

Otávio Carvalho

Análise numérica da estrutura de um *cubesat*

São Luís – MA

2022

Otávio Carvalho

Análise numérica da estrutura de um *cubesat*

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Maranhão

Universidade Federal do Maranhão – UFMA
Centro de Ciência Exatas e Tecnologia – CCET
Bacharelado em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Jorge Bertoldo Junior
Coorientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Rios Brito Junior

São Luís – MA

2022

Ficha gerada por meio do SIGAA/Biblioteca com dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Diretoria Integrada de Bibliotecas/UFMA

Carvalho, Otávio.

Análise numérica da estrutura de um cubesat / Otávio
Carvalho. - 2022.

45 p.

Coorientador(a): Carlos Alberto Rios Brito Junior.

Orientador(a): Jorge Bertoldo Junior.

Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do
Maranhão, São Luís - MA, 2022.

1. Cubesat. 2. Simulação computacional. 3.
Subsistema estrutural. I. Junior, Carlos Alberto Rios
Brito. II. Junior, Jorge Bertoldo. III. Título.

Otávio Carvalho

Análise numérica da estrutura de um *cubesat*

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Maranhão

Trabalho aprovado. São Luís – MA ___ de _____ de 2022:

Prof. Dr. Jorge Bertoldo Junior
Orientador

Prof. Dr. Vilson Souza Pereira
Avaliador 1

Prof. Dr. Edilson Dantas Nóbrega
Avaliador 2

São Luís – MA
2022

Resumo

Cubesats são satélites miniaturizados que se tornaram muito populares nas últimas décadas, tanto em aplicações comerciais quanto acadêmicas. Na etapa de desenvolvimento desses satélites existe a necessidade da realização de simulações computacionais para avaliar a resposta da estrutura dos mesmos a diversas condições de carregamento, tais como as solicitações estáticas e aquelas devidas à ciclagem térmica. Em geral, tais análises são realizadas utilizando-se ferramentas comerciais que podem encarecer bastante o projeto, dessa forma, o objetivo deste estudo foi comparar os resultados de análises modal e estática provenientes de um *software* comercial amplamente consolidado, Ansys, e uma ferramenta multipropósito que é capaz de realizar simulações, Autodesk Inventor. Além disso, foi realizada uma análise referente aos efeitos térmicos na estrutura de um *cubesat*. As principais implicações do trabalho indicam que os resultados da análise modal obtidos por meio dos *softwares* considerados são em geral compatíveis, o que caracteriza o Autodesk Inventor como uma ferramenta promissora para realizar tais simulações. Na análise termo-estrutural os gradientes de temperatura determinados foram da ordem de 5 °C. Além disso, determinou-se que a estrutura avaliada é capaz de suportar os efeitos da fadiga térmica. Por fim foram apresentados os direcionamentos futuros e as oportunidades de melhoria do presente estudo.

Palavras-chave: *Cubesat*. Subsistema estrutural. Simulação computacional.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Modelos CAD	14
Figura 2 – Condições de contorno - análise modal	15
Figura 3 – Condições de contorno - análise estática	18
Figura 4 – Configuração do <i>deployer</i> de um <i>cubesat</i>	19
Figura 5 – Organização geral da análise termo-estrutural	21
Figura 6 – Fluxos de calor considerados	22
Figura 7 – Condições de contorno térmicas	22
Figura 8 – Detalhamento das condições de contorno térmicas	23
Figura 9 – Malhas típicas usadas nas simulações	26
Figura 10 – Resultados análise modal, malha mais refinada	30
Figura 11 – Tensões resultantes da análise estática do modelo M_1	31
Figura 12 – Tensões resultantes da análise estática do modelo M_2	31
Figura 13 – Tensões resultantes da análise estática do modelo M_3	32
Figura 14 – Distribuições de temperatura na estrutura analisada	34
Figura 15 – Distribuições de temperatura obtidas respectivamente em Gorev <i>et al.</i> [1] e Olatunji <i>et al.</i> [2]	35
Figura 16 – Tensões em Pa determinadas via análise termo-estrutural	35
Figura 17 – Modo de vibração 1	42
Figura 18 – Modo de vibração 2	42
Figura 19 – Modo de vibração 3	43
Figura 20 – Modo de vibração 4	43
Figura 21 – Modo de vibração 5	43
Figura 22 – Modo de vibração 6	44
Figura 23 – Modo de vibração 7	44
Figura 24 – Modo de vibração 8	44
Figura 25 – Modo de vibração 9	45
Figura 26 – Modo de vibração 10	45

