar{Q} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & 0 \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 142.56 & 2.26 & 0 \\ 2.26 & 9.04 & 0 \\ 0 & 0 & 4.4 \end{bmatrix} GPa$$

Agora os invariantes de rigidez são computados:

$$\bar{u}_1 = \frac{1}{8}(3\bar{Q}_{11} + 3\bar{Q}_{22} + 2\bar{Q}_{12} + 4\bar{Q}_{66}) = 59.61\ GPa \bar{u}_2 = \frac{1}{2}(\bar{Q}_{11} - \bar{Q}_{22}) = 66.76\ GPa$$

$$\bar{u}_3 = \frac{1}{8}(\bar{Q}_{11} + \bar{Q}_{22} - 2\bar{Q}_{12} - 4\bar{Q}_{66}) = 16.19\ GPa$$

$$\bar{u}_4 = \frac{1}{8}(\bar{Q}_{11} + \bar{Q}_{22} + 26_{12} - 4\bar{Q}_{66}) = 18.44\ GPa$$

$$\bar{u}_5 = \frac{1}{2}(\bar{u}_1 - \bar{u}_4) = 20.59\ GPa$$

Para calcular a matriz A, a contribuição da colméia será desprezada. Precisamos realizar um chute inicial par ao número total de lâminas nas duas faces do sanduíche. Então, este valor é ajustado por iterações até que os requisitos de resistência sejam atingidos. Os valores abaixo já representam os valores da iteração final.

$n = 24$ (número total de lâminas no sanduíche)

Os ângulos de cada lâmina são definidos:

$$i = 1 \ldots n$$

$$\theta_i = \begin{cases} 45(-1)^{i+1}\ graus, & se\ i \leq \dfrac{n}{2} \\ \ \ 45(-1)^{i}\ graus, & se\ i > \dfrac{n}{2} \end{cases}$$

Assim, a sequência fica: $[(+45/-45)_{n/4}$, Núcleo$]_S$. Para calcular a matriz A, as funções de transformação são computadas como:

$$V_{1A} = \sum_{i=1}^{n}\left[\cos(2\theta_i)\left(h_{ply}\right)\right] = 0$$

$$V_{2A} = \sum_{i=1}^{n}\left[\cos(4\theta_i)\left(h_{ply}\right)\right] = -3.7 * 10^{-3}\ m$$

$$V_{3A} = \sum_{i=1}^{n}\left[\sin(2\theta_i)\left(h_{ply}\right)\right] = 0$$

$$V_{4A} = \sum_{i=1}^{n}\left[\sin(4\theta_i)\left(h_{ply}\right)\right] = 0$$

Agora os termos individuais da matriz A são calculados ignorando a contribuição do núcleo:

$$h_f = n\, h_{ply} = 3.7\ mm$$

$$A_{11} = h_f \bar{u}_1 + \bar{u}_2 V_{1A} + \bar{u}_3 V_{2A} = 160.52\ \frac{MN}{m}$$

$$A_{22} = h_f \bar{u}_1 - \bar{u}_2 V_{1A} + \bar{u}_3 V_{2A} = 160.52\ \frac{MN}{m}$$

$$A_{12} = h_f \bar{u}_4 - \bar{u}_3 V_{2A} = 127.99\ \frac{MN}{m}$$

$$A_{66} = h_f \bar{u}_5 - \bar{u}_3 V_{2A} = 135.9\ \frac{MN}{m}$$

$$A_{16} = \frac{1}{2}\bar{u}_2 V_{3A} + \bar{u}_3 V_{4A} = 0$$

$$A_{66} = \frac{1}{2}\bar{u}_2 V_{3A} - \bar{u}_3 V_{4A} = 0$$

A matriz A é preenchida a seguir:

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 160.52 & 127.99 & 0 \\ 127.99 & 160.52 & 0 \\ 0 & 0 & 135.9 \end{bmatrix} \frac{MN}{m}$$

Como este é um caso de carregamento uniaxial, as laminas a +45° falharão ao mesmo tempo que as lâminas à -45° (ou seja, todas as lâminas falharão ao mesmo tempo). Assim, a carga para falha da última lâmina (*Ultimate Ply Failure*) sera a mesma que a carga para falha da primeira lâmina (*First Ply Failure*). Assim, a carga última (P_{ult}, calculada acima) será utilizada como requisito de falha da primeira lâmina (FPF) para o laminado. A carga por unidade de largura é:

$$N_1 = \frac{P_{ult}}{b} = 584.78 \frac{kN}{m}$$

As deformações no plano neutro são calculadas:

$$\varepsilon_o = A^{-1}\begin{Bmatrix} N_1 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.01 \\ -0.008 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

A deformação total é igual à deformação no plano neutro (não há curvatura):

$$\varepsilon = \varepsilon_o$$

Agora as deformações são transformadas para coordenadas principais para cada lamina, utilizando as relações de transformação de deformações:

$$T(\theta) = \begin{bmatrix} \cos^2(\theta) & \sin^2(\theta) & 2\cos(\theta)\sin(\theta) \\ \sin^2(\theta) & \cos^2(\theta) & -2\cos(\theta)\sin(\theta) \\ -\cos(\theta)\sin(\theta) & \cos(\theta)\sin(\theta) & \cos^2(\theta) - \sin^2(\theta) \end{bmatrix}$$

As deformações no eixo nas lâminas a +45° são:

$$\bar{\varepsilon}_{+45} = T(+45°)^{-1^T}\varepsilon = \begin{Bmatrix} 0.001 \\ 0.001 \\ -0.018 \end{Bmatrix}$$

As deformações no eixo nas lâminas a -45° são:

$$\bar{\varepsilon}_{-45} = T(-45°)^{-1^T}\varepsilon = \begin{Bmatrix} 0.001 \\ 0.001 \\ 0.018 \end{Bmatrix}$$

Agora as tensões no eixo de cada lâmina são calculadas utilizando as relações constitutivas. As lâminas a +45° possuem as seguintes tensões:

$$\bar{\sigma}_{+45} = \overline{Q}\,\bar{\varepsilon}_{+45} = \begin{Bmatrix} \bar{\sigma}_{+45_1} \\ \bar{\sigma}_{+45_2} \\ \bar{\sigma}_{+45_6} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 146.8 \\ 11.4 \\ -79.1 \end{Bmatrix} MPa$$

As lâminas a -45° possuem as seguintes tensões no eixo:

$$\bar{\sigma}_{-45} = \overline{Q}\,\bar{\varepsilon}_{-45} = \begin{Bmatrix} \bar{\sigma}_{-45_1} \\ \bar{\sigma}_{-45_2} \\ \bar{\sigma}_{-45_6} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 146.8 \\ 11.4 \\ 79.1 \end{Bmatrix} MPa$$

A teoria de falha de Tsai-Wu é utilizada agora para calcular o Índice de Falha. Os parâmetros de resistência são calculados primeiro:

$$\bar{F}_1 = \frac{1}{\bar{X}_1} - \frac{1}{\bar{X}'_1} = -145.16 \times 10^{-6}\, MPa^{-1}$$

$$\bar{F}_{11} = \frac{1}{\bar{X}_1 \bar{X}'_1} = 322.58 \times 10^{-9}\, MPa^{-2}$$

$$\bar{F}_2 = \frac{1}{\bar{X}_2} - \frac{1}{\bar{X}'_2} = 8.5 \times 10^{-3}\, MPa^{-1}$$

$$\bar{F}_{22} = \frac{1}{\bar{X}_2 \bar{X}'_2} = 50 \times 10^{-6}\, MPa^{-2}$$

$$\bar{F}_{66} = \frac{1}{\bar{X}_6^2} = 110.8 \times 10^{-6}\, MPa^{-2}$$

$$\bar{F}_{12} = -\frac{1}{2}\sqrt{\bar{F}_{11}\bar{F}_{22}} = -2.01 \times 10^{-6}\, MPa^{-2}$$

O Índice de Falha (FI) é então calculado para cada lâmina. Para as lâminas a +45°:

$$FI = F_i\sigma_i + F_{ij}\sigma_i\sigma_j \qquad i,j = 1,2,6.$$

$FI_{+45} = 0.78$ (se este índice for igual ou maior que 1, então falha ocorre)

Analogamente para as laminas à -45°:

$$FI_{-45} = 0.78$$

Um fator de segurança (SF) e uma margem de segurança (MOS) para falha da primeira lâmina (FPF) podem ser computadas:

$$FI_{FPF} = \max(FI_{+45}, FI_{-45}) = 0.78$$

$$SF_{FPF} = \frac{1}{FI_{FPF}} = 1.29$$

$$MOS_{FPF} = SF_{FPF} - 1 = 28.8\,\%$$

A realização da análise para compressão uniaxial da mesma magnitude traz uma margem de segurança maior do que aquela obtida para tração.

Após algumas iterações, foi encontrado que o número mínimo de laminas requerido no sanduíche para um laminado balanceado (n=4,8,12...) com uma margem de segurança positiva para resistência a tensão uniaxial é:

$$\boldsymbol{n = 24}$$

O que dá uma espessura de face de:

$$\boldsymbol{t_f = \frac{n}{2} h_{ply} = 1.85\ mm}$$

6.1.2 Análise de rigidez à flexão

De acordo com a regra B3.27, “o módulo de rigidez à flexão EI do monocoque deve ser calculado como o EI de uma placa plana com a mesma composição do monocoque. A curvatura da placa e a seção transversal do monocoque devem ser ignorados para esses calculos”.

Além disso, segundo a regra B3.31, “a lateral do monocoque entre a superfície superior do assoalho e 350 mm (13.8 pol) acima do solo (zona de impacto lateral) **deve ter um EI de pelo menos 50% da soma dos Eis de três (3) tubos de aço base que substitui** quando calculado de acordo com a regra B3.27.”

Primeiramente, o EI dos tubos de aço base serão calculados. De acordo com a regulamentação da Formula SAE, as dimensões dos tubos de aço da estrutura de impacto lateral devem ser:

$D_{o_{side}} = 25.4$ (diâmetro externo)

$t_{side} = 1.65\ mm$ (espessura de parede)

O momento de inércia de área de um tubo é calculado:

$$D_{i_{side}} = D_{o_{side}} - 2t_{side} = 22.1\ mm$$
$$I_{tubo} = \frac{\pi}{64}\left(D_{o_{side}}^4 - D_{i_{side}}^4\right) = 8722.2\ mm^4$$

O EI de base será calculado como 50% de 3EI, de acordo com o regulamento:

$$EI_{base} = \frac{1}{2} 3\ E\ I_{tubo} = 2616.7\ Nm^2$$

Agora, para o laminado, a espessura mínima da colméia é determinada com base nos requisitos acima.

No caso de placas, o EI não é calculado como na teoria clássica de vigas, mas é baseado nas relações constitutivas de uma placa de acordo com a teoria clássica de placas laminadas (*Classical Laminate Plate Theory – CLPT*). Para flexão pura na direção x num laminado simétrico (onde a matriz de acoplamento entre extensão e flexão é nula - $B_{ij} = 0$), as curvaturas e os momentos são relacionados por:

$$\begin{Bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{Bmatrix} = D^{-1} \begin{Bmatrix} M_x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{16} \\ d_{12} & d_{22} & d_{26} \\ d_{16} & d_{26} & d_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Assim,

$k_x = d_{11} M_x \Leftrightarrow M_x = \frac{1}{d_{11}} k_x$, que é o momento fletor por unidade de largura.

O momento fletor é então:

$$M_{xb} = M_x b = \frac{b}{d_{11}} k_x$$

Onde o termo b/d_{11} é o “EI” da placa. Isto pode ser provado comparando a expressão acima à equação da teoria clássica de viga.

$$M = (EI)k_x, \quad k_x = \frac{d^2y}{dx^2}$$

Para calcular a matriz D do laminado sanduíche, a rigidez à flexão do núcleo será negligenciada. Apesar disso, precisamos escolher um valor inicial para a espessura do núcleo, h_c, pois isso afeta a rigidez à flexão das faces do sanduíche. Então, h_c deve ser ajustado por meio de iterações até que as exigências sejam cumpridas. Os valores abaixo já correspondem à iteração final.

