

**Universidade Estadual de Maringá**



**CENTRO DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**MARCELO ANDRÉ LOSEKANN**

**Estudo numérico das tensões térmicas em placas  
planas de compósito tipo sanduíche**

MARCELO ANDRÉ LOSEKANN

**Estudo numérico das tensões térmicas em placas  
planas de compósito tipo sanduíche**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia da Universidade Estadual de Maringá, como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Ciências Térmicas

Orientador: Prof. Dr. Alexandre M. de Souza da Costa

FOLHA DE APROVAÇÃO.

À minha grande amiga e companheira  
Juliana da Luz que sempre me apoia nos  
momentos de maiores dificuldades.

## **AGRADECIMENTOS**

À Deus, primeiramente, por todas as coisas.

Aos meus pais Ary Peiter Losekann e Ilga Elvira Losekann pela oportunidade da vida.

À Universidade Estadual de Maringá, principalmente aos professores do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – PEM, pelos constantes ensinamentos.

Às empresas Noma do Brasil SA. e DMC Metalúrgica Industrial pelo fornecimento dos materiais e equipamentos necessários para validação da simulação computacional.

Aos funcionários do departamento, colegas e amigos que de uma forma ou de outra me ajudaram na realização desse trabalho.

"As pessoas bem sucedidas, nada mais são do que gente que desenvolveu o poder de acreditar em si mesmas e naquilo que realizam".

David Schwartz

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo numérico e experimental das tensões térmicas no regime elástico de placas planas de compósito tipo sanduíche com núcleo de espuma de polietileno reciclado, com diferentes espessuras, instaladas em uma base de aço estrutural através de dois métodos de fixação: (1) parafuso e porca e (2) adesivo dupla face. A estrutura sanduíche é um tipo especial de compósito laminado composto por duas folhas de rosto fino e um núcleo grosso. Os compósitos analisados nesse trabalho possuem espessuras nominais de 3, 4 e 6 mm, com folhas de rosto de alumínio. As temperaturas não uniformes entre as folhas de rosto e o núcleo do compósito, somadas aos diferentes coeficientes de expansão linear, resultaram em expansão/contração não uniforme e, conseqüentemente, em tensões térmicas. Comparando as espessuras utilizadas, as estruturas com espessura nominal de 4 mm apresentou o melhor resultado, sendo destaque para o método de fixação com adesivo dupla face, que obteve o melhor desempenho dentre os dois métodos de fixação, pois distribuiu melhor as tensões geradas ao longo da fixação e não gerou deformações permanentes nos materiais. As tensões térmicas foram medidas por extensimetria e utilizadas na validação das tensões calculadas pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) através do software ANSYS<sup>®</sup> Mechanical 14.5. A comparação das tensões obtidas numericamente com os resultados experimentais indicou uma boa concordância entre os resultados, independente da espessura utilizada.

**Palavras-chave:** Materiais Híbridos. Estrutura Sanduíche. Tensão Térmica. Método de Elementos Finitos. Extensimetria.

## ABSTRACT

This work presents an experimental and numerical thermal stress study of elastic field in a flat sandwich structure with recycled polyethylene foam core, with different thicknesses, bonded in a structural steel base through (1) double-sided adhesive tape and (2) fasteners. A sandwich structure is a special kind of laminated plate, consisting of two thin face sheets and one thick core. The sandwich structures analyzed in this work have 3, 4 and 6 mm nominal thicknesses, with aluminum face sheets. The non-uniform temperatures, added to the different linear expansion coefficient, resulted in non-uniform expansion and, consequently, in thermal stresses. The 4 mm nominal thickness bonded structure shown the best performance, because the stress generated along the fastening was better distributed and did not generate permanent deformations in the materials, allowing the application of computational model developed. The thermal stresses were measured by strain gauges and used in the validation of stress calculated by Finite Element Method (FEM) through ANSYS® Mechanical 14.5 software. The comparison of the numerical and experimental results indicated a good agreement between it, regardless of the thickness used.

**Keywords:** Hybrid Materials. Sandwich Structure. Thermal Stress. Finite Element Method. Strain Gauges.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Exemplo de aplicação de estrutura sanduíche. ....	21
Figura 2.1 – A evolução dos materiais de engenharia ao longo do tempo. ....	22
Figura 2.2 – As seis famílias de materiais de engenharia. ....	24
Figura 2.3 – Os tipos de materiais híbridos. ....	25
Figura 2.4 – Os diferentes núcleos das estruturas sanduíche. ....	26
Figura 2.5 – Ligação entre as folhas de rosto e o núcleo das estruturas sanduíche. ....	27
Figura 2.6 – Tensão e compressão nos lados opostos das folhas de rosto de uma estrutura sanduíche sobre flexão. ....	29
Figura 2.7 – Variação da tensão e da deformação através da espessura do laminado. ....	30
Figura 2.8 – Cubo de tensões. (a) vista tridimensional de um elemento com seus versores normais à superfície. (b) componentes de tensão negativas. (c) componentes de tensão positivas. ....	32
Figura 2.9 – Estado plano de tensões de um elemento infinitesimal. ....	33
Figura 2.10 – Tensões principais para o estado plano de tensões. ....	34
Figura 2.11 – Elipse da energia de distorção no caso 2D normalizada para a tensão de escoamento do material. ....	37
Figura 2.12 – Diagrama entre o coeficiente de dilatação térmica e a condutividade térmica. ....	38
Figura 2.13 – Faixa típica da condutividade térmica das várias classes de materiais. ....	40
Figura 2.14 – (a) uma junta de vedação com geometria irregular e composição não homogênea. (b) uma malha de diferenças finitas superposta a uma junta de vedação com formato irregular. (c) uma malha de elementos finitos superposta a uma junta de vedação com formato irregular. ....	46
Figura 2.15 – Circuito em Ponte de <i>Wheatstone</i> . ....	50
Figura 3.1 – Estruturas Sanduíche utilizadas para validação dos resultados. ....	52
Figura 3.2 – Extensômetros sobre a bancada experimental. ....	53
Figura 3.3 – Área de trabalho do ANSYS Workbench 14.5 – Modelo <i>Thermal-Stress</i> . ..	54
Figura 3.4 – Ilustração dos eixos do desenho geométrico da estrutura sanduíche. ....	56
Figura 3.5 – Desenho geométrico da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face. ....	57

Figura 3.6 – Desenho geométrico da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca. ....	57
Figura 3.7 – Malha da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face.....	58
Figura 3.8 – Malha da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca. ....	59
Figura 3.9 – Condições de contorno do sistema estrutural estático da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face. ....	60
Figura 3.10 – Condições de contorno do sistema estrutural estático da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca. ....	61
Figura 3.11 – Projeto da bancada experimental para aquisição de dados. ....	62
Figura 3.12 – Bancada experimental isolada termicamente com uma manta fabricada com lã de rocha.....	68
Figura 3.13 – Amostra de tamanho reduzido conforme norma ASTM E8/E8M para ensaio de tração.....	68
Figura 3.14 – Dispositivo de aquisição de dados modelo 8000-8-SM da marca Micro-Measurements.....	69
Figura 3.15 – Circuito básico de entrada do sinal para um extensômetro de três fios para um quarto de ponte de Wheatstone. ....	70
Figura 3.16 – Circuito básico de entrada do sinal do termopar.....	70
Figura 4.1 – Módulo de elasticidade, limite de escoamento e limite de resistência à tração das estruturas sanduíche analisadas.....	72
Figura 4.2 – Elemento do tipo Hex20 gerado na malha das estruturas sanduíches instaladas através de adesivo dupla face.....	73
Figura 4.3 – Elemento do tipo Wed15 gerado na malha das estruturas sanduíches instaladas através de parafuso e porca. ....	74
Figura 4.4 – Resultados da análise de MEF para as deformações e tensões de von Mises para todas as estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face. ....	76
Figura 4.5 – Correlação entre os resultados das deformações e tensões equivalentes de von Mises calculados pelo MEF e os resultados dos ensaios de tração. ....	77
Figura 4.6 – Comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 3 mm. ....	79
Figura 4.7 – Comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 4 mm. ....	80

Figura 4.8 – Comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 6 mm. ....	80
Figura 4.9 – Resultados da análise de MEF para as deformações e tensões de von Mises para todas as estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca. ....	83
Figura A.1 – Especificações de montagem para bancada experimental – Página 1 de 2. ....	91
Figura A.2 – Especificações de solda para bancada experimental – Página 2 de 2. ....	92
Figura A.3 – Perfil U com dimensões #3,75X30X60X1500 mm. ....	93
Figura A.4 – Perfil U com dimensões #3,75X30X60X395 mm. ....	94
Figura A.5 – Perfil U com dimensões #3,75X30X60X430 mm. ....	95
Figura A.6 – Perfil U com dimensões #3,75X30X60X875 mm. ....	96
Figura A.7 – Estrutura sanduíche com dimensões #3X500X500 mm. ....	97
Figura A.8 – Estrutura sanduíche com dimensões #4X500X500 mm. ....	98
Figura A.9 – Estrutura sanduíche com dimensões #6X500X500 mm. ....	99
Figura A.10 – Parafuso de aço inox de cabeça chata com sextavado interno M6X20X1 mm. ....	100
Figura A.11 – Porca sextavada classe 8 com inserto de nylon M6X1,0 mm. ....	101
Figura A.12 – Fita dupla face VHB 4960 com dimensões #2X19X1500 mm. ....	102
Figura A.13 – Fita dupla face VHB 4960 com dimensões #2X19X460 mm. ....	102
Figura B.1 – Layout para instalação dos extensômetros na bancada experimental. ....	104
Figura C.1 – Layout da sala do teste experimental. ....	105
Figura D.1 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face com espessura nominal de 3 mm. ....	106
Figura D.2 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face com espessura nominal de 4 mm. ....	106
Figura D.3 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face com espessura nominal de 6 mm. ....	106
Figura E.1 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca com espessura nominal de 3 mm. ....	107
Figura E.2 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca com espessura nominal de 4 mm. ....	107
Figura E.3 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca com espessura nominal de 6 mm. ....	107

## LISTA DE QUADROS

Quadro 3.1 – Procedimento para instalação de extensômetros em estruturas sanduíches com folhas de rosto de alumínio.....	64
Quadro 4.1 – Valores da evolução das deformações e das tensões térmicas calculadas pelo MEF para todas as estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face. ....	78
Quadro 4.2 – Valores da evolução das deformações e das tensões térmicas calculadas pelo MEF e calculadas por extensimetria para todas as estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face. ....	81
Quadro 4.3 – Variação máxima de temperatura permitida nas estruturas instaladas com adesivo dupla face, até que a tensão equivalente de von Mises atinja o limite de escoamento das estruturas. ....	82

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Coeficientes de expansão térmica de alguns materiais sólidos. ....	42
Tabela 2.2 – Faixas de valores de assimetria para determinar a qualidade da malha. ....	48
Tabela 3.1 – Especificações das estruturas sanduíche utilizadas na validação dos resultados.....	52
Tabela 3.2 – Principais etapas do trabalho. ....	53
Tabela 3.3 – Propriedades dos materiais constituintes das estruturas sanduíche utilizadas. ....	55
Tabela 3.4 – Propriedades informadas pelo fabricante das estruturas sanduíches utilizadas.....	55
Tabela 3.5 – Valor da temperatura adicionada na face externa da folha de rosto em cada análise realizada.....	60
Tabela 3.6 – Lista dos materiais que formam o conjunto da bancada experimental.....	63
Tabela 4.1 – Qualidade da malha das diferentes estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face - Métrica <i>Skewness</i> .....	73
Tabela 4.2 – Qualidade da malha das diferentes estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca - Métrica <i>Skewness</i> .....	74

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

2D	Duas dimensões
2F	Posição de soldagem
3D	Três dimensões
ASME	Sociedade Americana dos Engenheiros Mecânicos (American Society of Mechanical Engineers)
ASTM	Sociedade Americana para Testes e Materiais (American Society for Testing and Materials)
CAD	Desenho assistido por computador (Computer Aided Design)
CNC	Comando numérico computadorizado
CO <sub>2</sub>	Gás carbônico
DIN	Instituto de Normas Alemãs (Deutsches Institut für Normung)
EDP	Equação Diferencial Parcial
FIR	Resposta de Impulso Finito (Finite Impulse Response)
GMAW	Soldagem por arco elétrico com gás de proteção (Gas Metal Arc Welding)
MAG	Gás ativo (Metal Active Gas)
MAPDL	Linguagem de processamento paramétrico do ANSYS (Mechanical ANSYS Parametric Design Language)
MEF	Método de Elementos Finitos
PC	Computador pessoal
PE	Polietileno
PET	Polietileno tereftalato
PP	Polipropileno
PVC	Policloreto de vinila
VHB	Marca registrada da 3M

## LISTA DE SÍMBOLO

E	Módulo de Young [Pa]
G	Módulo de cisalhamento [Pa]
$\sigma$	Tensão normal [Pa]
$\tau$	Tensão cisalhante [Pa]
$\varepsilon$	Deformação normal [mm/mm]
$\gamma$	Deformação cisalhante [mm/mm]
$\theta$	Ângulo [°]
C	Capacidade térmica [ $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ]
c	Calor específico [ $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ]
$\dot{Q}_{cond}$	Taxa de calor transferido por condução [W]
A	Área [ $\text{m}^2$ ]
k	Condutividade térmica [ $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ]
$\dot{q}_{cond}$	Fluxo de calor por unidade de área [ $\text{Wm}^{-2}$ ]
L	Comprimento [m]
T	Temperatura [°C]
V	Volume [ $\text{m}^3$ ]
$\varepsilon_0$	Deformação térmica [mm/mm]
$\varepsilon_e$	Deformação elástica [mm/mm]
R	Resistência elétrica do extensômetro [ $\Omega$ ]
K	Sensibilidade à deformação do extensômetro [ $\mu\text{m}$ ]
$dT/dx$	Campo de temperatura [ $\text{Km}^{-1}$ ]
$\alpha$	Coefficiente de expansão térmica linear
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica volumétrica para fluidos

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>17</b>
1.1	OBJETIVO GERAL .....	20
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	20
1.3	JUSTIFICATIVAS .....	20
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>22</b>
2.1	CLASSIFICAÇÃO DOS MATERIAIS.....	23
<b>2.1.1.</b>	<b>Estruturas Sanduíche</b> .....	<b>25</b>
2.2	PROPRIEDADES MECÂNICAS .....	28
<b>2.2.1.</b>	<b>Tensão e Deformação</b> .....	<b>31</b>
<b>2.2.2.</b>	<b>Critérios de Falhas Para Estruturas Estáticas</b> .....	<b>35</b>
2.3	PROPRIEDADES TÉRMICAS .....	37
<b>2.3.1.</b>	<b>Condutividade Térmica</b> .....	<b>38</b>
<b>2.3.2.</b>	<b>Expansão Térmica</b> .....	<b>41</b>
<b>2.3.3.</b>	<b>Análise da Tensão Térmica</b> .....	<b>43</b>
2.4	ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL.....	44
<b>2.4.1.</b>	<b>O Comportamento Matemático do Problema</b> .....	<b>45</b>
<b>2.4.2.</b>	<b>O Processo de Discretização</b> .....	<b>45</b>
<b>2.4.3.</b>	<b>Método dos Elementos Finitos</b> .....	<b>46</b>
<b>2.4.4.</b>	<b>Avaliação da Qualidade da Malha</b> .....	<b>48</b>
2.5	VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL .....	49
<b>2.5.1.</b>	<b>Extensimetria</b> .....	<b>49</b>
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>52</b>
3.1	MATERIAIS .....	52
<b>3.1.1.</b>	<b>As Estruturas Sanduíche</b> .....	<b>52</b>
<b>3.1.2.</b>	<b>A Bancada Experimental e os Extensômetros</b> .....	<b>53</b>
3.2	METODOLOGIA .....	53
<b>3.2.1.</b>	<b>Principais Etapas do Trabalho</b> .....	<b>53</b>
<b>3.2.2.</b>	<b>Desenvolvimento da Simulação Computacional</b> .....	<b>54</b>
<b>3.2.3.</b>	<b>Montagem da Bancada Experimental</b> .....	<b>61</b>
<b>3.2.4.</b>	<b>Colagem dos Extensômetros</b> .....	<b>63</b>
<b>3.2.5.</b>	<b>Construção do Sistema de Aquecimento</b> .....	<b>67</b>

<b>3.2.6. Ensaio de Tração</b> .....	<b>68</b>
<b>3.2.7. Dispositivo de Aquisição De Dados</b> .....	<b>69</b>
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>71</b>
4.1 ENSAIOS DE TRAÇÃO .....	71
4.2 AVALIAÇÃO DA QUALIDADE DA MALHA .....	72
<b>4.2.1. Malha das Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Adesivo Dupla Face</b> .....	<b>72</b>
<b>4.2.2. Malha das Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Parafuso e Porca</b> .....	<b>73</b>
4.3 ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL.....	74
<b>4.3.1. Resultados das Análises de MEF das Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Adesivo Dupla Face</b> .....	<b>75</b>
<b>4.3.2. Validação da Simulação Computacional Para as Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Adesivo Dupla Face</b> .....	<b>78</b>
<b>4.3.3. Variação Máxima de Temperatura Para Utilização das Estruturas Sanduíche Instalada Através de Adesivo Dupla Face</b> .....	<b>82</b>
<b>4.3.4. Resultados das Análises de MEF das Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Parafuso e Porca</b> .....	<b>82</b>
<b>5 CONCLUSÃO</b> .....	<b>85</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>86</b>
<b>APÊNDICE A</b> .....	<b>91</b>
<b>APÊNDICE B</b> .....	<b>104</b>
<b>APÊNDICE C</b> .....	<b>105</b>
<b>APÊNDICE D</b> .....	<b>106</b>
<b>APÊNDICE E</b> .....	<b>107</b>

## 1 INTRODUÇÃO

As eras em que o homem viveu levam os nomes dos materiais que ele usou, porém nos dias atuais vivemos uma era de imensa gama de materiais e das combinações que eles permitem (ASHBY e JOHNSON, 2011). Os materiais são classificados em virtude das semelhanças de propriedades em seis famílias gerais: metais, cerâmicas, polímeros, vidros, elastômeros e híbridos. Os materiais híbridos podem ser configurados em quatro classes de acordo com a sua estrutura: compósita, sanduíche, segmentada ou celular (ASHBY, 2012). A estrutura sanduíche é caracterizada como um tipo especial de compósito laminado composto por duas folhas de rosto fino e um núcleo grosso (BORST e SADOWSKI, 2008). Em termos de esforços mecânicos, as folhas de rosto carregam as cargas de flexão (tração e compressão), enquanto que o núcleo suporta as cargas de cisalhamento. Os painéis tipo sanduíche são tipicamente utilizados em aplicações estruturais, elétricas, de isolamento e de absorção de energia (VASILIEV e MOROZOV, 2007).

As propriedades mecânicas básicas influenciam o desempenho estrutural do material (CHUNG, 2010). A resistência ao escoamento, por exemplo, é uma propriedade intrínseca de um determinado material e depende da escolha do tratamento e do processamento. A tensão é uma propriedade de estado de um corpo, que é uma função da geometria, da carga e da temperatura (SHIGLEY *et al.*, 2005). As tensões que atuam na direção perpendicular às faces de um elemento infinitesimal do material são denominadas de tensões normais, enquanto que as tensões que atuam na direção paralela às faces são denominadas de tensões de cisalhamento. A tensão requer nove valores ou componentes, uma vez que a tensão é um tensor de segunda ordem, sendo expresso por uma matriz. De forma similar também pode ser descrito a deformação (NORTON, 2013).

Por essas razões numerosos pesquisadores usaram diferentes métodos para calcular as tensões existentes em estruturas sanduíches, principalmente na tentativa de calcular as tensões interlaminares (KASSAPOGLOU e LAGACE, 1986). Destacam-se a análise do comportamento mecânico de três materiais rígidos em um ciclo de tensão de compressão uniaxial de núcleos de espuma, que foi investigado por Koissin e Shipsha (2006). Manca *et al.* (2012) caracterizaram o crescimento de fissuras de delaminação em amostras de núcleo de espuma, usando o método de teste de flexão de modo misto. Contudo, ensaios de flexão também foram realizados por Hunston *et al.* (2003) para calcular o módulo de cisalhamento

do adesivo e por Kumar e Soragaon (2014) para encontrar o melhor valor de rigidez nas estruturas sanduíches com núcleos de espuma reforçados com fibras.

Por *propriedades térmicas* entendem-se as características de resposta do material à aplicação de calor. A temperatura e as dimensões dos materiais aumentam conforme os mesmos absorvem energia sob a forma de calor. A energia absorvida pode ser transportada da região mais quente para a região mais fria do material sólido através da transferência de calor por condução, portanto propriedades como a condutividade térmica e a expansão térmica (dilatação) são frequentemente utilizadas (CALLISTER, 2002). A condutividade térmica é usada na quantificação da taxa de calor transferido por condução através da Lei de Fourier (ÇENGEL e BOLES, 2007). Por sua vez, os métodos tradicionais para medir o coeficiente de expansão térmica de materiais sólidos incluem dilatômetro, observação direta e raio-X, entre outros (JIANG *et al.*, 2013). O objetivo da análise térmica é entender o comportamento de uma estrutura e sua resposta em decorrência de mudanças de temperaturas (KOHNEKE, 2001). Existem dois tipos de análise térmica: estado estacionário e transitório (CHEN e LIU, 2014). A tensão térmica surge em virtude da distribuição não uniforme da temperatura que produz uma dilatação ou contração térmica não uniforme. A parte com uma temperatura mais alta tende a se expandir, mas a parte circundante tende a impedir essa expansão. A existência de restrições à expansão e contração do material induz às chamadas tensões térmicas. Por outro lado, se a expansão livre e a contração são permitidas a tensão térmica não é produzida (MURAKAMI, 2016).

Dada a importância das propriedades térmicas nas estruturas sanduíches, vários pesquisadores já realizaram análises de tensão térmica (THANGARATNAN *et al.*, 1988). Przemieniecki (1959) desenvolveu uma solução aproximada para o cálculo de tensões térmicas em placas planas isotrópicas retangulares. Yeh e Chang (2007) avaliaram o comportamento térmico-estrutural de sanduíches de núcleo de favo de mel, com diferentes raios de curvatura, submetido a aquecimento uniforme no lado convexo e resfriamento criogênico na porção côncava. Contudo, Ferreira *et al.* (2006) investigaram o comportamento mecânico de um núcleo de espuma de policloreto de vinila (PVC) sob carga térmica e correlacionaram o coeficiente de expansão térmica com um gradiente de densidade.

Antes do advento do computador, os engenheiros abordavam as soluções de problemas térmicos através de formulações analíticas ou cálculos simplificados. Entretanto, hoje em dia as soluções são obtidas diretamente do computador, o que reduz enormemente o tempo envolvido no problema (CHAPRA e CANALE, 2011). Uma vez que o modelo matemático foi identificado, o mesmo é transformado em um problema discreto, de modo que ele pode ser resolvido no computador. Esta etapa é conseguida usando um esquema de discretização (ou aproximação) que transforma o conjunto contínuo de equações diferenciais parciais para um conjunto discreto de equações algébricas (GUNZBURGER e NICOLAIDES, 2008). Um dos métodos de discretização amplamente utilizado é o Método de Elementos Finitos (MEF) que foi desenvolvido nos anos 1950 pela indústria aeroespacial. O corpo é dividido em *elementos finitos*, conectados por *nós*, formando uma *malha* (FISH e BELYTSCSKO, 2008). O MEF é disponibilizado em pacotes comerciais como o *ANSYS Mechanical*, que pode resolver muitos problemas de engenharia na área de sólidos (BARBERO, 2013).

Ganesan (1985) utilizou o MEF para analisar os parâmetros isotrópicos na análise de tensão térmica de placas oblíquas com problemas de encurvamento. Weinstein *et al.* (1983) apresentaram uma formulação de MEF para a análise dos efeitos de acoplamento de flexão-alongamento de placas sanduíche sob carga térmica. Recentemente, o MEF foi utilizado por Rose *et al.* (2002) em um estudo comparativo de diferentes abordagens de modelagem para prever a resposta da flambagem, por Linke *et al.* (2007) para análise estática e de estabilidade e por Rao *et al.* (2015) para investigar o isolamento térmico de uma estrutura sanduíche com núcleo do tipo favo de mel.

A partir da literatura acima se pode ver que os materiais híbridos encontram utilização crescente em aplicações em ambientes que envolvem mudanças de temperatura. É muito difícil buscar soluções de forma fechada para análise de tensão térmica dos compósitos, pois depende da forma e das propriedades dos materiais constituintes. Portanto, procedimento de solução numérica, como é o caso do MEF, é considerada a abordagem mais apropriada (THANGARATNAN *et al.*, 1988).

## 1.1 OBJETIVO GERAL

Realizar um estudo numérico de tensões térmicas no regime elástico de placas planas de compósito tipo sanduíche com núcleo de espuma de polietileno reciclado e folhas de rosto de alumínio, com diferentes espessuras, instaladas em uma base de aço estrutural através de dois métodos de fixação: (1) parafusos e porcas e (2) adesivo dupla face, utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) e validando os resultados através de dados experimentais.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Desenvolvimento de uma simulação computacional para a análise de tensões térmicas em estado estacionário.
- Determinação da variação de temperatura máxima para uso da simulação computacional no regime elástico.
- Validação da simulação computacional por meio dos resultados experimentais.

## 1.3 JUSTIFICATIVAS

De acordo com o *Anuário da Indústria de Implementos Rodoviários* (2017) 60% de toda carga brasileira é transporta em implementos rodoviários. Somente no ano de 2016 foram licenciados 61.996 implementos, dentre os quais 23.187 são do tipo reboque e semirreboque, destinados para serviços mais pesados e 38.809 são do tipo carrocerias sobre chassis, destinados para serviços mais leves, gerando um faturamento total de R\$ 4,2 bilhões de reais. Dentre os modelos existentes destaca-se o baú de carga geral que possui uma modesta parcela de 6,3 % do mercado de reboques e semirreboques, porém possui uma parcela significativa de mais de 40 % do mercado de carrocerias sobre chassis.

Segundo a Noma do Brasil SA (2017), um dos maiores fabricantes de implementos rodoviários do Brasil, o teto dos baús de carga geral é montado com chapa de alumínio lisa, com travessas espaçadas para a melhor estruturação do conjunto. As laterais também possuem chapas finas de alumínio, porém dotadas de vincos e são instaladas em um ripamento interno em perfis de aço, garantindo a estruturação necessária para as adversidades que os implementos estão sujeitos. Para o fabricante, novos conceitos de produto surgem com fins de “oferecer soluções que atendam as mais diversas necessidades, sejam culturais, estruturais,

ambientais ou econômicas”. Devido à maior exigência no mercado de transporte de cargas o uso de materiais alternativos, como é o caso das estruturas sanduíches, tornam-se cada vez mais atraentes em virtude das propriedades mecânicas e térmicas dos materiais.

Dessa forma, faz-se necessário a geração de conhecimento para resolver problemas térmico-estruturais das mais variadas formas de aplicação de estruturas sanduíches em implementos rodoviários, conforme mostrado na Figura 1.1.

Figura 1.1 – Exemplo de aplicação de estrutura sanduíche.

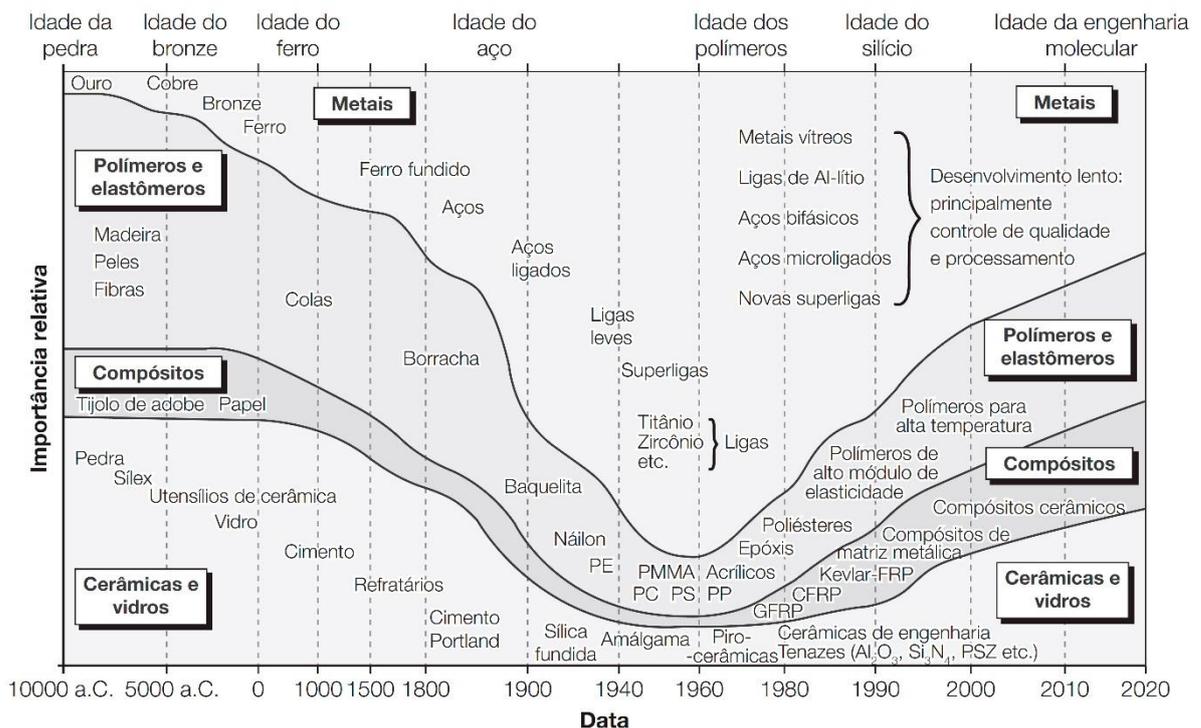


Fonte: Autor

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De acordo com Ashby e Johnson (2011) os materiais da pré-história (idade da pedra) eram cerâmicos e vidros. A descoberta do cobre e do bronze (idade do bronze) estimularam enormes avanços na construção de armas e ferramentas. Posteriormente a tecnologia do ferro estabeleceu o domínio dos metais na engenharia, sendo consolidado pelo desenvolvimento dos aços. Os desenvolvimentos de materiais foram impulsionados pelo desejo de desempenho cada vez maior. A partir de 1960 a taxa de desenvolvimento de novas ligas metálicas diminuiu e os polímeros desbancaram os metais em um número crescente de mercados e, atualmente, a indústria dos compósitos possui projeções de crescimento em novas cerâmicas de alto desempenho. A Figura 2.1 apresenta o padrão e o ritmo da evolução dos materiais desde a pré-história (idade da pedra em 10.000 AC). A escala temporal é não linear e a taxa de mudança é muito mais rápida hoje do que em qualquer época anterior da história.

Figura 2.1 – A evolução dos materiais de engenharia ao longo do tempo.



Fonte: Ashby (2012)

Ainda de acordo com Ashby e Johnson (2011) os novos materiais têm sua gênese nos laboratórios e então são absorvidas em mercados mais amplos, como é o caso dos compósitos estruturais em sanduíche, aplicadas em implementos rodoviários. Para um projetista, um novo material é uma nova oportunidade de oferecer produtos com aperfeiçoamento técnico ou estético. As primeiras aplicações de novos materiais ocorrem normalmente em mercados com

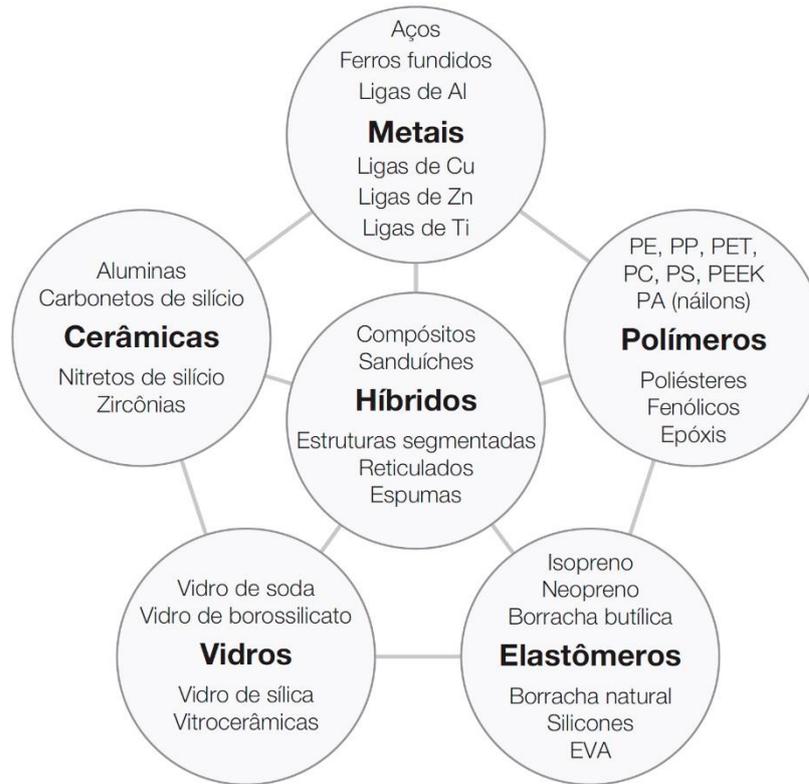
baixa demanda e que podem aceitar certo grau de risco econômico, finalizando em aplicações de maior volume com características opostas. Portanto a classificação é a primeira etapa para ordenar os materiais e o sucesso da classificação deve-se à escolha das propriedades relevantes. A classificação desempenha um papel importante na ciência, pois se podem alcançar níveis mais profundos através da interligação de mapas de propriedades com mapas de processos de manufatura, por exemplo.