Lista de tabelas

Tabela 1 – Parâmetros de malha das simulações MA_1 e MI_1	16
Tabela 2 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações MA_1 e MI_1	16
Tabela 3 – Parâmetros de malha das simulações MA_2 e MI_2	16
Tabela 4 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações MA_2 e MI_2	17
Tabela 5 – Parâmetros de malha das simulações MA_3 e MI_3	17
Tabela 6 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações MA_3 e MI_3	17
Tabela 7 – Parâmetros de malha das simulações EA_1 e EI_1	19
Tabela 8 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações EA_1 e EI_1	19
Tabela 9 – Parâmetros de malha das simulações EA_2 e EI_2	20
Tabela 10 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações EA_2 e EI_2	20
Tabela 11 – Parâmetros de malha das simulações EA_3 e EI_3	20
Tabela 12 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações EA_3 e EI_3	20
Tabela 13 – Parâmetros de malha das simulações TQ_3 e TF_3	24
Tabela 14 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações TQ_3 e TF_3	24
Tabela 15 – Frequências naturais em Hz obtidas por meio do modelo M_1	27
Tabela 16 – Frequências naturais em Hz obtidas por meio do modelo M_2	27
Tabela 17 – Frequências naturais em Hz obtidas por meio do modelo M_3	28
Tabela 18 – Diferenças percentuais absolutas entre as frequências naturais determinadas via modelo mais refinado	28
Tabela 19 – Tensões em Pa determinadas via simulações E_1	32
Tabela 20 – Tensões em Pa determinadas via simulações E_2	32
Tabela 21 – Tensões em Pa determinadas via simulações E_3	33
Tabela 22 – Tensões em Pa determinadas via análise termo-estrutural	36

Lista de símbolos

M_j	j -ésimo modelo CAD considerado.
MA_{jk}	Simulação referente à análise modal realizada na ferramenta Ansys com o j -ésimo modelo, considerando a k -ésima malha.
MA_j	Conjunto de simulações referentes à análise modal realizado na ferramenta Ansys com o j -ésimo modelo.
MI_{jk}	Simulação referente à análise modal realizada na ferramenta Inventor com o j -ésimo modelo, considerando a k -ésima malha.
MI_j	Conjunto de simulações referentes à análise modal realizado na ferramenta Inventor com o j -ésimo modelo.
EA_{jk}	Simulação referente à análise estática realizada na ferramenta Ansys com o j -ésimo modelo, considerando a k -ésima malha.
EA_j	Conjunto de simulações referentes à análise estática realizado na ferramenta Ansys com o j -ésimo modelo.
EI_{jk}	Simulação referente à análise estática realizada na ferramenta Inventor com o j -ésimo modelo, considerando a k -ésima malha.
EI_j	Conjunto de simulações referentes à análise estática realizado na ferramenta Inventor com o j -ésimo modelo.
m	Massa de um <i>cubesat</i> .
g	Aceleração devida à gravidade terrestre.
\vec{F}_c	Força suportada nas interfaces entre os satélites no <i>deployer</i> durante a etapa de lançamento.
Q''_{SOL}	Fluxo de calor originado do Sol.
α	Absortividade das faces do satélite.
S''_{SOL}	Irradiação solar.
Q''_{ALB}	Fluxo de calor devido à radiação solar refletida pela superfície terrestre.
f_e	Fator de vista.
ρ_{alb}	Coefficiente de albedo.

Q''_{IV}	Fluxo de calor devido à radiação emitida pela Terra.
S''_{TER}	Energia emitida pela Terra na forma de irradiação.
R_e	Raio da Terra.
h	Altitude da órbita do satélite considerado.
a_i	Coefficientes empíricos da equação (2.6).
n	Expoente empírico da equação (2.6).
S_{max}	Máxima tensão, medida em ksi, a qual o componente é submetido no ciclo de tensões.
R	Razão de <i>stress</i> , definida como $R = S_{min}/S_{max}$. Onde S_{min} é a mínima tensão, medida em ksi, a qual o componente é submetido no ciclo de tensões.
N_f	Quantidade de ciclos até a falha por fadiga.
n_l	Quantidade de ciclos a qual o satélite será submetido ao longo de sua vida útil.
T_{orb}	Período de órbita do <i>cubesat</i> considerado.
$D_{termico}$	Índice de dano térmico.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	10
2	METODOLOGIA	13
2.1	Modelos CAD	13
2.2	Análise modal	14
2.3	Análise estática	18
2.4	Análise termo-estrutural	21
3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	26
3.1	Análise modal	27
3.2	Análise estática	31
3.3	Análise termo-estrutural	34
4	CONCLUSÃO	37
	REFERÊNCIAS	39
	APÊNDICE A – MODOS DE VIBRAÇÃO	42

1 Introdução

Cubesats são satélites miniaturizados que, devido aos seus custos e dimensões reduzidas, tornaram-se muito populares nas últimas décadas, a princípio em ambientes acadêmicos, mostrando potencial de mercado posteriormente [3, 4]. Em geral esses satélites são medidos em unidades "U", onde um *cubesat* 1U tem o formato de um cubo com 10 centímetros de aresta e uma massa de até 2 quilogramas [5]. Projetos envolvendo *cubesats* são úteis para avaliar o desempenho de novos componentes e sistemas de aplicação espacial em órbitas baixas e, além desses benefícios tecnológicos, os estudantes envolvidos em tais iniciativas têm a oportunidade de experimentar um ambiente altamente multidisciplinar onde é possível desenvolver competências nas mais variadas áreas do conhecimento [6].

Geralmente, o projeto de um satélite baseia-se em uma arquitetura modular, onde cada módulo ou subsistema é responsável por uma função particular e possui componentes de *hardware* e *software* específicos [7]. Este estudo é focado no subsistema estrutural, o qual provê suporte mecânico a todos os demais subsistemas de um equipamento espacial, estabelece uma interface com o veículo lançador e auxilia no processo de separação de ambos [8]. O principal objetivo desse subsistema é acomodar e proteger a carga útil do satélite ao longo de todas as etapas da missão, desde o transporte até o lançamento em órbita [9].