$h_c = 30\ mm$ (espessura do núcleo)
$h = h_c + 2t_f = 33.7\ mm$ (espessura total do sanduíche)

O cálculo da matriz D do laminado pelos método dos invariantes de rigidez deve ser realizado em dois passos:

1. A matriz D’ é calculada utilizando $h = h_c + 2t_f$, substituindo o material do núcleo por 1 placa de carbono/epóxi orientada à um ângulo arbitrário.

2. A seguir, uma segunda matriz D’’ feita apenas da placa adicionada de carbono/epóxi (com $h = h_c$) é calculada e subtraída da primeira matriz.

A matriz D resultante é aquela procurada, pois leva em conta apenas as lâminas de carbono/epóxi nas faces do sanduíche. Isto é:

$$D = D'\left(h_c + 2t_f\right) - D''(h_c)$$

Primeiramente, a matriz D’ será calculada. As coordenadas “z” das lâminas (incluindo a lâmina falsa do núcleo adicionada) são definidas por:

$n' = n + 1$
$= 25$, onde n' é o número de lâminas no sanduíche, contando o núcleo.

$j = 1 \ldots n' + 1$

$$z_j = \begin{cases} -\frac{h}{2} + h_{ply}(j-1), & (j-1) \leq \frac{n'}{2} \\ -\frac{h}{2} + h_{ply}(j-2) + h_c, & (j-1) > \frac{n'}{2} \end{cases} \qquad z = \begin{Bmatrix} -16.848 \\ -16.694 \\ -16.54 \\ -16.386 \\ -16.232 \\ -16.078 \\ -15.924 \\ -15.77 \\ -15.616 \\ -15.462 \\ -15.308 \\ -15.154 \\ -15 \\ 15 \\ 15.154 \\ \vdots \end{Bmatrix} mm$$

Note que o vetor z é simétrico e possui as coordenadas corretas. O vetor que contém os ângulos do laminado deve ser ajustado para incluir a lâmina adicionada do núcleo:

$i = 1 \ldots n'$

$\theta_i' = 45(-1)^{i+1}\ graus$ (a lâmina do núcleo possui um ângulo de+45°)

Agora as funções de transformação são computadas:

$$V_{1D} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{n'}[\cos(2\theta_i') \cdot (z_{i+1}^3 - z_i^3)] = 0$$

$$V_{2D} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{n'}[\cos(4\theta_i') \cdot (z_{i+1}^3 - z_i^3)] = -3.19 \times 10^{-6}\ m^3$$

$$V_{3D} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{n'}[\sin(2\theta_i') \cdot (z_{i+1}^3 - z_i^3)] = 2.26 \times 10^{-6}\ m^3$$

$$V_{4D} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{n'}[\sin(4\theta_i') \cdot (z_{i+1}^3 - z_i^3)] = 0$$

Agora os termos individuais da matriz D’ são calculados:

$$D'_{11} = \frac{h^3}{12}\bar{u}_1 + \bar{u}_2 V_{1D} + \bar{u}_3 V_{2D} = 138.46 \times 10^3 Nm$$

$$D'_{22} = \frac{h^3}{12}\bar{u}_1 - \bar{u}_2 V_{1D} + \bar{u}_3 V_{2D} = 138.46 \times 10^3 Nm$$

$$D'_{12} = \frac{h^3}{12}\bar{u}_4 - \bar{u}_3 V_{2D} = 110.41 \times 10^3 Nm$$

$$D'_{66} = \frac{h^3}{12}\bar{u}_5 - \bar{u}_3 V_{2D} = 117.23 \times 10^3 Nm$$

$$D'_{16} = \frac{1}{2}\bar{u}_2 V_{3D} + \bar{u}_3 V_{4D} = 75.41 \times 10^3 Nm$$

$$D'_{26} = \frac{1}{2}\bar{u}_2 V_{3D} - \bar{u}_3 V_{4D} = 75.41 \times 10^3 Nm$$

A matriz D' é então populada:

$$D' = \begin{bmatrix} D'_{11} & D'_{12} & D'_{16} \\ D'_{12} & D'_{22} & D'_{26} \\ D'_{16} & D'_{26} & D'_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.38 \times 10^5 & 1.1 \times 10^5 & 7.54 \times 10^4 \\ 1.1 \times 10^5 & 1.38 \times 10^5 & 7.54 \times 10^4 \\ 7.54 \times 10^4 & 7.54 \times 10^4 & 1.17 \times 10^5 \end{bmatrix} Nm$$

Agora, a matriz D'' para a lâmina do núcleo falsa adicionada será calculada. As coordenadas "z" são definidas como:

$$z'' = \begin{Bmatrix} -\frac{h_c}{2} \\ \frac{h_c}{2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -15 \\ 15 \end{Bmatrix} mm$$

A orientação da lâmina falsa é:

$$\theta_{falsa} = 45\ graus$$

Agora as funções de transformação são computadas para a lâmina falsa:

$$V_{1D} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{1}\left[\cos\left(2\theta_{falsa}\right) \cdot \left(z''^3_{i+1} - z''^3_i\right)\right] = 0$$

$$V_{2D} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{1}\left[\cos\left(4\theta_{falsa}\right)\cdot\left(z''^{3}_{i+1} - z''^{3}_{i}\right)\right] = -2.25\times10^{-6}\ m^3$$

$$V_{3D} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{1}\left[\sin\left(2\theta_{falsa}\right)\cdot\left(z''^{3}_{i+1} - z''^{3}_{i}\right)\right] = 2.25\times10^{-6}\ m^3$$

$$V_{4D} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{1}\left[\sin\left(4\theta_{falsa}\right)\cdot\left(z''^{3}_{i+1} - z''^{3}_{i}\right)\right] = 0$$

Agora os termos individuais da matriz D'' são calculados:

$$D''_{11} = \frac{h_c^3}{12}\bar{u}_1 + \bar{u}_2 V_{1D} + \bar{u}_3 V_{2D} = 97.72\times10^3 Nm$$

$$D''_{22} = \frac{h_c^3}{12}\bar{u}_1 - \bar{u}_2 V_{1D} + \bar{u}_3 V_{2D} = 97.72\times10^3 Nm$$

$$D''_{12} = \frac{h_c^3}{12}\bar{u}_4 - \bar{u}_3 V_{2D} = 77.92\times10^3 Nm$$

$$D''_{66} = \frac{h_c^3}{12}\bar{u}_5 - \bar{u}_3 V_{2D} = 82.73\times10^3 Nm$$

$$D''_{16} = \frac{1}{2}\bar{u}_2 V_{3D} + \bar{u}_3 V_{4D} = 75.11\times10^3 Nm$$

$$D''_{26} = \frac{1}{2}\bar{u}_2 V_{3D} - \bar{u}_3 V_{4D} = 75.11\times10^3 Nm$$

A matriz D'' é então populada:

$$D' = \begin{bmatrix} D''_{11} & D''_{12} & D''_{16} \\ D''_{12} & D''_{22} & D''_{26} \\ D''_{16} & D''_{26} & D''_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 9.77\times10^4 & 7.79\times10^4 & 7.51\times10^4 \\ 7.79\times10^4 & 9.77\times10^4 & 7.51\times10^4 \\ 7.51\times10^4 & 7.51\times10^4 & 8.27\times10^4 \end{bmatrix} Nm$$

Finalmente, a matriz D procurada é obtida subtraindo as duas matrizes previamente obtidas:

$$D = D' - D'' = \begin{bmatrix} 4.07\times10^4 & 3.25\times10^4 & 302.57 \\ 3.25\times10^4 & 4.07\times10^4 & 302.57 \\ 302.57 & 302.57 & 9.77\times10^4 \end{bmatrix} Nm$$

Para obter o módulo de rigidez à flexão EI da placa sanduíche, a matriz d deve ser computada para obtenção de d_{11}:

$$d = D^{-1} = \begin{bmatrix} 67.38 \times 10^{-6} & -53.73 \times 10^{-6} & -119.75 \times 10^{-9} \\ -53.73 \times 10^{-6} & 67.38 \times 10^{-6} & -119.75 \times 10^{-9} \\ -119.75 \times 10^{-9} & -119.75 \times 10^{-9} & 28.99 \times 10^{-6} \end{bmatrix} \frac{1}{Nm}$$

$$d_{11} = 67.38 \times 10^{-6} \frac{1}{Nm}$$

E o módulo EI é:

$$EI_{sanduíche} = \frac{b}{d_{11}} = 2968\ Nm^2$$

A razão entre o módulo da placa sanduíche e o módulo da estrutura de tubos base é:

$\frac{EI_{sanduíche}}{EI_{tubo}} = 1.13$ (esta razão deve ser maior ou igual a 1)

Uma Margem de Segurança (MOS) pode ser computada como:

$$MOS_{EI} = \frac{EI_{sanduíche}}{EI_{tubo}} - 1 = 13.43\%$$

Após algumas iterações, foi encontrado que a espessura mínima exigida para o núcleo para cumprimento da regulamentação é de:

$h_c = 30\ mm$

O que resulta numa espessura de sanduíche total de

$h = 33.7\ mm.$

A regulamentação da competição, pela regra B3.28, exige que a rigidez à flexão da placa de compósito tenha “pelo menos as mesmas propriedades que **um** tubo de aço base da estrutura de impacto lateral para rigidez à flexão. Como o sanduíche foi dimensionado para ter um “EI” de pelo menos 1.5 vezes

o “EI” de um tubo de aço, então a exigência de rigidez à flexão é automaticamente satisfeita.

Ainda que efeitos de cisalhamento transversal (negligenciados nestes calculados) afetem adversamente a rigidez lateral da estrutura sanduíche, a margem de segurança aferida deve compensar tais efeitos.

6.1.3 Análise de resistência à flexão de três pontos

De acordo com a regra B3.28, “As equipes devem construir uma seção representativa da lateral do monocoque como uma placa plana e realizar um ensaio de flexão de 3 pontos nesta placa. Elas devem provar por ensaio mecÂnico que uma seção de 200 mm (7.9 pol) x 500 mm (19.7 pol) tem pelo menos as mesmas propriedades que um tubo de aço base da estrutura de impacto lateral para rigidez à flexão e **dois tubos de aço da estrutura de impacto lateral para tensão de escoamento e de fratura**”.

Primeiramente, a carga para início de escoamento (isto é, escoamento apenas na superfície externa dos tubos, não escoamento plástico por completo) para dois tubos de aço da estrutura de impacto lateral (em paralelo) num ensaio de flexão de 3 pontos deve ser calculada. Baseado nas exigências estabelecidas na norma ASTM D790-07 (*3-Point-Bending in Reinforced Plastics*), o comprimento pendido em cada lado do espécime deve ser de pelo menos 10% da extensão apoiada, L. Assim, considerando um comprimento total de espécime de 500 mm, é possível calcular que a extensão apoiada L não deve exceder 416 mm. Tal valor será assumido na análise que segue.

$L = 416\ mm$ (extensão apoiada)

$$\sigma = \frac{M c_{tubo}}{I_{tubo}}, onde\ M = \frac{P}{4}\frac{L}{2}$$

Onde P é a carga aplicada no centro, dividindo-se igualmente nos dois tubos (P/2) e então dividida igualmente nos dois suportes (P/4).

$I_{tubo} = 8722.2\ mm^4$

$c_{tubo} = \frac{D_o}{2} = 12.7\ mm$

Fazendo σ = YS (tensão de escoamento) e resolvendo para P:

$$P = \frac{8\ YS\ I_{tubo}}{c_{tubo} L} = 3632\ N$$

Esta é a máxima carga em flexão de três pontos que pode ser sustentada por dois tubos de aço base em paralelo sem que haja escoamento.

Agora a análise para a placa sanduíche é realizada. Efeitos de cisalhamento transversal serão desprezados, devido à sua complexidade. A solução de Levy da teoria clássica placas laminadas é apropriada para as condições de contorno do problema. Note que esta solução ignora efeitos de acoplamento D_{16} e D_{26}.