## 2.1 CLASSIFICAÇÃO DOS MATERIAIS

De acordo com Callister (2002) os materiais sólidos foram agrupados conforme a composição química e estrutura atômica em três classificações básicas: metais, cerâmicas e polímeros. Além disso, existem três outros grupos de importantes materiais de engenharia – compósitos, semicondutores e biomateriais. Os materiais metálicos são condutores de calor e eletricidade, além de muito resistentes. Os cerâmicos são compostos de elementos não metálicos e metálicos, o que confere propriedades opostas aos materiais metálicos, ou seja, são normalmente isolantes. Os polímeros englobam os plásticos e as borrachas. São materiais de baixa densidade e podem ser bastante flexíveis. Os compósitos são constituídos de mais de um tipo de material e projetados com a combinação das melhores características de cada elemento. Os materiais semicondutores, por sua vez, possuem propriedades elétricas importantes para circuitos integrados em eletrônicos e computadores. Finalmente, os biomateriais são implantados no interior do corpo humano para substituir partes danificadas.

Para Ashby (2012) os materiais são classificados em virtude das semelhanças de propriedades em seis famílias gerais mostradas na Figura 2.2: metais, cerâmicas, polímeros, vidros, elastômeros e híbridos. Os metais são rígidos e têm módulos de elasticidade relativamente altos. As cerâmicas são frágeis e possuem baixa ductilidade. Os vidros são sólidos não cristalinos com características semelhantes às cerâmicas. Os polímeros possuem baixo módulo elástico e sofrem fluência, isto é, podem adquirir deformação permanente mesmo em temperatura ambiente. São fáceis de conformar por moldagem e resistem à corrosão. Os elastômeros têm enorme extensão elástica e suas propriedades são tão diferentes que foram desenvolvidos ensaios especiais para caracterizá-los. Por fim, os materiais híbridos são combinações de dois ou mais materiais que inclui compósitos reforçados com fibras e com particulados, estruturas sanduíche, espumas, cabos e laminados.

Figura 2.2 – As seis famílias de materiais de engenharia.



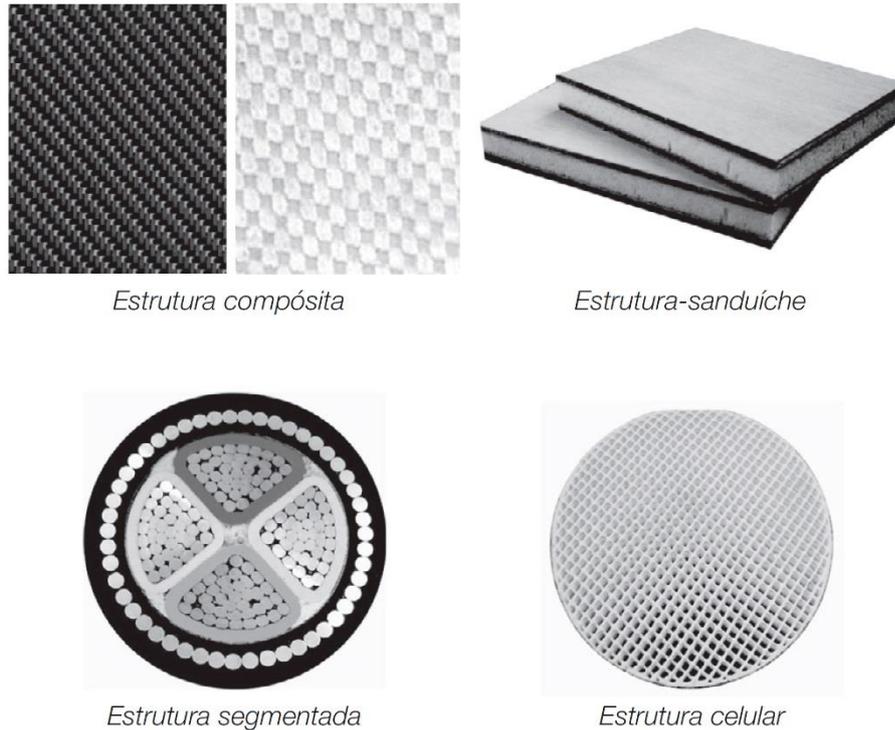
Fonte: Ashby (2012)

Segundo Milton (2002) os estudos dos materiais híbridos é um assunto com uma longa história e atraiu o interesse de alguns dos maiores cientistas. Poisson em 1826 construiu uma teoria do magnetismo induzido, Maxwell em 1873 desenvolveu soluções para condutividade de esferas em suspensão diluída e Einstein em 1905 que calculou a viscosidade de cisalhamento efetiva de uma suspensão de esferas rígidas em um fluido. Os diversos estudos já levaram ao desenvolvimento de novas ferramentas matemáticas, e pode-se esperar que a solução das questões pendentes mais desafiadoras abra novas fronteiras matemáticas. O que dá aos materiais híbridos sua utilidade é que muitas vezes se combinam os atributos dos materiais constituintes. Nesse contexto, Sigmund e Torquato (1997) produziram uma microestrutura bidimensional com relação de Poisson negativo, enquanto que Miller *et al.* (2009) apresentaram um fenômeno natural que ocorre nas aplicações de materiais sólidos com coeficientes de expansão térmica negativo.

Conforme Ashby (2012) a busca por materiais que cumprem determinado conjunto de requisitos de projeto possibilita a exploração dos materiais híbridos. Os materiais híbridos podem ser configurados em quatro classes mostradas na Figura 2.3, de acordo com a sua estrutura: compósita, sanduíche, segmentada ou celular. As estruturas compósitas são

constituídas de uma fase matriz e uma fase reforço. As estruturas celulares são combinações de material e espaço e as estruturas segmentadas são divididos em unidades discretas. As estruturas sanduíche têm faces externas de um material e um núcleo de outro material de menor densidade. Essa configuração dá uma rigidez à flexão por unidade de peso maior que a oferecida por um dos componentes isoladamente.

Figura 2.3 – Os tipos de materiais híbridos.



Fonte: Ashby (2012)

### 2.1.1. Estruturas Sanduíche

Allen (1969) apontou que a ideia de construção de painéis sanduíche já existia em alguns dos trabalhos de Leonardo da Vinci. O núcleo tem várias funções, pois deve satisfazer diferentes exigências mecânicas como flexão e cisalhamento, por exemplo. Os painéis sanduíche são aplicados tanto em estruturas de aeronaves como na construção civil. O desenho correto dos detalhes da construção é pelo menos tão importante quanto à análise de deflexões, tensões e cargas de encurvamento. Se as temperaturas das duas faces diferirem, por exemplo, a expansão diferencial das faces pode levar a deflexões transversais substanciais.

Para Borst e Sadowski (2008) a estrutura sanduíche é um tipo especial de compósito laminado composto por duas folhas de rosto fino e um núcleo grosso. O modelo mais simples é uma placa laminada com três camadas (lâminas) que pode apresentar diferentes materiais de núcleo que podem ser do tipo espuma, balsa, espuma com furos, balsa com furos, estrutura dobrada e favo de mel, conforme mostrado na Figura 2.4.

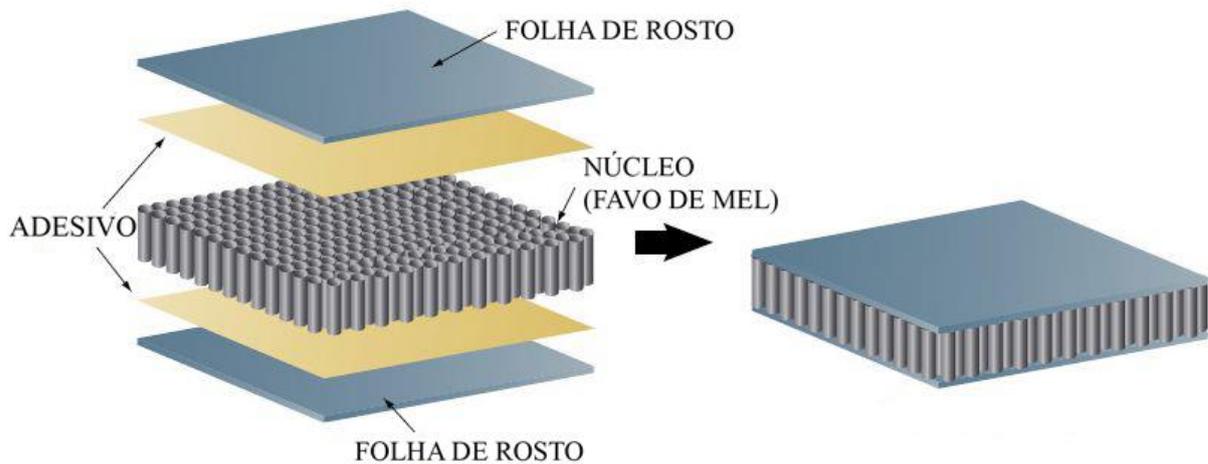
Figura 2.4 – Os diferentes núcleos das estruturas sanduíche.



Fonte: adaptado de Borst e Sadowski (2008)

De acordo com Campbell (2010) a folha de rosto é ligada ao núcleo através de um adesivo, mostrado na Figura 2.5, cuja especificação é determinada pela temperatura máxima de serviço. Os adesivos mais utilizados são fornecidos como líquidos, pastas ou filmes pré-fabricados. Os adesivos de filme evitam que os aderentes entrem em contato diretamente. No presente trabalho não serão abordados as diversas teorias sobre a natureza da adesão. Além disso, existe um consenso entre os pesquisadores que para existir uma boa adesão devem existir as seguintes condições: a superfície deve estar limpa, a superfície deve ter a máxima área através da rugosidade mecânica, o adesivo deve fluir em torno da superfície e a química da superfície deve ser tal que não haja forças atrativas na superfície adesiva para se ligar ao adesivo.

Figura 2.5 – Ligação entre as folhas de rosto e o núcleo das estruturas sanduíche.



Fonte: adaptado de Campbell (2010)

De acordo com Shigley *et al.* (2005) a união das lâminas por adesivos tem aumentado muito nos últimos anos como resultado das vantagens oferecidas a certos processos de manufatura e aceitabilidade ambiental, substituindo técnicas de união mais convencionais como a solda, por exemplo. Em junções bem projetadas o uso de adesivos pode resultar em reduções significativas de peso em comparação com fixadores mecânicos ou solda. A capacidade dos adesivos de dissipar a energia pode aumentar o desempenho de componentes que pode ser danificado pelos outros processos de uniões.

Conforme Vasiliev e Morozov (2007) o conceito básico de um painel de sanduíche é que as folhas de rosto carregam as cargas de flexão (tração e compressão), enquanto que o núcleo suporta as cargas de cisalhamento. A rigidez no plano da folha de rosto é muito mais elevada do que a rigidez do núcleo, no entanto o oposto é encontrado na aderência ao cisalhamento transversal. Os painéis de sanduíche são tipicamente utilizados em aplicações estruturais, elétricas, de isolamento e de absorção de energia. Kant e Swaminathan (2000) apresentam diferentes métodos desenvolvidos para estimar essas cargas, que inclui método analítico e numérico.

Segundo Campbell (2010) os materiais de folha de rosto comumente utilizados são alumínio, vidro, carbono e aramida, com espessuras que variam entre 0,25 a 3 mm. O núcleo possui baixa densidade e incluem favo de mel metálico e não metálico, madeira de balsa e espumas poliméricas de células abertas e fechadas. Embora as propriedades dos núcleos de espuma não sejam tão boas como as do núcleo de favo de mel, os núcleos de espuma são

amplamente utilizados em aplicações comerciais tais como construção de barcos e construção de aeronaves leves. Os núcleos do tipo espuma utilizam um agente de expansão para dar uma estrutura celular porosa. As células podem estar abertas e interligadas ou fechadas e discretas. Quase todas as espumas usadas para aplicações estruturais são classificadas como células fechadas, o que significa que quase todas as células são discretas.

Para Vizzini (1997) a concepção do processo de fabricação deve compreender o número de peças a fabricar, o tempo de fabricação, acabamento de superfície e o custo de peça, além do dimensional e das propriedades mecânicas desejadas. A escolha do material influencia grandemente a capacidade de projetar a fabricação. As estruturas que requerem matrizes cerâmicas ou metálicas envolvem processos que introduzem a matriz no reforço. Compósitos termoplásticos reforçados com fibras são fabricados por moldagem por injeção e extrusão, enquanto os compósitos de matriz termorrígida são processados por moldagem a compressão, como na moldagem de chapas. Independentemente das seleções feitas antes do projeto, o processo geral de fabricação pode ser subdividido em três fases separadas: preparação das matérias-primas e do molde, o processo de formação real e uma fabricação adicional, tal como corte, usinagem ou pintura, entre outros.

De acordo com Chandra (1997) todos os processos de fabricação termomecânicos criam tensões residuais no produto. A presença dessas tensões pode ser benéfica, por exemplo, tensões de compressão na superfície exterior de um componente sujeito a cargas de fadiga, ou não benéficas, onde a presença de tensão residual é prejudicial para a integridade do produto sob condições de serviço. Quando a temperatura é alterada ocorre deformação não homogênea em virtude dos diferentes coeficientes de expansão térmica dos materiais constituintes. Um sistema de equilíbrio de forças é requisitado, de modo que a soma das forças nas duas folhas de rosto seja igual e oposta à do núcleo. Por essas razões que o engenheiro deve entender a fonte de tais tensões, realizar seu controle e alívio.

## 2.2 PROPRIEDADES MECÂNICAS

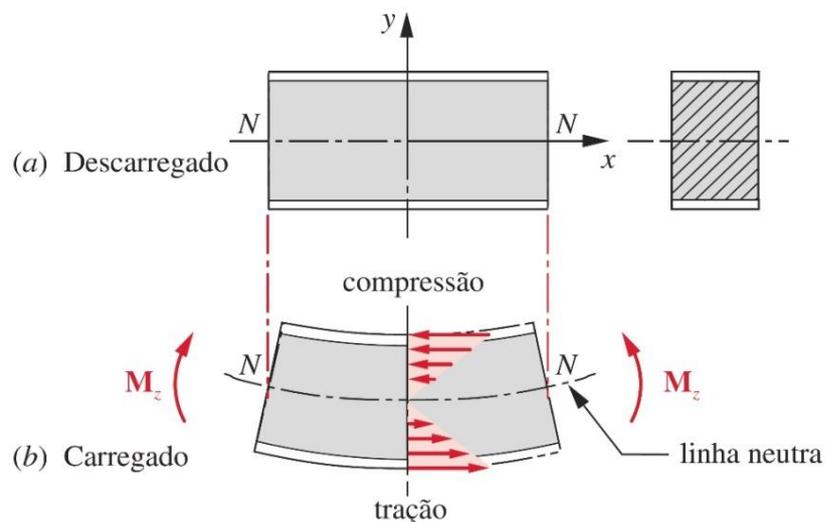
De acordo com Beer *et al.* (2011) a mecânica é a ciência física que estuda as condições de repouso ou movimento de corpos rígidos, deformáveis e fluidos, empregando os conceitos básicos de espaço, tempo, massa e força. Segundo Süsskind (1981) a análise estrutural é a parte da mecânica que consiste na determinação dos esforços e das deformações das estruturas

com uma ou mais peças ligadas entre si e ao meio exterior. As grandezas fundamentais como a força e o momento, são caracterizadas por direção, sentido e intensidade. A soma vetorial resultante de todas as forças simboliza a tendência de translação do sistema enquanto a soma vetorial de todos os momentos simboliza a tendência de rotação.

Para Hibbeler (2010) as forças que agem sobre os materiais podem ser classificadas como uma força de superfície ou de corpo. As forças de superfície são distribuídas pela área de contato entre os corpos. As forças de corpo não possuem contato físico, como a gravidade, por exemplo. Portanto, a compreensão das propriedades mecânicas do material é de vital importância para caracterizar o comportamento do material em virtude dessas forças. Os métodos tradicionais utilizados por Galileu no início do século XVIII foram expandidos para outras áreas da mecânica avançada que incluem a teoria da elasticidade e da plasticidade, porém ainda está sujeita a teoria fundamental da mecânica dos materiais.

Conforme Chung (2010) as propriedades mecânicas básicas, como, por exemplos, o módulo e a ductilidade, são uma influência importante no desempenho estrutural do material. Uma condição de carregamento particularmente comum é a flexão, onde uma superfície está sob tração enquanto a superfície oposta está sob compressão, como ilustrado na Figura 2.6. O módulo de elasticidade de um material compósito pode ser calculado a partir da resistência à deformação elástica dos componentes do compósito. Na carga uniaxial (tração ou compressão), o módulo é conhecido como módulo de Young ( $E$ ), enquanto que na carga de cisalhamento, o módulo é conhecido como módulo de cisalhamento ( $G$ ).

Figura 2.6 – Tensão e compressão nos lados opostos das folhas de rosto de uma estrutura sanduíche sobre flexão.

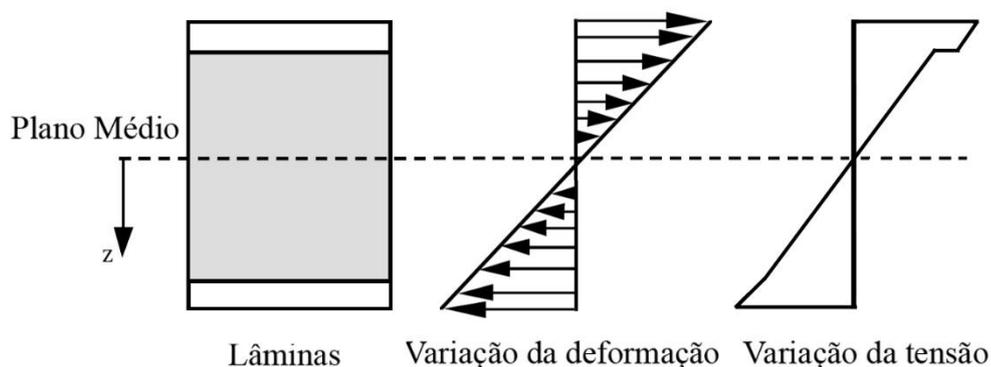


Fonte: adaptado de Norton (2013)

Ainda de acordo com Chung (2010) o limite de elasticidade ou resistência ao escoamento é o valor que está próximo da tensão mínima requerida para a deformação plástica. O limite de elasticidade tende a ser menor para os polímeros do que para os metais. A força final também é útil, pois se relaciona com a maior tensão que um material pode suportar sem quebrar. A ductilidade, por sua vez, refere-se ao alongamento do material. O material frágil sofre pouca ou nenhuma deformação plástica antes da falha, ao passo que um material dúctil sofre deformação plástica considerável antes da falha.

De acordo com Shigley *et al.* (2005) a resistência é uma propriedade intrínseca de um determinado material e depende da escolha do tratamento e do processamento. No entanto, a tensão é uma propriedade de estado de um corpo, que é uma função da geometria, da carga e da temperatura. Relacionar a resistência de um elemento às cargas externas que atuam e que nele causam tensões internas é um dos problemas básicos encontrados nos projetos mecânicos. Para garantir que as peças não falhem a resistência deve ser suficientemente maior que a tensão.

De acordo com Kaw (2006) quando cargas são aplicadas no eixo de simetria de uma estrutura sanduíche plana as deformações podem variar linearmente através da espessura da estrutura. As tensões, por sua vez, podem variar linearmente apenas através da espessura de cada lâmina, mas podem saltar de uma lâmina para outra lâmina, conforme mostrado na Figura 2.7.



Fonte: adaptado de Kaw (2006)

Segundo Perez (2016) o comportamento mecânico de um material sob um modo de carga de tensão depende da microestrutura, velocidade de deformação e ambiente. O comportamento de elasticidade de um material é caracterizado pelo módulo de cisalhamento

(G), pelo módulo de Young (E) e pelo limite elástico, sendo que para um material isotrópico a relação é definida pela Lei de Hooke:

$$E = \frac{\textit{Tensão Normal}}{\textit{Deformação Normal}} = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad [\text{Pa}] \quad (2.1)$$

$$G = \frac{\textit{Tensão Cisalhante}}{\textit{Deformação Cisalhante}} = \frac{\tau}{\gamma} \quad [\text{Pa}] \quad (2.2)$$

em que  $\sigma$  corresponde às tensões normais ao plano,  $\tau$  corresponde às tensões cisalhantes ao plano,  $\varepsilon$  representa uma deformação normal e  $\gamma$  representa uma deformação cisalhante.

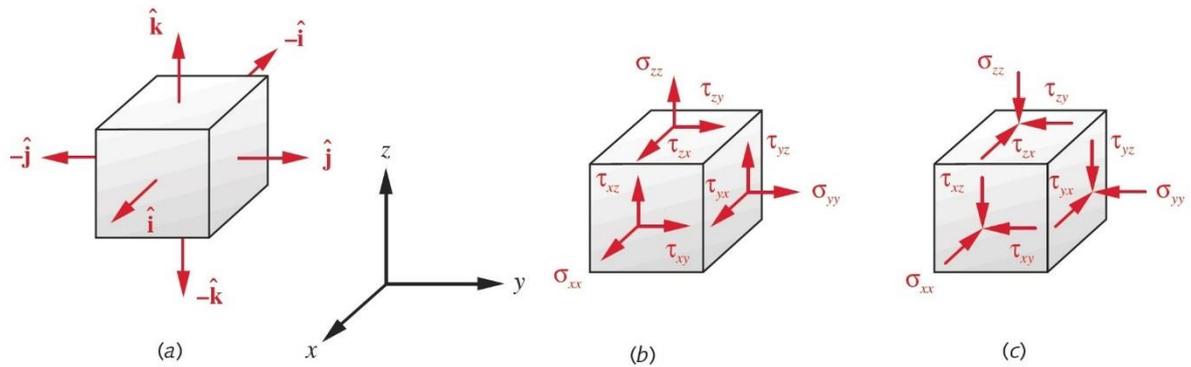
### 2.2.1. Tensão e Deformação

Norton (2013) descreve que a tensão é uma força por unidade de área e que o elemento infinitesimal do material pode experimentar diferentes tensões ao mesmo tempo. Os elementos infinitesimais são tipicamente modelados em cubos, como mostrado na Figura 2.8. As tensões que atuam na direção perpendicular às faces são denominadas de tensões normais, enquanto que as tensões que atuam na direção paralela às faces são denominadas de tensões de cisalhamento. As tensões normais que atuam sobre as superfícies do elemento infinitesimal podem ser positivas, caracterizando tensões de tração, ou negativas, caracterizando tensões de compressão. A tensão requer nove valores ou componentes, uma vez que a tensão é um tensor de segunda ordem, portanto o tensor de tensão pode ser expresso como a matriz:

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad [\text{Pa}] \quad (2.3)$$

em que  $\sigma$  corresponde as tensões normais ao plano e  $\tau$  corresponde às tensões de cisalhamento ao plano, sendo diferenciadas apenas por seus subscritos.

Figura 2.8 – Cubo de tensões. (a) vista tridimensional de um elemento com seus versores normais à superfície. (b) componentes de tensão negativas. (c) componentes de tensão positivas.



Fonte: adaptado de Norton (2013)

Da mesma forma Norton (2013) descreve a deformação. A deformação é um tensor de segunda ordem que pode ser expresso tridimensionalmente como a matriz:

$$[\varepsilon] = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{yx} & \varepsilon_{yy} & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix} \quad [\text{mm/mm}] \quad (2.4)$$

em que  $\varepsilon$  representa uma deformação normal e  $\gamma$  representa uma deformação cisalhante, sendo diferenciadas apenas por seus subscritos. As tensões principais ocorrem no eixo principal, perpendicular ao plano nos quais as componentes de cisalhamento são nulas, enquanto que nos eixos ortogonais ocorrem as tensões de cisalhamento principais, ou seja, as tensões de cisalhamento máximas. No presente trabalho serão representadas as deformações normais como  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  e  $\varepsilon_z$  e as deformações cisalhantes como  $\gamma_{xn}$ ,  $\gamma_{yn}$  e  $\gamma_{zn}$ . As tensões normais como  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\sigma_z$  e as tensões cisalhantes como  $\tau_{xn}$ ,  $\tau_{yn}$  e  $\tau_{zn}$ . O eixo  $x$  corresponde à direção perpendicular às faces das folhas de rosto, ou seja, corresponde à espessura do material, enquanto que os eixos  $y$  e  $z$  representam o plano na direção paralela às faces.

Ainda de acordo com Norton (2013) a expressão que relaciona às tensões aplicadas às tensões principais é:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad [\text{Pa}] \quad (2.5a)$$

em que  $\sigma$  é a magnitude da tensão principal e  $n_x$ ,  $n_y$  e  $n_z$  são as componentes do versor  $\mathbf{n}$ , que é normal ao plano principal  $\hat{\mathbf{n}} \cdot \hat{\mathbf{n}} = 1$ , quando  $\hat{\mathbf{n}} = n_x \hat{\mathbf{i}} + n_y \hat{\mathbf{j}} + n_z \hat{\mathbf{k}}$ . Para que a solução

da Equação 2.5a exista, o determinante da matriz dos coeficientes deve ser zero. Expandindo esse determinante e igualando a zero obtemos:

$$\sigma^3 - C_2\sigma^2 - C_1\sigma - C_0 = 0 \quad [\text{Pa}] \quad (2.5b)$$

onde

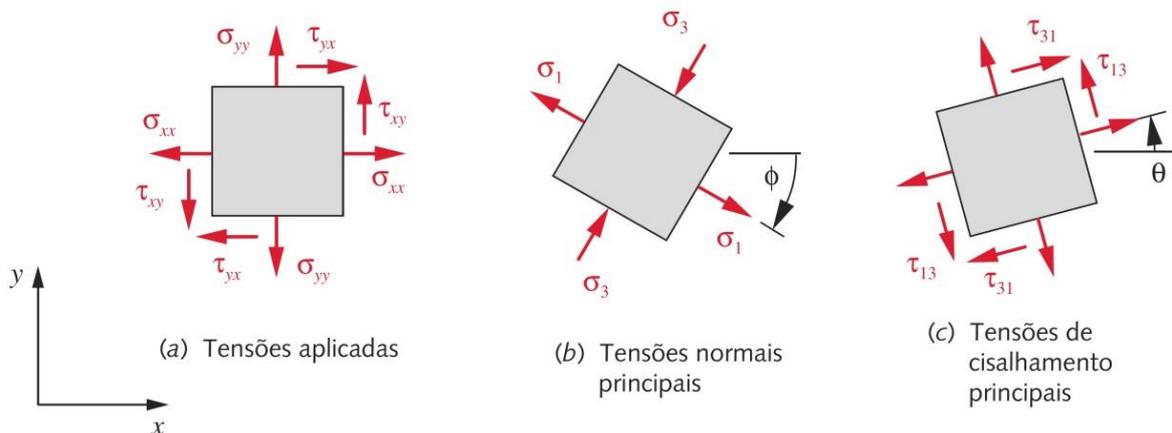
$$C_2 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad [\text{Pa}]$$

$$C_1 = \tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x \quad [\text{Pa}^2]$$

$$C_0 = -\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 \quad [\text{Pa}^3]$$

Segundo Gere (2003) o estado genérico é tridimensional, porém existem algumas configurações geométricas que podem ser tratadas de maneira diferente. No estado plano de tensões, ou biaxial, apenas as faces do elemento infinitesimal estão submetidas às tensões aplicadas, conforme mostrado na Figura 2.9. Por definição, o estado plano de tensões requer que uma das tensões principais seja igual a zero. No estado de tensão uniaxial as tensões estão submetidas em apenas uma direção. Por conveniência, quando o plano é inclinado é necessário especificar o ângulo  $\theta$  entre o eixo  $x$  e a normal  $n$  em relação à seção.

Figura 2.9 – Estado plano de tensões de um elemento infinitesimal.



Fonte: adaptado de Norton (2013)

De acordo com Shigley *et al.* (2005) um método gráfico de expressão das relações desenvolvida para o estado plano de tensões é denominado de Círculo de Mohr. O método fornece uma maneira efetiva de manter o controle das direções das várias componentes de tensão associadas a um estado plano de tensão. As tensões normal ( $\sigma$ ) e cisalhante ( $\tau$ ) que

atuam em um plano oblíquo  $\theta$ , por exemplo, podem ser determinadas pelas *equações de transformação de tensões planas*, definidas como:

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad [\text{Pa}] \quad (2.6)$$

$$\tau = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad [\text{Pa}] \quad (2.7)$$

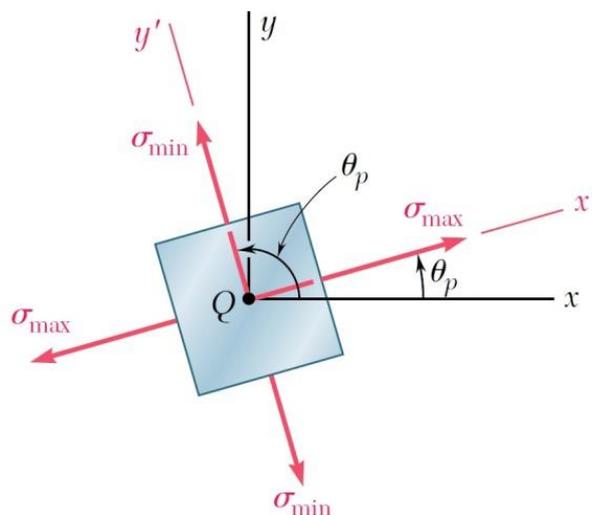
Os ângulos  $\theta_p$ , onde a tensão normal máxima e mínima, bem como os ângulos  $\theta_s$ , onde a tensão de cisalhamento atinge um valor máximo e mínimo são obtidos diferenciando as Equações 2.6 e 2.7 e estabelecendo os resultados igual a 0. Dessa forma obtemos:

$$\tan 2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad [\text{graus}] \quad (2.8)$$

$$\tan 2\theta_s = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad [\text{graus}] \quad (2.9)$$

Comparando a Equação 2.8 e a Equação 2.9 temos dois valores particulares para o ângulo  $\theta_p$ , sendo um que determina a máxima tensão normal e a mínima tensão normal. Essas duas tensões são denominadas de *tensões principais*, Figura 2.10, cuja superfície não apresenta *tensão de cisalhamento*. De maneira semelhante ocorre para o ângulo  $\theta_s$  que determina as máximas tensões cisalhantes ( $\tau_1$ ) e ( $\tau_2$ ), onde as tensões normais são  $(\sigma_1 + \sigma_2)/2$ . O ângulo  $\theta_p$  é separado do ângulo  $\theta_s$  em  $90^\circ$ .

Figura 2.10 – Tensões principais para o estado plano de tensões.



Para Norton (2013) o plano de Mohr é desenhado com seus eixos perpendiculares, porém o ângulo que eles representam é  $180^\circ$ . A abcissa é o eixo de todas as tensões normais. O eixo das ordenadas corresponde ao eixo de todas as tensões de cisalhamento. A convenção de sinais consiste na regra da mão direita, ou seja, o cisalhamento é positivo quando giram no sentido horário. O método serve como uma verificação rápida da solução numérica, porém recomenda o uso de calculadoras programáveis e computadores.

### 2.2.2. Critérios de Falhas Para Estruturas Estáticas

Segundo Shigley *et al.* (2005) a distorção, a deformação permanente e o rompimento são algumas das formas pelas quais um material perde sua função. Infelizmente não há uma teoria universal de falha para o estado de tensão. Pelo contrário, várias hipóteses foram aventadas e testadas ao longo dos anos, levando às práticas aceitas na atualidade.

De acordo com Norton (2013) os materiais frágeis são limitados pela tensão normal enquanto que os materiais dúcteis e isotrópicos são limitados pelas suas tensões de cisalhamento. Essa situação requer diferentes teorias de falha para as duas classes de materiais e um dos fatores mais significativo na falha é o tipo de carregamento, se estático ou dinâmico. As falhas em materiais dúcteis tensionados estaticamente geralmente ocorrem quando as tensões ultrapassam o limite de ruptura. Várias teorias foram formuladas para explicar esta falha, que inclui “*teoria da máxima tensão normal, a teoria da máxima deformação normal, a teoria da energia total de deformação, a teoria da energia de distorção (von Mises-Hencky) e a teoria da máxima tensão de cisalhamento*” (NORTON, 2013). As duas últimas concordam com dados experimentais, portanto a teoria de von Mises-Hencky é utilizada no presente trabalho.