No decorrer do desenvolvimento de um *cubesat* realizam-se campanhas de testes experimentais e numéricos visando prever o comportamento estrutural do satélite quando submetido a carregamentos característicos da etapa de lançamento [3]. A realização de simulações computacionais permite ao projetista identificar oportunidades de otimização e melhoria de desempenho da estrutura antes de dar seguimento às verificações em laboratório. Além disso, por meio dessa prática é possível avaliar diversos aspectos da montagem do satélite, como a adequação às dimensões do veículo lançador e o arranjo interno de seus diversos componentes [9].

A simulação computacional de estruturas de satélite é, em geral, realizada por meio de uma técnica numérica conhecida como Método dos Elementos Finitos (MEF) [3, 10]. Park, Kim e Park [11] empregaram o MEF para validar os projetos estrutural e térmico de dois *cubesats*. Nesse trabalho os autores avaliaram por meio de simulações os efeitos de carregamentos quase estáticos, da vibração aleatória, das cargas de choque e realizaram uma análise modal. Israr [12] usou o MEF para realizar análises estática, modal e harmônica da estrutura de um satélite. O principal objetivo do autor foi avaliar se o satélite suportaria as solicitações mecânicas geradas na etapa de lançamento. Barsoum, Ibrahim e Fawzy [6] realizaram simulações computacionais por meio do MEF para avaliar

a resposta da estrutura de um *cubesat* a carregamentos quase estáticos, além de analisarem as respostas à vibração aleatória e determinarem as frequências naturais da estrutura usando a análise modal. Athirah *et al.* [13] fizeram uso do MEF para realizar análises estruturais e térmicas de um *cubesat*, chegando a avaliar a influência de diferentes variáveis no desempenho final da estrutura.

Além das solicitações mecânicas existentes na fase de lançamento, uma vez em órbita os satélites estão sujeitos aos efeitos do *stress* térmico devido às condições de temperaturas não uniformes e dinâmicas encontradas nesse meio. De modo que os diferentes materiais presentes no sistema, como o alumínio e alguns polímeros, se comportarão de forma distinta em resposta a essas variações de temperatura, o que pode levar ao surgimento de tensões e deformações nos materiais usados, levando a duas consequências imediatas [14]: o comprometimento de componentes sensíveis do satélite, como sensores, câmeras e lentes, que têm suas funções afetadas pelas deformações estruturais devidas à variação de temperatura e a ocorrência de danos relacionados à fadiga da estrutura, causada por tensões térmicas cíclicas, ou seja, que surgem ao longo da órbita do satélite devido a alternância entre regiões iluminadas e de eclipse que levam a uma variação cíclica da temperatura a que o satélite é submetido.

A análise dos efeitos do *stress* térmico na estrutura pode ser realizada por meio de simulação numérica, onde o método dos elementos finitos pode mais uma vez ser usado, como descrito em Abdelal, Abulfoutouh e Gad [14]. O MEF também foi usado por Güvenç, Topcu e Tola [15] para determinar as tensões resultantes dos efeitos da temperatura na estrutura de um *cubesat*. Gorev *et al.* [1] determinaram as deformações resultantes dos efeitos térmicos na estrutura de um *cubesat* usando o método dos elementos finitos. Ortega, Sisniega e Alcántara [16] determinaram as tensões resultantes da variação de temperatura observada na estrutura de um *cubesat* usando o MEF. Abdelal *et al.* [17] usaram simulações computacionais para analisar o comportamento em fadiga da estrutura de um satélite submetida ao *stress* térmico.

Tanto os efeitos devidos aos carregamentos gerados na etapa de lançamento quanto aqueles relacionados ao *stress* térmico devem ser considerados na etapa de projeto de um *cubesat*. Nesse contexto, ferramentas baseadas no MEF vêm sendo constantemente empregadas nas etapas de simulação numérica de tais efeitos. No entanto, ainda é comum que tais análises sejam realizadas em ferramentas comerciais, o que pode encarecer bastante o projeto. Dessa forma, é interessante fazer uso de ferramentas de uso livre ou que possuam alguma forma de licenciamento educacional. Nesse contexto, o presente trabalho tem como foco realizar a comparação entre duas ferramentas que implementam o MEF, o Ansys, uma plataforma comercialmente bastante consolidada, e o Autodesk Inventor, um *software* multipropósito que oferece pacotes de ferramentas numéricas que podem ser aplicadas em estudos de simulação computacional. O principal objetivo é confrontar os resultados das

análises modal e estática da estrutura de um satélite obtidos por meio das duas ferramentas de simulação numérica consideradas (Ansys e Autodesk Inventor). Ademais, planeja-se avaliar os efeitos do *stress* térmico na estrutura de um *cubesat*. A realização deste trabalho contribui para avaliar o desempenho de uma ferramenta de fácil aplicação em estudos de simulação numérica (Autodesk Inventor).

O presente estudo está organizado da seguinte forma: a seção *Metodologia* contém a descrição das etapas necessárias para a obtenção dos resultados apresentados e discutidos na seção *Resultados e discussão*, finalizando o trabalho na seção *Conclusão*.