Para utilizar a Solução de Levy, a carga pontual será representada como uma pressão lateral uniformemente distribuída considerando um comprimento pequeno arbitrário para distribuir a carga na direção longitudinal “y” (de acordo com a nomenclatura da Solução de Levy) e a largura total para distribuir a carga na direção “x”. O comprimento de contato arbitrário será chamado de “s_c”, já que será estimado baseado em uma fração do raio do nariz de carga, este último sendo 5 mm de acordo com a norma:

$s_c = 2.5\ mm$

$a' = 200\ mm$

$b' = L = 416\ mm$

A pressão lateral $p(x,y) = g_p(x) * h_p(y)$ é uma função definida como:

$$p_o = \frac{P}{s_c a'} = 7.26\ MPa$$

$$h_p(y) = \begin{cases} p_o, & \left(\frac{b'}{2} - \frac{s_c}{2}\right) \le y \le \left(\frac{b'}{2} + \frac{s_c}{2}\right) \\ 0, & para\ outros\ valores\ de\ y \end{cases}$$

$$g_p(x) = 1$$

$$p(x,y) = g_p(x) h_p(y)$$

Neste caso, a pressão é realmente apenas uma função de “y”. Ilustrando na forma de um gráfico, temos:

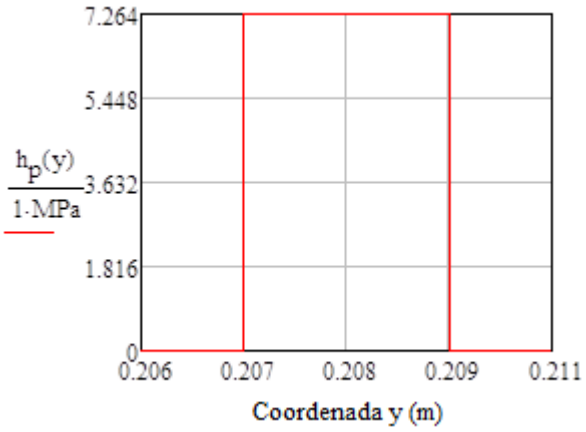


Figura 6.5 - Gráfico da pressão $h_p(y)$.

Os coeficientes da expansão em série de Fourier para $h_p(y)$ são:

$N_F = 100$ (número de coeficientes na série)

$n_F = 1 \ldots N_F$

$$A_{Fourier_{n_F}} = \frac{2}{b'} \int_{\frac{b'}{2} - \frac{s_c}{2}}^{\frac{b'}{2} + \frac{s_c}{2}} h_p(y) \sin\left(\frac{n_F \pi y}{b'}\right) dy \qquad A_{Fourier} = \begin{Bmatrix} 0.087 \\ 0 \\ -0.087 \\ 0 \\ 0.087 \\ 0 \\ -0.087 \\ \vdots \end{Bmatrix} MPa$$

$$h_{Fourier}(y) = \sum_{n_F=1}^{N_F} \left(A_{Fourier_{n_F}} \sin\left(\frac{n_F \pi y}{b'}\right)\right)$$

Plotamos o gráfico da pressão normalizada para melhor visualizar a aproximação:

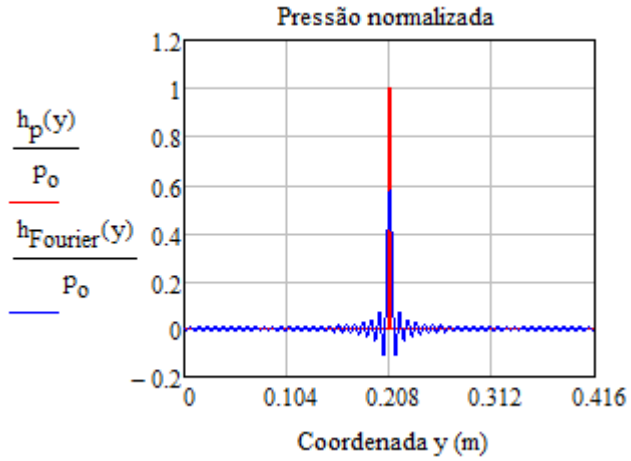


Figura 6.6 - Pressão normalizada por aproximação de senos e cossenos.

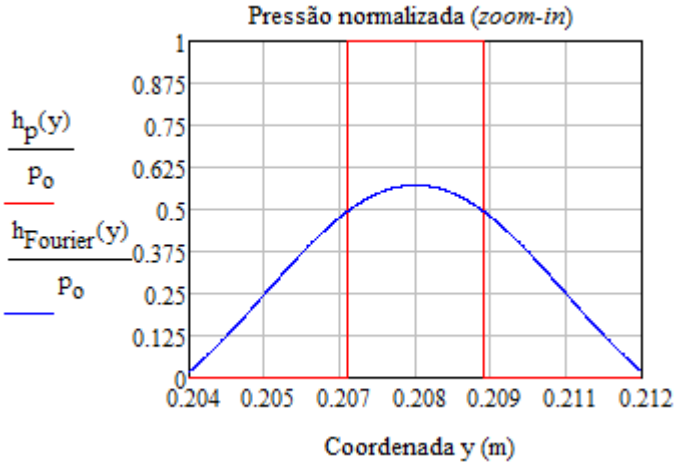


Figura 6.7 - Visualização próximo do pico de pressão da pressão normalizada aproximada.

Note que mesmo com 100 termos na serie de Fourier, a carga não é representada satisfatoriamente. Assim, uma abordagem pela teoria clássica de viga será adotada.

Para equilíbrio estático, a força de cisalhamento e o momento fletor no centro do espécime são:

$$V_z = \frac{P}{2} = 1816\ N$$

$$M = \frac{P}{2}\frac{L}{2} = 378\ Nm$$

A força de cisalhamento será assumida como sendo suportada inteiramente pelo núcleo, enquanto o momento fletor será assumido como sendo carregado inteiramente pelas faces de carbono/epóxi. A resistência ao cisalhamento do núcleo será aferida primeiramente. A tensão de cisalhamento é assumida uniforme ao longo da espessura do núcleo, e é estimada como:

$$\tau_{núcleo} = \frac{V_z}{bh_c} = 0.3\ MPa = 44\ psi$$

Onde b = 200 mm, e h_c = 30 mm.

Assim, o núcleo de colméia selecionado deve ter pelo menos essa resistência ao cisalhamento. A maioria das colméias disponíveis pela hexcel tem um uma resistência ao cisalhamento maior que este valor. Assim, o tamanho da célula e espessura da folha da colméia serão definidos pelos modos de falha de flambagem do sanduíche.

Agora a resistência à flexão das faces será aferida. A nomenclatura de Levy para os eixos x-y não será mais utilizada, de modo que “x” será o eixo longitudinal, e “y” o eixo transversal no plano, como usualmente. O momento fletor por unidade de largura é:

$$M_x = -\frac{M}{b}, onde\ b = 200\ mm$$

$$M_x = -1889\frac{Nm}{m}$$

O sinal segue a nomenclatura da teoria clássica de placas laminadas, que é o oposta daquela utilizada na teoria clássica de vigas.

Agora as curvaturas são calculadas:

$$\begin{Bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{Bmatrix} = d \begin{Bmatrix} M_x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} 67.38 \times 10^{-6} & -53.73 \times 10^{-6} & -119.75 \times 10^{-9} \\ -53.73 \times 10^{-6} & 67.38 \times 10^{-6} & -119.75 \times 10^{-9} \\ -119.75 \times 10^{-9} & -119.75 \times 10^{-9} & 28.99 \times 10^{-6} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -1889 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -1.273 \times 10^{-4} \\ 1.015 \times 10^{-4} \\ 2.262 \times 10^{-7} \end{Bmatrix} \frac{1}{mm}$$

Note que k_y tem sinal oposto a k_x, o que resulta em uma configuração deformada em forma de sela. Além disso, como há acoplamento entre flexão e torção (devido aos termos não nulos D_{16} e D_{26}), a curvatura de torção k_{xy} é não nula.

As deformação no laminado são funções de z:

$$\varepsilon_b(z_L) = z_L \begin{Bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{Bmatrix} \qquad \varepsilon_b\left(\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} -2.14 \times 10^{-3} \\ 1.71 \times 10^{-3} \\ 3.81 \times 10^{-6} \end{Bmatrix} \qquad \varepsilon_b\left(-\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} 2.14 \times 10^{-3} \\ -1.71 \times 10^{-3} \\ -3.81 \times 10^{-6} \end{Bmatrix}$$

Agora as deformações devem ser transformadas para coordenadas principais do material para cada lâmina, utilizando as relações de transformação de deformação. As deformações axiais das lâminas a +45° são:

$$\bar{\varepsilon}_{b_{+45}}(z_L) = T(+45°)^{-1^T} \varepsilon_b(z_L)$$

$$\bar{\varepsilon}_{b_{+45}}\left(\frac{h}{2}\right) = T(+45°)^{-1^T} \varepsilon_b\left(\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} -2.15 \times 10^{-4} \\ -2.19 \times 10^{-4} \\ 3.85 \times 10^{-3} \end{Bmatrix}$$

$$\bar{\varepsilon}_{b_{+45}}\left(-\frac{h}{2}\right) = T(+45°)^{-1^T} \varepsilon_b\left(-\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} 2.15 \times 10^{-4} \\ 2.19 \times 10^{-4} \\ -3.85 \times 10^{-3} \end{Bmatrix}$$

E as deformação axiais das lâminas a -45° são:

$$\bar{\varepsilon}_{b_{-45}}(z_L) = T(-45°)^{-1^T}\varepsilon_b(z_L)$$

$$\bar{\varepsilon}_{b_{-45}}\left(\frac{h}{2}\right) = T(-45°)^{-1^T}\varepsilon_b\left(\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} -2.19 \times 10^{-4} \\ -2.15 \times 10^{-4} \\ -3.85 \times 10^{-3} \end{Bmatrix}$$

$$\bar{\varepsilon}_{b_{-45}}\left(-\frac{h}{2}\right) = T(-45°)^{-1^T}\varepsilon_b\left(-\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} 2.19 \times 10^{-4} \\ 2.15 \times 10^{-4} \\ 3.85 \times 10^{-3} \end{Bmatrix}$$

As tensões axiais para cada lâmina são agora calculadas por meio das relações de tensão-deformação. As lâminas a +45° possuem as seguintes tensões axiais:

$$\bar{\sigma}_{b_{+45}}(z_L) = \bar{Q} \cdot \bar{\varepsilon}_{b_{+45}}(z_L)$$

$$\bar{\sigma}_{b_{+45}}\left(\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} -31 \\ -2 \\ 17 \end{Bmatrix} MPa \qquad \bar{\sigma}_{b_{+45}}\left(-\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} 31 \\ 2 \\ -17 \end{Bmatrix} MPa$$

E para as lâminas a -45°:

$$\bar{\sigma}_{b_{-45}}(z_L) = \bar{Q} \cdot \bar{\varepsilon}_{b_{-45}}(z_L)$$

$$\bar{\sigma}_{b_{-45}}\left(\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} -31 \\ -2 \\ -17 \end{Bmatrix} MPa \qquad \bar{\sigma}_{b_{-45}}\left(-\frac{h}{2}\right) = \begin{Bmatrix} 31 \\ 2 \\ 17 \end{Bmatrix} MPa$$

Obtemos assim os gradientes de tensão nas faces do sanduíche, como mostra a Figura 6.8:

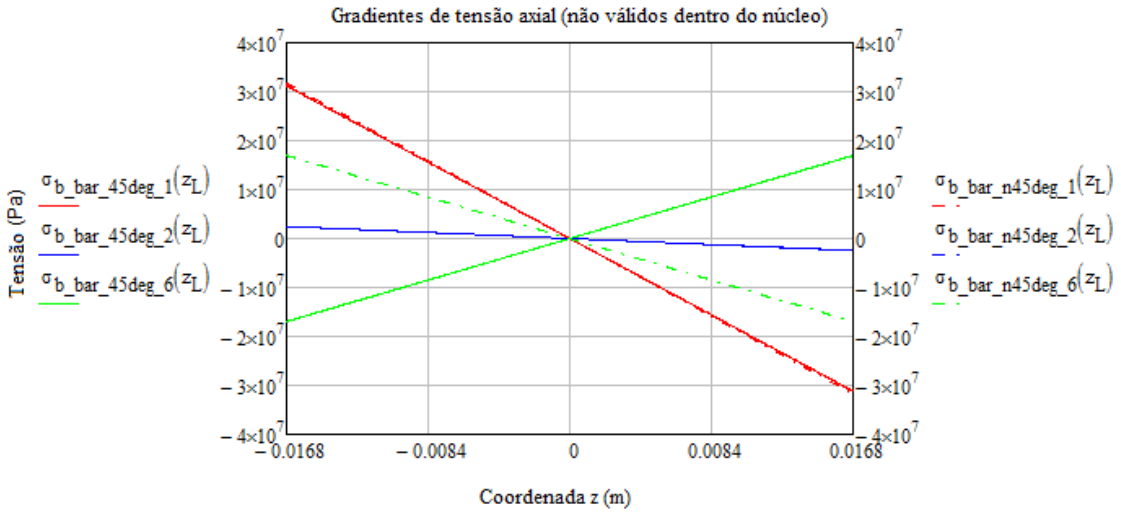


Figura 6.8 - Gradientes de tensão axial.