De acordo com Beer *et al.* (2011) o critério de falha de von Mises é “baseado na determinação da energia de distorção em um dado material, isto é, da energia associada com mudanças de forma nesse material”. De acordo com este critério, um determinado componente estrutural é seguro, desde que o valor máximo da energia de distorção por unidade de volume naquele material permanece menor do que a energia de distorção por unidade de volume necessária para causar deformação no teste de tração do mesmo material. Assim, o critério de energia de distorção máxima parece um pouco mais preciso do que o critério de tensão máxima de cisalhamento na medida em que prevê a deformação em torção.

Segundo Norton (2013) a energia total de deformação ou máxima energia de distorção  $U$  para o estado triplo de tensões, usando as tensões principais e as deformações principais que atuam nos planos de tensão cisalhante zero, pode ser definida como:

$$U = \frac{1}{2}(\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3) \quad [\text{Pa}] \quad (2.10)$$

Em situações envolvendo a tensão combinada normal e de cisalhamento no mesmo ponto é conveniente definir uma tensão equivalente que possa ser usada para representar a combinação dessas tensões. Dessa forma, a **tensão equivalente de von Mises**  $\sigma'$  é definida como “a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas”. Portanto, a tensão equivalente de von Mises para o caso multiaxial de tensão combinada como:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_1 \sigma_3} \quad [\text{Pa}] \quad (2.11)$$

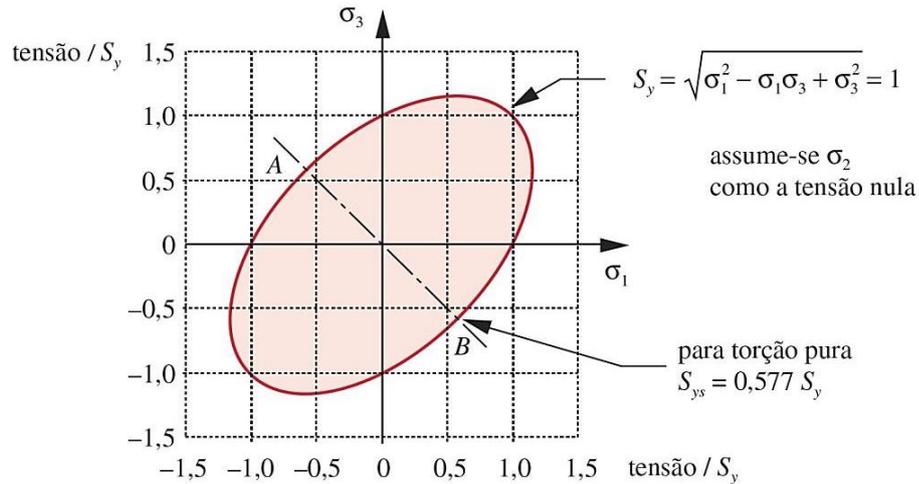
e para o caso bidimensional temos (com  $\sigma_2 = 0$ ):

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_3 + \sigma_3^2} \quad [\text{Pa}] \quad (2.12)$$

Ainda de acordo com Norton (2013) as Equações 2.11 e 2.12 definem as condições para a falha. Nos projetos é conveniente incluir um fator de segurança escolhido de modo que o estado de tensões esteja seguramente dentro da elipse de falha por tensão.

Segundo Shigley *et al.* (2005) a Equação 2.12 representa uma elipse rotacionada no plano, conforme apresentado na Figura 2.11. A equação permite que a situação mais complexa em termos de tensão seja representada por uma única quantidade, que pode então ser comparada com a resistência ao escoamento do material ( $S_y$ ). A teoria da energia de distorção prevê que haverá falha no material caso  $\sigma' \geq S_y$ , sendo a mais utilizada para problemas de projeto.

Figura 2.11 – Elipse da energia de distorção no caso 2D normalizada para a tensão de escoamento do material.



Fonte: Norton (2013)

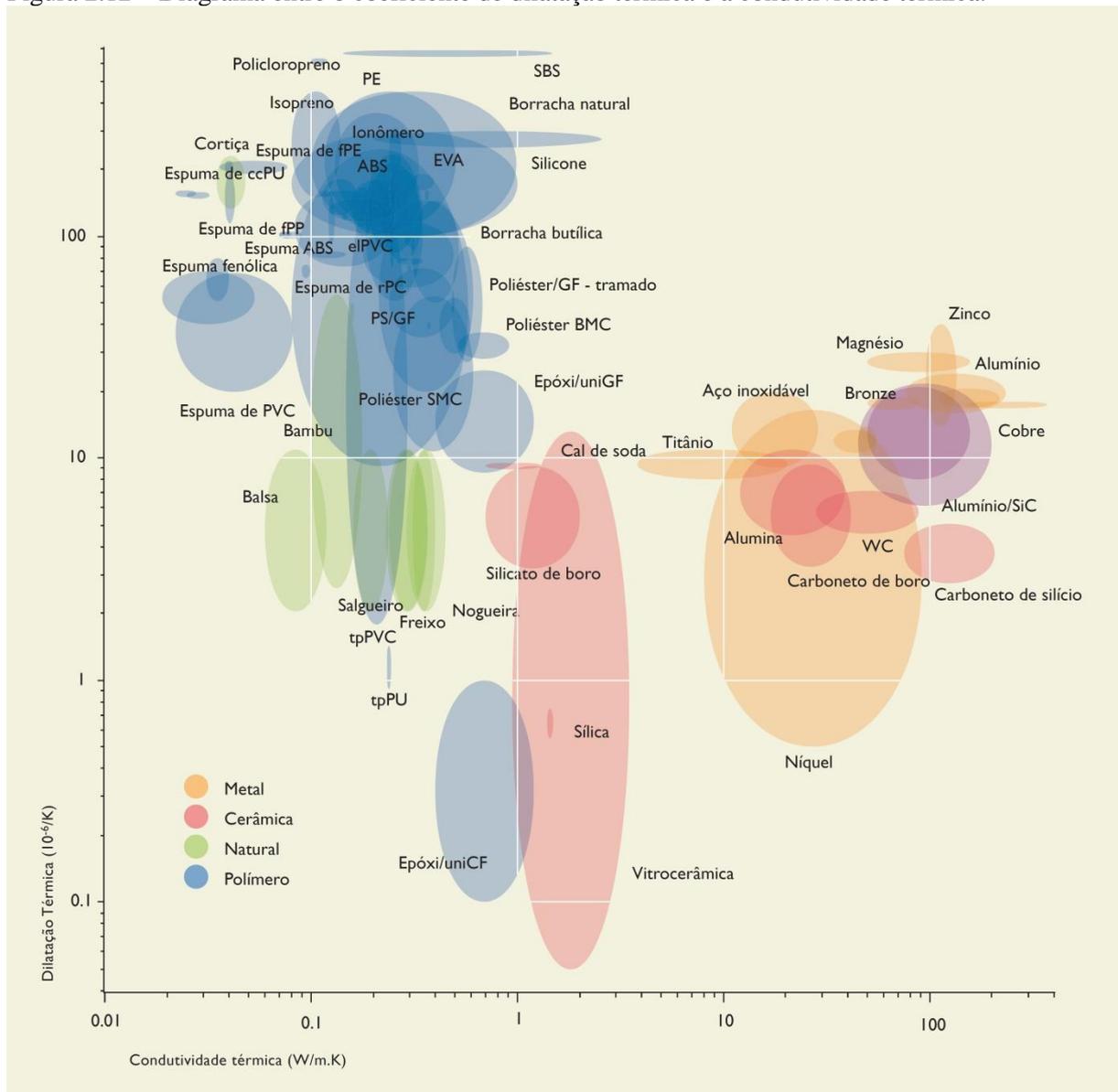
### 2.3 PROPRIEDADES TÉRMICAS

Segundo Holman (2009) a ciência que estuda a transferência de energia entre corpos materiais, como resultado de uma diferença de temperatura, e prever a taxa em que a transferência ocorrerá sob certas condições especificadas, é a transferência de calor. A transferência de calor pode ocorrer de três modos: condução, convecção e radiação.

De acordo com Callister (2002) a capacidade de um material para absorver o calor do ambiente externo é chamada de capacidade térmica (C). O calor específico (c) representa a capacidade térmica por unidade de massa. No material sólido a energia absorvida pode ser transportada da região mais quente para a região mais fria através da transferência de calor por condução, diretamente associada a isto é a condutividade térmica. A maior parte dos materiais sólidos expande-se quando aquecidos e contraem-se quando arrefecidos, diretamente associada a isto é a propriedade de dilatação térmica.

Para Ashby e Johnson (2011) a dilatação e a condutividade são as duas propriedades térmicas mais importantes para materiais que serão unidos em uma estrutura sanduíche, pois devem ter coeficientes compatibilizados. Caso isso não ocorra poderão aparecer tensões prejudiciais com mudanças de temperatura. Uma breve explicação para cada propriedade térmica mais importante está apresentada nas seções 2.3.1 e 2.3.2. Uma relação entre a condutividade térmica e a dilatação térmica de diferentes materiais está apresentada na Figura 2.12.

Figura 2.12 – Diagrama entre o coeficiente de dilatação térmica e a condutividade térmica.



Fonte: Ashby e Johnson (2011)

### 2.3.1. Condutividade Térmica

Conforme Çengel e Boles (2007) a transferência de calor em um material no estado sólido ocorre por condução. A energia da partícula mais energética é transferida para a partícula adjacente menos energética por meio dos elétrons livres. A taxa de calor transferido por condução  $\dot{Q}_{cond}$  em uma determinada variação de espessura  $\Delta x$  que é proporcional à uma determinada variação de temperatura  $\Delta T$  e à área  $A$  normal na direção da transferência de calor, definido como:

$$\dot{Q}_{cond} = k A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad [\text{W}] \quad (2.13)$$

em que  $k$  é a condutividade térmica do material.

Quando  $\Delta x \rightarrow 0$  a Equação 2.13 pode ser reduzida à forma diferencial conhecida como Lei de Fourier. Para campo de temperatura em um espaço 1-D, como uma placa plana, temos a seguinte equação de condução térmica:

$$\dot{q}_{cond} = -k \frac{dT}{dx} \quad [\text{Wkg}^{-1}] \quad (2.14)$$

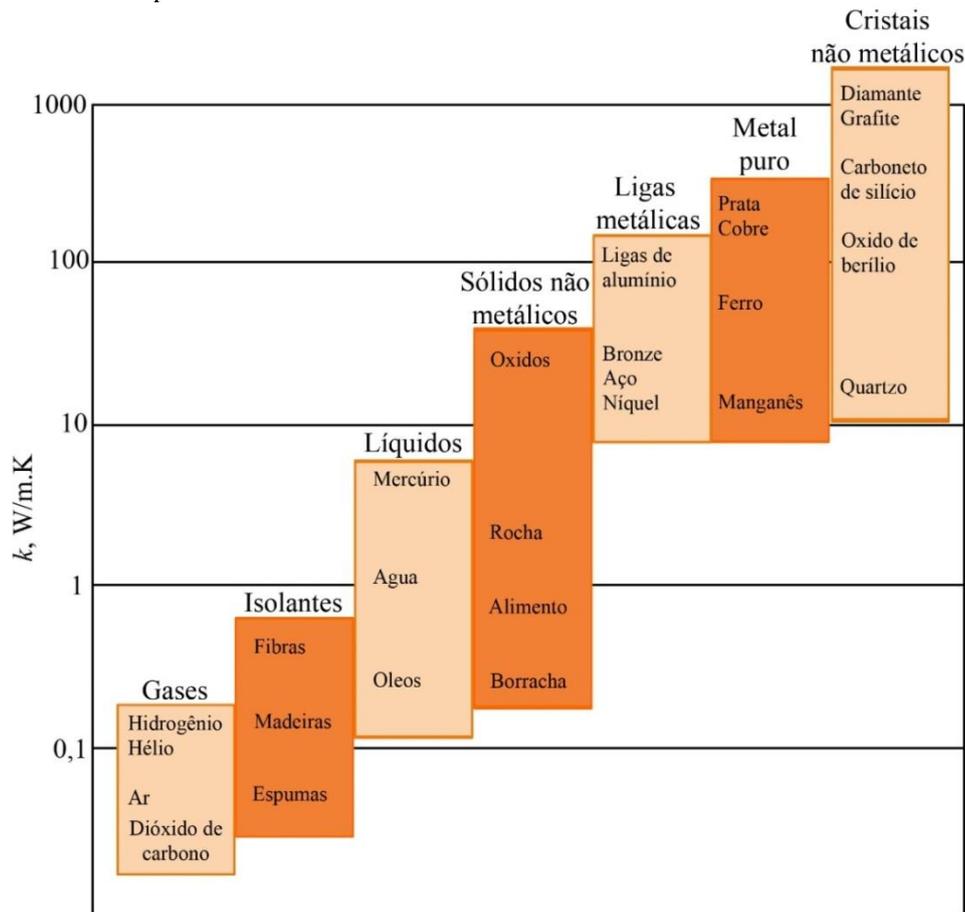
em que  $\dot{q}_{cond}$  é o fluxo de calor por unidade de área,  $k$  é a condutividade térmica do material e  $dT/dx$  é o campo de temperatura.

De acordo com Hetnarski (2014) todos os processos térmicos condutores são utilizados para serem descritos pelo modelo de condução de calor de Fourier, regido por uma equação diferencial parcial parabólica. Em processos de aquecimento convencionais e relativamente lentos, a duração deste processo é normalmente ignorada. Em outro aspecto, os modelos de condução de calor podem ser ainda classificados em diferentes categorias com base no tempo de atraso entre a aplicação do gradiente de temperatura (a causa do fluxo de calor) e o fluxo de calor (o efeito).

Para Hahn e Özisik (2012) existe uma ampla gama de condutividades térmicas de vários materiais de engenharia que variam com a temperatura, conforme mostrado na Figura 2.13. Para a maioria dos metais puros, por exemplo, a condutividade térmica diminui com o aumento da temperatura, enquanto que para a maioria dos materiais isolantes, aumenta com o aumento da temperatura. Portanto a lei de Fourier está diretamente ligada ao sistema de coordenadas e o fluxo de calor é positivo quando flui na direção da coordenada positiva. Essa convenção de sinal é importante para determinação do fluxo em problemas multidimensionais, o que é útil no contexto da conservação de energia global para um dado problema de transferência de calor. A taxa de calor na direção  $x$  para problemas cartesianos tridimensionais é dada por:

$$\dot{q}_x = -k \int_{y=0}^L \int_{z=0}^H \frac{dT(x,y,z)}{dx} dz dy \quad [\text{Wkg}^{-1}] \quad (2.15)$$

Figura 2.13 – Faixa típica da condutividade térmica das várias classes de materiais.



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012)

Para Holman (2009) várias formas físicas diferentes podem cair na categoria de sistemas unidimensionais e problemas de fluxo de calor multidimensional podem ser aproximados para uma análise unidimensional caso o efeito de uma coordenada for muito pequeno que justifique sua negligência. Dessa forma, a equação diferencial da lei de Fourier da condução de calor pode ser aplicada para o cálculo do fluxo de calor e obtemos uma solução muito mais fácil como resultado desta simplificação.

Ainda de acordo com Hahn e Özisik (2012) quando dois materiais com diferentes condutividades térmicas estão em contato térmico imperfeito, o perfil de temperatura através dos sólidos experimenta uma queda repentina devido às condições de contorno da interface dos dois materiais. Essa queda ocorre porque o contato sólido-sólido não é perfeito e os vazios são preenchidos com ar (ou outro fluido interfacial), que é o fluido circundante.

Segundo Ashan (2011) a avaliação experimental da condutividade térmica de compósitos é cara e demorada, por isso o método de elementos finitos é uma alternativa

eficiente para modelar a transferência de calor e para calcular a condutividade térmica efetiva do compósito. Do ponto de vista físico, assume-se que os materiais são homogêneos, isotrópicos e suas condutividades térmicas são constantes.

### 2.3.2. Expansão Térmica

De acordo com Chung (2010) a maioria dos sólidos aumenta de comprimento quando aquecem e diminuem quando esfriam. Esse fenômeno é conhecido como expansão térmica. O coeficiente de expansão térmica linear (também abreviado como  $\alpha$ ) de um compósito pode ser calculado a partir dos seus componentes e é definido como:

$$\alpha = \left(\frac{1}{L_0}\right) \left(\frac{\Delta L}{\Delta T}\right) \quad [^{\circ}\text{C}^{-1}] \quad (2.16)$$

em que  $\Delta T = T_2 - T_1$  é a mudança de temperatura,  $L_0$  é o comprimento original e  $L = \Delta L + L_0$  é o comprimento à temperatura T. Em outras palavras,  $\alpha$  é a variação no comprimento por unidade de mudança de temperatura e a Equação 2.16 pode ser reescrita como:

$$\varepsilon_0 = \left(\frac{\Delta L}{L_0}\right) = \alpha \Delta T \quad [\text{mm/mm}] \quad (2.17)$$

em que  $\varepsilon_0$  é a deformação térmica.

De acordo com Callister (2002) quando o aquecimento ou arrefecimento afeta todas as dimensões de um corpo, o resultado é uma alteração de volume, que é definido como:

$$\left(\frac{\Delta V}{V_0}\right) = \alpha_v \Delta T \quad (2.18)$$

em que  $\Delta V$  é a alteração de volume,  $V_0$  é o volume inicial,  $\alpha_v$  simboliza o coeficiente de expansão térmica volumétrica e, para os materiais isotrópicos  $\alpha_v$  é aproximadamente  $3\alpha$ . Çengel e Boles (2007) utilizam a letra grega  $\beta$  para definir o coeficiente de expansão volumétrica como sendo a propriedade que fornece a mesma informação para o fluido.

Callister (2002) apresenta uma perspectiva atômica, onde a expansão térmica é refletida por um aumento na distância média entre os átomos em uma curvatura assimétrica de energia potencial, que depende de cada classe de material (metais, cerâmicas, polímeros, etc.). O

coeficiente linear de expansão térmica do alumínio, por exemplo, é  $23,6 \times 10^{-6} \text{C}^{-1}$  enquanto que para o polietileno (PE) varia entre  $106 \times 10^{-6} \text{C}^{-1}$  até  $198 \times 10^{-6} \text{C}^{-1}$ . A magnitude do coeficiente de expansão aumenta com o aumento da temperatura, portanto os valores apresentados correspondem à temperatura ambiente. Os valores dos coeficientes de expansão térmica de alguns materiais sólidos estão apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Coeficientes de expansão térmica de alguns materiais sólidos.

<b>Material</b>	<b>Coeficiente linear de expansão térmica</b> <b><math>\alpha</math> [<math>10^{-6} \text{C}^{-1}</math>]</b>
Alumínio	23,6
Cobre	17
Ouro	14,2
Ferro	18,8
Níquel	13,3
Prata	19,7
Tungstênio	4,5
Aço 1025	12
Aço Inoxidável 316	16
Polietileno (alta massa específica)	106-198
Polipropileno	145-180
Politetrafluoroetileno (Teflon)	126-216
Náilon 6,6	144
Poli-isopreno	220

Fonte: adaptado de Callister (2002)

De acordo com Jiang *et al.* (2013) os métodos tradicionais para medir o coeficiente de expansão térmica de materiais sólidos incluem dilatômetro, observação direta, raio-X e, mais recentemente, o método a laser. Esses métodos devem ser aplicados com cautela em materiais compósitos. Para essa situação o método diferencial apresenta-se como mais simples e confiável, e as amostras podem ser testadas em uma ampla faixa de temperatura. No método diferencial a amostra é ligada à um extensômetro que indica a quantidade de alongamento total e, assim, obtém-se o coeficiente de dilatação linear do compósito.

Conforme Chung (2010) em uma estrutura sanduíche, quando a folha de rosto e o núcleo estão perfeitamente ligados entre si, os mesmos são restritos de modo que cada componente seja incapaz de alterar seu comprimento pela quantidade ditada pelo seu coeficiente de expansão térmica (Equação 2.16), ou seja, os seus comprimentos são os mesmos a qualquer temperatura e essa restrição faz com que cada componente experimenta um estresse térmico, sendo que o componente que se expande mais experimenta tensão

térmica que é de tração, enquanto que o componente que se expande menos experimenta estresse térmico que é compressivo. A tensão térmica é igual à força térmica dividida pela área da seção transversal.

### 2.3.3. Análise da Tensão Térmica

Para Kohnke (2001) o objetivo da análise térmica é entender o comportamento de uma estrutura e sua resposta em decorrência de mudanças de temperaturas. A distribuição de temperatura e de fluxo de calor são exemplos de problemas térmicos comumente encontrados em aparelhos eletrônicos, sistemas de aquecimento e sistemas de ar condicionado. Durante o projeto desses sistemas a análise térmica deve ser realizada. De acordo com CHEN (2014) existem dois tipos de análise térmica: estado estacionário e transitório. A análise térmica de estado estacionário tem como objetivo encontrar a temperatura ou a distribuição do fluxo de calor em uma estrutura com equilíbrio térmico. A análise térmica transitória tem como objetivo encontrar o histórico do perfil de temperatura e outras quantidades térmicas que mudam com o tempo. Nesse trabalho a análise térmica no estado estacionário é realizada.

Para Murakami (2016) a distribuição não uniforme da temperatura produz dilatação ou contração não uniforme. A região que possui uma temperatura mais alta tende a se expandir, mas a parte circundante que possui uma temperatura mais baixa tende a impedir essa expansão, portanto tensões térmicas são produzidas em virtude da distribuição não uniforme da temperatura e das restrições. Segundo Callister e Rethwisch (2015) “tensões térmicas são tensões induzidas em um corpo como resultado de mudanças na temperatura. Uma compreensão das origens e da natureza das tensões térmicas é importante porque estas tensões podem levar à fratura ou indesejável deformação plástica”.

Conforme Chen e Liu (2014) para entender as tensões térmicas em sólidos que sofrem deformações em virtude de mudanças de temperatura, devemos examinar primeiramente o caso unidimensional, onde a deformação total ( $\varepsilon$ ) é dada por:

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_0 \quad [\text{mm/mm}] \quad (2.19)$$

em que  $\varepsilon_0$  é a deformação térmica e  $\varepsilon_e$  é a deformação elástica devido à carga mecânica, ou seja, a deformação total pode ser escrita como:

$$\varepsilon = E^{-1}\sigma + \varepsilon_0 \quad [\text{mm/mm}] \quad (2.20)$$

Ou, inversamente, a tensão térmica é dada por:

$$\sigma = E(\varepsilon - \varepsilon_0) \quad [\text{Pa}] \quad (2.21)$$

De acordo com Barron e Barron (2011) a deformação de um material é geralmente uma função de tensão e da temperatura,  $\varepsilon = \varepsilon(\sigma, T)$ . Portanto, aplicando a regra da cadeia, podemos expressar a diferencial direta da deformação como:

$$d\varepsilon = \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \sigma}\right)_T d\sigma + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T}\right)_\sigma dT \quad [\text{mm/mm}] \quad (2.22)$$

Então, inserindo a Equação 2.17 na Equação 2.21 e isolando a tensão e aproximando o coeficiente térmico de expansão por uma constante, obtém-se uma equação alternativa para a relação temperatura-tensão-deformação dada por:

$$\sigma = E(\varepsilon - \alpha\Delta T) \quad [\text{Pa}] \quad (2.23)$$

onde o primeiro termo do lado direito da equação é a deformação mecânica e o segundo termo é a deformação térmica produzido pela mudança de temperatura.

## 2.4 ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL

De acordo com Chapra e Canale (2011) “os métodos numéricos são técnicas pelas quais os problemas matemáticos são formulados de modo que possam ser resolvidos com operações aritméticas”. Antes do advento do computador os engenheiros abordavam a solução de problemas através de três formas não computacionais: (1) as soluções eram deduzidas usando-se métodos analíticos ou exatos, (2) o comportamento dos sistemas eram caracterizados através de soluções gráficas e (3) regras de cálculos e calculadoras eram usadas para implementar os métodos numéricos. Hoje em dia, as soluções são obtidas diretamente do computador, o que reduz enormemente o tempo envolvido no problema.

Para Alves Filho (2000) os engenheiros são colocados atualmente diante de problemas complexos que precisam ser resolvidos de forma satisfatória e a solução ocorre através de um modelo de cálculo numérico computacional, subsidiado pelos recursos matemáticos das equações diferenciais.

### **2.4.1. O Comportamento Matemático do Problema**

De acordo com Chapra e Canale (2011) a Equação Diferencial Parcial ou EDP é uma equação envolvendo as derivadas parciais de uma função desconhecida de duas ou mais variáveis independentes. Cada uma das categorias de equações diferenciais parciais se adequa a tipos específicos de problemas de engenharia. As equações elípticas são tipicamente usadas para caracterizar sistemas estacionários. As equações parabólicas determinam como uma incógnita varia tanto no espaço quanto no tempo, como é o caso da propagação do calor. As equações hiperbólicas também tratam de problemas de propagação, mas se manifesta pela equação de onda e é caracterizada pela segunda derivada com relação ao tempo.

Segundo Pletcher *et al.* (2013) a classificação das EDP baseia-se no conceito matemático de características que estão relacionados com as direções em que a "informação" pode ser transmitida. As EDP podem ser classificadas como hiperbólicas, parabólicas ou elípticas. Através das curvas características associadas ao EDP podem ser identificadas como uma forma padrão ou canônica, ou seja, na sua forma mais simples.

Segundo Gunzburger e Nicolaidis (2008) uma vez que o modelo matemático foi identificado, o mesmo é transformado em um problema discreto, de modo que ele pode ser resolvido no computador. Esta etapa é conseguida usando um esquema de discretização (ou aproximação) que transforma o conjunto contínuo de equações para um conjunto discreto de equações.

### **2.4.2. O Processo de Discretização**

Conforme Hirsch (1988) a escolha do método de discretização do comportamento matemático envolve dois componentes, a discretização do espaço e a discretização da equação. A discretização do espaço consiste em criar uma malha para substituir o contínuo de espaço por um número finito de pontos onde os valores numéricos das variáveis terá que ser determinado. A discretização da equação consiste na transformação das equações físicas em um sistema algébrico envolvendo os valores das amostras com os pontos de malha. As técnicas de solução para o sistema algébrico podem ser fortemente influenciadas pelo tipo de discretização escolhido, bem como pelas características das propriedades físicas do sistema de fluxo. Isso explica a grande variedade de métodos disponíveis.

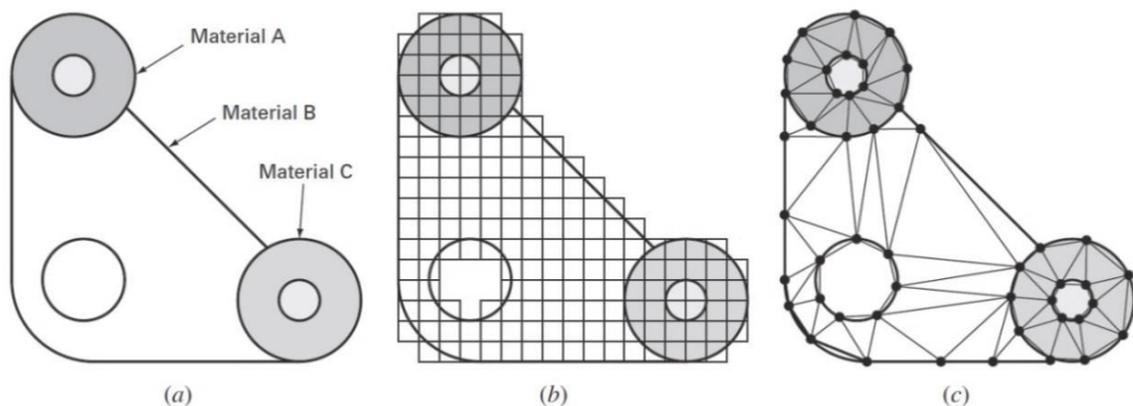
De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007) os códigos comerciais contêm técnicas de discretização adequadas para o tratamento de diversos fenômenos em relação ao tempo. Os fenômenos físicos subjacentes são complexos e não-lineares por isso é necessária uma abordagem de solução iterativa. As principais formas encontradas na literatura para alcançar a solução iterativa são: diferenças finitas, volumes finitos, elementos finitos e espectral.

### 2.4.3. Método dos Elementos Finitos

Chapra e Canale (2011) apresentam um sistema de junta de vedação com geometria irregular e composição não homogênea, mostrado na Figura 2.14, onde afirmam que é muito difícil de modelar com a abordagem de diferenças finitas porque são necessárias aproximações complicadas nas bordas do sistema e nas fronteiras entre regiões de composição diferente e, portanto, uma discretização para esse tipo de sistema é muito mais adequado pelo Método de Elementos Finitos (MEF).

Conforme Fish e Belytschko (2008) o MEF foi desenvolvido nos anos 1950 pela indústria aeroespacial e pode ser descrito como uma aproximação numérica para resolver problemas de engenharia através das EDP, tais como escoamento de fluidos e transferência de calor. O corpo é dividido em *elementos finitos*, conectados por *nós*, formando uma *malha*. Exemplos de aplicação do MEF incluem análise de tensões e térmica de peças industriais e vasos de pressão, análise eletromagnética de antenas, análise de impacto em carros e análise de escoamentos em sistemas de ventilação.

Figura 2.14 – (a) uma junta de vedação com geometria irregular e composição não homogênea. (b) uma malha de diferenças finitas superposta a uma junta de vedação com formato irregular. (c) uma malha de elementos finitos superposta a uma junta de vedação com formato irregular.



Fonte: Chapra e Canale (2011)

Para Barbero (2013) cada nó pode ter mais de um grau de liberdade, por exemplo, no modelo de elemento finito definido no espaço 2D, há três graus de liberdade: o deslocamento horizontal, o deslocamento vertical e a rotação em torno do eixo perpendicular ao plano. Nos elementos definidos no espaço 3D, quando incluem a translação, têm 6 graus de liberdade em cada nó. Portanto, para o caso 2D, restringir apenas os deslocamentos horizontais e verticais resulta em um suporte simples, mas restringir todos os graus de liberdade resulta em uma condição de fixação de suporte fixo.

De acordo com Krysl (2010) dentro de cada *elemento finito* os deslocamentos são contínuos e suas derivadas também são contínuas, porém nas interfaces entre os elementos os deslocamentos são contínuos, mas as deformações são em geral descontínuas, ou seja, a solução de elementos finitos para as tensões também vai ser descontínua. Portanto, a tensão é consistente com as deformações somente nos pontos de quadratura. A quadratura numérica é uma ferramenta essencial nos cálculos práticos de elementos finitos, pois as integrais são calculadas elemento por elemento.

Segundo Fish e Belytschko (2008) uma das técnicas mais eficientes é a quadratura de Gauss. “A ideia básica da quadratura de Gauss é escolher os pesos e os pontos de integração, de modo que o polinômio de maior ordem possível seja integrado exatamente.” Para que esses pontos selecionados e pesos não dependam do intervalo particular sobre o qual a integração precisa ser realizada, é prática comum desenvolver regras de integração numérica em intervalos padronizados.

De acordo com Barbero (2013) o MEF é disponibilizado em pacotes comerciais como o *ANSYS Mechanical APDL* que pode resolver muitos problemas de engenharia. Existem inúmeras aplicações desse método em indústrias e também foram estendidas à muitos outros campos emergentes nos últimos anos.

Para Nakasone *et al.* (2006) o seguinte procedimento geral é exigido para conduzir uma análise no MEF:

- Dividir o modelo geométrico para criar uma "malha";
- Descrever o comportamento das quantidades físicas em cada elemento.
- Aplicar cargas e condições de contorno.
- Resolver o sistema de equações envolvendo quantidades desconhecidas nos nós.
- Calcular as quantidades desejadas (por exemplo, tensões) em elementos ou nós.

No software comercial este procedimento é tipicamente rearranjado em 3 fases:

- Pré-processamento (construir modelos, definir as propriedades do elemento e aplicar as restrições);
- Solver MEF (montar e resolver o sistema de equações e calcular os resultados do elemento);
- Pós-processamento (classificar e exibir os resultados).

#### 2.4.4. Avaliação da Qualidade da Malha

Não há considerações específicas no *ANSYS Mechanical User Guide* (2012) para a criação da malha para a análise térmica de estado estacionário. Contudo, se as temperaturas a partir desta análise forem utilizadas numa análise estrutural subsequente, a malha deve ser idêntica. Portanto, neste caso, a malha deve apenas ser suficientemente fina para análise estrutural.