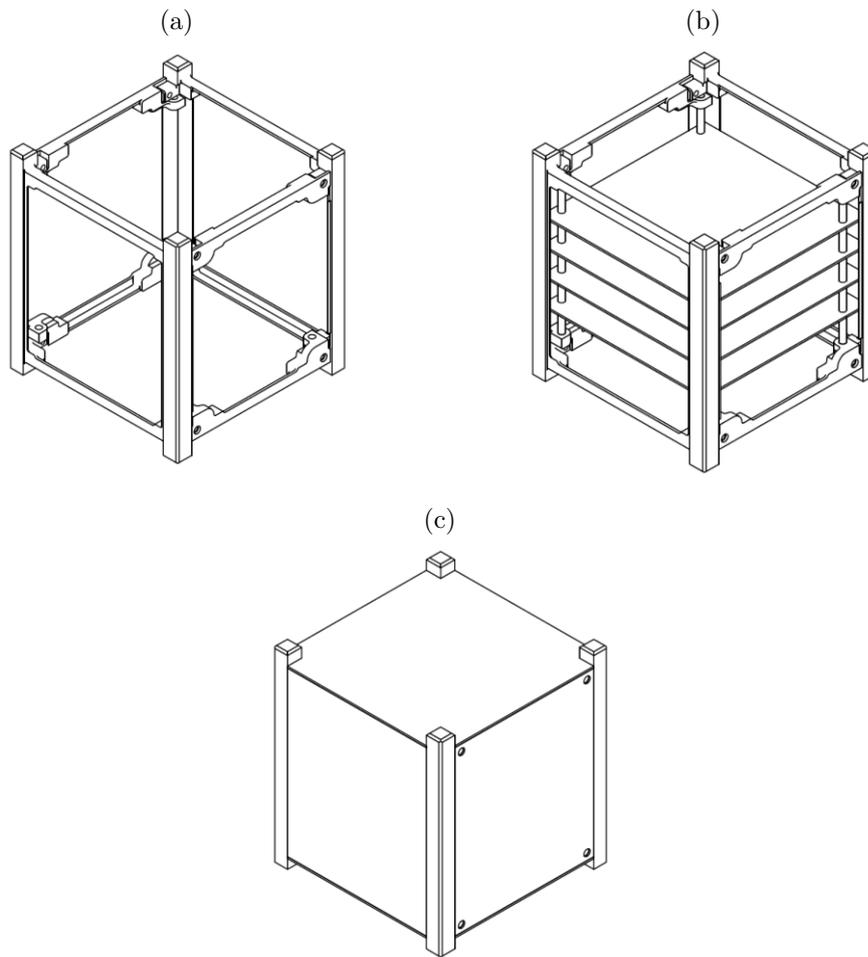
2 Metodologia

Neste capítulo a metodologia do trabalho será detalhada. Inicialmente serão indicadas as etapas da análise modal na seção 2.2. Em seguida, na seção 2.3 o foco será na análise estática e, por fim, a análise termo-estrutural será apresentada na seção 2.4. Ademais, um aspecto comum às três abordagens são os modelos CAD empregados, os quais serão especificados na seção 2.1. A respeito das licenças dos *softwares* usados: uma licença estudantil do Autodesk Inventor foi utilizada nas simulações modal e estática; em relação ao Ansys, uma licença de pesquisa, cedida pela ESSI, foi usada integralmente na análise modal e parcialmente nas análises estática e termo-estrutural, além disso, uma licença estudantil foi usada parcialmente nas análises estática e termo-estrutural.

2.1 Modelos CAD

Na Figura 1 observam-se os modelos CAD utilizados neste estudo. Os quais correspondem a uma estrutura *cubesat* 1U, produzida pela empresa ISISPACE [18]. Nota-se que os modelos analisados apresentam um grau crescente de complexidade, para avaliar como esse aspecto influencia nos resultados obtidos. No decorrer do trabalho, os modelos indicados nas Figuras 1 (a), 1 (b) e 1 (c) serão referenciados, respectivamente, como modelos M_1 , M_2 e M_3 . Note que o modelo M_2 consiste no M_1 acrescido de quatro placas internas, que representam as superfícies onde encontram-se os componentes eletrônicos do satélite. Já o modelo M_3 , nada mais é que o M_2 acrescido de placas em suas faces, o que se aproxima ainda mais da configuração real de um *cubesat*. Vale ressaltar que os modelos CAD usados consistem na estrutura indicada em [18] com algumas simplificações: a eliminação de alguns furos destinados a elementos de fixação e a desconsideração do mecanismo de separação da estrutura. Na próxima subseção encontram-se mais detalhes a respeito da análise modal realizada.

Figura 1 – Modelos CAD



Fonte: Autoria própria (2022)

Outro aspecto a ser mencionado é o tipo de elemento empregado nas análises, um fator determinante nos resultados obtidos [19]. Neste trabalho foram utilizados elementos sólidos não lineares. Especificamente, nas análises realizadas no Ansys os elementos usados majoritariamente foram tetraédricos de segunda ordem (Tet10) e hexaédricos com 20 nós (Hex20).