Note que os gradientes de tensão são contínuos (exceto para as tensões de cisalhamento, que alternam sinais de lâmina a lâmina) já que as lâminas +45/-45 têm a mesma rigidez não axial. Assim as lâminas críticas são aquelas mais externas do sanduíche. O critério de falha de Tsai-Wu pode ser aplicada para essas lâminas para então calcular o Índice de Falha (FI). Primeiramente, analisaremos as lâminas a +45° em z = -h/2 (que estão sob esforços de tração devido à flexão):

$$FI = F_i\sigma_i + F_{ij}\sigma_i\sigma_j \qquad i,j = 1,2,6$$

$$FI_b = \bar{F}_1\bar{\sigma}_{b_{+45_1}}\left(-\frac{h}{2}\right) + \bar{F}_2\bar{\sigma}_{b_{+45_2}}\left(-\frac{h}{2}\right) + \bar{F}_{11}\bar{\sigma}_{b_{+45_1}}\left(-\frac{h}{2}\right)^2 + \bar{F}_{22}\bar{\sigma}_{b_{+45_2}}\left(-\frac{h}{2}\right)^2$$
$$+ 2\bar{F}_{12}\bar{\sigma}_{b_{+45_1}}\left(-\frac{h}{2}\right)\bar{\sigma}_{b_{+45_2}}\left(-\frac{h}{2}\right) + \bar{F}_{66}\bar{\sigma}_{b_{+45_6}}\left(-\frac{h}{2}\right)^2 = 0.05$$

Agora, para as lâminas a -45° em z = +h/2 (que estão sob compressão devido à flexão):

$$FI_{nb} = \bar{F}_1\bar{\sigma}_{b_{+45_1}}\left(\frac{h}{2}\right) + \bar{F}_2\bar{\sigma}_{b_{+45_2}}\left(\frac{h}{2}\right) + \bar{F}_{11}\bar{\sigma}_{b_{+45_1}}\left(\frac{h}{2}\right)^2 + \bar{F}_{22}\bar{\sigma}_{b_{+45_2}}\left(\frac{h}{2}\right)^2$$
$$+ 2\bar{F}_{12}\bar{\sigma}_{b_{+45_1}}\left(\frac{h}{2}\right)\bar{\sigma}_{b_{+45_2}}\left(\frac{h}{2}\right) + \bar{F}_{66}\bar{\sigma}_{b_{+45_6}}\left(\frac{h}{2}\right)^2 = 0.02$$

Como ambos os índices estão bem abaixo do limite (quando FI = 1), então as placas não falham devido à flexão. Um Fator de Segurança (SF) e uma Margem de Segurança (MOS) para falha da primeira lâmina (*First Ply Failure – FPF*) podem ser então computados:

$$FI_{FPF_b} = \max(FI_b, FI_{nb}) = 0.05$$

$$SF_{FPF_b} = \frac{1}{FI_{FPF_b}} = 20.57$$

$$MOS_{FPF_b} = SF_{FPF_b} - 1 = 1957.3\%$$

Assim, de acordo com a análise simplificada desenvolvida para resistência ao ensaio de flexão de três pontos mostram que o laminado sanduíche possui uma margem de segurança bem grande para falha da primeira lâmina. A larga margem observada deve ser suficiente para cobrir efeitos desprezados, como efeitos de cisalhamento transversal e tensões residuais.

6.1.4 Análise de flambagem do sanduíche e do núcleo de colméia

De acordo com Vinson (1999), uma placa sanduíche com núcleo de colméia pode flambar em quatro modos diferentes:

1. Instabilidade generalizada (ou seja, flambagem da placa).
2. Instabilidade devido ao cisalhamento no núcleo.
3. Enrugamento das faces.
4. Flambagem de célula.

Todos esses modos de flambagem serão analisados neste estudo para selecionar um tamanho de célula e espessura de folha apropriados para a colméia.

De acordo com a regra B3.36.2, “o **laminado**, placas de fixação, *backing plates* e enxertos devem ter áreas de cisalhamento e solda e resistência suficientes para suportar a carga especificada de **30 kN em qualquer direção**”. Assim, uma carga de 30 kN no plano de compressão será assumida como sendo a exigência para capacidade em flambagem. As dimensões da placa plana usadas anteriormente serão utilizadas para análise de flambagem (200 x 500 mm).

$P_x = -30\ kN$

6.1.4.1 Instabilidade generalizada

Primeiramente, precisamos iniciar com um valor arbitrário para tamanho da célula e espessura da folha. Baseado na resistência ao cisalhamento do núcleo exigida (pelo menos 44 psi, como calculado na análise de flexão de 3 pontos), uma seleção inicial apropriada seria uma que desse um fator de segurança de pelo menos 2.0 para Resistência ao Cisalhamento do Núcleo (isto é, resistência ao cisalhamento de pelo menos 88 psi). A colméia mais leve que atende a esta exigência é a seguinte:

CR III – ¼ - 5052 – .0015 – 3.4

(Nomenclatura: Grau do material – Tamanho da célula (pol) – Liga – Espessura da folha (pol) – Densidade (libras por pé quadrado – pcf))

Esta colméia possui as seguintes propriedades (de acordo com as Folhas de Especificações da Hexcel):

Tabela 6.4 - Propriedades da colméia CR III - 1/4 - 5052 - .0015 - 3.4 da Hexcel.

Propriedade	**Unidade**	**Símbolo**	**Valor**
Diâmetro de célula	pol	d_{cell}	0.25
Espessura da folha	pol	t_{cell}	0.0015
Densidade	Kg/m³	$P_{núcleo}$	54.46
Módulo de elasticidade na direção da espessura	MPa	E_{3c}	621
Módulo de cisalhamento na direção longitudinal	MPa	$G_5 = G_L$	345
Módulo de cisalhamento na direção transversal	MPa	$G_4 = G_W$	165
Resistência ao cisalhamento na direção longitudinal	MPa	$X_5 = X_L$	1.24
Resistência ao cisalhamento na direção transversal	MPa	$X_4 = X_W$	0.72

Seguindo com a análise, alguns parâmetros devem ser calculados como entrada para a tensão crítica de flambagem:

$$\sigma_{cr_{generalizada}} = \frac{\pi^2}{4\left(1 - \nu_{xy}\nu_{yx}\right)}\sqrt{E_x E_y}\,\frac{h_c^2}{b^2}\,K_o$$

Onde K_o é um parÂmetro que depende de vários fatores, como condições de contorno (CCs), rigidez à flexão, rigidez transversal e outros. A equação acima inclui os efeitos de cisalhamento transversal; apesar disso, a solução para K_o são definidas apenas para um número limitado de casos de CCs. O caso mais próximo ao qual se está estudando corresponde ao caso com todos os lados simplesmente apoiados. Na ausência de mais dados, tais CCs serão assumidas aqui. O cálculo para K_o segue:

$$N_m = 15 \qquad k = 1 \dots N_m$$

Este é o número de autovalores (ou ondas de flambagem) a serem buscados na direção da carga de compressão. Para as CCs assumidas (todos os lados simplesmente apoiados), as seguintes constante são aplicáveis:

$$C_{1_k} = \frac{a^2}{k^2 b^2} \qquad C_2 = 1 \qquad C_{3_k} = \frac{k^2 b^2}{a^2} \qquad C_{4_k} = C_{1_k}$$

Agora, a rigidez ao cisalhamento transversal e vários outros parÂmetros são calculados:

$$U_{xz} = G_L h_c = 10.34\ MPa \cdot m \qquad U_{yz} = G_W h_c = 4.96\ MPa \cdot m$$

$$D_x = D_{11} = 40.75\ kNm$$

$$D_y = D_{22} = 40.75\ kNm$$

$$D_{xy} = D_{12} = 32.49\ kNm$$

$$V_x = \frac{\pi^2}{b^2}\frac{\sqrt{D_x D_y}}{U_{xz}} = 0.97 \qquad V_y = \frac{\pi^2}{b^2}\frac{\sqrt{D_x D_y}}{U_{yz}} = 2.03$$

$$B_1 = \sqrt{\frac{D_y}{D_x}} = 1 \qquad B_3 = \frac{D_{xy}}{\sqrt{D_x D_y}} = 0.8 \qquad B_2 = 2B_3 + B_1 = 2.59$$

$$A_{o_k} = C_{1_k} C_{3_k} - B_2 C_2^2 + B_3 C_2 \left(B_1 C_{1_k} + 2B_2 C_2 + \frac{C_{3_k}}{B_1} \right)$$

Agora o parâmetro K_o é calculado como:

$$K_{o_k} = \frac{B_1 C_{1_k} + 2B_2 C_2 + \frac{C_{3_k}}{B_1} + A_{o_k}\left(\frac{V_y}{C_{4_k}} + V_x\right)}{1 + \left(B_1 C_{1_k} + B_3 C_2\right)\frac{V_y}{C_{4_k}} + \left(\frac{C_{3_k}}{B_1} + B_3 C_2\right)V_x + \frac{V_y V_x A_{o_k}}{C_{4_k}}}$$

Os autovalores da tensão crítica de flambagem são então obtidos:

$$\sigma_{cr_{generalizada_k}} = -\frac{\pi^2}{4\left(1 - \nu_{xy}\nu_{yx}\right)}\sqrt{E_x E_y}\frac{h_c^2}{b^2}K_{o_k} = \begin{Bmatrix} -7831 \\ -3801 \\ -2937 \\ -2630 \\ -2506 \\ -2455 \\ -2436 \\ -2430 \\ -2430 \\ -2433 \\ -2437 \\ \vdots \end{Bmatrix} MPa$$

Note que o número de autovalores considerado é suficiente para achar a menor tensão crítica para flambagem em valor absoluto (8º modo).