Segundo Moro (2016) “uma malha de má qualidade pode causar dificuldades de convergência ou fornecer resultados que não condizem com a realidade do problema”. Portanto, uma das maneiras de avaliar a qualidade da malha é a métrica *skewness*, que determina a assimetria do elemento. O valor 0 (zero) é o valor do elemento perfeito, enquanto que o valor 1 (um) é o pior valor para o elemento. As faixas de valores de assimetria para determinar a qualidade da malha estão apresentadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Faixas de valores de assimetria para determinar a qualidade da malha.

	Valor de Assimetria	Qualidade do elemento
	1	Inaceitável
	$0,90 \leq 1$	Mau
	$0,75 \leq 0,90$	Pobre
	$0,50 \leq 0,75$	Aceitável
	$0,25 \leq 0,50$	Bom
	$0 \leq 0,25$	Excelente
	0	Equiangular

Fonte: adaptado de Oliveira (2012)

## 2.5 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Segundo Young e Budynas (2002) o uso de fórmulas para o cálculo de tensões em uma estrutura complexa pode ser ineficaz. Para isso recorre-se às técnicas numéricas ou aos métodos experimentais, sendo que a escolha do método experimental é feita “de acordo com os resultados desejados, da precisão necessária, da praticidade do tamanho e do custo associado ao método experimental”. Nas técnicas experimentais, a determinação das tensões produzidas baseia-se na medição de deflexões. Como a deformação está diretamente relacionada à (taxa de mudança de) deflexão, é prática comum dizer que as medidas feitas são deformações. As tensões são então determinadas implicitamente usando as relações tensão-deformação. Dentre os métodos experimentais existentes incluem a medição mecânica, revestimentos frágeis, análise fotoelástica, técnicas de Moiré e medidores de tensão de resistência eléctrica. O método mais popular emprega medidores de tensão de resistência eléctrica, também conhecido como extensiometria, que é detalhado na próxima seção.

### 2.5.1. Extensiometria

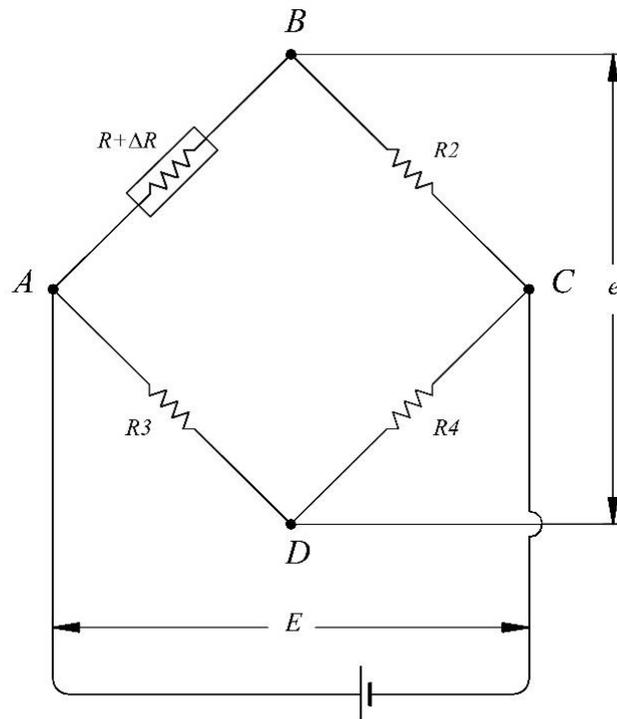
De acordo com Silva Gomes e Vaz (2004) o princípio de funcionamento dos extensômetros (do inglês, *strain gauges*) tem mais de 60 anos e foi descoberto quando Lord Kelvin relatou que os condutores metálicos sujeitos a tensão mecânica exibiam uma mudança correspondente na resistência eléctrica. O primeiro uso prático dos extensômetros na medição de deformação de estruturas foi na década de 1930.

De acordo com Andolfato *et al.* (2004) os metais mudam sua resistência eléctrica quando sofrem deformação, portanto a mudança relativa na resistência do material usado no extensômetro pode ser expresso por:

$$\varepsilon = \frac{\Delta R/R}{K} \quad [\text{mm/mm}] \quad (2.24)$$

em que  $R$  é a resistência eléctrica do extensômetro,  $\Delta R$  é a mudança da resistência eléctrica em virtude da deformação,  $K$  é a sensibilidade à deformação do extensômetro e  $\varepsilon$  é a deformação medida.

Figura 2.15 – Circuito em Ponte de *Wheatstone*.



Fonte: Andolfato *et al.* (2004)

O circuito utilizado para medição é chamado de Ponte de *Wheatstone*, Figura 2.15, e é frequentemente usado devido apresentar maior precisão para medidas de pequenas variações de resistência elétrica. No processo de medição existem três tipos de disposição dos extensômetros, cujas nomenclaturas são: um quarto de ponte, meia ponte e ponte completa. A disposição utilizada no presente trabalho é *um quarto de ponte*, que consiste na utilização de um extensômetro posicionado em um dos braços e de resistores de precisão nos outros três braços.

Grante (2004) aponta que a seleção dos extensômetros deve considerar basicamente a aplicação, além de alguns fatores como o comprimento da grade de medição, o alongamento estático, a voltagem, a condição de deformação dinâmica, a resistência elétrica, a temperatura e as influências do Meio Ambiente. Conforme Young e Budynas (2002) a “evolução de medidores elétricos levou a uma variedade de configurações onde as mudanças na resistência, capacitância ou indutância podem ser relacionadas à deformação e deslocamento”.

Para Silva Gomes e Vaz (2004) os extensômetros de  $350 \Omega$  são frequentemente utilizados na medição de pequenas deformações. A instrumentação utilizada deve ser capaz de detectar uma variação relativa de resistência  $dR/R = 2 \times 10^{-6}$ , isto é  $\epsilon = 10^{-6}$ . Existe no mercado uma variedade enorme de sistemas que utilizam o circuito integrado, portanto a

análise detalhada dos sistemas de amplificação, processamento, leitura e registo de sinais não serão aqui abordadas.

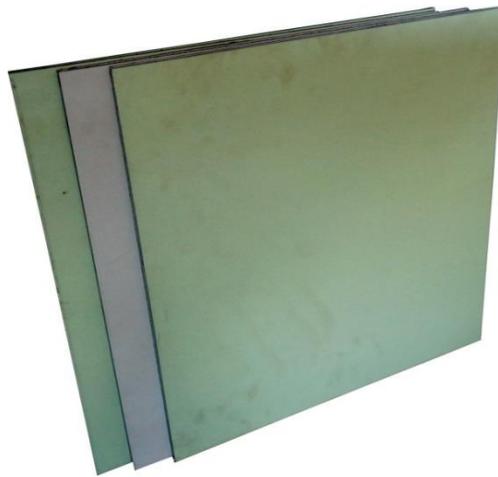
### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 MATERIAIS

##### 3.1.1. As Estruturas Sanduíche

As estruturas sanduíche, Figura 3.1, foram fornecidas pela empresa DMC Metalúrgica Industrial, localizada na cidade de Maringá – PR.

Figura 3.1 – Estruturas Sanduíche utilizadas para validação dos resultados.



Fonte: Autor

As especificações das estruturas sanduíche utilizadas nesse trabalho estão apresentadas na Tabela 3.1. As especificações do adesivo não foram informadas pelo fabricante devido às questões comerciais.

Tabela 3.1 – Especificações das estruturas sanduíche utilizadas na validação dos resultados.

<b>Espessura Nominal</b>	<b>Especificação do Material</b>
3 mm	Duas folhas de rosto de alumínio com 0,3 mm de espessura cada folha, e núcleo de polietileno de alta densidade reciclado com 2,38 mm de espessura, formando uma estrutura híbrida de espessura total de 2,98 mm.
4 mm	Duas folhas de rosto de alumínio com 0,5 mm de espessura cada folha, e núcleo de polietileno de alta densidade reciclado com 3,12 mm de espessura, formando uma estrutura híbrida de espessura total de 4,12 mm.
6 mm	Duas folhas de rosto de alumínio com 0,5 mm de espessura cada folha, e núcleo de polietileno de alta densidade reciclado com 4,68 mm de espessura, formando uma estrutura híbrida de espessura total de 5,68 mm.

Fonte: Autor

### 3.1.2. A Bancada Experimental e os Extensômetros

Os perfis U de aço ASTM-A36 com espessura de 3,75 mm para a montagem da bancada, bem como os parafusos e as porcas, as fitas dupla face e os extensômetros, Figura 3.2, as máquinas de soldagem e de aquisição de dados, foram fornecidas pela empresa Noma do Brasil SA, localizada na cidade de Sarandi – PR.

Figura 3.2 – Extensômetros sobre a bancada experimental.



Fonte: Autor

## 3.2 METODOLOGIA

### 3.2.1. Principais Etapas do Trabalho

As principais etapas do desenvolvimento do trabalho estão apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Principais etapas do trabalho.

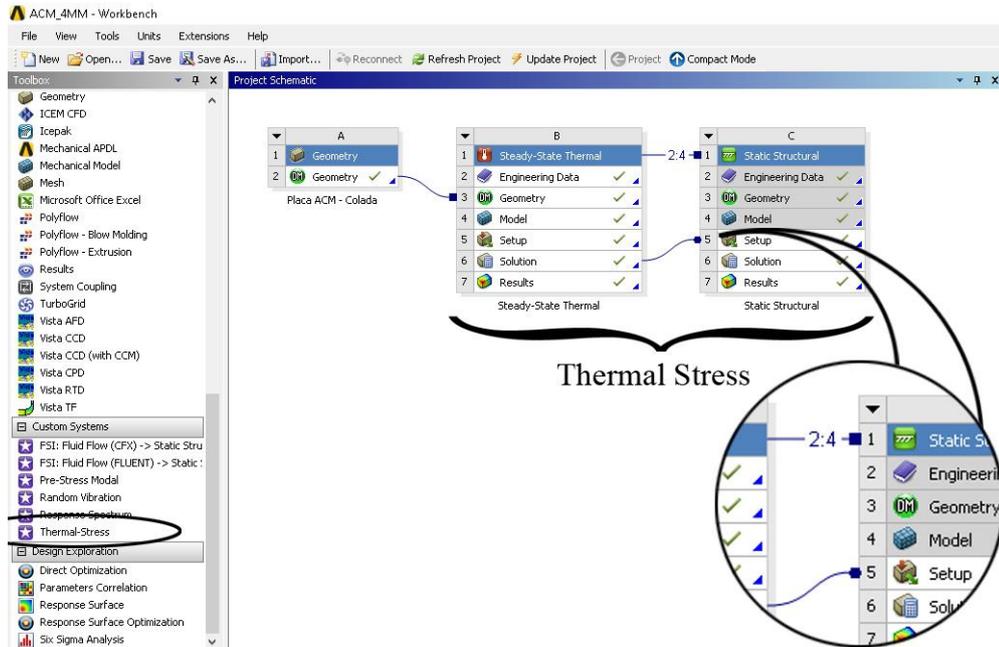
ETAPA	DESCRIÇÃO
1	Definição do tema e realização da pesquisa bibliográfica.
2	Desenvolvimento da simulação computacional.
3	Desenvolvimento da bancada experimental para aquisição dos dados.
4	Aquisição dos materiais e fabricação da bancada experimental.
5	Instalação dos extensômetros nas estruturas sanduíches.
6	Criação dos corpos de prova e realização dos ensaios de tração.
7	Configuração do dispositivo de aquisição de dados e coleta dos dados de temperatura e de deformação.
8	Comparação dos resultados experimentais com a simulação computacional.
9	Ajuste da simulação computacional (caso necessário).
10	Conclusão.

Fonte: Autor

### 3.2.2. Desenvolvimento da Simulação Computacional

A área de trabalho do *ANSYS Workbench 14.5* com o esquema do projeto para cada espessura de estrutura sanduíche e para cada método de fixação está apresentada na Figura 3.3. As análises foram realizadas por meio do modelo *Thermal-Stress*, que é um dos modelos de sistema acoplado predefinidos, disponível na caixa de ferramentas do software.

Figura 3.3 – Área de trabalho do ANSYS Workbench 14.5 – Modelo *Thermal-Stress*.



Fonte: Autor

Cada sistema é constituído por células individuais que apresentam o fluxo de trabalho do projeto e a relação uns com os outros. A ligação com o terminador quadrado (ligação superior) indica que os dois sistemas partilham uma geometria comum. A ligação com o terminador redondo (ligação inferior) indica que os dados da solução do sistema Térmico Estacionário (do inglês, *Steady-State Thermal*) são transferidos como uma carga para a configuração do sistema Estrutural Estático (do inglês, *Static Structural*).

Na célula Dados de Engenharia (do inglês, *Engineering Data*) foram definidos os materiais (1) Alumínio para as folhas de rosto e (2) Polietileno para o núcleo, cujas propriedades estão apresentadas na Tabela 3.3. As propriedades são calculadas por meio da Equação 3.1, criada por Halpin–Tsai, que pode ser usada em uma ampla gama de propriedades elásticas. De acordo com Kaw (2006) a equação é de natureza semi-empírica porque os parâmetros envolvidos possuem significado físico baseado em elasticidade. Ou

seja,  $E_f$  e  $E_m$  são os módulos de elasticidade dos diferentes materiais constituintes, enquanto que  $V_f$  e  $V_m$  correspondem à fração de volume de cada material, portanto  $V_f + V_m = 1$ .

$$E = E_f V_f + E_m V_m \quad [\text{Pa}] \quad (3.1)$$

Tabela 3.3 – Propriedades dos materiais constituintes das estruturas sanduíche utilizadas.

<b>Propriedade</b>	<b>Alumínio</b>	<b>Polietileno</b>
Massa específica (g/cm <sup>3</sup> )	2,70	0,959
Módulo de Elasticidade (GPa)	69	0,715
Coefficiente de Poisson	0,33	0,46
Limite de escoamento (MPa)	215	26,2
Limite de resistência à ruptura (MPa)	310	33,1
Coefficiente linear de expansão térmica 10 <sup>-6</sup> (°C) <sup>-1</sup>	22,3	29
Condutividade térmica (W/m·K)	148	0,48

Fonte: DMC Metalúrgica Industrial

Para caracterizar o comportamento de um sólido elástico linear presume-se que os materiais da folha de rosto e do núcleo sejam ambos isotrópicos. Contudo também são conhecidos os valores dos coeficientes lineares de dilatação térmica, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson. Os valores dos módulos de elasticidade das estruturas foram calculados através dos ensaios de tração, realizados nos corpos de prova do mesmo lote dos materiais analisados na bancada experimental. Os coeficientes lineares de dilatação térmica e o coeficiente de Poisson foram informados pelo fabricante das estruturas sanduíche e estão apresentados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Propriedades informadas pelo fabricante das estruturas sanduíches utilizadas.

<b>Espessura Nominal</b>	<b>Coefficiente de dilatação térmica linear (10<sup>-6</sup>·°C<sup>-1</sup>)</b>	<b>Coefficiente de Poisson</b>
3 mm	25,4	0,40
4 mm	27,4	0,39
6 mm	25,9	0,41

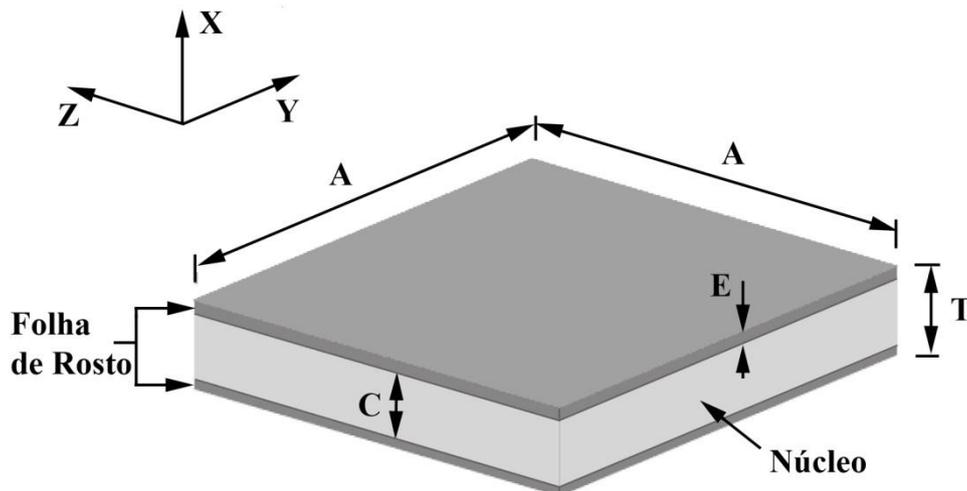
Fonte: DMC Metalúrgica Industrial

As especificações do adesivo que une as folhas de rosto ao núcleo não foram informadas pelo fabricante em virtude dos direitos de propriedade industrial. Contudo, o fabricante garante que o valor da resistência ao “deslocamento” da estrutura sanduíche é superior aos valores das tensões equivalentes de von Mises dos materiais constituintes.

### 3.2.2.1. Desenho Geométrico

As estruturas sanduíche foram desenhadas no aplicativo *ANSYS Design Modeler*, que é um modelador sólido paramétrico projetado para ser usado como editor de geometria de modelos CAD 2D e 3D para pré-processamento de análise de engenharia. O eixo  $X$  corresponde à direção perpendicular às faces das folhas de rosto, ou seja, corresponde à espessura do material, enquanto que os eixos  $Y$  e  $Z$  representam o plano na direção paralela à face externa da folha de rosto das estruturas sanduíches, conforme apresentado na Figura 3.4. As deformações e as tensões equivalentes de von Mises apresentadas no presente trabalho correspondem ao *plano YZ* da face externa da folha de rosto, onde a carga térmica é aplicada no método de elementos finitos e na validação por extensimetria.

Figura 3.4 – Ilustração dos eixos do desenho geométrico da estrutura sanduíche.



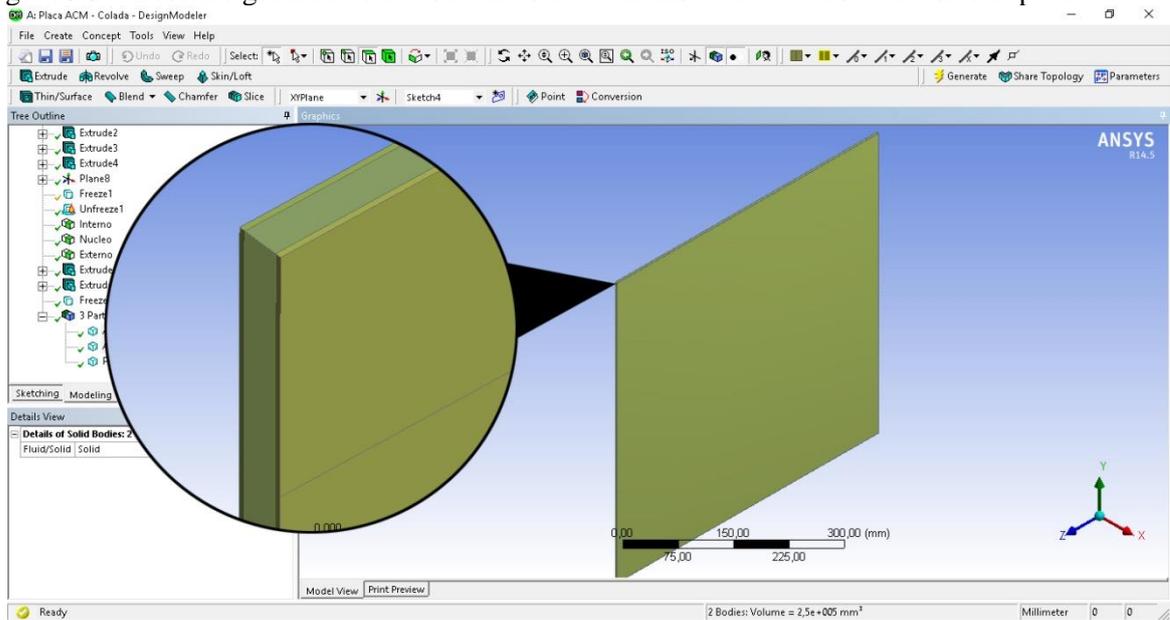
Fonte: Autor

As dimensões de altura e comprimento ( $A$ ) das placas estão conforme os itens 5, 6 e 7 da Tabela 3.6, sendo que para a dimensão de espessura ( $C$  e  $E$ ) os valores utilizados foram conforme Tabela 3.1. Ou seja, os perfis de cada folha de rosto de alumínio foram extrudados separadamente do núcleo de polietileno através da opção *Add Frozen*, pois esse recurso permite controlar as próximas etapas do desenvolvimento sem fundir os corpos criados posteriormente com outros corpos criados anteriormente no modelo, permitindo assim a visualização do histórico na árvore de construção.

Os desenhos das estruturas sanduíche instalada através de adesivo dupla face, Figura 3.5, foram criados de forma similar aos desenhos às estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca, Figura 3.6. Nas estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca é

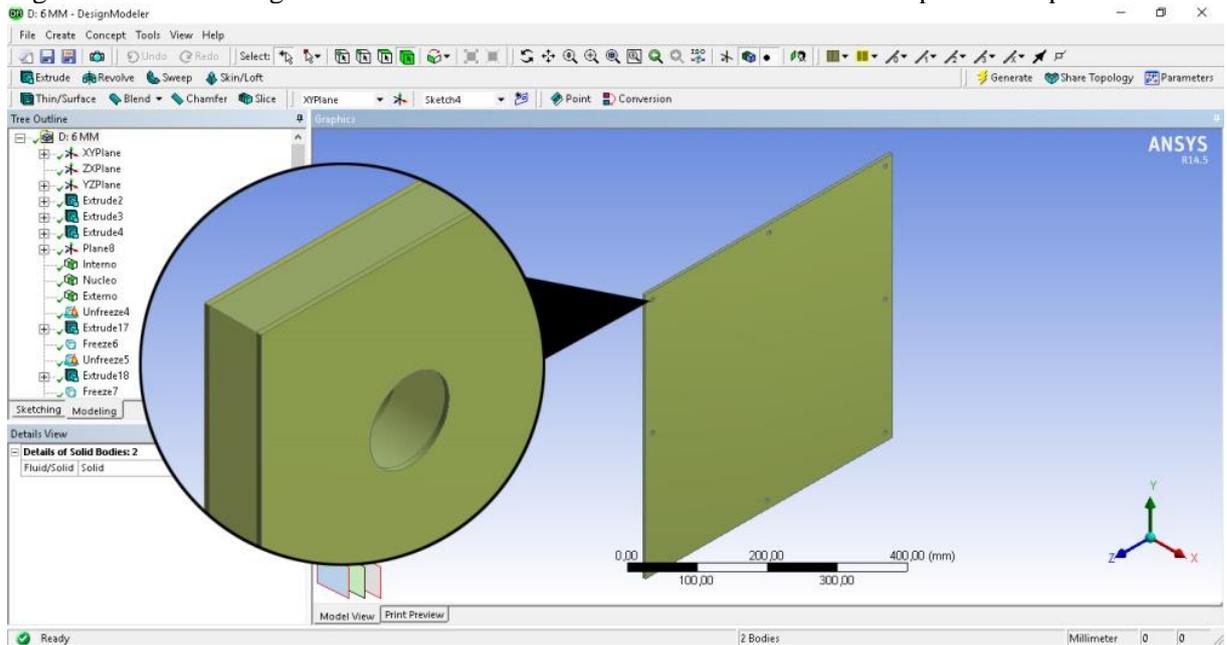
utilizada a opção *Cut Material*, que criou os furos passantes na direção da espessura do material, enquanto que nas estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face é necessário utilizar o recurso *Imprint Faces*, que imprime um esboço específico sobre a face do corpo ativo do modelo, ou seja, é utilizado para identificar o local onde o adesivo dupla face é colado na folha de rosto interna. Esse recurso é bastante conveniente, pois não remove material e nem divide os corpos como é o caso da opção *Slice Material*.

Figura 3.5 – Desenho geométrico da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face.



Fonte: Autor

Figura 3.6 – Desenho geométrico da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca.



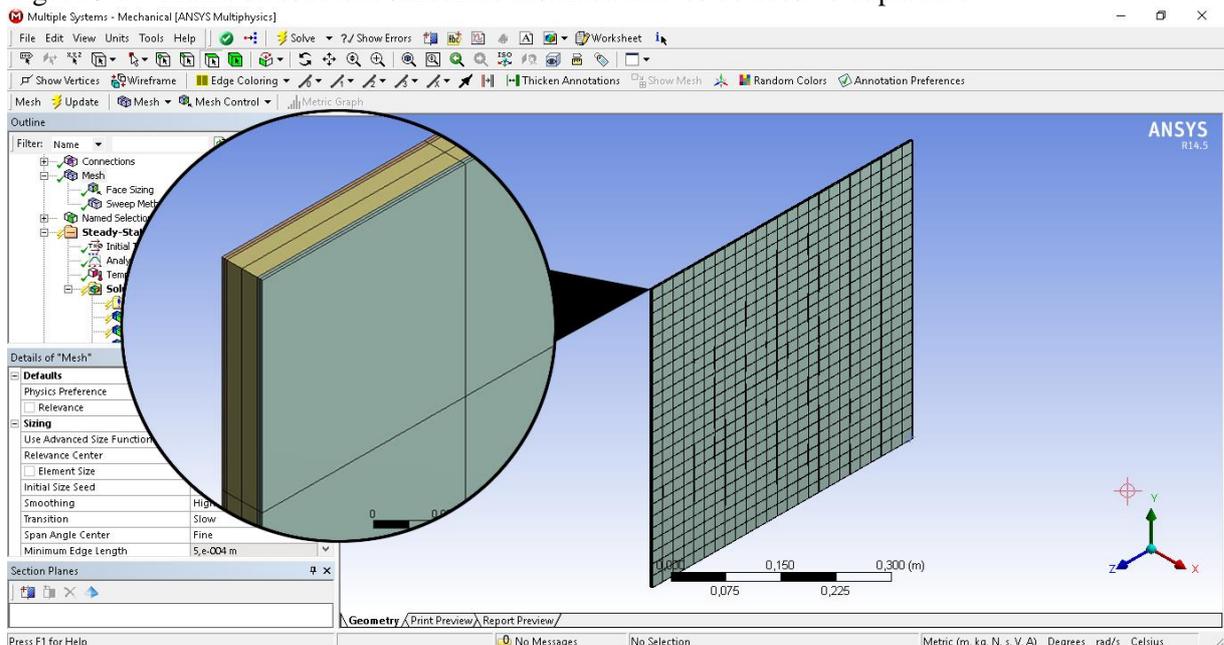
Fonte: Autor

### 3.2.2.2. Construção da Malha

As malhas das estruturas sanduíche foram geradas no aplicativo *ANSYS Meshing*, cuja preferência física é definida com base no tipo de sistema que está sendo editado, ou seja, é utilizada a preferência de Física Mecânica. A opção de relevância permite indicar uma preferência para soluções de alta velocidade (-100) ou alta precisão (+100), portanto é definido em termos intermediários de precisão, ou seja, com +40. O centro de relevância e a extensão do ângulo do centro foram ambos configurados como: (a) grosseiro nas estruturas aparafusadas com espessura nominal de 4 mm e 6 mm, (b) como médio nas estruturas aparafusadas de espessura nominal de 3 mm e (c) como fino nas estruturas coladas, para obter um resultado mais preciso.

**Nas estruturas coladas:** Figura 3.7, as 12 faces que formam as 4 bordas da estrutura sanduíche é inserido o *face sizing* com comportamento rígido e o tamanho do elemento é determinado em 0,02 m. Esse tamanho gera elementos cujas bordas coincidem com as bordas do adesivo, facilitando posteriormente determinar as condições de contorno do sistema estrutural. O método *Sweep* é adicionado em todos os corpos da estrutura sanduíche com a seleção *Automatic Thin*. Para forçar a criação da malha com elementos hexagonais a opção *Free Face Mesh Type* é configurada para *All Quad* e o número de divisões do *Sweep* é configurado para 2. A opção selecionada para o elemento é *Solid*.

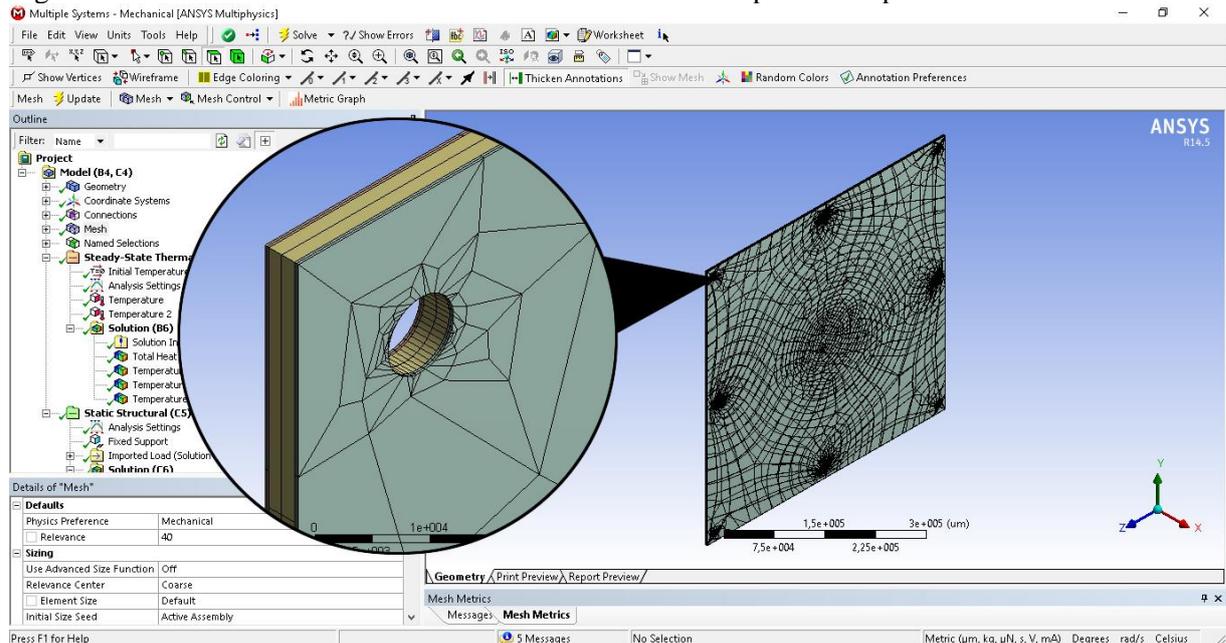
Figura 3.7 – Malha da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face.



Fonte: Autor

**Nas estruturas aparafusadas:** Figura 3.8, o tamanho do elemento é mantido na opção padrão para que o programa controle a geração da malha, criando elementos de menor tamanho na região do suporte fixo, ou seja, nos furos da placa. O método *Sweep* é adicionado em todos os corpos da estrutura sanduíche com a seleção *Automatic Thin*. A opção *Free Face Mesh Type* é configurada para *Quad/Tri* e o número de divisões do *Sweep* é configurado para 2. A opção selecionada para o elemento é *Solid*.

Figura 3.8 – Malha da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca.



Fonte: Autor

### 3.2.2.3. Condições de Contorno

No *Ansys Multiphysics (Mechanical)* foram realizadas as atribuições dos materiais das estruturas sanduíches nos respectivos corpos dos modelos geométricos criados e o comportamento de rigidez é mantido nos valores padrões, ou seja, comportamento flexível.

No sistema térmico estacionário a temperatura inicial é configurada em 18 °C, assim como medido na folha de rosto interna da estrutura sanduíche instalada na bancada. A carga de temperatura é adicionada na face externa da folha de rosto (escopo da geometria), cujos valores de magnitude para cada uma das 17 análises realizadas estão apresentados na Tabela 3.5. Esses valores de magnitude também são medidos pelos termopares instalados nas folhas de rosto externas da bancada experimental.

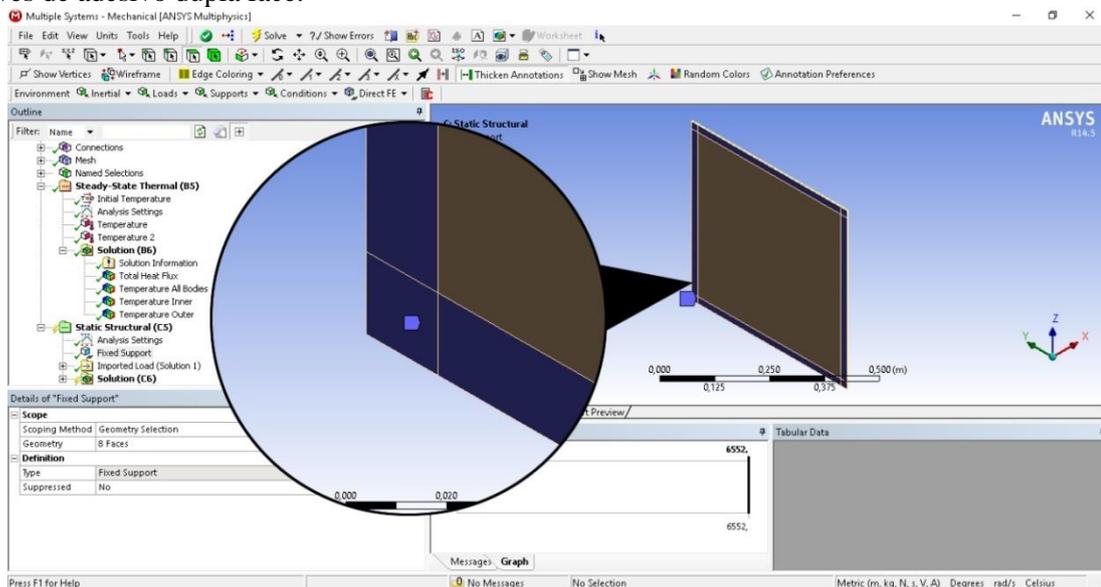
Tabela 3.5 – Valor da temperatura adicionada na face externa da folha de rosto em cada análise realizada.