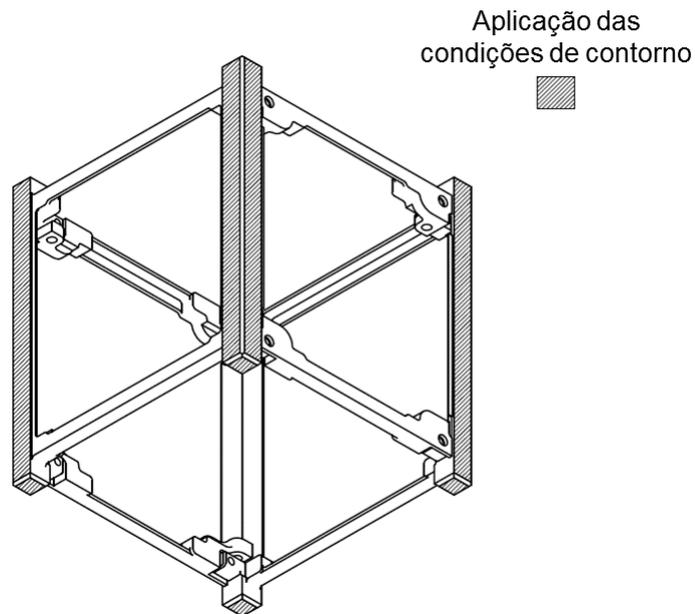
Nas seções seguintes serão indicados os parâmetros usados nas diferentes análises. Ressalta-se que em todas as simulações as malhas usadas foram geradas automaticamente tanto pelo Ansys quanto pelo Inventor, além de que o refinamento de tais malhas se deu de forma manual. O material considerado em todas as simulações foi a liga de alumínio 6061-T6.

2.2 Análise modal

Nesta seção os principais aspectos tratados serão as condições de contorno usadas e os parâmetros das malhas empregadas nas simulações. As condições de contorno foram definidas a fim de simular as condições encontradas na fase de lançamento do satélite

[3]. Dessa forma, as condições de contorno consistiram em restringir os deslocamentos e rotações em todas as direções nas faces hachuradas da Figura 2, ou seja, considerou-se um suporte do tipo fixo. Note que, apesar de o modelo M_1 estar representado na Figura 2, as mesmas condições de contorno foram adotadas para os modelos M_2 e M_3 . Além disso, as faces simétricas àquelas destacadas na Figura 2 também foram consideradas ao definirem-se as condições de contorno.

Figura 2 – Condições de contorno - análise modal



Fonte: Autoria própria (2022)

Com respeito à discretização usada nas análises numéricas, conduziu-se um estudo de convergência de malha. Essa etapa consiste em repetir a simulação com malhas mais refinadas e avaliar se ocorrem mudanças significativas nos resultados [20]. Para isso foram geradas três malhas distintas para cada um dos modelos considerados, por motivos de organização as simulações serão referenciadas através de códigos definidos da seguinte forma:

- A simulação realizada na plataforma Ansys, usando o j -ésimo modelo, considerando a k -ésima malha será referenciada como MA_{jk} . Onde o M indica análise modal e o A representa a plataforma Ansys. Além disso, j e k podem assumir os valores 1, 2 e 3, indicando os três modelos considerados e as três malhas geradas com diferentes graus de refinamento. Analogamente, as simulações realizadas no Autodesk Inventor são referenciadas como MI_{jk} , onde o I designa o Inventor.
- Quando o subscrito k for omitido, MA_j ou MI_j indicarão o conjunto simulações realizadas usando o modelo j .

Na Tabela 1 estão dispostas as quantidades de elementos e nós usadas nas simulações MA_1 e MI_1 .

Tabela 1 – Parâmetros de malha das simulações MA_1 e MI_1

	Ansys			Autodesk Inventor		
	MA_{11}	MA_{12}	MA_{13}	MI_{11}	MI_{12}	MI_{13}
Elementos	22472	26522	80287	23368	26913	76608
Nós	44456	53307	138614	43915	51087	137854

Fonte: Autoria própria (2022)

Os aumentos percentuais nas quantidades de elementos e nós referentes às informações dispostas na Tabela 1 podem ser consultados na Tabela 2.

Tabela 2 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações MA_1 e MI_1

	Ansys		Autodesk Inventor	
	$MA_{11} \rightarrow MA_{12}$	$MA_{12} \rightarrow MA_{13}$	$MI_{11} \rightarrow MI_{12}$	$MI_{12} \rightarrow MI_{13}$
Elementos	18 %	202 %	15 %	184 %
Nós	19 %	160 %	16 %	169 %

Fonte: Autoria própria (2022)

Na Tabela 3 estão dispostas as quantidades de elementos e nós usadas nas simulações MA_2 e MI_2 .

Tabela 3 – Parâmetros de malha das simulações MA_2 e MI_2

	Ansys			Autodesk Inventor		
	MA_{21}	MA_{22}	MA_{23}	MI_{21}	MI_{22}	MI_{23}
Elementos	24871	31856	54881	32860	38812	114218
Nós	60571	90832	164617	62110	73154	200883

Fonte: Autoria própria (2022)

Os aumentos percentuais nas quantidades de elementos e nós referentes às informações dispostas na Tabela 3 podem ser consultados na Tabela 4.

Tabela 4 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações MA₂ e MI₂

	Ansys		Autodesk Inventor	
	MA ₂₁ → MA ₂₂	MA ₂₂ → MA ₂₃	MI ₂₁ → MI ₂₂	MI ₂₂ → MI ₂₃
Elementos	28 %	72 %	18 %	194 %
Nós	49 %	81 %	17 %	174 %

Fonte: Autoria própria (2022)

Na Tabela 5 estão dispostas as quantidades de elementos e nós usadas nas simulações MA₃ e MI₃.