A carga crítica de flambagem é obtida agora considerando a carga deste modo crítico:

$$P_{cr_{generalizada}} = \sigma_{cr_{generalizada}} b\ 2\ t_f = -1796\ kN$$

E um fator de segurança (SF) e Margem de Segurança (MOS) contra instabilidade generalizada podem ser calculados como:

$$SF_{flambagem_{generalizada}} = \frac{P_{cr_{generalizada}}}{P_x} = 59.9$$

$$MOS_{flambagem_{generalizada}} = SF_{flambagem_{generalizada}} - 1 = 5888\%$$

6.1.4.2 Instabilidade ao Cisalhamento do Núcleo

A tensão crítica para esse modo de falha é:

$$\sigma_{cr_{cisalhamento}} = -\frac{G_L h_c}{2t_f} = -2798\ MPa$$

$$P_{cr_{cisalhamento}} = \sigma_{cr_{cisalhamento}} b\ 2\ t_f = -2068\ kN$$

E um fator de segurança (SF) e margem de segurança (MOS) contra instabilidade por cisalhamento são computados como:

$$SF_{inst_{cisalhamento}} = \frac{P_{cr_{cisalhamento}}}{P_x} = 68.9$$

$$MOS_{inst_{cisalhamento}} = SF_{inst_{cisalhamento}} - 1 = 6795\%$$

6.1.4.3 Enrugamento das faces

Segundo Vinson (1999) existem dois modelos diferentes amplamente adotados na literatura para aferir a tensão crítica para este modo de falha. Os dois serão utilizados e o mais conservador será adotado aqui. O primeiro modelo tenta prever a tensão crítica de flambagem por:

$$\sigma_{cr_{enrug_A}} = -\sqrt{\frac{2}{3}\frac{t_f}{h_c}\frac{E_{3_c}\sqrt{E_x E_y}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}}} = -1052\ MPa$$

$$\sigma_{cr_{enrug_B}} = -0.5\left(E_x E_y G_L\right)^{\frac{1}{3}} = -2209\ MPa$$

O caso mais conservador é o caso A, e o fator de segurança (SF) e margem de segurança (MOS) podem ser calculados para este caso:

$$P_{cr_{enrug}} = \sigma_{cr_{enrug}} b\ 2\ t_f = -778\ kN$$

$$SF_{enrug} = \frac{P_{cr_{enrug}}}{P_x} = 25.9$$

$$MOS_{enrug} = SF_{enrug} - 1 = 2492\%$$

6.1.4.4 Flambagem de célula

A tensão crítica para este modo de falha pode ser calculado por:

$$\sigma_{cr_{célula}} = -\frac{2\sqrt{E_x E_y}}{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}}\left(\frac{t_f}{d_{cell}}\right)^2 = -7357\ MPa$$

$$P_{cr_{célula}} = \sigma_{cr_{célula}}\ b\ 2\ t_f = -5438\ kN$$

E um fator de segurança (SF) e uma margem de segurança (MOS) podem ser computados como:

$$SF_{célula} = \frac{P_{cr_{célula}}}{P_x} = 181.3$$

$$MOS_{célula} = SF_{célula} - 1 = 18026\%$$

Baseado nos resultados obtidos nas análises de flambagem, o núcleo escolhido (que foi o mais leve que ainda atende os critérios de resistência ao cisalhamento do núcleo com um fator de segurança de 2.0) possui capacidade estrutural suficiente para prevenir qualquer dos modos de falha de flambagem comuns em estruturas sanduíche. Assim, a colméia da Hexcel escolhida foi:

CR III – ¼ - 5052 - .0015 – 3.4

6.2 SUMÁRIO DO DIMENSIONAMENTO

As dimensões propostas e sequência de laminação para o laminado sanduíche estão mostradas na Figura 6.9, como obtidos dos estudos de dimensionamento. Um resumo das margens de segurança é reportado na Tabela 6.5.

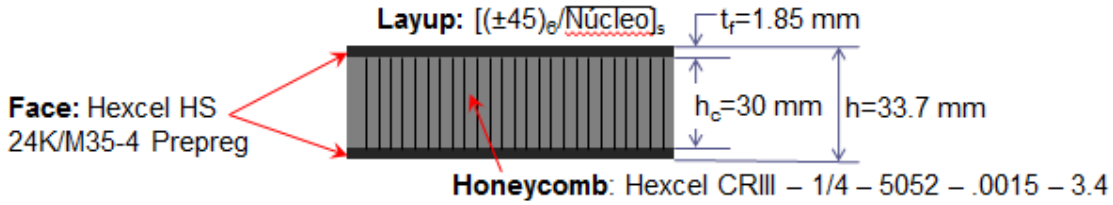


Figura 6.9 - Diagrama esquemático do laminado básico do monocoque.

Tabela 6.5 - Resumo das margens de segurança aos modos de falha analisados.

Modo de falha	Margem de segurança(%)
"EI" (Rigidez à flexão)	13%
Resistência uniaxial	29%
Resistência à flexão de 3 ptos (Cisalhamento do núcleo)	113%
Resistência à flexão de 3 ptos (FPF da face)	1957%
Enrugamento da face	2492%
Instabilidade generalizada	5888%

Instabilidade do núcleo	6795%
Instabilidade de célula	18026%

7 GEOMETRIA BÁSICA

Com o laminado básico definido, e os componentes dos outros subsistemas também definidos, é possível então iniciar um projeto preliminar do monocoque.

Devido à incerteza quanto aos materiais que serão de fato utilizados na construção do protótipo, e também quanto aos componentes que serão utilizados, preferiu-se optar por apenas definir a geometria básica do monocoque, de modo que dê liberdade para as equipes futuras optarem por componentes diferentes.

A geometria básica do monocoque é apresentada a seguir nas Figura 7.1Figura 7.2Figura 7.3.

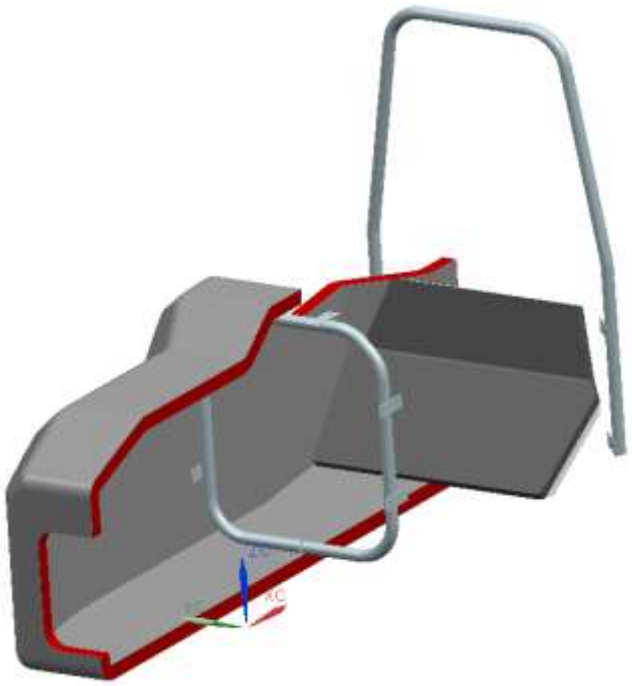


Figura 7.1 - Desenho básico em CAD do monocoque, com corte longitudinal

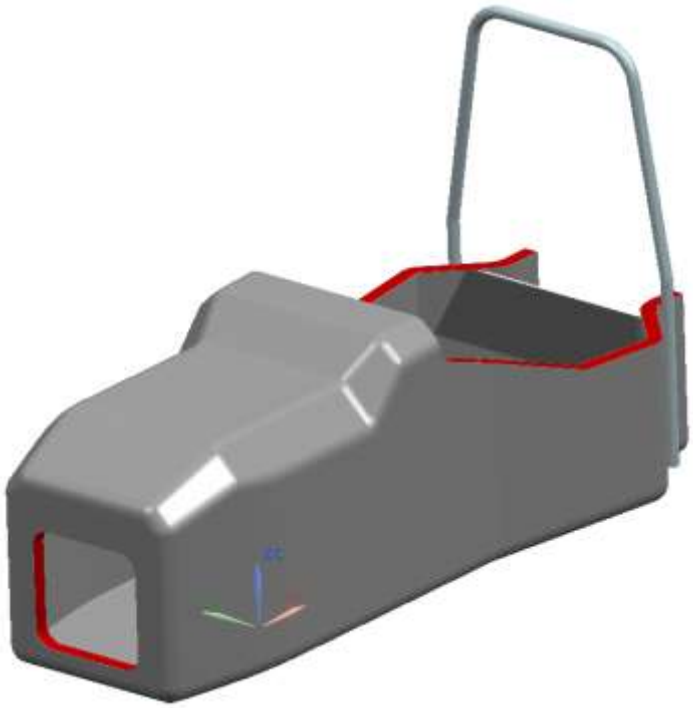


Figura 7.2 - Desenho básico em CAD do monocoque.

.

Figura 7.3 - Desenho básico do monocoque com corte longitudinal (vista com piloto e pedais de freio).

O desenho básico do monocoque foi projetado com todos os componentes já descritos nas seções anteriores. Detalhes do desenho não foram incluídos neste momento devido à impraticalidade de se determinar com antecedência o conjunto exato de peças que serão utilizadas.

Algumas dimensões do desenho básico do monocoque podem ser encontradas no desenho de conjunto no Apêndice D.

Com o desenho básico definido, e utilizando as informações de densidade dos materiais escolhidos, podemos calcular a massa do monocoque, contando já os aros de capotamento (*front hoop* e *main hoop*). O volume do núcleo e o volume das faces, calculado por meio do software CAD são:

$$V_{núcleo} = 37762752.2\ mm^3$$
$$V_{faces} = 3848170.0\ mm^3$$

Mas de acordo com as Folhas de Especificação do núcleo e das faces escolhidas,

$$\rho_{núcleo} = 54.5\frac{kg}{m^3} \qquad e \qquad \rho_{face} = 1570\frac{kg}{m^3}$$

Assim:

$$m_{núcleo} = \rho_{núcleo} V_{núcleo} = 2.1\ kg$$
$$m_{faces} = \rho_{face} V_{faces} = 6.0\ kg$$

Obtendo as massas dos aros de capotamento (incluindo as placas de fixação dos aros) por meio do software de CAD, obtemos:

$$m_{aro_{frontal}} = 2.4\ kg$$
$$m_{aro_{principal}} = 2.1\ kg$$

E a massa total do monocoque básico é:

$$m_{monocoque} = 12.6\ kg$$

Se estimarmos a massa das fixações (parafusos e enxertos) em 4 kg, temos finalmente:

$$m_{monocoque_{estimada_{final}}} = 16.6\ kg$$

Como o monocoque é uma peça híbrida, comparação com uma porção similar da estrutura tubular se faz adequada. Tal porção, quando obtida do modelo do veículo FP-02MA de 2010, corresponde à uma massa de 23 kg. Desse modo, o monocoque corresponde à uma redução de 27,8% em massa.

Essa massa ainda deve variar um pouco, principalmente se os materiais que forem utilizados para competição mudarem. Como podemos ver, a maior parte da massa do monocoque está concentrada nas faces de *prepreg*, por sua alta densidade, e nos aros de aço. Caso as faces sejam reescolhidas para materiais com resistência equivalente, porém de mais baixa densidade, é possível economizar massa. Do mesmo modo, é possível economizar massa nos componentes de metal, que possuem uma alta densidade, por meio de um projeto mais atencioso.

8 CONCLUSÕES E PRÓXIMOS PASSOS

Como pode ser visto, o projeto de um monocoque exige interação entre vários aspectos do projeto do carro, desde uma visão de alto nível, com a relação entre o monocoque e os outros subsistemas harmonizando de modo a se obter uma configuração geométrica satisfatória, até uma visão mais detalhada, onde os aspectos construtivos e tecnológicos de materiais compósitos influenciam fortemente o projeto mecânico do monocoque.

Entretanto, foi obtido um projeto final que atende às normas da competição, permite uma configuração geométrica satisfatória para os componentes escolhidos e possui uma massa menor do que aquela obtida com projetos de aço treliçado tubular.

Como comprovado no Apêndice A, a rigidez do monocoque é normalmente muito superior à rigidez de um treliçado tubular. Portanto é razoável esperar que a rigidez do monocoque projetado também será muito maior do que a de um treliçado tubular.

Após a definição exata dos componentes que serão utilizados em competição, é necessário realizar o desenho detalhado do monocoque, com o posicionamento de todas as fixações e desenhos de fabricação de modo a obter um protótipo consistente.

O projeto encontra seu valor maior do ponto de vista que permite às futuras gerações da Equipe compreenderem os caminhos pelos quais devem obrigatoriamente trilhar no projeto completo de um monocoque, passando por aspectos financeiros, tecnológicos, construtivos, teóricos, entre outros. Equipes futuras devem levar em consideração, entretanto, as mudanças que ocorrem às regras da competição de um ano para outro.

9 REFERÊNCIAS

GENTA, G., MORELLO, L. **The automotive chassis, Volume 1: Components Design.** Springer, 2009. 628 p.

COSTIN, M., PHIPPS, D. **Racing and sports car chassis design**. 1a ed, Robert Bentley, 1961. 827 p.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Danvers, MA, USA. Society of Automotive Engineerings, 1992. 495p.