Análise	Temperatura (°C)	Análise	Temperatura (°C)
1	19	10	28
2	20	11	29
3	21	12	30
4	22	13	31
5	23	14	32
6	24	15	33
7	25	16	34
8	26	17	35
9	27		

Fonte: Autor

No sistema estrutural estático a temperatura ambiente também é configurada da mesma forma que o sistema térmico estacionário, ou seja, com temperatura inicial de 18 °C. Nas estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face, Figura 3.9, é inserido um suporte fixo nas 8 faces correspondentes à região fixada pelo adesivo.

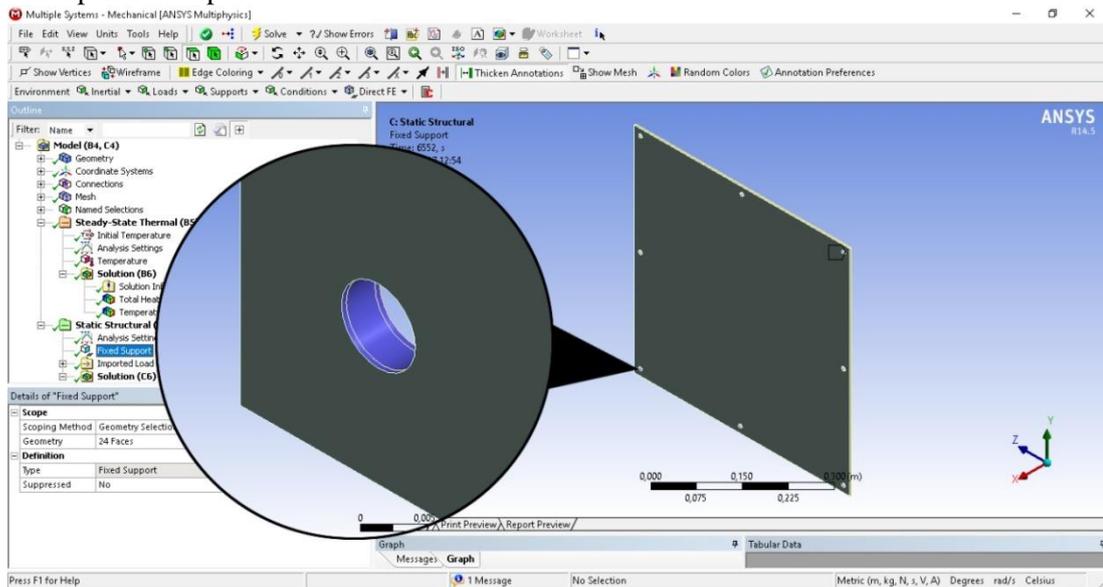
Figura 3.9 – Condições de contorno do sistema estrutural estático da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face.



Fonte: Autor

Nas estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca, Figura 3.10, é inserido um suporte fixo nas 24 faces correspondentes à região fixada pelo parafuso. As cargas térmicas dos sistemas estruturais estático foram importadas das soluções dos sistemas térmicos estacionários. As demais configurações das condições de contorno não informadas nesta seção mantiveram os valores das configurações padrão do software.

Figura 3.10 – Condições de contorno do sistema estrutural estático da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca.



Fonte: Autor

#### 3.2.2.4. Solução do Problema

Todos os sistemas foram solucionados através do solucionador *Mechanical ANSYS Parametric Design Language* (MAPDL) que faz parte do pacote comercial do *ANSYS Workbench 14.5*.

#### 3.2.2.5. Visualização dos Resultados

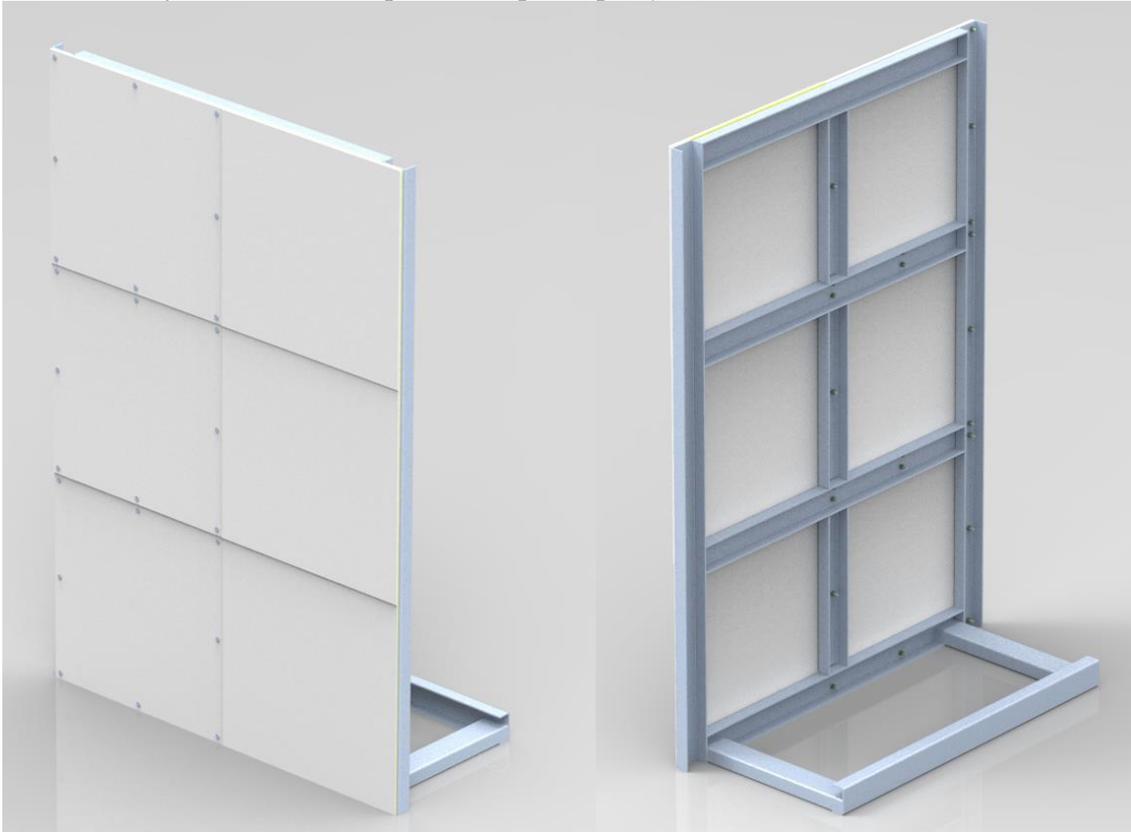
Os resultados das análises do MEF, no que diz respeito às deformações e às tensões para todas as estruturas sanduíche instaladas tanto através de parafuso e porca como através de adesivo dupla face, são visualizados por meio da célula de resultados do sistema selecionado, ou seja, para o presente trabalho através da célula correspondente aos resultados do sistema estrutural estático.

#### 3.2.3. Montagem da Bancada Experimental

O projeto do conjunto da bancada experimental para a aquisição de dados está apresentado na Figura 3.11. A estrutura da bancada é concebida em aço estrutural ASTM-A36 com espessura de 3,75 mm e a fixação das estruturas sanduíches na bancada foram realizadas

de duas formas: (1) através de parafusos M6 de aço inoxidável de cabeça chata DIN 7991 e porca autotravantes com inserto de nylon, DIN 985 e (2) através de fita adesiva dupla face da marca 3M, modelo VHB 4960 com 19 mm de espessura e 20 mm de largura.

Figura 3.11 – Projeto da bancada experimental para aquisição de dados.



Fonte: Autor

A lista dos materiais que formam o conjunto da bancada experimental está apresentada na Tabela 3.6. Os desenhos completos do conjunto e dos componentes do conjunto estão apresentados no APÊNDICE A. Cada desenho é composto de um código, a quantidade de peças utilizadas na bancada e a descrição de cada código. O código serve para melhor identificação dos desenhos e posição na montagem, por exemplo, a estrutura sanduíche com 3 mm de espessura nominal possui o código 005.

Tabela 3.6 – Lista dos materiais que formam o conjunto da bancada experimental.

<b>CÓDIGO</b>	<b>QTDE</b>	<b>DESCRIÇÃO</b>
001	2	PERFIL U 3,75X30X60X1500 MM
002	2	PERFIL U 3,75X30X60X395 MM
003	3	PERFIL U 3,75X30X60X430 MM
004	5	PERFIL U 3,75X30X60X875 MM
005	2	PLACA ACM 3X500X500 MM
006	2	PLACA ACM 4X500X500 MM
007	2	PLACA ACM 6X500X500 MM
008	24	PF INOX CAB CHATA SX INT M6X20X1 MM
009	24	PO SX INS/NY CL 8 DIN985 M6X1,0 MM
010	2	FITA DUPLA FACE VHB 4960 19X1500 MM
011	6	FITA DUPLA FACE VHB 4960 19X460 MM

Fonte: Autor

Os perfis U foram construídos através de processos de corte e dobra. Ambas as máquinas de corte a laser e dobradeira possuem comando numérico computadorizado (CNC). A união dos perfis é realizada através do processo de soldagem GMAW (MAG), com as seguintes especificações: corrente elétrica de 185 A, voltagem de 25 V e gás de proteção com 75 % de argônio e 25 % de CO<sub>2</sub>, com vazão de 15 l/min. O consumível é classificado com o código ER70S-6 e a soldagem é realizada em temperatura de 18 °C. Conforme Veiga (2011) a posição de soldagem é designada pela ASME (American Society of Mechanical Engineers) por meio de um dígito seguido de uma letra. De acordo com Marques *et al.* (2009) a soldagem de todas as juntas de canto é realizada nas posições 2F (posição horizontal plana) e 3G (posição vertical descendente).

#### **3.2.4. Colagem dos Extensômetros**

Os extensômetros para a validação da simulação computacional foram instalados no centro de cada folha de rosto externa, conforme apresentado no APÊNDICE B. Portanto correspondem aos valores apresentados no *plano YZ* da simulação computacional. O *eixo Y* da estrutura corresponde ao extensômetro do grid (#3) da roseta e o *eixo Z* da estrutura corresponde ao extensômetro do grid (#1) da roseta. Os cálculos foram realizados através do software StrainSmart, disponibilizado pelo fabricante dos extensômetros e com base na nota técnica TN-515 (2017).

Para o procedimento de colagem dos extensômetros nas estruturas sanduíche foram necessários os seguintes materiais adicionais:

- Lixa de granulometria 220 e 400;
- Tesoura, Estilete e Luvas;
- Fita adesiva transparente - largura 20 e 50 mm;
- Fita “Silver Tape” e Fita Crepe;
- Gaze, Algodão e Cotonetes;
- Placa de vidro - 5x100x150 mm.

Os 10 passos do procedimento apresentado no Quadro 3.1 servem de guia para a instalação de extensômetros em estruturas sanduíche com folhas de rosto de alumínio:

Quadro 3.1 – Procedimento para instalação de extensômetros em estruturas sanduíches com folhas de rosto de alumínio.

<b>Etapa do procedimento:</b>	<b>Imagem / Auxílio:</b>
<p>1. É verificada a planicidade da região de aplicação e borrifado o desengraxante CSM-2 em quantidade suficiente para cobrir a superfície a ser lixada.</p> <p>Obs.: Feito em uma região de aproximadamente 60x60 mm.</p>	
<p>2. A pintura é removida inicialmente com a lixa com granulagem 220. Em movimentos de vai-e-vem na vertical e posteriormente na horizontal é repetido o processo aplicando três a quatro gotas do condicionador de limpeza MCA-1 em cada etapa. O mesmo procedimento é realizado com a lixa de menor granulometria.</p>	

Continua...

Etapa do procedimento:	Imagem / Auxílio:
<p>3. Com a pintura removida e a região visivelmente plana, polida e sem arranhões, é aplicado 10 gotas do neutralizador de limpeza MN5A-1 em uma gaze e fixado no centro da região lixada com fita crepe.</p>	
<p>4. Com um cotonete a lâmina de vidro é limpa, retirado o extensômetro da embalagem e posicionado cuidadosamente sobre o vidro. A fita adesiva transparente de 20 mm é colada no sentido da fiação, observando o alinhamento.</p>	
<p>5. Os cabos elétricos foram fixados com a fita “Silver Tape” para garantia de que não se movimentassem durante o ensaio.</p> <p>6. O catalizador C (líquido azul) é pincelado no extensômetro.</p> <p>7. É aplicado três gotas do adesivo M-BOND 200 e pressionado com a gaze por dois minutos.</p>	

Continua...

Etapa do procedimento:	Imagem / Auxílio:
<p>8. A fita adesiva é retirada, observando com cautela se o extensômetro ficou bem aderido à superfície.</p>	
<p>9. Uma área ao redor do extensômetro é envolvida com fita crepe, e aplicado protetor M-COAT A.</p> <p>10. Após um período de secagem de duas horas as fitas foram removidas.</p>	
<p>11. É realizada a conferência da resistência em todos os fios dos extensômetros que apresentaram a resistência de <math>350 \pm 3 \Omega</math>. A conferência é verificada entre os cabos e entre os cabos e a estrutura sanduíche.</p> <p>Obs.: Caso algum extensômetro não apresentar a resistência especificada na embalagem, o mesmo deve ser removido e descartado e repetido todo o procedimento para um novo extensômetro.</p>	

Continua...

Etapa do procedimento:	Imagem / Auxílio:
12. Realizado as conexões de entrada do dispositivo de aquisição de dados conectando os plugues RJ45 de 8 pinos conforme mostrado na Figura 3.5.	

Fonte: Autor

### 3.2.5. Construção do Sistema de Aquecimento

A montagem completa da bancada experimental é posicionada no centro de uma sala de 12 m<sup>2</sup> e o campo de temperatura atuante sobre a face da estrutura é gerado por meio de dois aquecedores elétricos da marca MONDIAL, com 1500 W cada. Os aquecedores foram posicionados a uma distância de 2 metros da estrutura e posicionado horizontalmente a 45°, de forma que houvesse incidência indireta do fluxo de calor. O layout completo da sala com a bancada e o sistema de aquecimento está apresentado no APÊNDICE C.

Para o isolamento da bancada experimental, das faces internas e das bordas das estruturas sanduíche é utilizada uma manta térmica da marca THERMAX<sup>®</sup>, Figura 3.12, fabricada com lã de rocha. De acordo com o fabricante ROCK FIBRAS (2017), a manta possui 75 mm de espessura, densidade de 80 kg/m<sup>3</sup> e condutividade térmica inferior a 0,04 kcal/m.h.°C para temperaturas de operação abaixo de 100 °C, que é a temperatura de operação do presente trabalho. Os termopares são instalados no centro das faces internas das folhas de rosto para realização das medições das temperaturas. Nas faces externas, os termopares foram instalados no lado direito dos extensômetros. A exposição de uma das faces da folha de rosto produzirá a gradiente de temperatura desejada ao longo da espessura das estruturas sanduíche.

Figura 3.12 – Bancada experimental isolada termicamente com uma manta fabricada com lã de rocha.



Fonte: Autor

### 3.2.6. Ensaio de Tração

Os ensaios de tração dos corpos de prova das estruturas sanduíches foram realizados em uma máquina universal de ensaios EMIC DL10000, com uma célula de carga de 5 kN, de acordo com a norma ASTM E8/E8M que determina o método de ensaio de tração de materiais metálicos sob qualquer forma, à temperatura ambiente (considerada de 10 a 38 °C). O corpo de prova é usinado conforme os tamanhos da amostra reduzida, mostrado na Figura 3.13. Os valores apresentados nos resultados correspondem ao cálculo da média de 10 corpos de prova ensaiados para cada espessura. A velocidade de avanço do pistão da máquina é de 20 mm/min, com temperatura de 23 °C.

Figura 3.13 – Amostra de tamanho reduzido conforme norma ASTM E8/E8M para ensaio de tração.

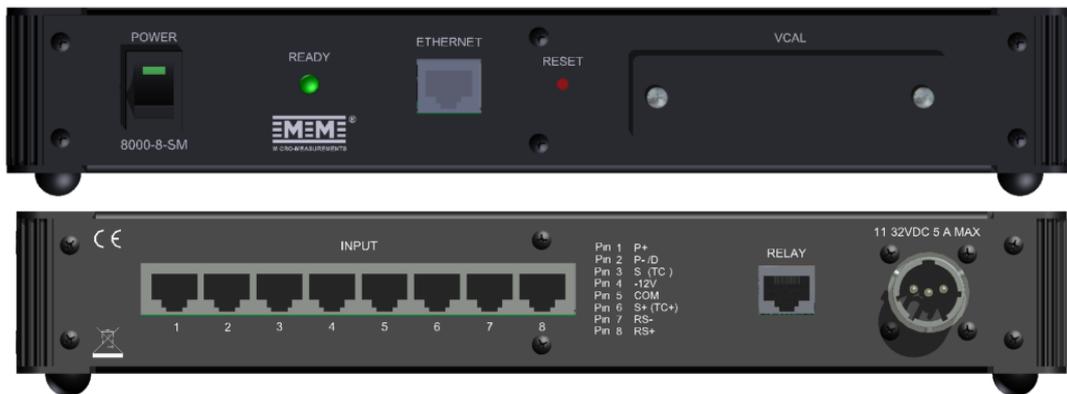


Fonte: Autor

### 3.2.7. Dispositivo de Aquisição De Dados

Os dados de temperatura e de deformação da superfície das estruturas sanduíches foram extraídos a partir de um dispositivo de aquisição de dados da marca Micro-Measurements, modelo 8000-8-SM, que possui 8 canais que podem ser configurados para sinais de entrada de extensômetro e/ou termopares. O dispositivo de aquisição de dados, Figura 3.14, se comunica com um computador pessoal (PC) através de uma conexão Ethernet e possui um processador de sinal digital moderno que utiliza filtros de fase múltipla de Resposta de Impulso Finito (do inglês *Finite Impulse Response* - FIR) que garantem maior precisão.

Figura 3.14 – Dispositivo de aquisição de dados modelo 8000-8-SM da marca Micro-Measurements.



Fonte: Autor

Os extensômetros utilizados são do tipo roseta de plano único retangulares de 45° de uso geral. A resistência nominal é de 350  $\Omega$  para reduzir a geração de calor para melhorar as relações sinal/ruído no circuito de medição. A resolução é de 0,5  $\mu\epsilon$  para um fator de sensibilidade de 2 (0,25  $\mu\text{V}/\text{V}$ ). Os calibres são de *constantan* encapsulados com poliuretano e cabos prontos para uso em ambientes entre -50 °C a +80 °C. Na extremidade oposta aos extensômetros foram instalados conectores modulares RJ45 de oito pinos e as conexões necessárias para os três fios foram instaladas conforme mostrado na Figura 3.15, formando dentro do dispositivo de aquisição de dados um circuito de *um quarto de ponte de Wheatstone*.

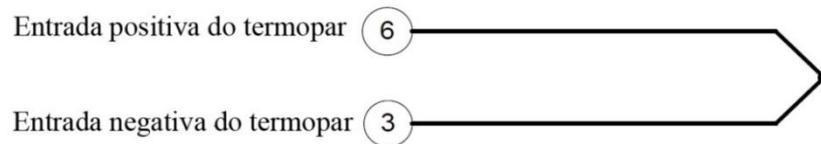
Figura 3.15 – Circuito básico de entrada do sinal para um extensômetro de três fios para um quarto de ponte de Wheatstone.



Fonte: Autor

O termopar utilizado é do tipo K (*Cromel/Alumel*). As conexões de entrada do termopar foram feitas através do conector RJ45 de 8 pinos no painel traseiro. A disposição e funções dos terminais de entrada são mostradas na Figura 3.16. O *hardware* em conjunto com o *firmware* do dispositivo de aquisição de dados fornece compensação de junção fria, ou seja, realizam a compensação de erros na medição da temperatura da extremidade do termopar.

Figura 3.16 – Circuito básico de entrada do sinal do termopar.



Fonte: Autor

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse trabalho, os resultados de temperatura devido ao fluxo de calor radiante e convectivo não são considerados. Considerando que o principal objetivo do presente trabalho é analisar as tensões térmicas em placas planas de compósito tipo sanduíche, o fluxo de calor considerado é o condutivo. Nenhuma carga mecânica foi aplicada, portanto a tensão térmica pode ser expressa de acordo com a Equação 2.23, por conveniência aqui repetida:

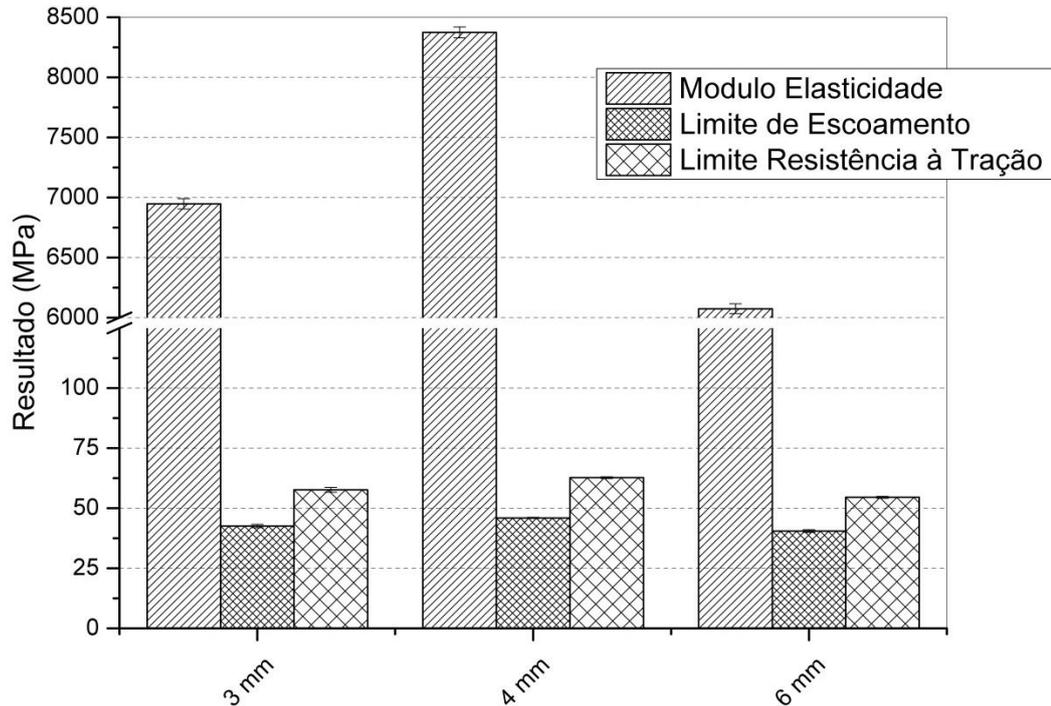
$$\sigma = E(\varepsilon - \alpha\Delta T) \quad (2.23)$$

em que  $E$  é o módulo de Young,  $\varepsilon$  é a deformação,  $\alpha$  é o coeficiente linear de dilatação térmica,  $\Delta T$  é a variação de temperatura e  $\sigma$  é a tensão térmica, ou seja, o resultado da restrição existente à expansão térmica produzida pela mudança de temperatura..

### 4.1 ENSAIOS DE TRAÇÃO

Os resultados dos ensaios de tração das estruturas sanduíches estão apresentados na Figura 4.1. O valor do módulo de elasticidade na estrutura sanduíche com espessura nominal de 3 mm foi de 6,95 GPa, enquanto que nas estruturas com espessura nominal de 4 e 6 mm foram de 8,37 GPa e 6,07 GPa, respectivamente. O valor do limite de escoamento da estrutura com espessura nominal de 4 mm foi superior às demais estruturas, atingindo 45,9 MPa, enquanto que o limite de escoamento das estruturas com espessura nominal de 3 e 6 mm foram 42,6 MPa e 40,5 MPa, respectivamente. Contudo, os limites de resistência à tração foram 57,6 MPa, 62,7 MPa e 54,6 MPa para as estruturas com espessura nominal de 3, 4 e 6 mm, respectivamente. Os valores dos módulos de elasticidade e os valores dos limites de escoamento das estruturas sanduíches foram utilizados na configuração dos parâmetros necessários para a coleta dos dados experimentais de deformação através da extensimetria.

Figura 4.1 – Módulo de elasticidade, limite de escoamento e limite de resistência à tração das estruturas sanduíche analisadas.



Fonte: Autor

## 4.2 AVALIAÇÃO DA QUALIDADE DA MALHA

### 4.2.1. Malha das Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Adesivo Dupla Face

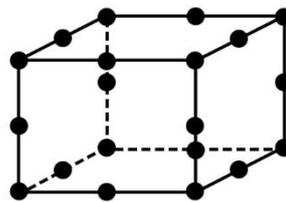
A qualidade das malhas das estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face foi avaliada pela métrica *Skewness* e os valores estão apresentados na Tabela 4.1. De acordo com as faixas de valores de assimetria apresentadas na Tabela 2.2, todos os elementos criados para esse método de fixação possuem qualidade excelente. Todos os elementos gerados na malha foram do tipo Hex20, uma vez que foram utilizadas as mesmas configurações nas diferentes espessuras. Para Krysl (2010), no hexaedro quadrático Hex20, os nós associados às funções de base estão localizados nos cantos e nos pontos médios das arestas: ver Figura 4.2; oito cantos mais os pontos médios de 12 bordas dão 20 funções de base. A quantidade de elementos e de nós gerados na malha foram os mesmos, variando apenas a espessura de cada elemento criado. A quantidade gerada de nós foi 21840 enquanto que a quantidade gerada de elementos foi 3750.

Tabela 4.1 – Qualidade da malha das diferentes estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face - Métrica *Skewness*.

<b>Espessura Nominal</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Média</b>	<b>Desvio Padrão</b>
3 mm	1,305729E-10	2,468860E-02	3,677396E-03	4,735092E-03
4 mm	1,305729E-10	2,468860E-02	3,677396E-03	4,735092E-03
6 mm	1,305729E-10	2,702967E-02	3,514442E-03	4,785179E-03

Fonte: Autor

Figura 4.2 – Elemento do tipo Hex20 gerado na malha das estruturas sanduíches instaladas através de adesivo dupla face.



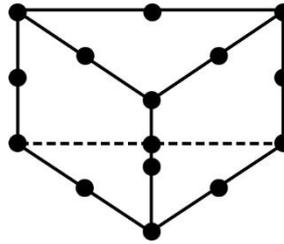
Fonte: adaptado de Martins e Kövesdy (2012)

Os gráficos de Pareto das avaliações das qualidades das malhas das estruturas sanduíche instalada através de adesivo dupla face estão apresentados no APÊNDICE D. Comparando os três gráficos de Pareto pode-se observar uma proporcionalidade da assimetria das malhas geradas nas diferentes espessuras, o que é bastante satisfatório do ponto de vista da análise comparativa.

#### 4.2.2. Malha das Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Parafuso e Porca

A qualidade das malhas das estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca também foi avaliada pela métrica *Skewness* e os valores estão apresentados na Tabela 4.2. De acordo com as faixas de valores de assimetria apresentadas na Tabela 2.2, grande maioria dos elementos gerados para esse método de fixação possuem qualidade excelente, seguido de uma parcela significativa de elementos gerados com qualidade boa. Todos os elementos gerados na malha foram do tipo Hex20 e Wed15. Martins e Kövesdy (2012) apresentam o elemento prismático Wed15, onde os nós associados às funções de base estão localizados nos cantos e nos pontos médios das arestas: ver Figura 4.3; seis cantos mais os pontos médios de 9 bordas dão 15 funções de base.

Figura 4.3 – Elemento do tipo Wed15 gerado na malha das estruturas sanduíches instaladas através de parafuso e porca.



Fonte: adaptado de Martins e Kövesdy (2012)

Tabela 4.2 – Qualidade da malha das diferentes estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca - Métrica *Skewness*.

<b>Espessura Nominal</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Média</b>	<b>Desvio Padrão</b>
3 mm	7,105008E-03	0,968904	0,259193	0,179458
4 mm	9,482414E-03	0,990566	0,402316	0,237787
6 mm	1,346378E-02	0,991608	0,401843	0,237125

Fonte: Autor

A quantidade de nós e de elementos gerados na malha da estrutura sanduíche com 6 mm de espessura nominal foi 48989 e 8308, respectivamente, enquanto que a quantidade gerada de nós e de elementos da estrutura com 4 mm de espessura nominal foi de 48998 e 8314, respectivamente. A estrutura com 3 mm de espessura nominal gerou uma maior quantidade de nós e de elementos, sendo 108963 e 18968, respectivamente, requerendo maior desempenho computacional para a solução da análise de tensões.

Os gráficos de Pareto das avaliações das qualidades das malhas das estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face estão apresentados no APÊNDICE E. Comparando os três gráficos de Pareto pode-se observar uma proporcionalidade da assimetria das malhas geradas nas diferentes espessuras, o que permite alcançar uma maior precisão nos resultados de uma análise comparativa.

### 4.3 ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL

Todas as estruturas sanduíches foram analisadas com variação de temperatura de 17 °C, conforme apresentado na metodologia do trabalho, sendo a temperatura inicial 18 °C e a temperatura final 35 °C. Por conveniência, reitera-se que o eixo *X* corresponde à direção

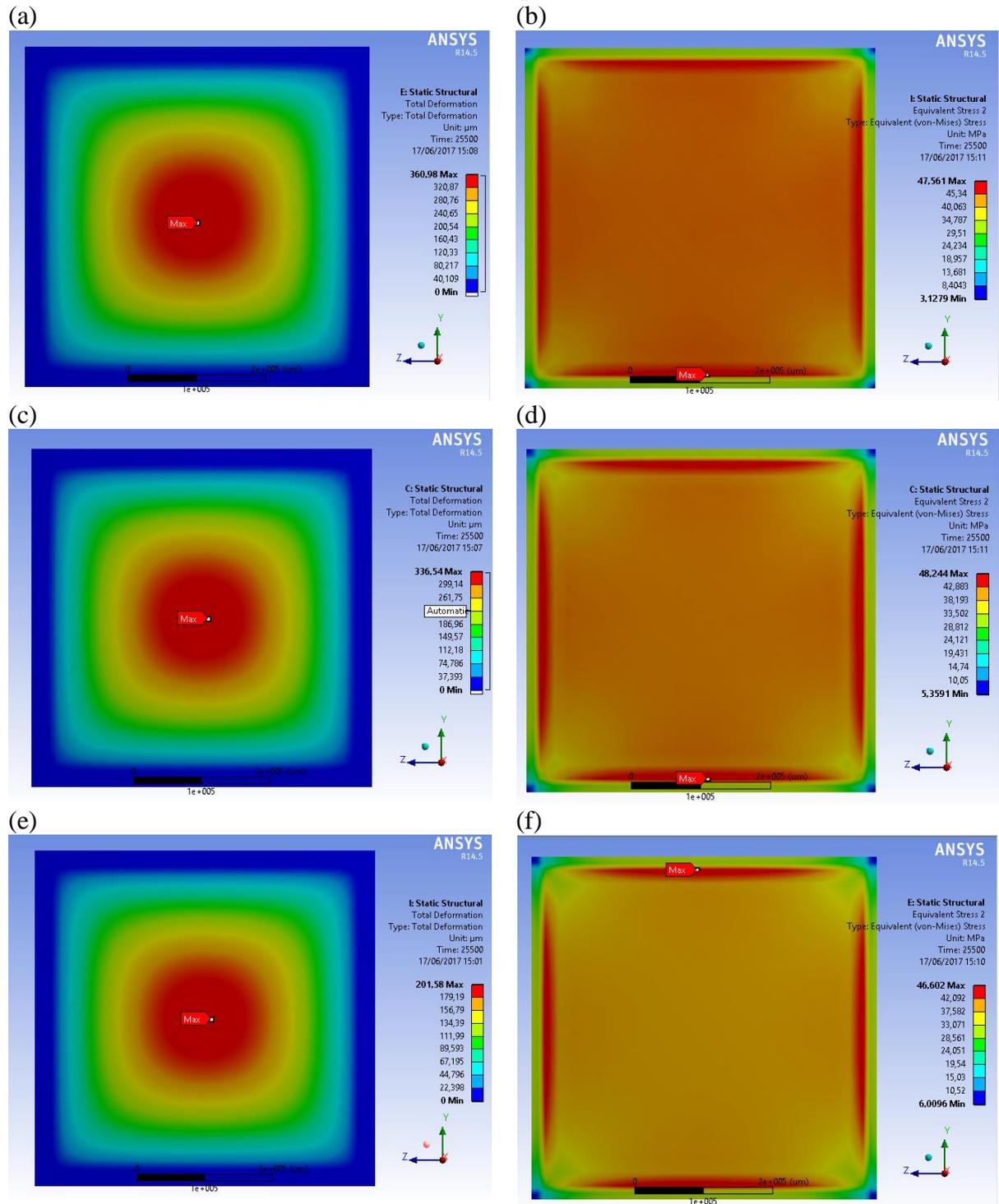
perpendicular às faces das folhas de rosto, ou seja, corresponde à espessura do material, enquanto que os eixos *Y* e *Z* representam o plano na direção paralela à face externa da folha de rosto das estruturas sanduíches. As deformações e as tensões equivalentes de von Mises apresentadas no presente trabalho correspondem ao *plano YZ* da face externa da folha de rosto, onde a carga térmica foi aplicada.