Tabela 5 – Parâmetros de malha das simulações MA₃ e MI₃

	Ansys			Autodesk Inventor		
	MA ₃₁	MA ₃₂	MA ₃₃	MI ₃₁	MI ₃₂	MI ₃₃
Elementos	30740	41612	81357	42143	58327	480569
Nós	79556	132875	276688	81520	112763	819053

Fonte: Autoria própria (2022)

Os aumentos percentuais nas quantidades de elementos e nós referentes às informações dispostas na Tabela 5 podem ser consultados na Tabela 6.

Tabela 6 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações MA₃ e MI₃

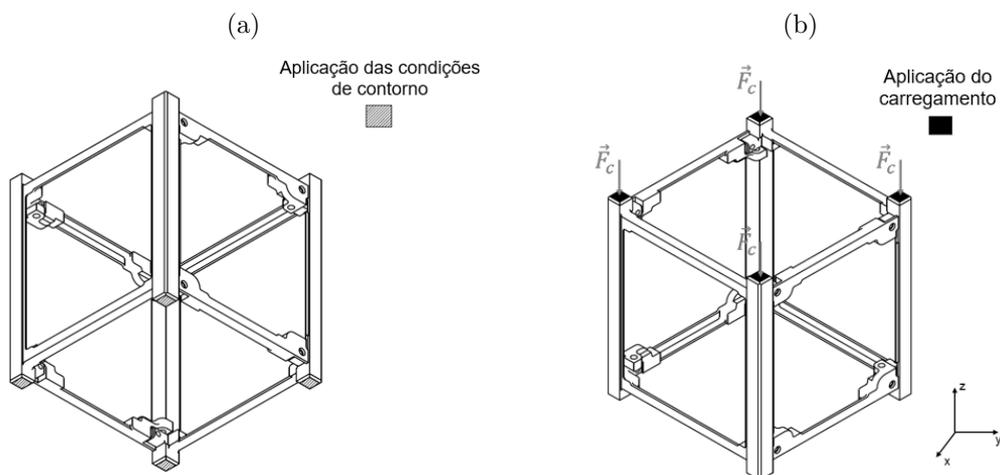
	Ansys		Autodesk Inventor	
	MA ₃₁ → MA ₃₂	MA ₃₂ → MA ₃₃	MI ₃₁ → MI ₃₂	MI ₃₂ → MI ₃₃
Elementos	35 %	95 %	38 %	723 %
Nós	67 %	108 %	38 %	626 %

Fonte: Autoria própria (2022)

2.3 Análise estática

No caso da análise estática, as condições de contorno compreendem tanto aspectos relacionados às restrições de movimento do modelo quanto aos carregamentos aplicados. Com respeito às restrições de deslocamento do modelo, as condições de contorno foram definidas de modo a impedir deslocamentos em algumas faces do modelo. Na Figura 3 (a) é possível observar as faces onde foram aplicadas as referidas condições de contorno. Em relação às cargas consideradas, adotaram-se condições que simulem uma situação real. Na Figura 4 é possível observar um *deployer* de *cubesats*, ou seja, um dispositivo no qual os satélites são acomodados durante a operação de lançamento. Durante a etapa de lançamento em órbita os *cubesats* são empilhados no dispositivo ilustrado na Figura 4.

Figura 3 – Condições de contorno - análise estática

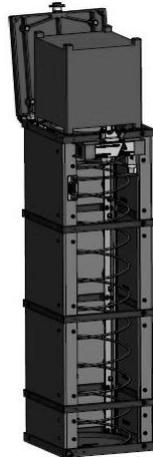


Fonte: Autoria própria (2022)

As condições de carregamento adotadas consideram que o *cubesat* analisado encontra-se no nível mais inferior do dispositivo ilustrado na Figura 4, com dois outros satélites imediatamente acima. Dessa forma, os carregamentos aplicados resultam da massa dos outros dois *cubesats* submetidos à aceleração da fase de lançamento [3]. Considerando que um *cubesat* possua uma massa m de 1,3 kg e que a aceleração experimentada pelo conjunto de satélites seja de dez vezes a aceleração da gravidade g , obtém-se a carga F por meio da equação (2.1) [3, 21].

$$F = 2m10g = 2 \cdot 1,3 \cdot 10 \cdot 9,81 = 255,06 \text{ N} \quad (2.1)$$

A carga F é suportada pelos pontos de contato do satélite com o *cubesat* seguinte indicados na Figura 3 (b). Dessa forma, uma força de magnitude $F_c = F/4 = 63,765 \text{ N}$ na direção negativa do eixo z considerado é aplicada em cada ponto de contato indicado pela hachura escura sólida na Figura 3 (b) [3].

Figura 4 – Configuração do *deployer* de um *cubesat*

Fonte: Adaptado de Astrofein [22]

As simulações referentes à análise estática serão referenciadas de forma semelhante àquelas da análise modal. Dessa forma, EA_{jk} corresponde à simulação estática realizada na plataforma Ansys usando o j -ésimo modelo e a k -ésima malha. A indicação EA_j significa que a simulação refere-se ao modelo j . Uma referência análoga é usada para as simulações realizadas por meio da plataforma Autodesk Inventor, ou seja, EI_{jk} . Nas Tabelas 7, 9 e 11 é possível verificar os parâmetros das malhas utilizadas.