ERICSSON, L. G. S. **Estudo da Influência da Rigidez do Quadro na Dirigibilidade de um Veículo de Competição Formula SAE em Ambiente Multicorpos.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica São Carlos) - Universidade de São Paulo, 2008.

SITE http://racing.tugraz.at/. Último acesso em 13/11/2010.

SITE http://www.ryersonformulasae.com/. Último acesso em 13/11/2010.

SITE http://www.dutracing.nl/. Último acesso em 01/03/2011.

VINSON, R. J., SIERAKOWSKI, R. L. **The Behavior of Structures Composed of Composite Materials.** Springer, 2002. 456 p.

VINSON, R. J. **The Behavior of Sandwich Structures of Isotropic and Composite Materials.** Technomic, 1999. 378 p.

BAKER, A., DUTTON, S., KELLY, D. **Composite Materials for Aircraft Structures.** 2ed AIAA, 2004. 400 p.

ZENKERT, D. **Handbook of Sandwich Construction.** EMAS, 2008. 442 p.

SITE http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Brochure-Data-Sheets/Honeycomb_Sandwich_Design_Technology.pdf . Ultimo acesso 15/03/2011

SITE http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Prepreg-Data-Sheets/M35_4_eu.pdf. Ultimo acesso 15/11/2011

SITE http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/ 2011fsaerules.pdf. Ultimo acesso 15/11/2011

SAVAGE, G. **Formula 1 composites Engineering.** Elsevier, 2008

SAVAGE, G. **Enhancing the exploitation and efficiency of fibre-reinforced composites structures.** Elsevier, 2005.

YUAN, C. **Optimization of sandwich composites fuselages under flight loads.** Springer, 2010.

10 APÊNDICE A

O objetivo desta seção é avaliar o aumento de desempenho em potencial que seria proporcionado por uma estrutura monocoque feita com materiais compostos. Os materiais compostos são conhecidos por combinarem características positivas de seus constituintes, sobrepujando as características indesejáveis. No caso dos compostos sanduíche laminados, consegue-se um aumento de rigidez específica (rigidez por unidade de massa) substancial em comparação aos metais.

Em aplicações automotivas, o comportamento dinâmico lateral do veículo é influenciado tanto pela suspensão do veículo quanto pela flexibilidade de seus componentes. A priori, o projeto da suspensão de um veículo normalmente ignora a flexibilidade da carroceria, o motivo disso sendo o aumento na complexidade do modelo, que normalmente exige técnicas computacionais sofisticadas. Entretanto, é imediato que, se a carroceria apresentar rigidez torcional baixa (comparável à da suspensão), seu efeito na dirigibilidade do veículo não pode ser negligenciado.

Da mesma forma, o peso de um veículo é sempre uma das prioridades no seu desenvolvimento, quer seja em carros de passeio, comerciais, ou para competição. Neste último caso, a preocupação maior está no desempenho em aceleração longitudinal e lateral. Em primeira instância pelo simples fato de que mais massa exige mais força para a mesma aceleração, todo o resto mantido constante. Outro motivo diz respeito à transferência de carga lateral que ocorre quando o veículo executa uma curva. Como o centro de gravidade deste encontra-se acima do solo, a aceleração lateral provocada pelo movimento tende a transferir cargas dos pneus internos à curva para os pneus externos, o que acaba por gerar uma redução na força lateral resultante (Gillespie, 1972). Um veículo mais leve, entretanto, minimiza esse efeito.

Dessa forma, se faz necessário conhecer, de forma quantitativa, o potencial de aumento de rigidez específica em uma abordagem de carroceria composta. Para isto, foi proposta uma configuração genérica de carroceria composta, de modo à compará-la com a solução atual (treliçado tubular de aço).

A Figura A.10.1a mostra o modelo feito em Computer Aided Design (CAD; pacote UGS NX7) da carroceria genérica. Neste modelo, o laminado têm faces de fibra de carbono tipo HS 24K, com resina epóxi M35-4, pré-impregnado, e núcleo de colméia especificação CRIII – ¼ - 5052 -.0015 – 3.4. Todos os materiais têm suas propriedades definidas pela Hexcel (empresa americana conhecida no ramo). O laminado possui configuração ((+45/-45)6/Colméia)s[1]. Outras dimensões estão descritas na Figura A.10.2, e as propriedades dos materiais constituintes estão descritas na Tabela A.10.1.

A Figura A.10.1b mostra a contrapartida treliçada, à qual foi comparada, tanto em peso quanto em rigidez torcional. Da mesma forma, essa estrutura também representa uma solução genérica, e foi utilizada no carro FP-01 de Fórmula SAE da EP/USP, em 2009. Todos os tubos são de aço SAE1020, com diâmetro externo de 1 polegada e 1,6 mm de espessura de parede. Como pode ser visto, para simplificar o modelo e a análise, apenas a parte frontal das carrocerias foram analisadas, o que não provoca perda de generalidade, já que o objetivo é comparar ordens de grandeza dos parâmetros avaliados. A Figura A.10.3 sobrepõe carrocerias composta e treliçada de modo a ilustrar a semelhança.

[1] Doze lâminas em cada face, com orientação alternando entre 45° e - 45°, e núcleo de colméia. Esta nomenclatura é padronizada para projetos que utilizam materiais compostos laminados e será tratada mais adiante.

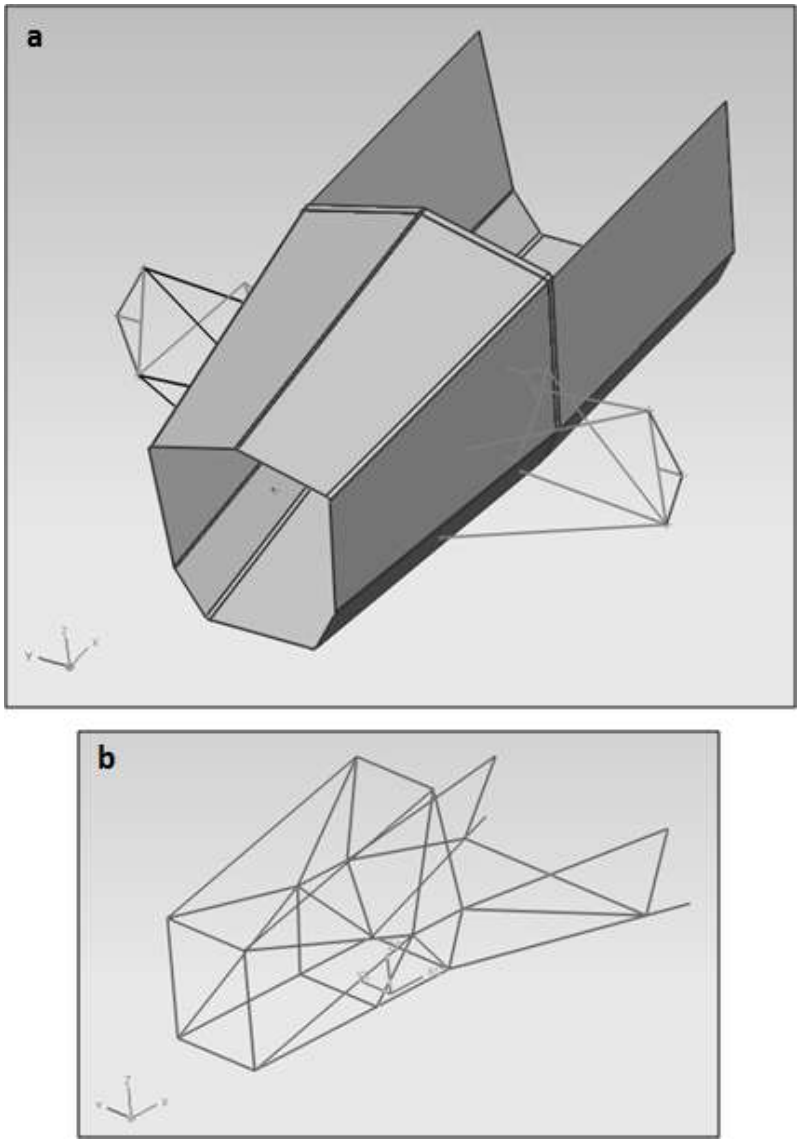


Figura A.10.1 - Modelos genéricos para comparação entre a) carroceria composta; e b) estrutura treliçada tubular de aço.

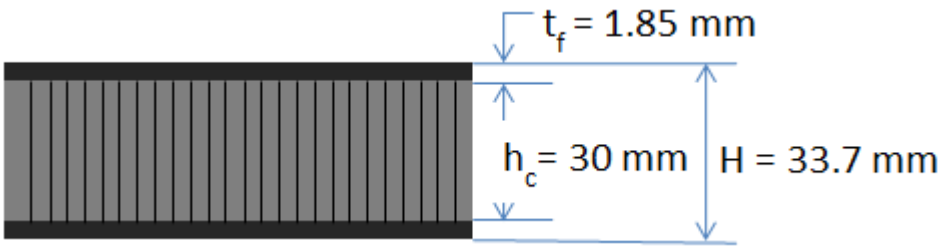


Figura A.10.2 - Diagrama geométrico do laminado genérico.

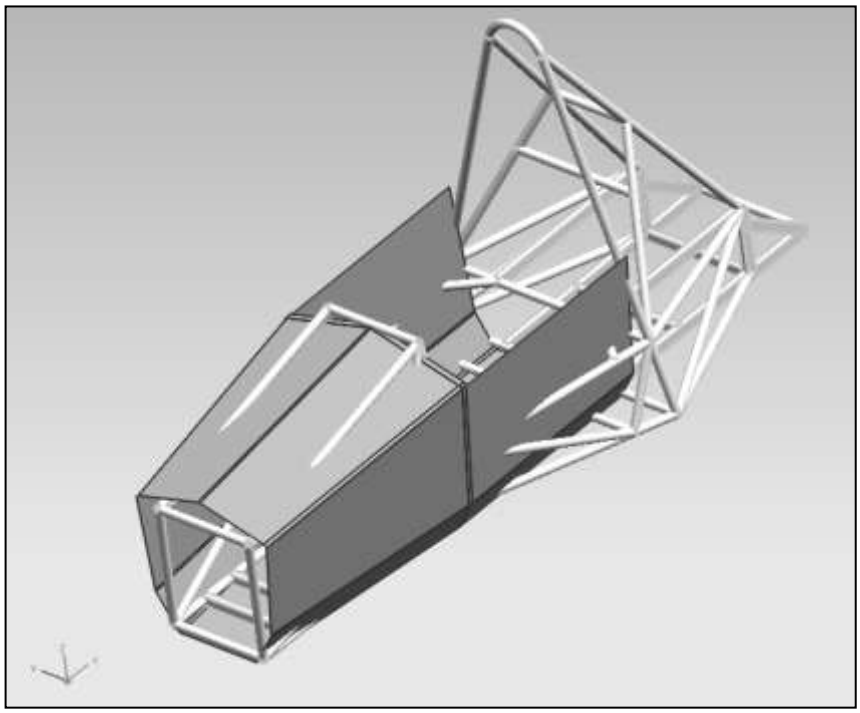


Figura A.10.3 - Sobreposição entre solução composta e metálica.

Tabela A.10.1 - Propriedades mecânicas dos materiais constituintes do laminado genérico.

	Faces Carbono HS 24K/M35-4 Pre-preg	Núcleo CRIII – ¼ - 5052 – 0.0015 – 3.5
E_1	142 GPa	-
E_2	9 GPa	-
v_{12}	0.25	-
G_6	4.4 GPa	-
E_3	-	621 MPa
G_4	-	165 MPa

	Faces	Núcleo
	Carbono HS 24K/M35-4 Pre-preg	CRIII – ¼ - 5052 – 0.0015 – 3.5
G_5	-	345 MPa

As configurações foram simuladas no ambiente de elementos finitos ANSYS Multiphysics 12.0.1, utilizando elementos de primeira ordem de casca (SHELL181), e levam em consideração efeitos de cisalhamento transversal, inclusive a rigidez proporcionada pelo núcleo neste sentido. A rigidez torsional foi medida no ponto do eixo dianteiro, e a suspensão foi modelada com elementos rígidos e não influenciam na análise. A configuração treliçada tubular de aço mostrou rigidez torcional de 993,4 Nm/grau, enquanto que a carroceria composta apresentou 10970 Nm/grau, o que representa um ganho de uma ordem de grandeza, o que é surpreendente. Da mesma forma, o peso medido da estrutura treliçada é 23 kg, incluindo às junções soldadas, enquanto que a carroceria composta apresentou um peso calculado de 17 kg, o que representa uma redução de 26%. Como esperado, a rigidez torcional específica aumentou de aproximadamente 43.0 Nm/grau/kg na estrutura tubular para 684.5 Nm/grau/kg na carroceria composta.