#### **4.3.1. Resultados das Análises de MEF das Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Adesivo Dupla Face**

Os resultados das análises de MEF das deformações totais e das tensões equivalentes de von Mises para todas as estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face estão apresentados na Figura 4.4. Todas as estruturas possuem a maior deformação no ponto mais distante do suporte, ou seja, no centro da estrutura. No entanto as maiores tensões equivalentes ocorreram nos vértices dos suportes devido à maior resistência ao deslocamento nesses pontos, assim como também é relatado por Chen e Chan (1990) e por Rastogi *et al.* (1998). Dentre as estruturas coladas a maior deformação ocorreu na estrutura com espessura nominal de 6 mm, cujo valor é 306,83  $\mu\text{m}$ , seguido da estrutura com espessura nominal de 4 mm com 286,06  $\mu\text{m}$  e da estrutura com espessura nominal de 3 mm com 171,35  $\mu\text{m}$ . Contudo, a maior tensão equivalente de von Mises ocorreu na estrutura com espessura nominal de 4 mm, cujo valor é 41,01 MPa, seguido da estrutura com espessura nominal de 3 mm com 40,43 MPa e da estrutura com espessura nominal de 6 mm com 39,61 MPa.

A diferença encontrada entre a maior deformação e a maior tensão equivalente pode ser atribuída aos diferentes percentuais de área entre os materiais constituintes, pois à medida que o núcleo começa a ceder, a carga começa a ser transferida para a folha de rosto, assim como descrito por Akour e Maaitah (2010). A estrutura com espessura nominal de 4 mm é a estrutura que possui o maior percentual de área de folha de rosto em relação ao núcleo, com 24,3 %, seguido da estrutura com espessura nominal de 3 mm com 20,1 % e da estrutura com espessura nominal de 6 mm com 17,6 %. Essa relação também é encontrada nos ensaios de tração, onde o módulo de elasticidade da ES6 < ES3 < ES4, indicando que o material mais macio é o que transfere mais carga para a folha de rosto.

Figura 4.4 – Resultados da análise de MEF para as deformações e tensões de von Mises para todas as estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face.

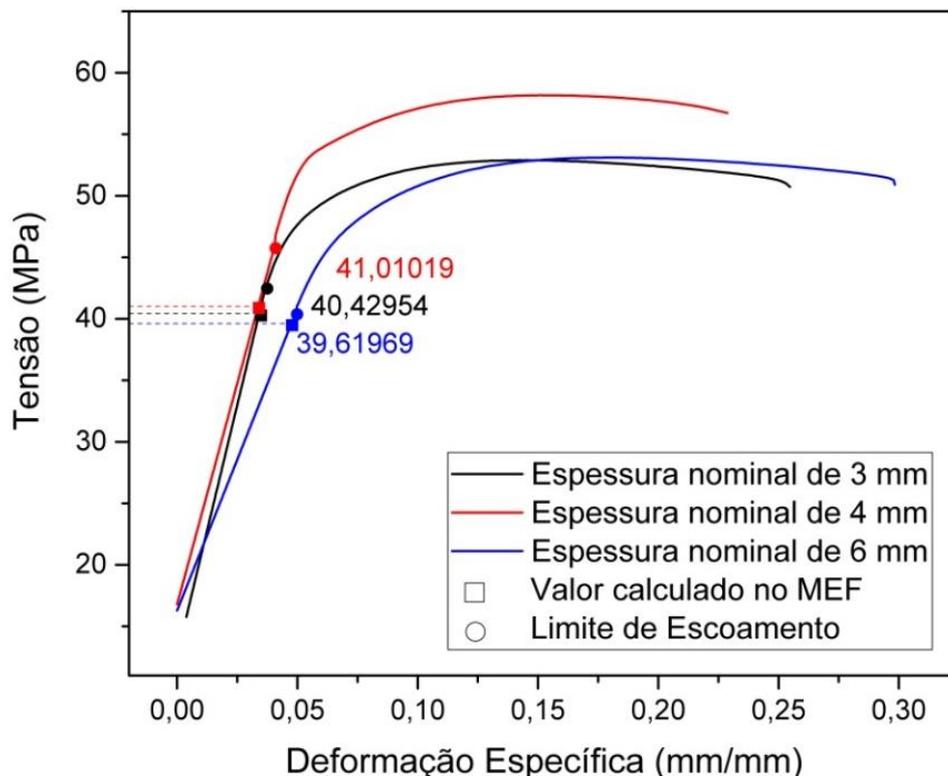


Legenda: (a) Deformação total da estrutura com espessura nominal de 6 mm. (b) Tensão equivalente de von Mises da estrutura com espessura nominal de 6 mm. (c) Deformação total da estrutura com espessura nominal de 4 mm. (d) Tensão equivalente de von Mises da estrutura com espessura nominal de 4 mm. (e) Deformação total da estrutura com espessura nominal de 3 mm. (f) Tensão equivalente de von Mises da estrutura com espessura nominal de 3 mm.

Fonte: Autor

Os valores das deformações e das tensões equivalentes de von Mises calculadas pelo MEF foram correlacionados com os resultados dos ensaios de tração e estão apresentados na Figura 4.5. Os resultados das tensões térmicas encontrados no MEF para todas as estruturas coladas são inferiores aos limites de escoamento dos materiais, apresentados nos ensaios de tração, portanto pode-se afirmar que as deformações ocorreram somente no regime elástico do material e não houve deformação permanente, portanto, a Equação 2.23 pode ser utilizada para esse método de fixação com essa determinada variação de temperatura.

Figura 4.5 – Correlação entre os resultados das deformações e tensões equivalentes de von Mises calculados pelo MEF e os resultados dos ensaios de tração.



Fonte: Autor

No Quadro 4.1 estão apresentados os valores da evolução das deformações e das tensões equivalentes de von Mises calculadas pelo MEF para as estruturas coladas, considerando cada acréscimo de grau de temperatura a partir da temperatura inicial até a temperatura final.

Quadro 4.1 – Valores da evolução das deformações e das tensões térmicas calculadas pelo MEF para todas as estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face.

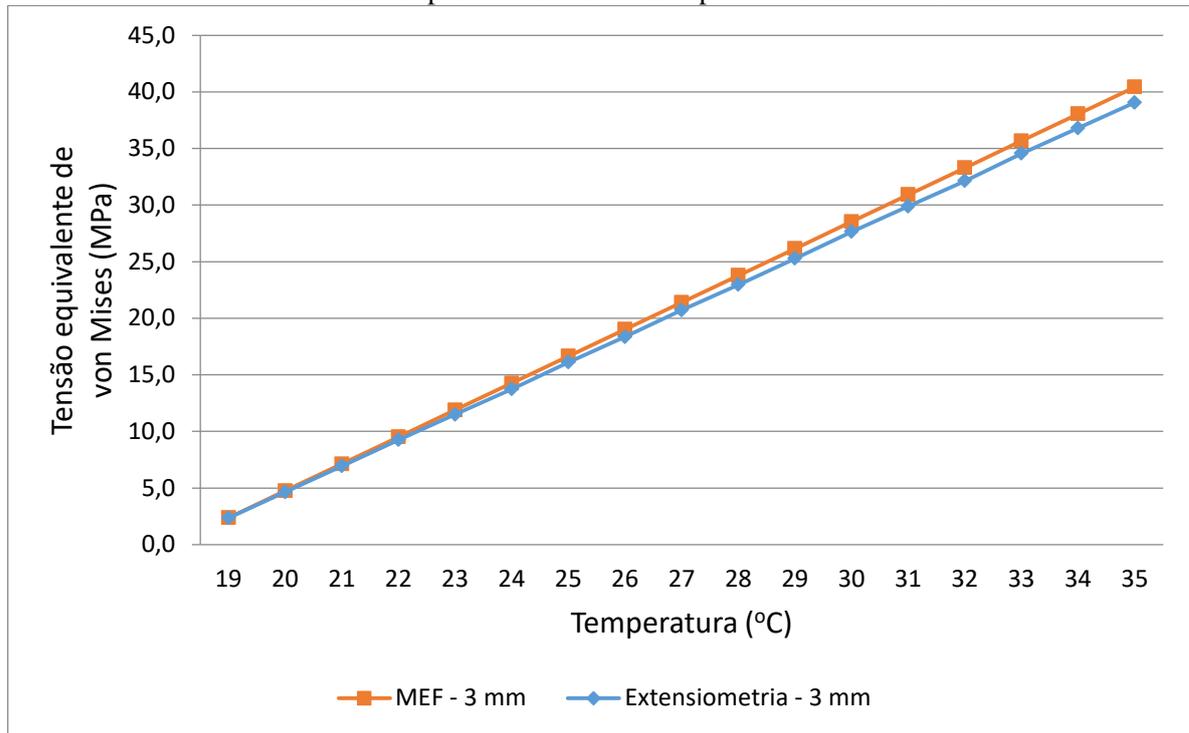
Espessura nominal da estrutura:		3 mm		4 mm		6 mm	
Análise	Temperatura (°C)	Deform. (µm)	Tensão (MPa)	Deform. (µm)	Tensão (MPa)	Deform. (µm)	Tensão (MPa)
1	19	10,08	2,38	16,83	2,41	18,05	2,33
2	20	20,16	4,76	33,65	4,82	36,10	4,66
3	21	30,24	7,13	50,48	7,24	54,15	6,99
4	22	40,32	9,51	67,31	9,65	72,20	9,32
5	23	50,39	11,89	84,13	12,06	90,24	11,65
6	24	60,47	14,27	100,96	14,47	108,29	13,98
7	25	70,55	16,65	117,79	16,89	126,34	16,31
8	26	80,63	19,02	134,61	19,30	144,39	18,64
9	27	90,71	21,40	151,44	21,71	162,44	20,97
10	28	100,79	23,78	168,27	24,12	180,49	23,30
11	29	110,87	26,16	185,09	26,53	198,54	25,63
12	30	120,95	28,54	201,92	28,95	216,59	27,96
13	31	131,03	30,92	218,75	31,36	234,63	30,29
14	32	141,11	33,29	235,57	33,77	252,68	32,62
15	33	151,19	35,67	252,40	36,18	270,73	34,95
16	34	161,27	38,05	269,23	38,60	288,78	37,28
17	35	171,35	40,43	286,06	41,01	306,83	39,61

Fonte: Autor

#### 4.3.2. Validação da Simulação Computacional Para as Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Adesivo Dupla Face

A comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 3 mm está apresentada na Figura 4.6. A diferença encontrada entre o MEF e a extensimetria não é estatisticamente significativa de acordo com a ANOVA. O desvio superior máximo de 3,69 % quando a estrutura atingiu a temperatura de 24 °C, enquanto que o desvio inferior máximo foi de 0,66 % quando a estrutura atingiu a temperatura de 19 °C.

Figura 4.6 – Comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 3 mm.

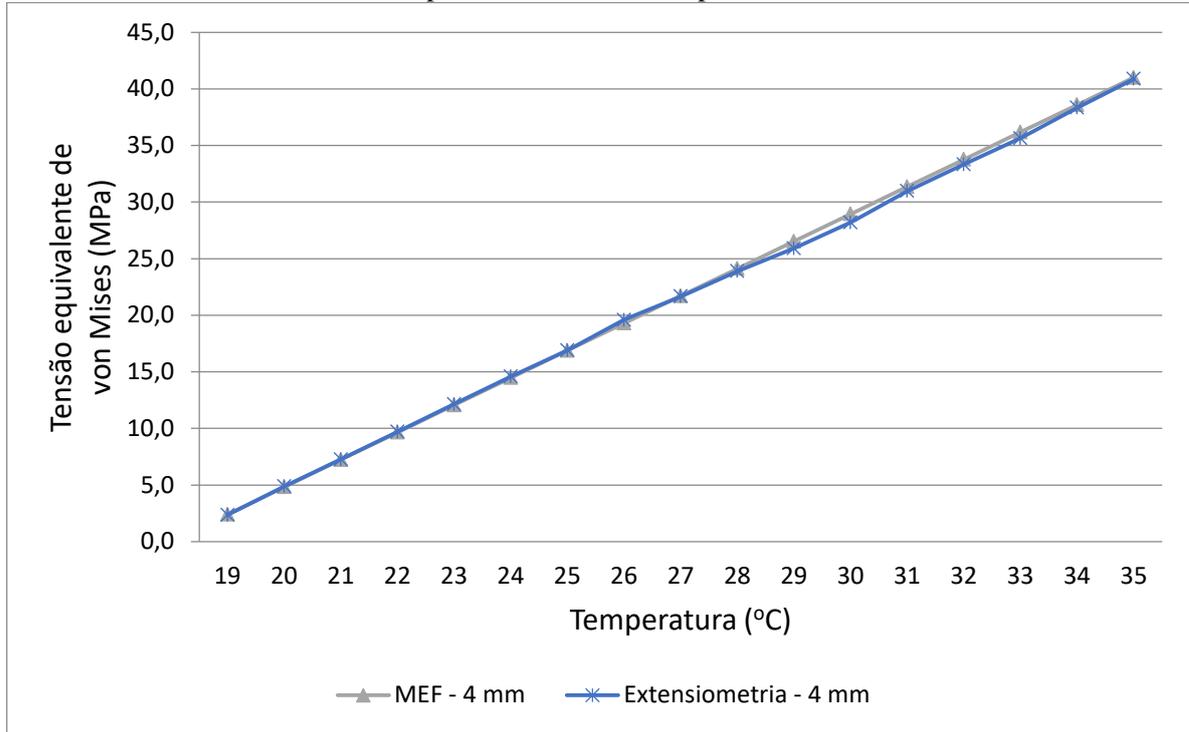


Fonte: Autor

A comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 4 mm está apresentada na Figura 4.7. A diferença encontrada entre o MEF e a extensimetria não é estatisticamente significativa de acordo com a ANOVA. O desvio superior máximo de 2,6 % quando a estrutura atingiu a temperatura de 30 °C, enquanto que o desvio inferior máximo foi de -1,58 % quando a estrutura atingiu a temperatura de 26 °C.

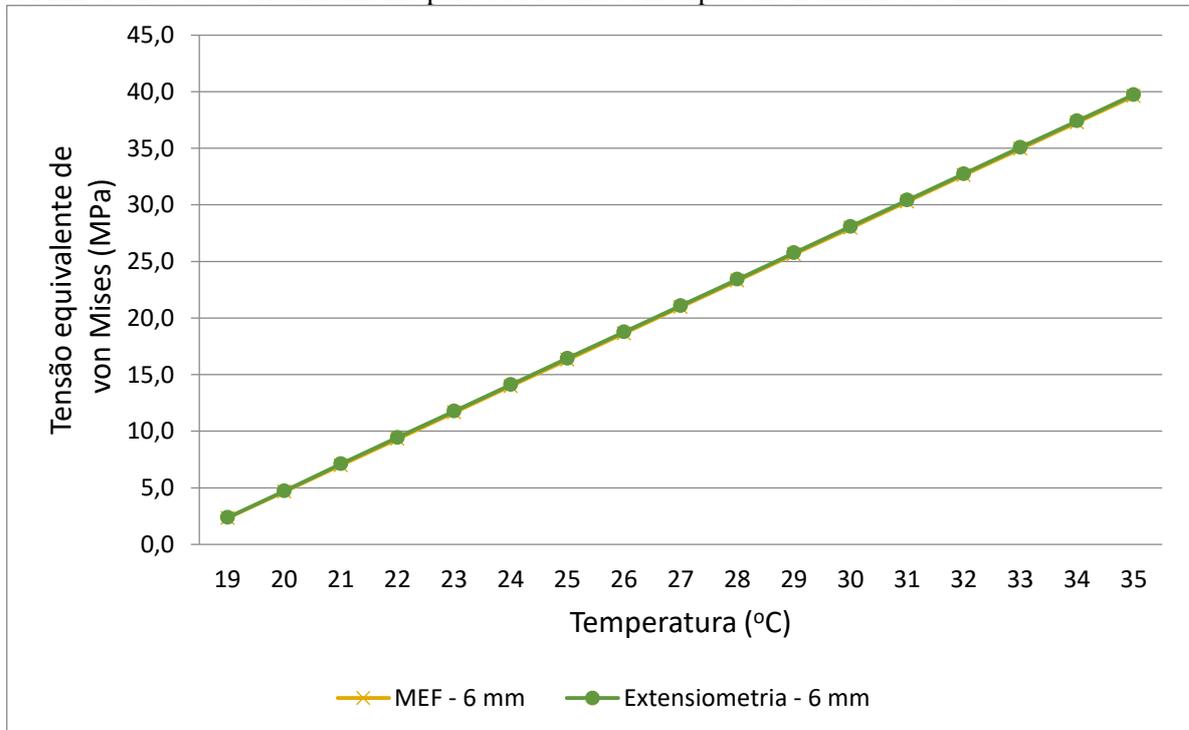
Por último, mas não menos importante, a comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 6 mm está apresentada na Figura 4.8. A diferença encontrada entre o MEF e a extensimetria não é estatisticamente significativa de acordo com a ANOVA. O desvio superior máximo de -0,31 % quando a estrutura atingiu a temperatura de 35 °C, enquanto que o desvio inferior máximo foi de -2,06 % quando a estrutura atingiu a temperatura de 19 °C.

Figura 4.7 – Comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 4 mm.



Fonte: Autor

Figura 4.8 – Comparação entre os resultados das tensões equivalentes de von Mises calculados através do MEF e através da extensimetria para a estrutura com espessura nominal de 6 mm.



Fonte: Autor

No Quadro 4.2 estão apresentados os valores da evolução das deformações e das tensões equivalentes de von Mises calculadas pelo MEF e as tensões equivalentes de von Mises calculadas pela extensimetria para as estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face, considerando cada acréscimo de grau de temperatura a partir da temperatura inicial até a temperatura final.

Quadro 4.2 – Valores da evolução das deformações e das tensões térmicas calculadas pelo MEF e calculadas por extensimetria para todas as estruturas sanduíche instaladas através de adesivo dupla face.

Espessura nominal da estrutura:		3 mm		4 mm		6 mm	
Análise	Temperatura (°C)	Tensão MEF (MPa)	Tensão Validação (MPa)	Tensão MEF (MPa)	Tensão Validação (MPa)	Tensão MEF (MPa)	Tensão Validação (MPa)
1	19	2,38	2,36	2,41	2,37	2,33	2,38
2	20	4,76	4,65	4,82	4,88	4,66	4,71
3	21	7,13	6,95	7,24	7,27	6,99	7,11
4	22	9,51	9,26	9,65	9,71	9,32	9,44
5	23	11,89	11,50	12,06	12,15	11,65	11,77
6	24	14,27	13,74	14,47	14,60	13,98	14,10
7	25	16,65	16,11	16,89	16,91	16,31	16,43
8	26	19,02	18,36	19,30	19,60	18,64	18,76
9	27	21,40	20,72	21,71	21,67	20,97	21,09
10	28	23,78	22,97	24,12	23,90	23,30	23,42
11	29	26,16	25,27	26,53	25,92	25,63	25,75
12	30	28,54	27,64	28,95	28,19	27,96	28,08
13	31	30,92	29,88	31,36	30,97	30,29	30,41
14	32	33,29	32,13	33,77	33,33	32,62	32,74
15	33	35,67	34,56	36,18	35,65	34,95	35,07
16	34	38,05	36,80	38,60	38,34	37,28	37,40
17	35	40,43	39,06	41,01	40,87	39,61	39,73

Fonte: Autor

Portanto, com a precisão dos resultados alcançados através da Análise de Variância (ANOVA) de um fator, seguindo do teste Tukey avaliado em nível de significância de 5%, é possível afirmar que os resultados foram satisfatórios do ponto de vista da validação da simulação computacional e o objetivo do projeto foi alcançado, uma vez que a extensimetria é um dos métodos que produz maior confiabilidade em virtude de ser capaz de detectar uma variação relativa de deformação na escala micrométrica.

### 4.3.3. Variação Máxima de Temperatura Para Utilização das Estruturas Sanduíche Instalada Através de Adesivo Dupla Face

Considerando que a metodologia desenvolvida para a simulação computacional pode ser utilizada na análise de tensões térmicas no regime elástico das estruturas sanduíches utilizadas no presente trabalho, novas simulações foram realizadas no intuito de conhecer o valor da variação máxima de temperatura até que a tensão equivalente de von Mises atinja o limite de escoamento das estruturas. Portanto novas cargas de temperatura foram aplicadas na face externa da folha de rosto (escopo da geometria), cujos valores de magnitude são 36 °C, 37 °C e 38 °C.

A variação máxima de temperatura para o uso das estruturas sanduíches com espessura nominal de 3 e 6 mm é de 18 °C, pois as tensões equivalentes de von Mises ultrapassam os valores dos limites de escoamentos calculados nos ensaios de tração, ou seja, atingem valores de 42,81 MPa e 41,94 MPa, respectivamente. No entanto, a variação máxima de temperatura para o uso da estrutura sanduíche com espessura nominal de 4 mm é de 20 °C, pois a tensão equivalente de von Mises ultrapassa o valor do limite de escoamento calculado no ensaio de tração com essa variação, ou seja, atingiu 48,24 MPa. Os valores das tensões equivalentes de von Mises calculados para as novas cargas de temperatura estão apresentados no Quadro 4.3.

Quadro 4.3 – Variação máxima de temperatura permitida nas estruturas instaladas com adesivo dupla face, até que a tensão equivalente de von Mises atinja o limite de escoamento das estruturas.

Espessura nominal da estrutura:	3 mm		4 mm		6 mm	
	Deform. (µm)	Tensão (MPa)	Deform. (µm)	Tensão (MPa)	Deform. (µm)	Tensão (MPa)
36	181,42	42,81	302,88	43,42	324,88	41,94
37	191,50	45,18	319,71	45,83	342,93	44,27
38	201,58	47,56	336,54	48,24	360,98	46,60

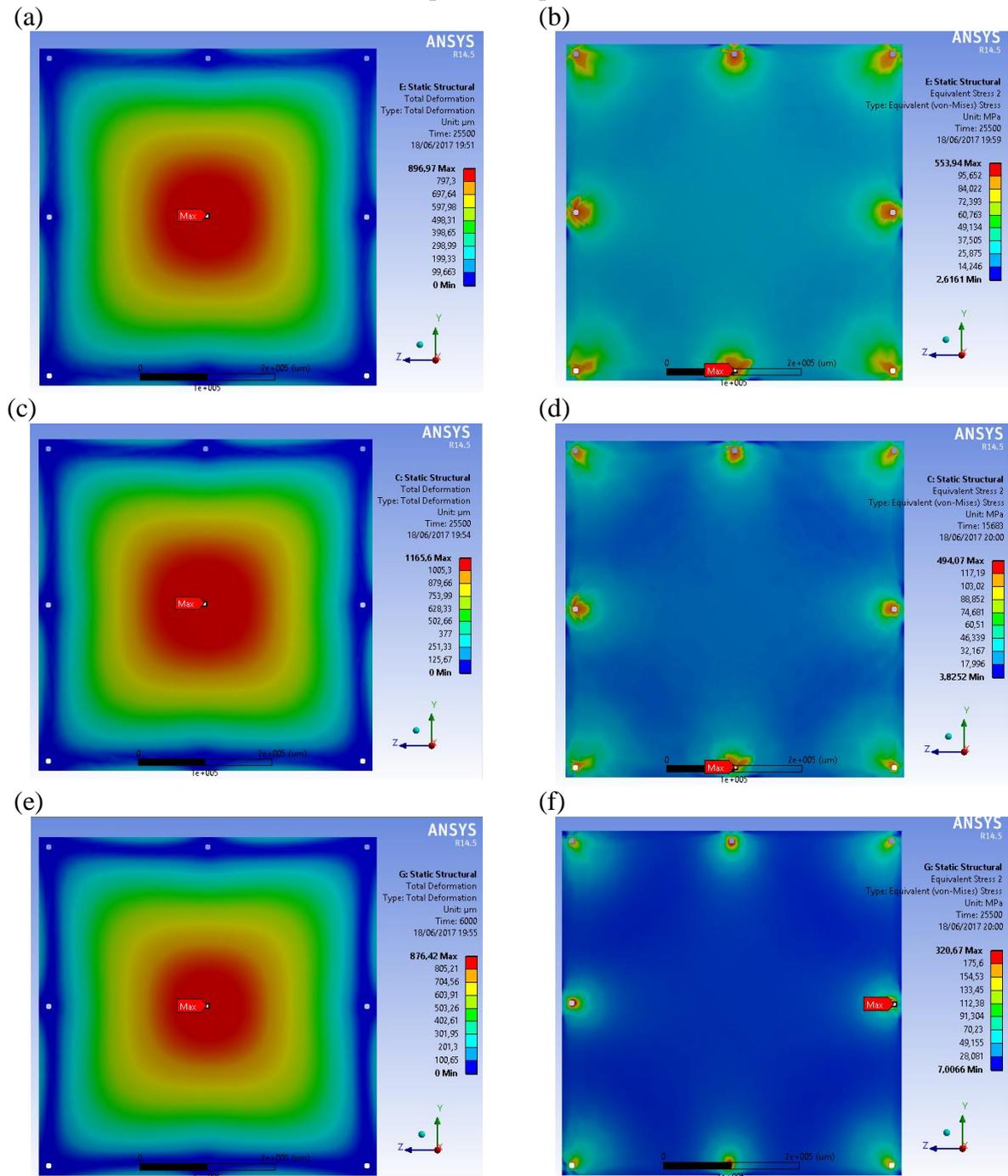
Fonte: Autor

### 4.3.4. Resultados das Análises de MEF das Estruturas Sanduíche Instaladas Através de Parafuso e Porca

Os resultados das análises de MEF das deformações e das tensões equivalentes de von Mises para todas as estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca estão apresentados na Figura 4.9. Todas as estruturas apresentaram a deformação máxima no centro

de cada estrutura, portanto o comportamento da deformação é similar para os métodos de fixação utilizados. Contudo, as tensões máximas ocorreram nas bordas dos furos dos suportes devido à maior resistência ao deslocamento nesses pontos.

Figura 4.9 – Resultados da análise de MEF para as deformações e tensões de von Mises para todas as estruturas sanduíche instaladas através de parafuso e porca.



Legenda: (a) Deformação total da estrutura com espessura nominal de 6 mm. (b) Tensão equivalente de von Mises da estrutura com espessura nominal de 6 mm. (c) Deformação total da estrutura com espessura nominal de 4 mm. (d) Tensão equivalente de von Mises da estrutura com espessura nominal de 4 mm. (e) Deformação total da estrutura com espessura nominal de 3 mm. (f) Tensão equivalente de von Mises da estrutura com espessura nominal de 3 mm.

Fonte: Autor

Nesse método de fixação os resultados das tensões equivalente de von Mises ultrapassam o limite de escoamento do material nos vértices das furações, portanto pode-se afirmar que ocorreu deformação plástica nessa região, ou seja, ocorreu deformação permanente. Com base nessa afirmação pode-se concluir que a metodologia desenvolvida para a simulação computacional não pode ser utilizada na análise de tensões térmicas no regime elástico das estruturas sanduíches instaladas por parafuso e porca, ou seja, não pode ser aplicado para esse método de fixação, sendo necessário o desenvolvimento de uma simulação computacional que permita a análise de tensões e identificação de deformações plásticas.

## 5 CONCLUSÃO

Uma simulação computacional de tensões térmicas no regime elástico de estruturas sanduíche foi tratada nesse trabalho através do método de elementos finitos. A simulação foi aplicada a um estudo de caso real, validando os resultados com dados experimentais. As tensões térmicas de cada estrutura, bem como pontos os críticos para cada método de fixação foram encontrados e comparados, portanto os objetivos foram atingidos.

Os resultados obtidos indicam que modelo proposto pode ser incorporado aos projetos de estruturas sanduíche instalados através de adesivo duplos face VHB 4960 da marca 3M, pois as tensões geradas com o aumento da temperatura são distribuídas ao longo da fixação, sem que ocorram deformações permanentes no material. Dentre as estruturas sanduíche analisadas, a estrutura com espessura nominal de 4 mm obteve o melhor desempenho em comparação com as demais estruturas, atingindo uma tensão equivalente de von Mises de 41,01 MPa com uma variação de temperatura de 17 °C, permitindo uma aplicação em ambientes que possuam uma variação total de temperatura de 20 °C entre as faces interna e externa das superfícies.

Em virtude da proximidade das tensões encontradas entre as espessuras, em projetos onde a preferência é o peso do produto, as estruturas com espessura nominal de 3 mm também são indicadas, mesmo operando em um ambiente com variação máxima de temperatura de 18 °C entre as faces das superfícies interna e externa. Contudo, vale ressaltar que resultados de uma análise térmica são muito dependentes das propriedades mecânicas e térmicas de cada estrutura sanduíche e das condições de contorno. Assim deve ficar claro que os resultados obtidos se limitam às condições metodológicas adotadas no presente trabalho.

## REFERÊNCIAS

- AHSAN, A. **Convection and Conduction Heat Transfer**. InTech: Croácia, 2011.
- AKOUR, S. N. MAAITAH, H. Z. Effect of Core Material Stiffness on Sandwich Panel Behavior Beyond the Yield Limit. **Proceedings of The World Congress on Engineering 2010**, v. 2, 2010.
- ALLEN, H. G. **Analysis and Design of Structural Sandwich Panels**. Pergamon Press: Londres, 1969.
- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. Érica: São Paulo, 2000.
- ANUÁRIO DA INDÚSTRIA DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS**. Disponível em: <<http://www.virapagina.com.br/anfir2017/>>. Acesso em: 30/04/2017.
- ANDOLFATO, R. P. CAMACHO, J. S. BRITO, G. A. **Extensimetria Básica**. Universidade Estadual Paulista, Núcleo de ensino e pesquisa da alvenaria estrutural, 2004.
- ANSYS 14.5 HELP, Mechanical User Guide. **Steady-State Thermal Analysis**. SAS IP, Inc., 2012.
- ASHBY, M. F. JOHNSON, K. **Materials and design: the art and science of material selection in product design**. 2ª ed. Elsevier: Rio de Janeiro, 2011.
- ASHBY, M. F. **Materials: engineering, science, processing and design**. 4ª ed. Elsevier: Rio de Janeiro, 2012.
- BARBERO, E. J. **Finite Element Analysis of Composite Materials Using ANSYS®**, 2ª ed. CRC Press: Nova York, 2013.
- BARRON, R. F. BARRON, B. R. **Design for Thermal Stresses**. John Wiley & Sons: Estados Unidos da América, 2011.
- BEER, F. P. EISENBERG, E. R. MAZUREK, D. JOHNSTON Jr., E. R. **Mecânica Vetorial para Engenheiros**. Estática. 9ª ed. MCGRAW-HILL: Porto Alegre, 2011.
- BORST, R. SADOWSKI, T. Lecture Notes on Composite Materials. Current Topics and Achievements. **Solid Mechanics and its applications**. v. 154. G.M.L. GLADWELL, 2008.
- CALLISTER, W. D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma introdução**. 5ª ed. LTC: Rio de Janeiro, 2002.
- CALLISTER, W. D. RETHWISCH D. G. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma introdução**. 8ª ed. LTC: Rio de Janeiro, 2015.
- CAMPBELL, F. C. **Structural Composite Materials**. ASM International: Estados Unidos da América, 2010.

CHANDRA, U. **Control of Residual Stresses**. In: ASM HANDBOOK, v. 20, 9ª ed. ASM International: Estados Unidos da América, 1997.

CHAPRA, S. C. CANALE, R. P. **Métodos Numéricos para Engenharia**. 5ª ed. AMGH: Porto Alegre, 2011.

CHEN, L. W. CHEN, L. Y. Thermal deformation and stress analysis of composite laminated plates by finite element method. **Computers & Structures**. v. 35, p. 41–49, 1990.

CHEN, X. LIU, Y. **Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench**. CRC Press: Nova York, 2014.