Tabela 7 – Parâmetros de malha das simulações EA_1 e EI_1

	Ansys			Autodesk Inventor		
	EA_{11}	EA_{12}	EA_{13}	EI_{11}	EI_{12}	EI_{13}
Elementos	22472	26522	43866	21157	30515	76608
Nós	44456	53307	86625	40872	57389	137854

Fonte: Autoria própria (2022)

Os aumentos percentuais nas quantidades de elementos e nós referentes às informações dispostas na Tabela 7 podem ser consultados na Tabela 8.

Tabela 8 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações EA_1 e EI_1

	Ansys		Autodesk Inventor	
	$EA_{11} \rightarrow EA_{12}$	$EA_{12} \rightarrow EA_{13}$	$EI_{11} \rightarrow EI_{12}$	$EI_{12} \rightarrow EI_{13}$
Elementos	18 %	65 %	44 %	151 %
Nós	19 %	65 %	40 %	140 %

Fonte: Autoria própria (2022)

Tabela 9 – Parâmetros de malha das simulações EA₂ e EI₂

	Ansys			Autodesk Inventor		
	EA ₂₁	EA ₂₂	EA ₂₃	EI ₂₁	EI ₂₂	EI ₂₃
Elementos	24871	31856	54881	52841	75259	114218
Nós	60571	90832	164617	99235	134795	200883

Fonte: Aatoria própria (2022)

Os aumentos percentuais nas quantidades de elementos e nós referentes às informações dispostas na Tabela 9 podem ser consultados na Tabela 10.

Tabela 10 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações EA₂ e EI₂

	Ansys		Autodesk Inventor	
	EA ₂₁ → EA ₂₂	EA ₂₂ → EA ₂₃	EI ₂₁ → EI ₂₂	EI ₂₂ → EI ₂₃
Elementos	28 %	72 %	42 %	51 %
Nós	49 %	81 %	35 %	49 %

Fonte: Aatoria própria (2022)

Tabela 11 – Parâmetros de malha das simulações EA₃ e EI₃

	Ansys			Autodesk Inventor		
	EA ₃₁	EA ₃₂	EA ₃₃	EI ₃₁	EI ₃₂	EI ₃₃
Elementos	30914	41497	81679	104368	181735	315950
Nós	79721	131603	278186	188727	316578	542415

Fonte: Aatoria própria (2022)

Os aumentos percentuais nas quantidades de elementos e nós referentes às informações dispostas na Tabela 11 podem ser consultados na Tabela 12.

Tabela 12 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações EA₃ e EI₃

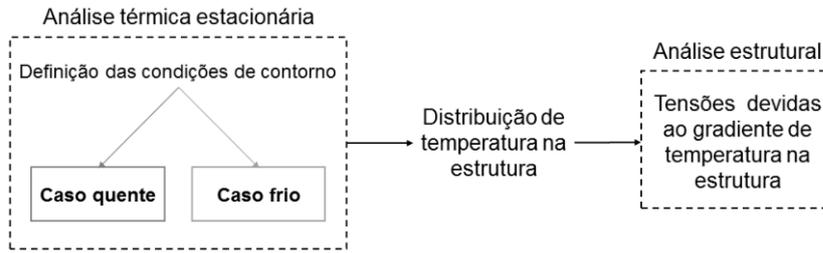
	Ansys		Autodesk Inventor	
	EA ₃₁ → EA ₃₂	EA ₃₂ → EA ₃₃	EI ₃₁ → EI ₃₂	EI ₃₂ → EI ₃₃
Elementos	34 %	96 %	74 %	73 %
Nós	65 %	111 %	67 %	71 %

Fonte: Aatoria própria (2022)

2.4 Análise termo-estrutural

A avaliação dos efeitos termo-estruturais no satélite foi realizada em duas etapas. Em um primeiro momento foi realizada uma análise puramente térmica, cujo objetivo foi determinar a variação de temperatura ao longo da estrutura. Em seguida, o campo de temperaturas obtido foi utilizado como parâmetro de entrada em uma análise estrutural, a partir da qual foram obtidas as tensões geradas na estrutura. Na Figura 5 observa-se um esquema geral da análise termo-estrutural realizada. Ademais, a análise termo-estrutural foi realizada na ferramenta Ansys.

Figura 5 – Organização geral da análise termo-estrutural



Fonte: Autoria própria (2022)

A etapa inicial da análise dos efeitos térmicos na estrutura do *cubesat* consiste em definir as condições de contorno térmicas. Na Figura 6 encontra-se uma representação das condições térmicas consideradas no presente estudo. As setas vermelhas representam os fluxos de calor que incidem sobre o satélite. Na equação (2.2), Q''_{SOL} representa o fluxo de calor originado do Sol, em que α denota a absorvidade da face e S''_{SOL} representa a irradiação solar em W/m^2 [23]. Na equação (2.3), Q''_{ALB} indica o fluxo de calor devido à radiação solar refletida pela superfície terrestre, conhecida como albedo. Em que f_e denota o fator de vista e ρ_{alb} é o coeficiente de albedo, responsável por mensurar a parcela da irradiação solar refletida pelo planeta. Nesse estudo considera-se $\rho_{alb} = 0,3$ [24, 25]. Na equação (2.4), Q''_{IV} indica o fluxo de calor devido à radiação emitida pela Terra, em que S''_{TER} representa a energia emitida pelo planeta na forma de irradiação [24].