A simulação confirma o potencial de ganho em desempenho da carroceria composta, e supre análises futuras com valores aproximados que podem ser esperados. Obviamente, esta análise foi apenas superficial, no sentido de que não foi feita uma otimização do laminado. Em primeira vista, a carroceria genérica analisada pode apresentar um excesso em rigidez torsional, o que compromete seu potencial de ganho de peso. Para a análise detalhada da carroceria a ser desenvolvida, se faz necessário um estudo sobre quão rígida a carroceria deve ser para fornecer a dirigibilidade desejada. Com esse estudo em mãos, poderia ser possível reduzir o peso da carroceria e conseguir ganhos em desempenho ainda maiores.

11 APÊNDICE B

B3.7 Composite Materials

B3.7.1 If any composite or other material is used, the team must present documentation of material type, e.g. purchase receipt, shipping document or letter of donation, and of the material properties. Details of the composite lay-up technique as well as the structural material used (cloth type, weight, and resin type, number of layers, core material, and skin material if metal) must also be submitted. The team must submit calculations demonstrating equivalence of their composite structure to one of similar geometry made to the minimum requirements found in Section B.3.3.1. Equivalency calculations must be submitted for energy dissipation, yield and ultimate strengths in bending, buckling, and tension. Submit the completed "Structural Equivalency Form" per Section B.3.8.

B3.7.2 Composite materials are not allowed for the Main Hoop or the Front Hoop.

B3.26 Monocoque General Requirements

*All equivalency calculations must prove equivalency relative to steel grade SAE/AISI 1010***.**

B3.26.1 All sections of the rules apply to monocoque structures except for the following sections which supplement or supersede other rule sections.

B*3.26.2* Monocoque construction requires an approved Structural Equivalency Form, per Section

B.3.8. The form must demonstrate that the design is equivalent to a welded frame in terms of energy dissipation, yield and ultimate strengths in

bending, buckling and tension. Information must include: material type(s), cloth weights, resin type, fiber orientation, number of layers, core material, and lay-up technique. The 3 point bend test and shear test data and pictures must also be included as per B.3.28 Monocoque Laminate Testing. The Structural Equivalency must address each of the items below. *Data from the laminate testing results must be used as the basis for any strength or stiffness calculations.*

B3.26.3 Composite and metallic monocoques have the same requirements.

B3.26.4 Composite monocoques must meet the materials requirements in Rule B.3.7 Composite Materials.

B3.27 Monocoque Buckling Modulus – Equivalent Flat Panel Calculation

When specified in the rules, the El of the monocoque must be calculated as the EI of a flat panel with the same composition as the monocoque about the neutral axis of the laminate. The curvature of the panel and geometric cross section of the monocoque must be ignored for these calculations.

Note: Calculations of El that do not reference B.3.27 may take into account the actual geometry of the monocoque.

B3.28 Monocoque Laminate Testing

Teams must build a representative section of the *monocoque side impact zone (defined in B3.31)* side as a flat panel and perform a 3 point bending test on this panel. They must prove by physical test that a section 200mm(7.9 inches) x 500 mm (19.7 inches) has at least the same properties as a baseline steel side impact tube (See B.3.3.1 “Baseline Steel Materials”) for bending stiffness and two side impact tubes for yield and ultimate strength. The data from these tests and pictures of the test samples must be included in the SEF. The test specimen must be presented at technical inspection. *If the test*

specimen does not meet these requirements then the monocoque side impact zone must be strengthened appropriately.

Note: Teams are advised to make an equivalent test with the base line steel tubes such that any compliance in the test rig can be accounted for, if necessary.

B3.29 Monocoque Front Bulkhead

See Rule B.3.26 for general requirements that apply to all aspects of the monocoque. *In addition when modeled as a flat plate the EI of the front bulkhead about both vertical and lateral axis must be equivalent to that of the tubes specified for the front bulkhead under B3.18. Furthermore any front bulkhead which supports the IA plate must have a perimeter shear strength equivalent to a 1.5 mm thick steel plate.*

B3.30 Monocoque Front Bulkhead Support

B3.30.1 In addition to proving that the strength of the monocoque is adequate, the monocoque must have equivalent El to the sum of the El of the six(6) baseline steel tubes that it replaces.

B3.30.2 The El of the vertical side of the front bulkhead support structure must be equivalent to at least the El of one baseline steel tube that it replaces when calculated as per rule B.3.27 Monocoque Buckling Modulus.

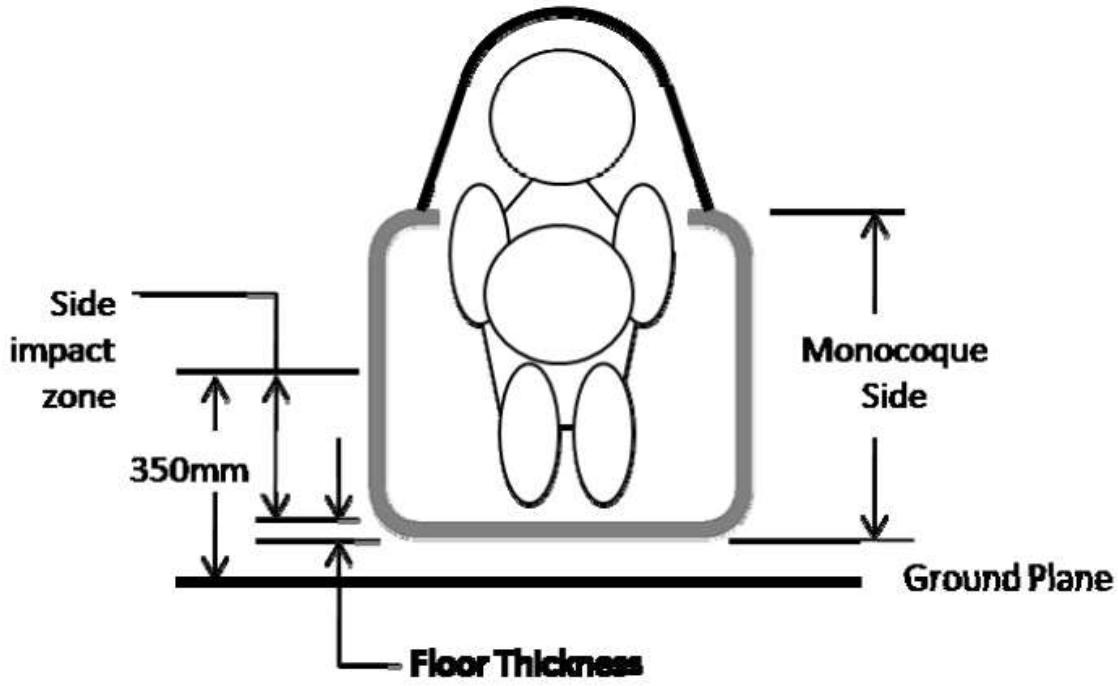
B3.30.3 The perimeter shear strength of the monocoque laminate in the front bulkhead support structure should be at least 4 kN (880 pounds) for a section with a diameter of 25 mm (1 inch). This must be proven by a physical test by measuring the force required to pull or push a 25mm (1 inch) diameter object through a sample of laminate and the results include in the SEF

B3.31 Monocoque Side Impact

B3.31.1 In addition to proving that the strength of the monocoque is adequate, the side of the monocoque must have equivalent EI to the sum of the EI of the three (3) baseline steel tubes that it replaces.

B3.31.2 The side of the monocoque between the upper surface of the floor and 350 mm (13.8 inches) above the ground (Side Impact Zone) must have an EI of at least 50% of the sum of the EI of the three (3) baseline steel tubes that it replaces when calculated as per Rule B.3.27 Monocoque Buckling Modulus.

B3.31.3 The perimeter shear strength of the monocoque laminate should be at least 7.5 kN (1700 pounds) for a section with a diameter of 25 mm (1 inch). This must be proven by physical test by measuring the force required to pull or push a 25 mm (1 inch) diameter object through a sample of laminate and the results included in the SEF.



B3.32 Monocoque Main Hoop

B3.32.1 The Main Hoop must be constructed of a single piece of uncut, continuous, closed section steel tubing per B3.3.1 and extend down to the bottom of the monocoque.

B3.32.2 The Main Hoop must be *mechanically* attached at the top and bottom of the monocoque and at intermediate locations as needed to show equivalency.

B3.32.3 Mounting plates welded to the Roll Hoop shall be at least 2.0 mm (0.080 inch) thick steel.

B3.32.4 Attachment of the Main Hoop to the monocoque must comply with B3.37.

B3.33 Monocoque Front Hoop

B3.33.1 Composite materials are not allowed for the front hoop. See Rule B.3.26 for general requirements that apply to all aspects of the monocoque.

B3.33.2 Attachment of the Front Hoop to the monocoque must comply with Rule B3.37.

B3.34 Monocoque Front and Main Hoop Bracing

B3.34.1 See Rule B3.26 for general requirements that apply to all aspects of the monocoque.

B3.34.2 Attachment of tubular Front or Main Hoop Bracing to the monocoque must comply with Rule B3.37.

B3.35 Monocoque Impact Attenuator Attachment

The attachment of the Impact Attenuator to a monocoque structure requires an approved "Structural Equivalency Form" per Rule B3.8 that shows the equivalency to a minimum of four (4) 8 mm Grade 8.8 (5/16 inch Grade 5) bolts.

B3.36 Monocoque Impact Attenuator Anti-intrusion Plate

See Rule B3.26 for general requirements that apply to all aspects of the monocoque and Rule B3.20.6 for alternate anti-intrusion plate designs.

B3.37 Monocoque Attachments

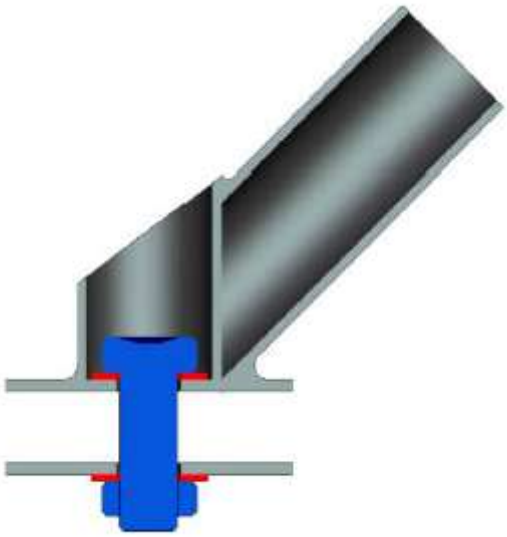
B3.37.1 In any direction, each attachment point between the monocoque and the other primary structure must be able to carry a load of 30kN.

B3.37.2 The laminate, mounting plates, backing plates and inserts must have sufficient shear area, weld area and strength to carry the specified 30kN load in any direction. *Data obtained from the laminate perimeter shear strength test (B3.31.3) should be used to prove adequate shear area is provided*

B3.37.3 Each attachment point requires a minimum of two (2) M8 grade 8.8 (or 5/16 inch Grade 5) bolts.

B3.37.4 Each attachment point requires steel backing plates with a minimum thickness of 2 mm. Alternate materials may be used for backing plates if equivalency is approved.

B3.37.5 The Front Hoop Bracing, Main Hoop Bracing and Main Hoop Bracing Supports only may use one (1) 10 mm Grade 8.8 (3/8 inch Grade 5) bolt as an alternative to B.3.37.3 if the bolt is on the centerline of tube similar to the figure below.