CHUNG, D. D. L. **Composite Materials**. Science and applications. 2ª ed. Springer: Londres, 2010.

ÇENGEL, Y. A. BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5ª ed. Mcgraw-Hill: São Paulo, 2007.

ÇENGEL, Y. A. GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**. 4ª ed. AMGH: Porto Alegre, 2012.

FERREIRA, C. JACQUEMIN, F. CASARI, P. Measurement of the Nonuniform Thermal Expansion Coefficient of a PVC Foam Core by Speckle Interferometry – Influence on the Mechanical Behavior of Sandwich Structures. **Journal of Cellular Plastics**. v. 42, p. 393-404, 2006.

FISH, J. BELYTSCHKO, T. **Um primeiro Curso em Elementos Finitos**. LTC: São Paulo, 2008.

GANESAN, N. Thermal stress analysis of skew plates by finite element method. **Computers & Structures**. v. 21, p. 1013-1023, 1985.

GERE, J. M. **Mecânica dos Materiais**. Pioneira Thomson Learning: São Paulo, 2003.

GRANTE, Grupo de Análise e Projeto Mecânico. **Apostila de Extensimetria**. Universidade Federal de Santa Catarina: Departamento de Engenharia Mecânica, 2004.

GUNZBURGER, M. D.; NICOLAIDES, R. A. **Incompressible Computational Fluid Dynamics. Trends and Advances**. Cambridge University Press: Inglaterra, 2008.

HAHN, D. W. ÖZISIK, M. N. **Heat Conduction** 3ª ed. John Wiley & Sons: Estados Unidos da América, 2012.

HETNARSKI, R. B. **Encyclopedia of Thermal Stresses**. Springer: Flórida, 2014.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7ª ed. Pearson Prentice Hall: São Paulo, 2010.

HIRSCH, C. **Numerical Computation of Internal and External Flows**. Volume 1: Fundamentals of Numerical Discretization. John Wiley & Sons: Bélgica, 1988.

HOLMAN, J. P. **Heat Transfer**. 10<sup>a</sup> ed. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill: Nova Yorque, 2009.

HUNSTON, D. MIYAGI, Z. SCHULTHEISZ, C. ZAGUI, S. The Sandwich Bending Specimen for Characterizing Adhesive Properties. **Mechanics of Time-Dependent Materials**. v. 7, p. 71-88, 2003.

JIANG G. DIAO, L. KUANG, K. **Advanced Thermal Management Materials**. Springer: Nova Yorque, 2013.

KANT, T. SWAMINATHAN, K. Estimation of transverse/interlaminar stresses in laminated composites ± a selective review and survey of current developments. **Composite Structures**. v. 49, p. 65-75, 2000.

KASSAPOGLOU, C. LAGACE, P. A. An Efficient Method for the Calculation of Interlaminar Stresses in Composite Materials. **Journal of Applied Mechanics**. v. 53, p. 744-750, 1986.

KAW, A. K. **Mechanics of Composite Materials**. 2<sup>a</sup> ed. CRC Press: Flórida, 2006.

KRYSL, P. **Thermal and Stress Analysis with the Finite Element Method**. Accompanied by the MATLABr toolbox FAESOR. Pressure Cooker Press: San Diego, 2010.

KOHNKE, P. **ANSYS, Inc. Theory**. Release 5.7. SAS IP, Inc., 2001.

KOISSIN, V. SHIPSHA, A. Deformation of Foam Cores in Uniaxial Compression–Tension Cycle. **Journal of Sandwich Structures and Materials**. v.8, p. 395-406, 2006.

KUMAR, V. M. SORAGAON, B. Fabrication and Evaluation of Multilayered Polyurethane Foam Core Sandwich Panels for Static Flexural Stiffness. **Procedia Engineering**. v. 97, p. 1227–1236, 2014.

LINKE, M. WOHLERS, W. RAIMERDES, H. G. Finite Element for the Static and Stability Analysis of Sandwich Plates. **Journal of Sandwich Structures and Materials**, v. 9, p. 123-142, 2007.

MANCA, M. QUISPITUPA, A. BERGGREEN, C. CARLSSON, L. A. Face/core debond fatigue crack growth characterization using the sandwich mixed mode bending specimen. **Composite: Part A**. v. 43, p. 2120-2127, 2012.

MARQUES, P. V. MODENESI, P. J. BRACARENSE, A. Q. **Soldagem: Fundamentos e Tecnologia**. 3<sup>a</sup> ed. UFMG: Belo Horizonte, 2009.

MARTINS, J. A. KÖVESDY, I. **Overview in the Application of FEM in Mining and the Study of Case: Stress Analysis in Pulleys of Stacker-Reclaimers: FEM vs. Analytical**. In: EBRAHIMI, F. Finite Element Analysis - Applications in Mechanical Engineering. InTech, 2012.

MILLER, W. SMITH, C. W. MACKENZIE, D. S. EVANS, K. E. Negative thermal expansion: a review. **Journal of Materials Science**. v. 44, p. 5441-5451, 2009.

- MILTON, G. W. **The Theory of Composites**. Cambridge University Press: Inglaterra, 2002.
- MORO, F. R. **Estudo para a otimização de um impelidor de pás inclinadas em um tanque agitado através da Fluidodinâmica Computacional (CFD)**. Maringá: Universidade Estadual de Maringá, 2016.
- MURAKAMI, y. **Theory of Elasticity and Stress Concentration**. John Wiley & Sons: Inglaterra, 2016.
- NAKASONE, Y. STOLARSKE T. A. YOSHIMOTO S. **Engineering Analysis with ANSYS Software**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006.
- NOMA DO BRASIL S/A. Disponível em: <<http://www.noma.com.br/Produtos.aspx?Id=13>>. Acesso em: 30/04/2017.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. Uma abordagem integrada. 4ª ed. Bookman: Porto Alegre, 2013.
- OLIVEIRA, A. C. **Modelação Térmica e Hidrodinâmica de Escoamentos em Permutadores de Calor**. Universidade do Minho, 2012.
- PEREZ, N. **Fracture mechanics**. 2ª ed. Springer: Suécia, 2016.
- PLETCHER, R. H.; TANNEHILL, J. C.; ANDERSON, D. A. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**. 3ª ed, CRC Press: Flórida, 2013.
- PRZEMIENIECKI, J. S. Thermal Stresses in Rectangular Plates. **Aeronautical Quarterly**. v. 10, p. 65-78, 1959.
- RAO, K. K. RAO, J. K. GUPTA, K. S. Heat Insulation Analysis of an Aluminium Honeycomb Sandwich Structure. **Journal of Thermal Engineering**. v. 1, p. 210-220, 2015.
- RASTOGI, N. SONI, S. R. NAGAR, A. Thermal stresses in aluminum-to-composite double-lap bonded joints. **Advances in Engineering Software**. v. 29, p. 273–281, 1998.
- ROCK FIBRAS. Painel PSE-80 Disponível em: <[https://www.rockfibras.com.br/produtos\\_LR\\_paineis\\_PSE80.html](https://www.rockfibras.com.br/produtos_LR_paineis_PSE80.html)>. Acesso em: 30/04/2017.
- ROSE, C. A. MOORE, D. F. KNIGHT JR, N. F. RANKIN, C. C. Finite Element Modeling of the Buckling Response of Sandwich Panels. **Article in Collection of Technical Papers - AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference**. 2002.
- SHIGLEY, J. E. MISCHKE, C. R. BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7ª ed. Bookman: Porto Alegre, 2005.
- SIGMUND, O. TORQUATO, S. Design of materials with extreme thermal expansion using a three-phase topology optimization method. **Journal of the Mechanics and Physics of Solids**. v. 45, p. 1037-1067, 1997.

SILVA GOMES, J. F. VAZ, M. A. P. **Análise Experimental de Tensões**. Universidade do Porto: Faculdade de Engenharia, 2004.

SÜSSEKIND, J. C. **Curso de Análise Estrutural**. Estruturas Isostáticas. v. 1, 6ª ed. Editora Globo: Rio de Janeiro, 1981.

THANGARATNAM, R. K. PALANINATHAN RAMACHANDRAN, J. Thermal stress analysis of laminated composite plates and shells. **Computers & Structures**. v. 30, p. 1403-1411, 1988.

**TN-515**. Strain Gage Rosettes: Selection, Application and Data Reduction. Disponível em: <<http://www.vishaypg.com/docs/11065/tn-515.pdf>>. Acesso em: 30/04/2017.

VASILIEV V. V. MOROZOV. E. V. **Advanced Mechanics of Composite Materials**. 2ª ed. Elsevier: Inglaterra, 2007.

VEIGA, E. **Processo de Soldagem MIG/MAG**. Globus: São Paulo, 2011.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The finite volume method**. 2ª ed, Pearson Education Limited: Inglaterra, 2007.

VIZZINI, A. J. **Design for Composite Manufacture**. In: ASM HANDBOOK, v. 20, 9ª ed. ASM International: Estados Unidos da América, 1997.

WEINSTEIN, F. PUTTER, S. STAVSKY, Y. Thermoelastic stress analysis of anisotropic composite sandwich plates by finite element method. **Computers & Structures**. v. 17, p. 31-36, 1983.

YEH, H. Y. CHANG K. Heating and Cryogenic Cooling Stress Analysis of Curved Sandwich Panels. **Journal of Reinforced Plastics and Composites**. v. 26, p. 545-554, 2007.

YOUNG, W. C. BUDYNAS, R. G. **Roark's Formulas for Stress and Strain**. 7ª ed. McGraw-Hill: Nova York, 2002.

**APÊNDICE A - Especificações de montagem para bancada experimental**

Figura A.1 – Especificações de montagem para bancada experimental – Página 1 de 2.

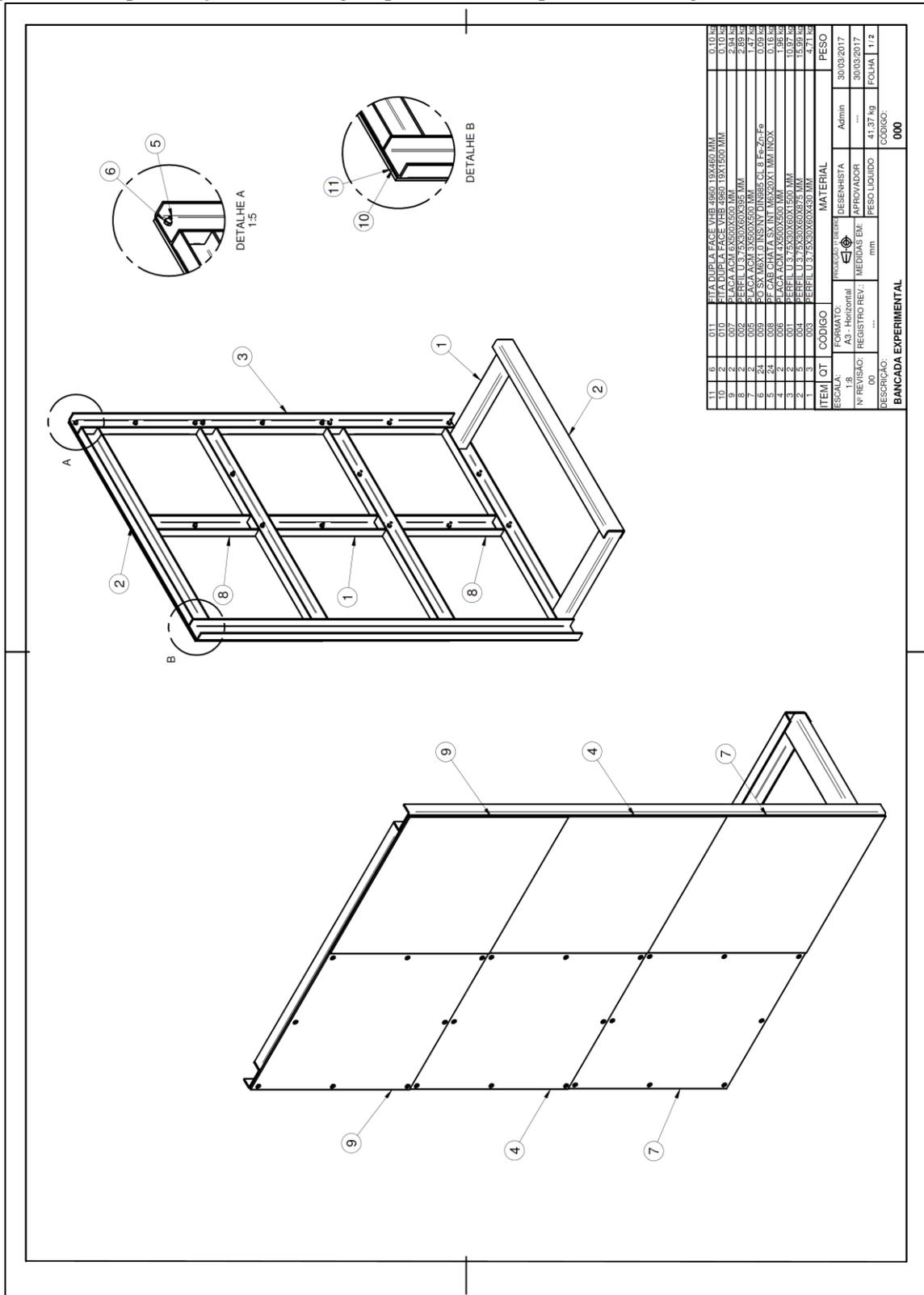
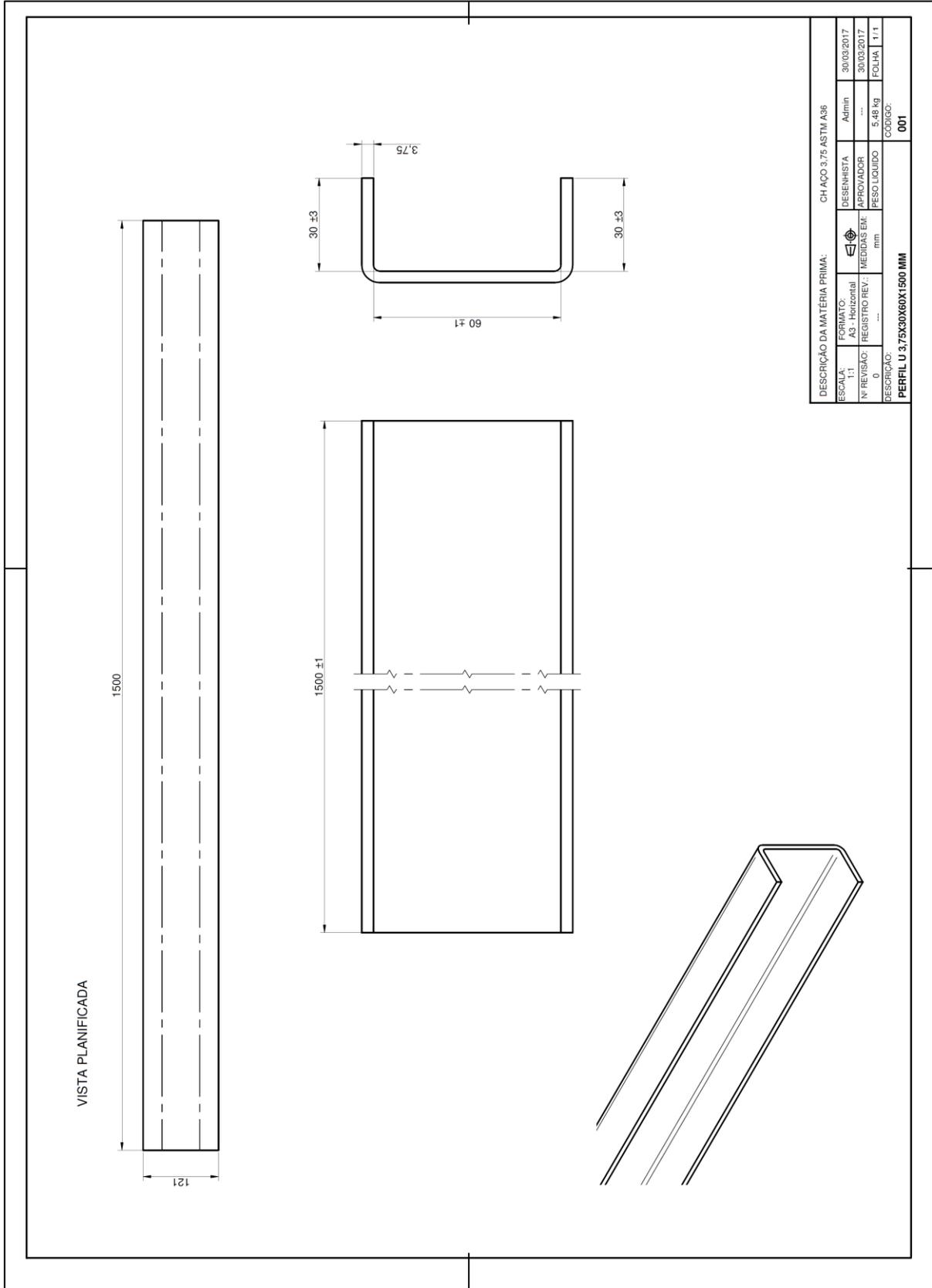




Figura A.3 – Perfil U com dimensões #3,75X30X60X1500 mm.



CH AÇO 3,75 ASTM A36

DESCRIÇÃO DA MATÉRIA PRIMA:		CH AÇO 3,75 ASTM A36	
ESCALA:	FORMATO:	PRESENÇA:	30/03/2017
1:1	A3 - Horizontal	ADMINISTRADOR:	Admin
Nº REVISÃO:	REGISTRO REV.:	APROVADOR:	---
0	---	PESO LÍQUIDO:	5,48 kg
		UNIDADE:	FOLHA   1/1
		DESCRIÇÃO:	CODIGO:
		PERFIL U 3,75X30X60X1500 MM	001

Figura A.4 – Perfil U com dimensões #3,75X30X60X395 mm.

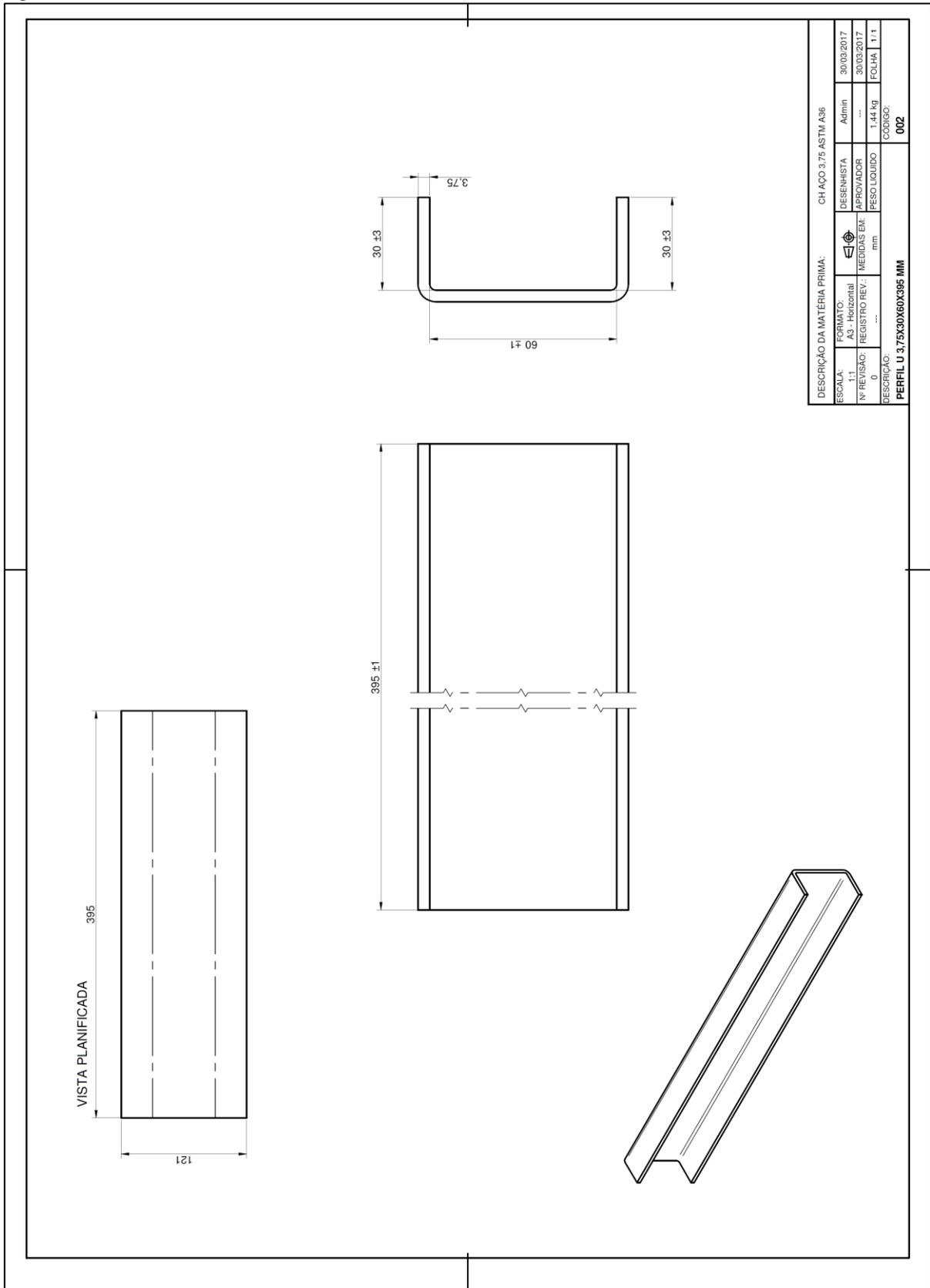
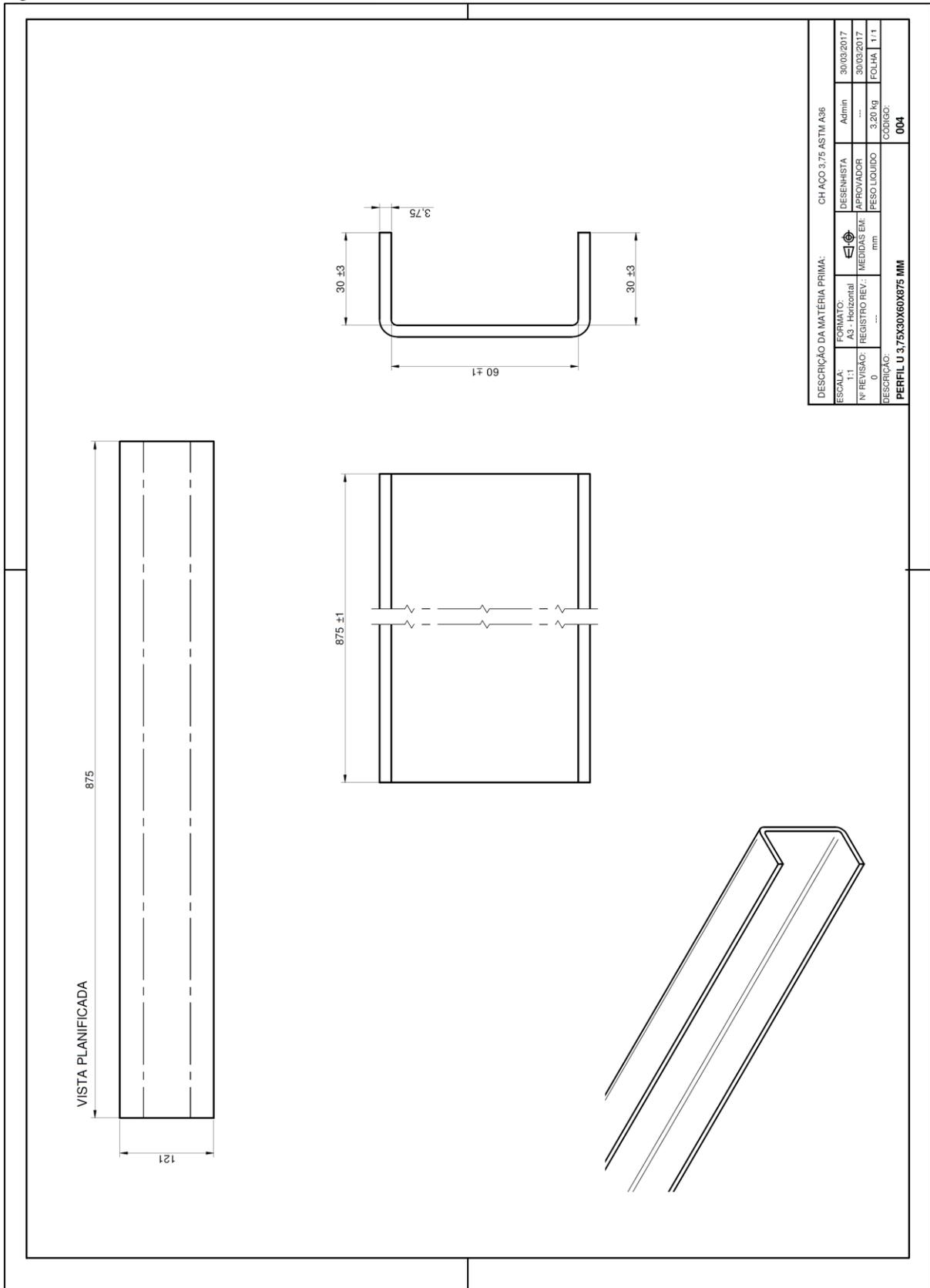




Figura A.6 – Perfil U com dimensões #3,75X30X60X875 mm.



CH AÇO 3.75 ASTM A36

DESCRIÇÃO DA MATÉRIA PRIMA:		CH AÇO 3.75 ASTM A36	
ESCALA:	FORMATO:	PRESENÇA:	30/03/2017
1:1	A3 - Horizontal	APROVADOR:	Admin
Nº REVISÃO:	REGISTRO REV.:	MEDIDAS EM:	30/03/2017
0	---	mm	FOLHA   1/1
DESCRIÇÃO:		PESO LÍQUIDO:	3.20 kg
PERFIL U 3.75X30X60X875 MM		CODIGO:	004



Figura A.8 – Estrutura sanduíche com dimensões #4X500X500 mm.

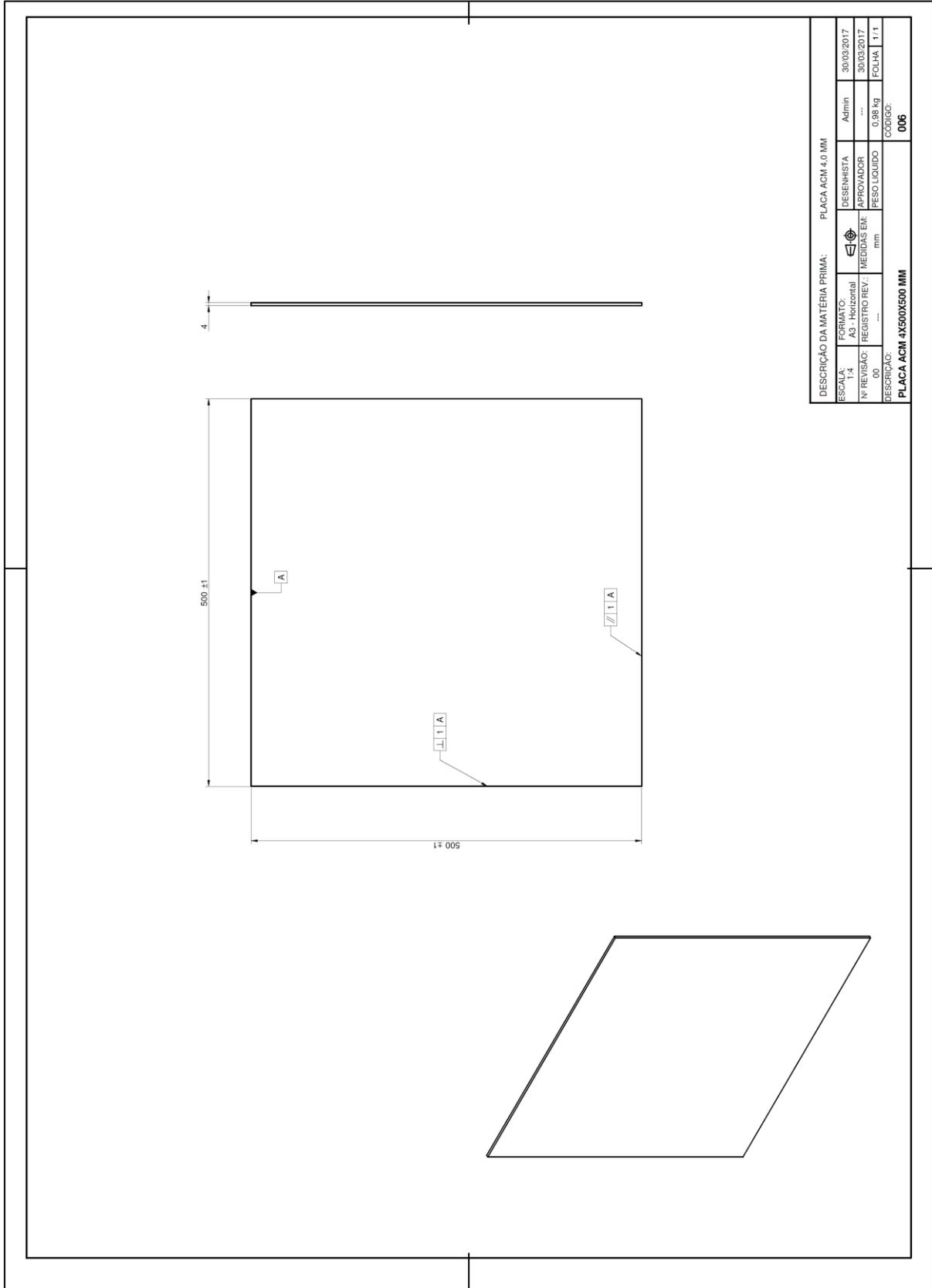


Figura A.9 – Estrutura sanduíche com dimensões #6X500X500 mm.

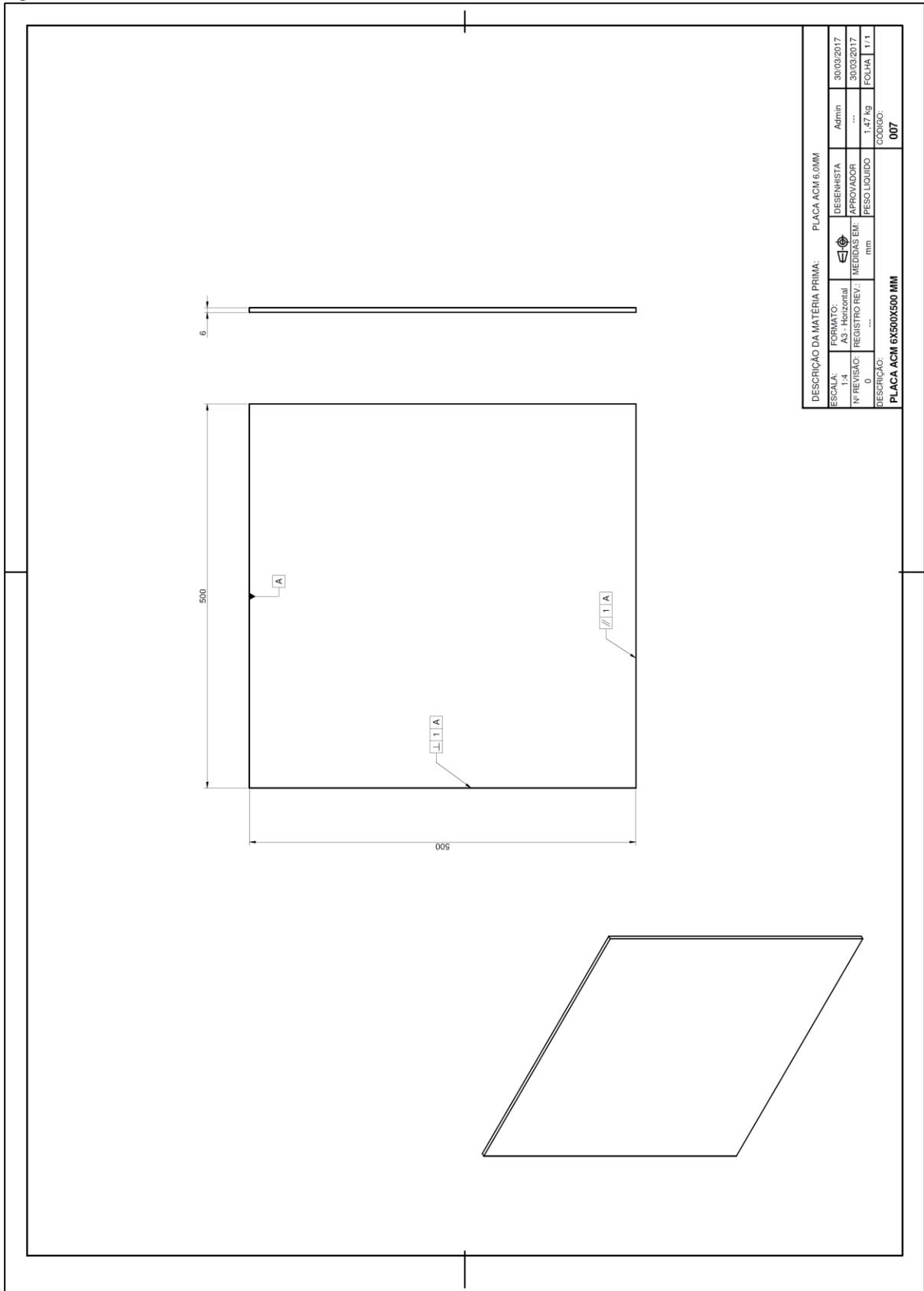


Figura A.10 – Parafuso de aço inox de cabeça chata com sextavado interno M6X20X1 mm.