B3.37.6 No crushing of the core is permitted

B3.37.7 Main Hoop bracing attached to a monocoque (i.e. not welded to a rear space frame) is always considered “mechanically attached” and must comply with Rule B.3.16.

B3.38 Monocoque Driver’s harness Attachment Points

B3.38.1 The monocoque attachment points for the shoulder and lap belts must support a load of 13 kN (3000 pounds) before failure.

B3.38.2 The monocoque attachment points for the ant-submarine belts must support a load of 6.5 kN (1500 pounds) before failure.

B3.38.3 If the lap belts and anti-submarine belts are attached to the same attachment point, then this point must support a load of 19.5 kN (4500 pounds) before failure.

B3.38.4 The strength of lap belt attachment and shoulder belt attachment must be proven by physical test where the required load is applied to a representative attachment point where the proposed layup and

attachment bracket is used.

B3.3 Minimum Material Requirements

B3.3.1 Baseline Steel Material

The Primary Structure of the car must be constructed of:

Either: Round, mild or alloy, steel tubing (minimum 0.1% carbon) of the minimum dimensions specified in the following table,

Or: Approved alternatives per Rules B.3.4, B.3.5, B.3.6 and B.3.7.

ITEM or APPLICATION	OUTSIDE *DIMENSION* X WALL THICKNESS
Main & Front Hoops, Shoulder Harness Mounting Bar	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.095 inch (2.4 mm) or Round 25.0 mm x 2.50 mm metric
Side Impact Structure, Front Bulkhead, Roll Hoop Bracing, Driver's Restraint Harness Attachment (except as noted above)	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.065 inch (1.65 mm) or Round 25.0 mm x 1.75 mm metric or Round 25.4 mm x 1.60 mm metric or Square 1.00 inch x 1.00 inch x 0.049 inch or Square 25.0 mm x 25.0 mm x 1.25 mm metric or Square 26.0 mm x 26.0 mm x 1.2 mm metric
Front Bulkhead Support, Main Hoop Bracing Supports	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.049 inch (1.25 mm) or Round 25.0 mm x 1.5 mm metric or Round 26.0 mm x 1.2 mm metric

Note 1: The use of alloy steel does not allow the wall thickness to be thinner than that used for mild steel.

Note 2: For a specific application:

- Using tubing of the specified outside diameter but with greater wall thickness, - OR of the specified wall thickness and a greater outside diameter,
- Or replacing round tubing with square tubing of the same or larger size to those listed above,

Are NOT rules deviation requiring approval.

Note 3: Except for inspection holes, any holes drilled in any regulated tubing require the submission

of an SEF.

Note 4: Baseline steel properties used for calculations to be submitted in an SEF may not be lower than the following:

Bending and buckling strength calculations:

Young's Modulus (E) = 200 GPa (29,000 ksi)

Yield Strength (Sy) = 305 MPa (44.2 ksi)

Ultimate Strength (Su) = 365 MPa (52.9 ksi)

Welded monocoque attachment points or welded tube joint calculations:

Yield Strength (Sy) = 180 MPa (26ksi)

Ultimate Strength (Su) = 300 MPa (43.5 ksi)

*Where welded tubing reinforcements are required (e.g. inserts for bolt holes or material to support suspension cutouts) the tubing **must** retain the baseline cold rolled strength while using the welded strength for the additional reinforcement material.*

B3.16 Mechanically Attached Roll Hoop Bracing

B3.16.1 Roll Hoop bracing may be mechanically attached.

B3.16.2 Any non-permanent joint at either end must be either a double-lug joint as shown in Figures 4 and 5, or a sleeved butt joint as shown in Figure 6.

B3.16.3 The threaded fasteners used to secure non-permanent joints are considered critical fasteners and must comply with Article B.14.

B3.16.4 No spherical rod ends are allowed.

B3.16.5 For double-lug joints, each lug must be at least 4.5 mm (0.177 in) thick steel, measure 25 mm (1.0 in) minimum perpendicular to the axis of the bracing and be as short as practical along the axis of the bracing.

B3.16.6 All double-lug joints, whether fitted at the top or bottom of the tube, must include a capping arrangement (Figures 4 & 5).

B3.16.7 In a double-lug joint the pin or bolt must be 10 mm Grade 9.8 (3/8 in. Grade 8) minimum. The attachment holes in the lugs and in the attached bracing must be a close fit with the pin or bolt.

B3.16.8 For sleeved butt joints (Figure 6), the sleeve must have a minimum length of 76 mm (3 inch), 38 mm (1.5 inch) either side of the joint, and be a close-fit around the base tubes. The wall thickness of the sleeve must be at least that of the base tubes. The bolts must be 6 mm Grade 9.8 (1/4 inch Grade 8) minimum. The holes in the sleeves and tubes must be a close-fit with the bolts.

B3.18 Bulkhead

B3.18.1 The Front Bulkhead must be constructed of closed section tubing per Rule B.3.3.1.

B3.18.2 Except as allowed by B.3.22.2, The Front Bulkhead must be located forward of all non-crushable objects, e.g. batteries, master cylinders, hydraulic reservoirs.

B3.18.3 The Front Bulkhead must be located such that the soles of the driver’s feet, when touching but not applying the pedals, are rearward of the

bulkhead plane. (This plane is defined by the forward-most surface of the tubing.) Adjustable pedals must be in the forward most position.

B3.20 Impact Attenuator

B3.20.4 On all cars, a 1.5 mm (0.060 in) solid steel or 4.0 mm (0.157 in) solid aluminum “anti-intrusion plate” must be integrated into the Impact Attenuator. If the IA plate is bolted to the Front Bulkhead, it must be the same size as the outside dimensions of the Front Bulkhead. If it is welded to the Front Bulkhead, it must extend at least to the centerline of the Front Bulkhead tubing.

B3.20.6 Alternative designs of the anti-intrusion plate required by B.3.20.4 that do not comply with the minimum specifications given above require an approved “Structural Equivalency Form” per Article B.3.8. *Equivalency must also be proven for perimeter shear strength of the proposed design.*

12 APÊNDICE C

A pesquisa antropométrica militar dos Estados Unidos ANSUR de 1988 foi utilizada para levantamento de medidas antropométricas na definição de um piloto padrão. As medidas da base de dados formam curvas gaussianas, das quais se obtém as medidas de piloto padrão com um percentil 5.

Altura (estatura) = 1646,9 mm

Massa = 61,59 kg

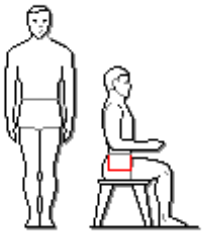
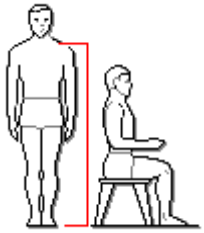
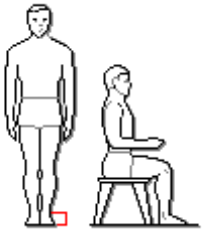
Ilustração	Descrição	Valor (mm)
	*Abdominal Depth*	204,2
	*Acromion Height*	1355,4
	*Ankle Height*	62,7

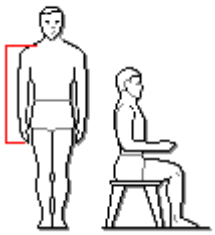
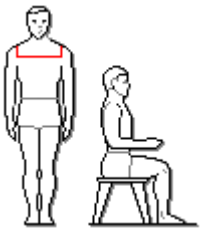
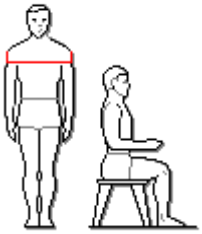
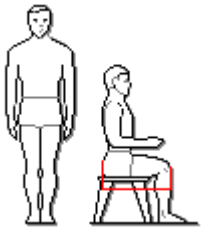
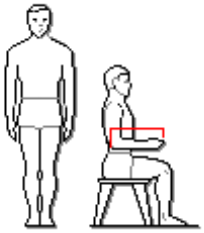
Ilustração	Descrição	Valor (mm)
	*Arm Length*	760,9
	*Biacromial Breadth*	379,5
	*Bideltoid Breadth*	441,5
	*Buttock Knee Length*	558,9
	*Elbow Fingertip Length*	451,0

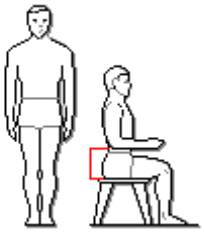
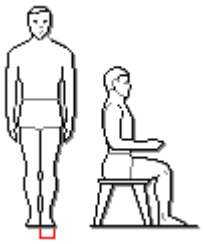
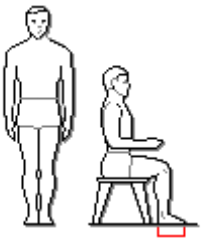
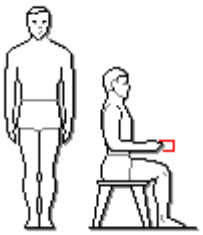
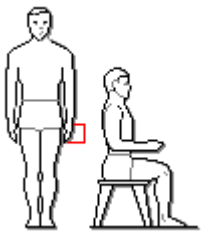
Ilustração	Descrição	Valor (mm)
	*Elbow Rest Height*	230,7
	*Foot Breadth*	94,5
	*Foot Length*	253,7
	*Hand Breadth*	88,7
	*Hand Length*	182,9

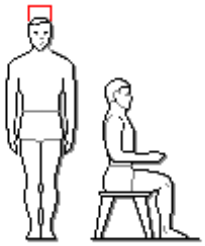
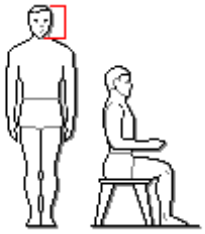
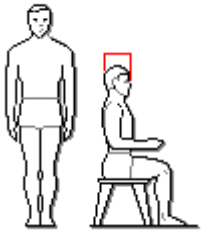
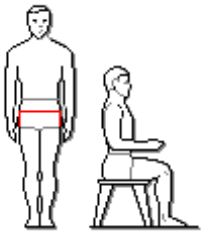
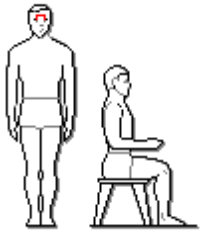
Ilustração	Descrição	Valor (mm)
	*Head Breadth*	149,5
	*Head Height*	226,1
	*Head Length*	192,1
	*Hip Breadth*	327,9
	*Interpupil Distance*	64,0

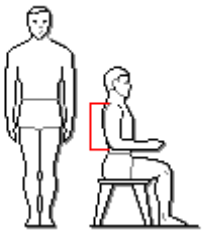
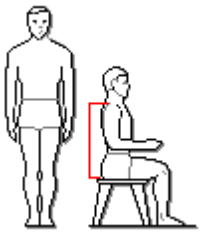
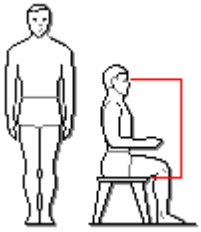
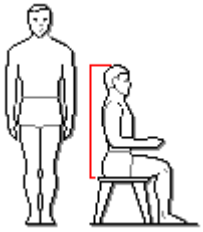
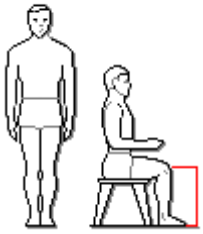
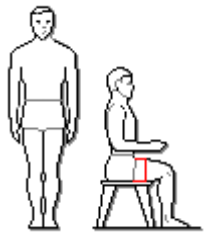
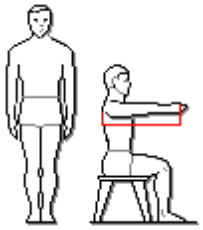
Ilustração	Descrição	Valor (mm)
	*Shoulder Elbow Length*	365,2
	*Sitting Acromial Height*	604,5
	*Sitting Eye Height*	780,5
	*Sitting Height*	899,1
	*Sitting Knee Height*	514,7

Ilustração	Descrição	Valor (mm)
	*Thigh Clearance*	180,0
	*Thumbtip Reach*	772,6

13 APÊNDICE D – DESENHOS