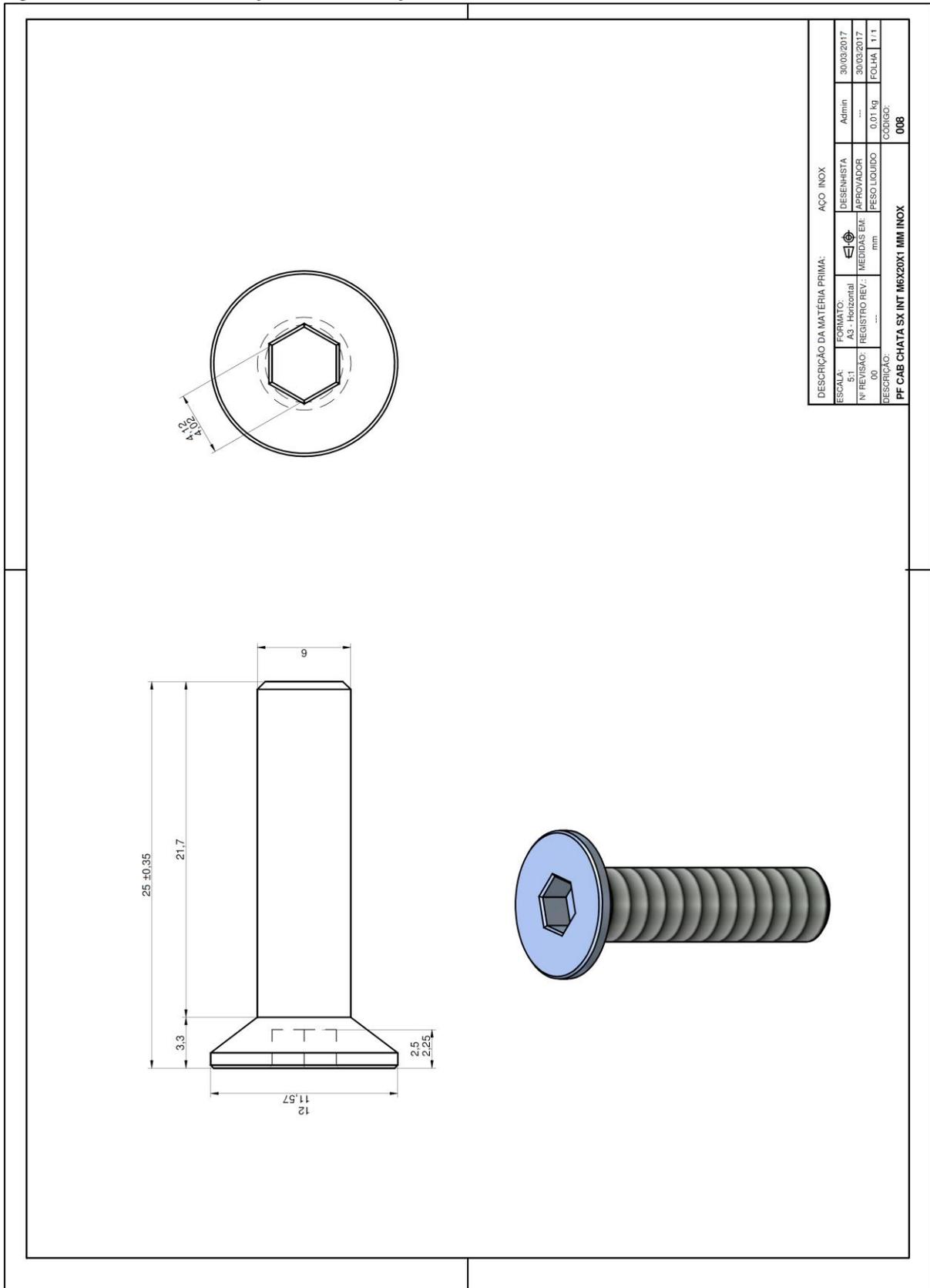


Figura A.11 – Porca sextavada classe 8 com inserto de nylon M6X1,0 mm.

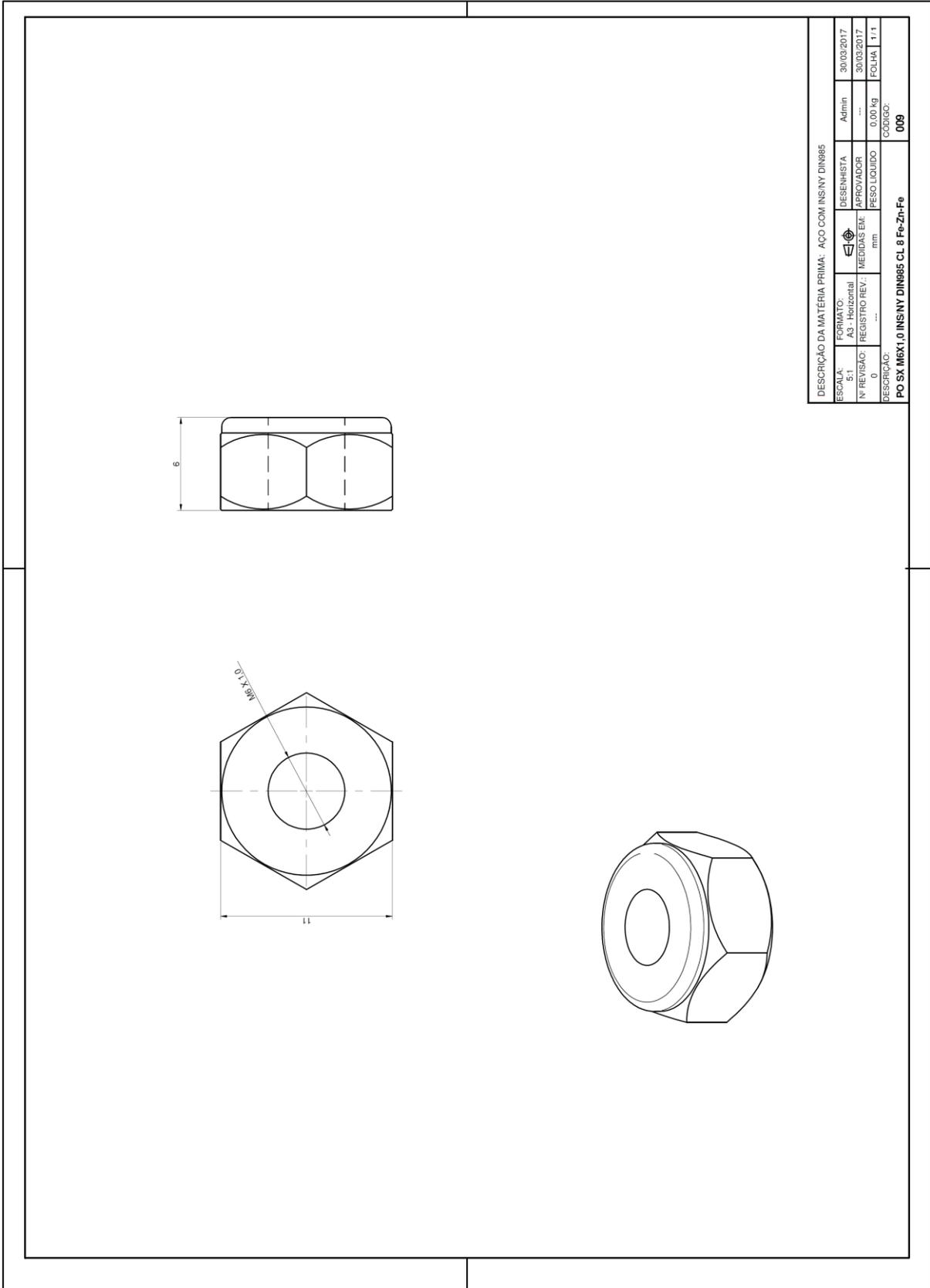


Figura A.12 – Fita dupla face VHB 4960 com dimensões #2X19X1500 mm.

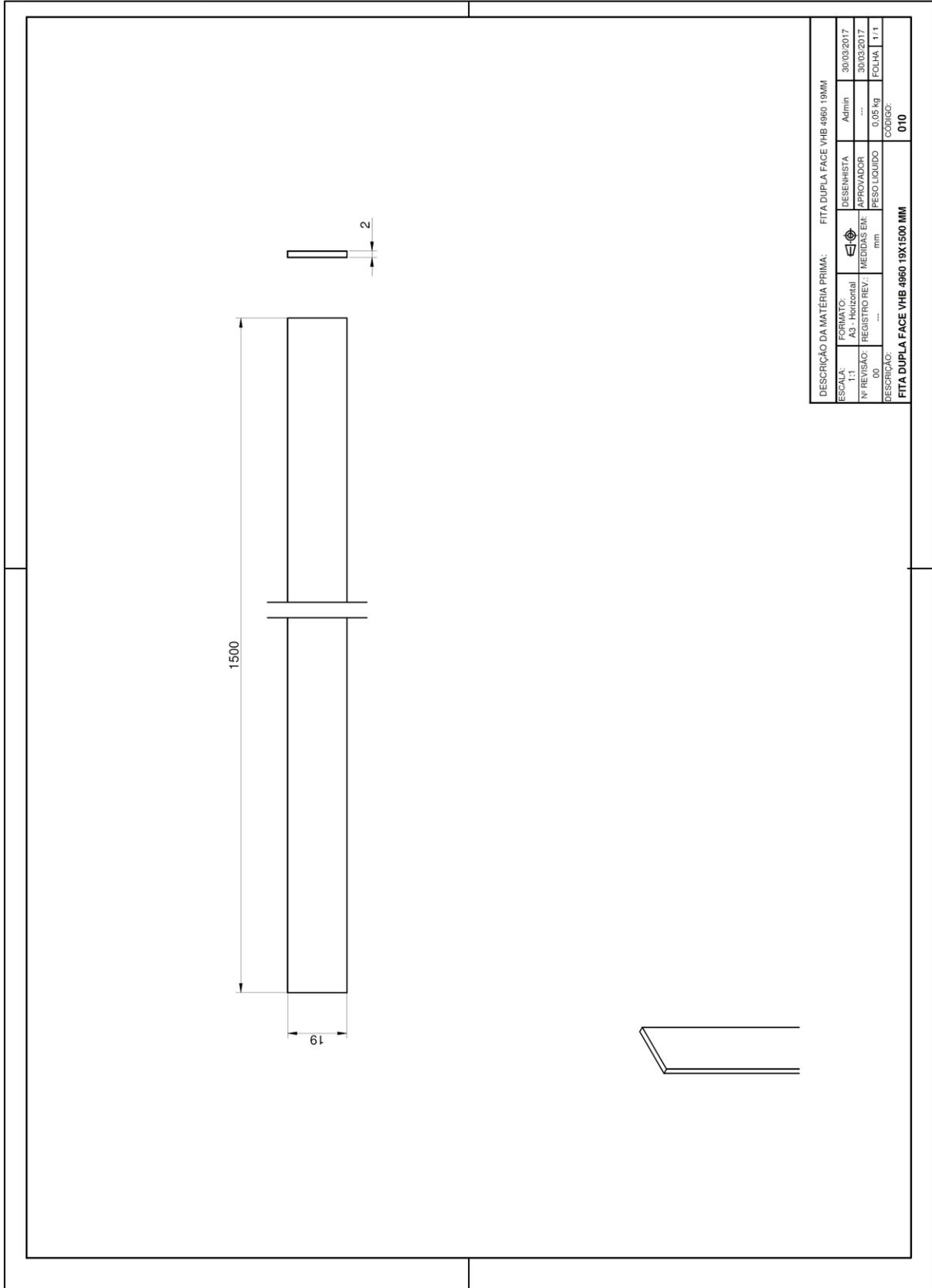
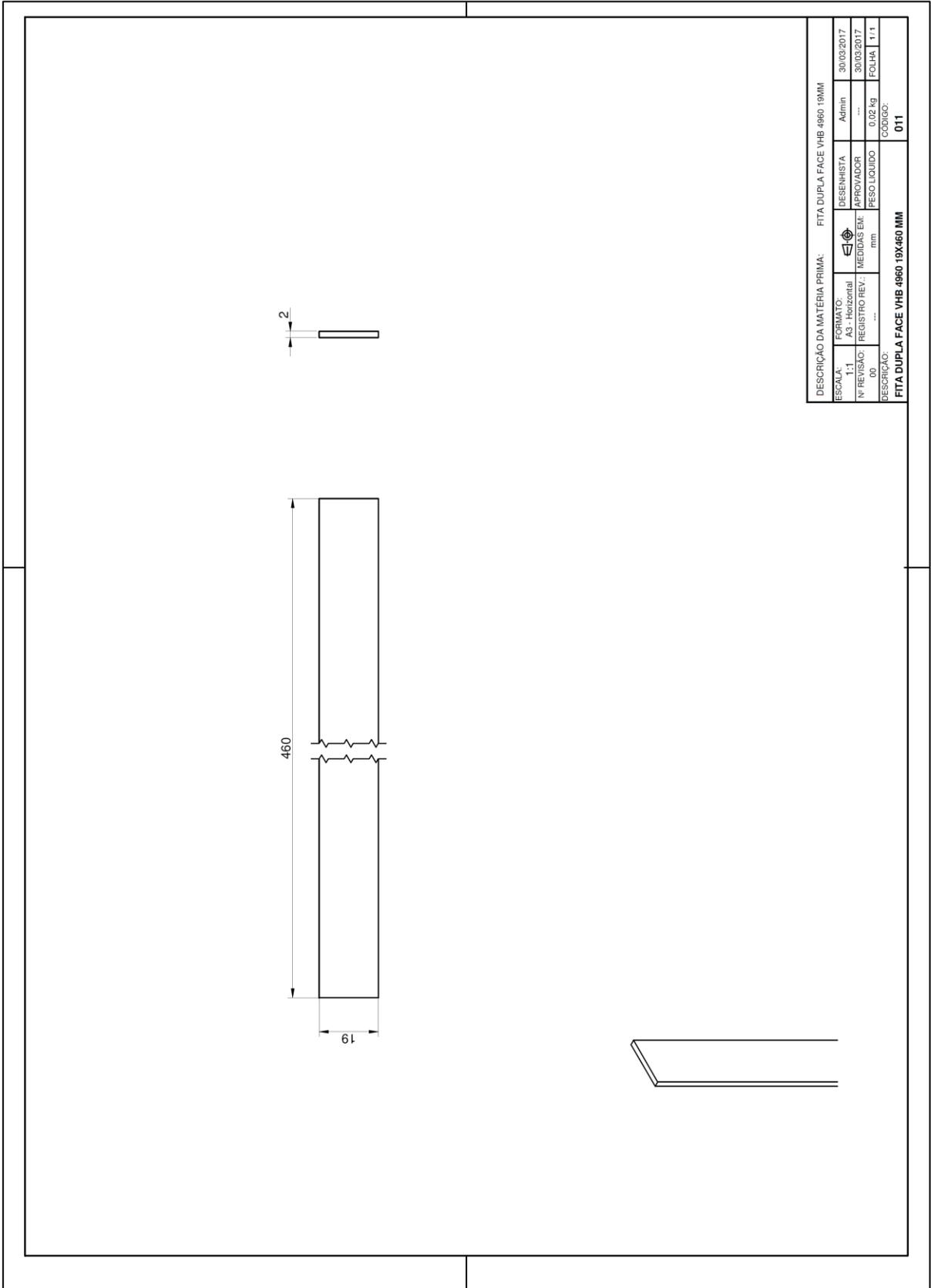


Figura A.13 – Fita dupla face VHB 4960 com dimensões #2X19X460 mm.

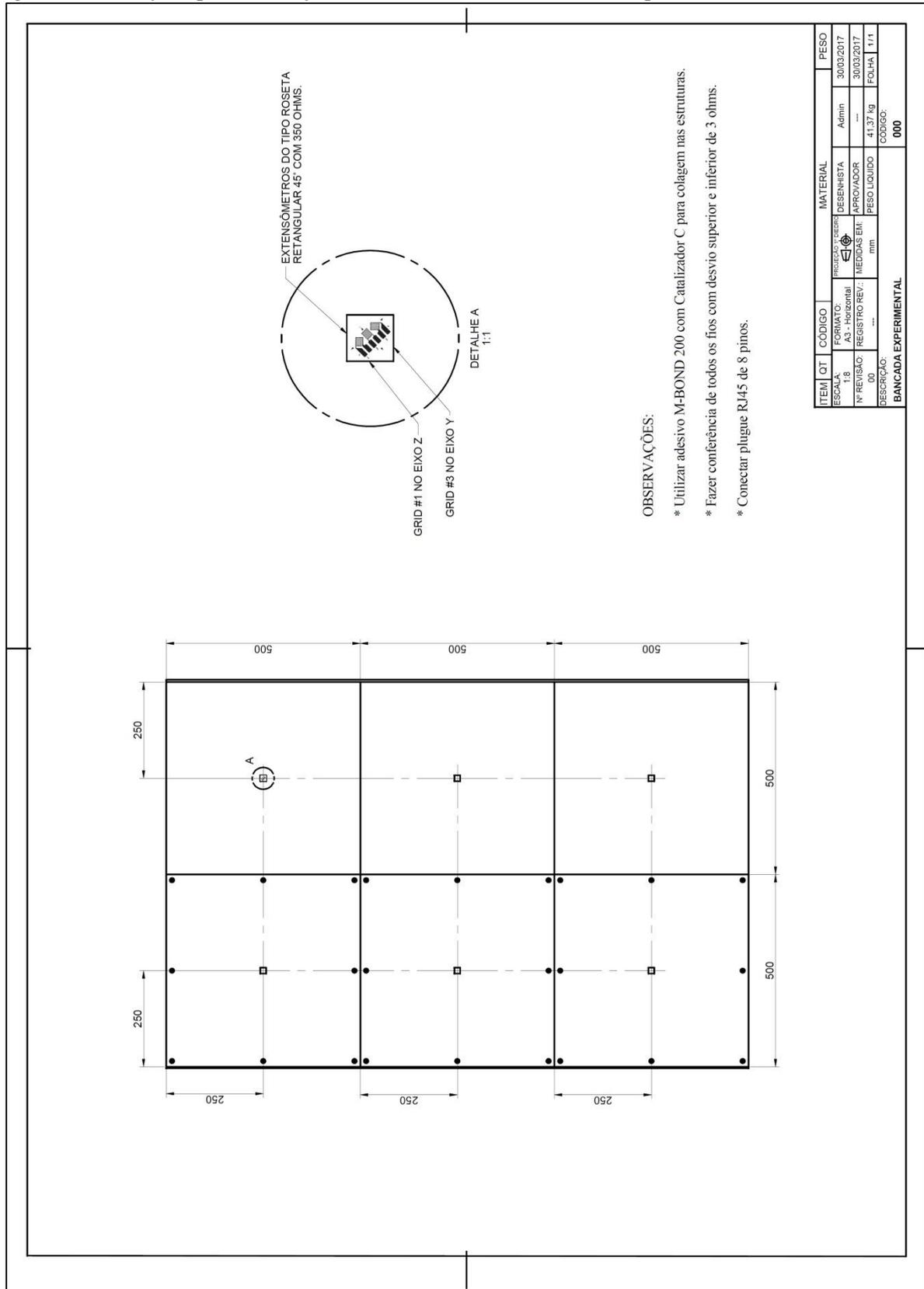


DESCRIÇÃO DA MATÉRIA PRIMA: FITA DUPLA FACE VHB 4960 19X460 MM

ESCALA:	FORMATO:	DESENHISTA	30/03/2017
1:1	A3 - Horizontal	Admin	30/03/2017
Nº REVISÃO:	REGISTRO REV.:	APROVADOR	---
00	---	PESO LÍQUIDO	0,02 kg
DESCRIÇÃO:			CODIGO:
FITA DUPLA FACE VHB 4960 19X460 MM			011

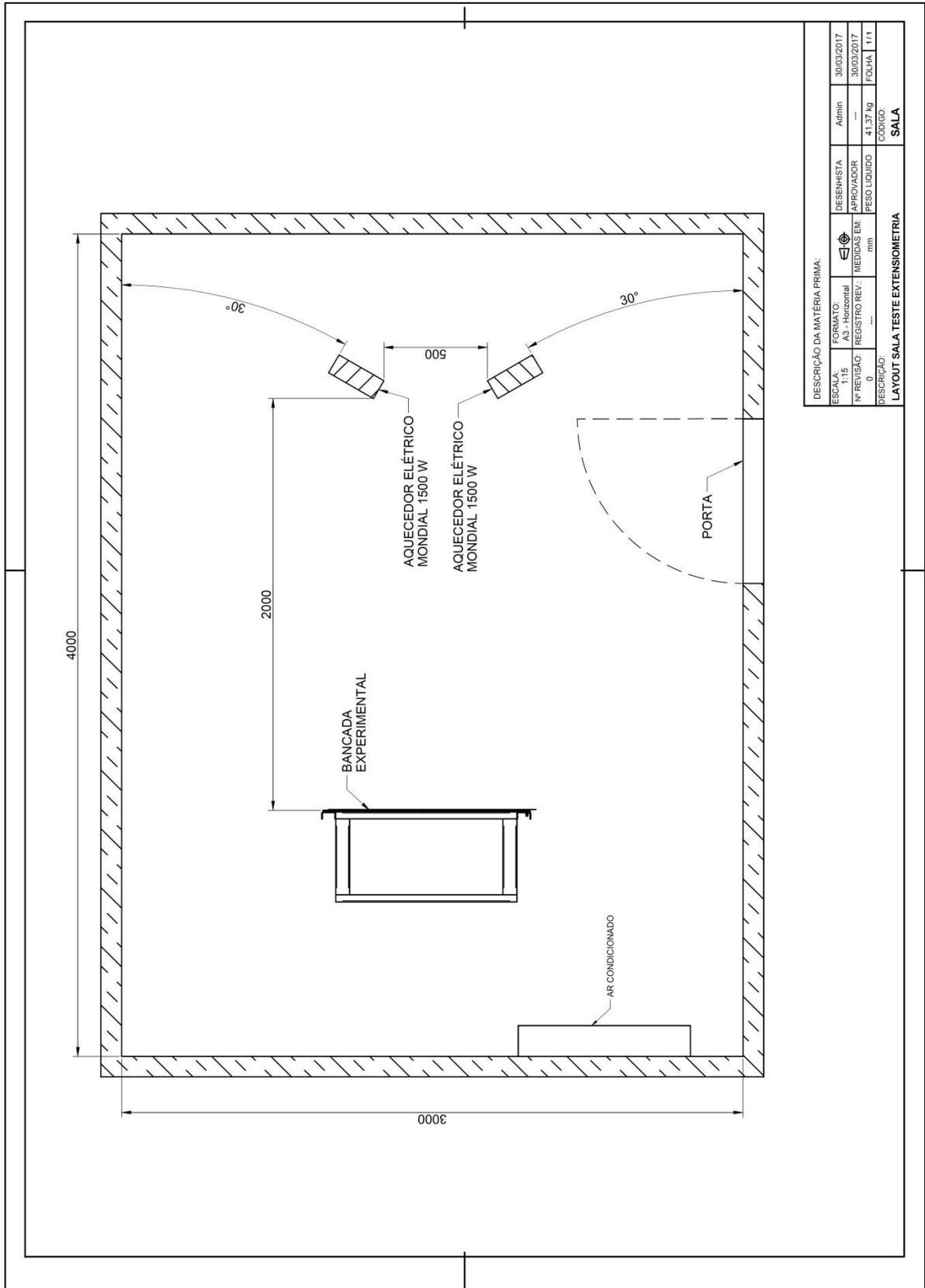
## APÊNDICE B - Layout para instalação dos extensômetros

Figura B.14 – Layout para instalação dos extensômetros na bancada experimental.



### APÊNDICE C - Layout da sala do teste experimental

Figura C.15 – Layout da sala do teste experimental.



DESCRIÇÃO DA MATÉRIA PRIMA:

ESCALA:	FORMATO:	DESENHISTA:	30/03/2017
A3 - Horizontal	AS - Horizontal	Admin	30/03/2017
Nº REGISTRO:	REGISTRO REV.:	APROVADOR:	---
---	---	RESO LÍQUIDO:	41,37 kg
---	---	---	FOLHA: 1/1
RESERVAÇÃO:	---	CODIGO:	SALA
LAYOUT SALA TESTE EXTENSOMETRIA			

**APÊNDICE D - Gráfico de Pareto da qualidade da malha – Adesivo dupla face**

Figura D.16 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face com espessura nominal de 3 mm.

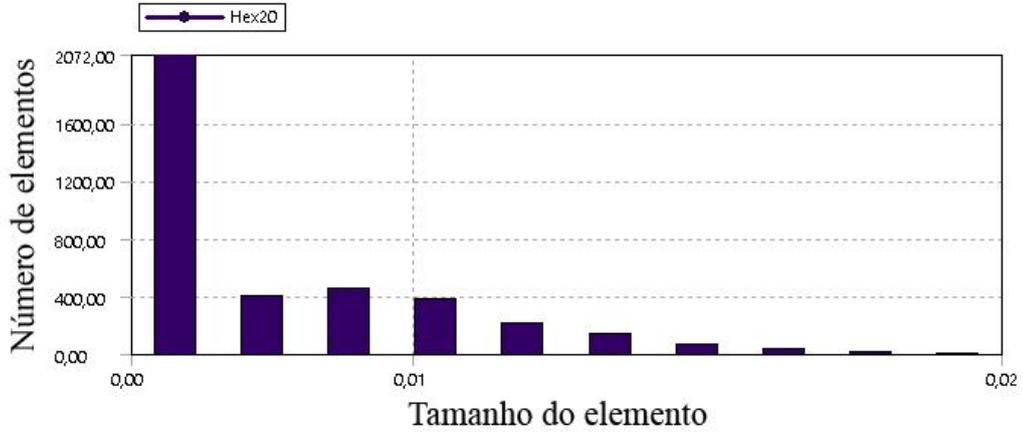


Figura D.17 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face com espessura nominal de 4 mm.

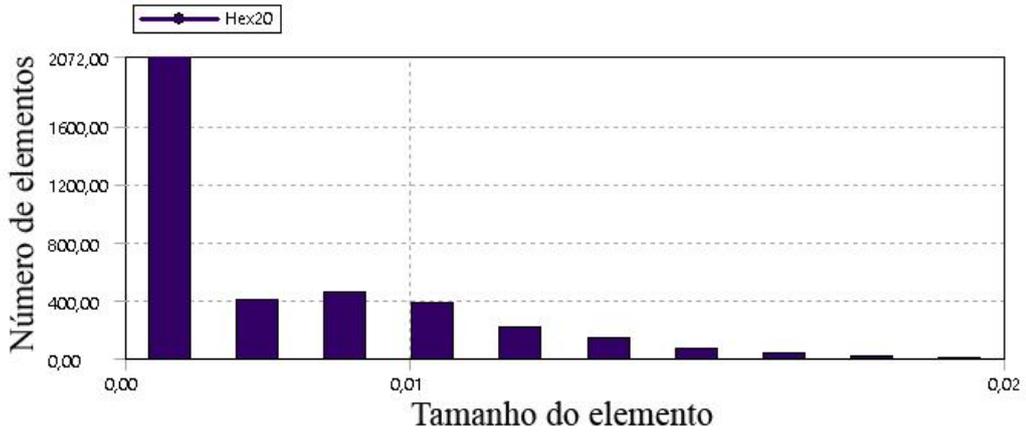
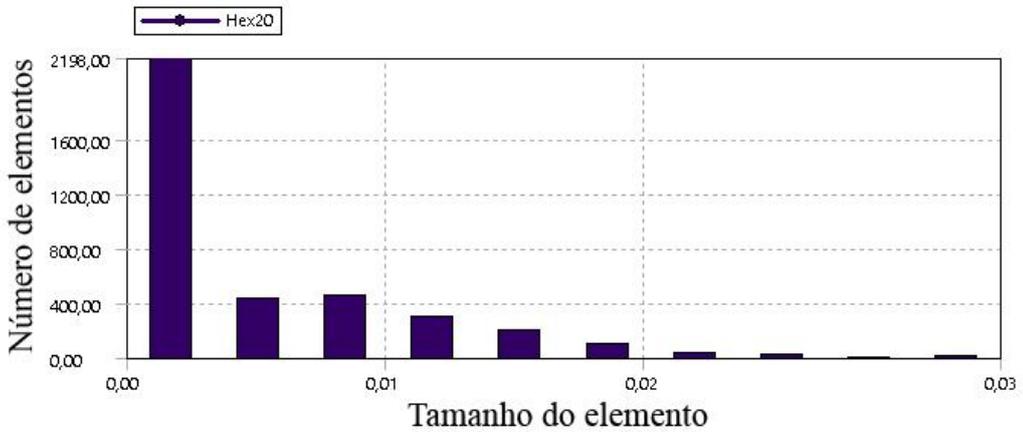


Figura D.18 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de adesivo dupla face com espessura nominal de 6 mm.



**APÊNDICE E - Gráfico de Pareto da qualidade da malha – Parafuso e porca**

Figura E.19 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca com espessura nominal de 3 mm.

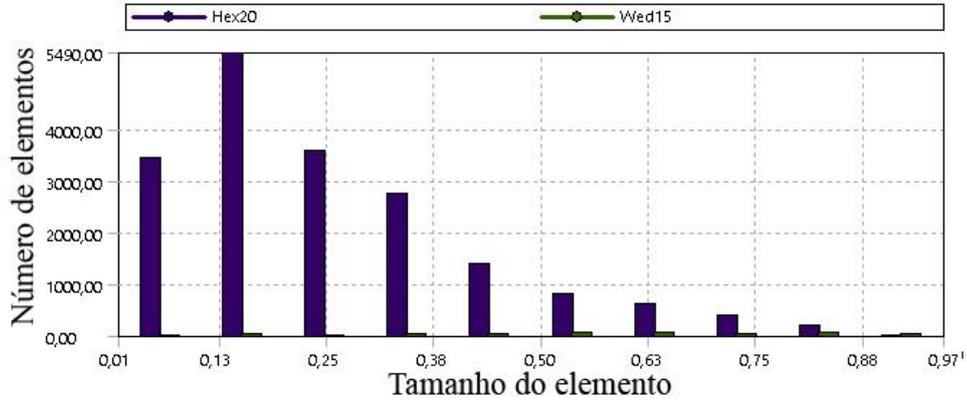


Figura E.20 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca com espessura nominal de 4 mm.

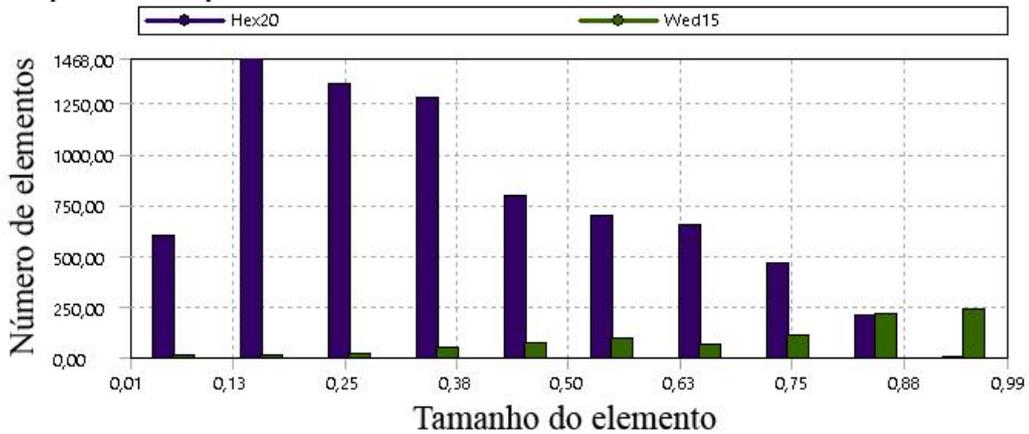


Figura E.21 – Gráfico de Pareto da qualidade da malha da estrutura sanduíche instalada através de parafuso e porca com espessura nominal de 6 mm.