$$Q''_{SOL} = \alpha S''_{SOL} \quad (2.2)$$

$$Q''_{ALB} = \alpha f_e \rho_{alb} S''_{SOL} \quad (2.3)$$

$$Q''_{IV} = f_e S''_{TER} \quad (2.4)$$

O fator de vista f_e é determinado por meio da equação (2.5), onde R_e representa o raio da Terra, tomado como 6378 km, e h indica a altitude da órbita do satélite, igual a 540 km [26].

$$f_e = \left(\frac{R_e}{R_e + h} \right)^2 = 0,85 \quad (2.5)$$

O termo S''_{SOL} é tomado como $1412,9 \text{ W/m}^2$ e a parcela S''_{TER} como 237 W/m^2 [24, 27]. O fator α , para uma superfície de alumínio polido, é igual a $0,15$ [25]. Considerando essas informações, tem-se que $Q''_{SOL} = 211,9 \text{ W/m}^2$, $Q''_{ALB} = 54,0 \text{ W/m}^2$ e $Q''_{IV} = 201,4 \text{ W/m}^2$.

Figura 6 – Fluxos de calor considerados



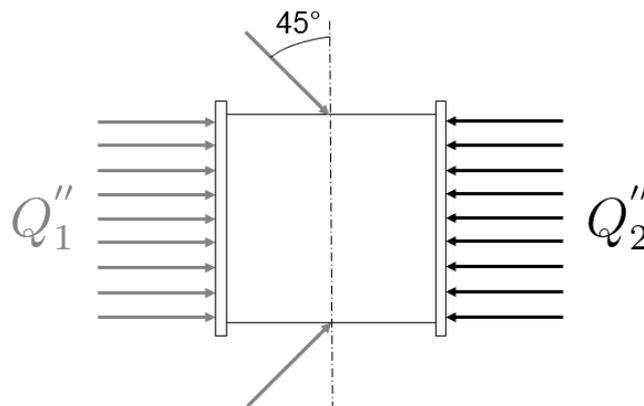
Fonte: Autoria própria (2022)

Na Figura 7 encontra-se uma representação mais detalhada da incidência dos fluxos de calor na estrutura considerada [26]. Note que as parcelas Q''_1 e Q''_2 são dadas por:

$$Q''_1 = \begin{cases} Q''_{SOL}, & \text{caso quente} \\ 0, & \text{caso frio} \end{cases}$$

$$Q''_2 = \begin{cases} Q''_{ALB} + Q''_{IV}, & \text{caso quente} \\ Q''_{IV}, & \text{caso frio} \end{cases}$$

Figura 7 – Condições de contorno térmicas



Fonte: Adaptado de Lai [26]

Tabela 13 – Parâmetros de malha das simulações TQ₃ e TF₃

	Caso quente			Caso frio		
	TQ ₃₁	TQ ₃₂	TQ ₃₃	TF ₃₁	TF ₃₂	TF ₃₃
Elementos	24050	30913	48647	24050	30913	48647
Nós	68787	79717	114554	68787	79717	114554

Fonte: Autoria própria (2022)

Os aumentos percentuais nas quantidades de elementos e nós referentes às informações dispostas na Tabela 13 podem ser consultados na Tabela 14.

Tabela 14 – Aumento percentual nos parâmetros das malhas usadas nas simulações TQ₃ e TF₃

	Caso quente		Caso frio	
	TQ ₃₁ → TQ ₃₂	TQ ₃₂ → TQ ₃₃	TF ₃₁ → TF ₃₂	TF ₃₂ → TF ₃₃
Elementos	28 %	57 %	28 %	57 %
Nós	15 %	43 %	15 %	43 %

Fonte: Autoria própria (2022)

A análise da vida em fadiga da estrutura devida ao ciclo térmico experimentado é realizada por meio da equação (2.6). A qual representa uma expressão empírica desenvolvida para estimar a vida em fadiga, representada pelo número de ciclos até a falha (N_f), de produtos fabricados com a liga de alumínio 6061-T6 [17, 29, 30].

$$\log(N_f) = a_1 - a_2 \log[S_{max}(1 - R)^n - a_3] \quad (2.6)$$

Na equação (2.6), o operador log representa o logaritmo decimal. Os demais parâmetros são definidos da seguinte forma:

- $a_1 = 20,68$
- $a_2 = 9,84$
- $a_3 = 0,00$
- $n = 0,63$
- S_{max} : máxima tensão, medida em ksi, a qual o componente é submetido no ciclo de tensões.
- R : razão de *stress*, definida como $R = S_{min}/S_{max}$. Onde S_{min} é a mínima tensão, medida em ksi, a qual o componente é submetido no ciclo de tensões.

Uma vez obtido, o valor de N_f é então comparado com número de ciclos aos quais o satélite estará submetido ao longo de sua vida útil. O período de órbita do *cubesat* considerado é estimado em $T_{orb} = 5835$ segundos [31]. Considerando uma vida útil de aproximadamente um ano, o satélite em questão será submetido a $n_l = 5,4 \cdot 10^3$ ciclos de tensões térmicas. Uma forma de avaliar se os efeitos da fadiga térmica comprometerão a estrutura do satélite consiste em determinar o chamado índice de dano térmico ($D_{termico}$), definido na equação (2.7) [32].

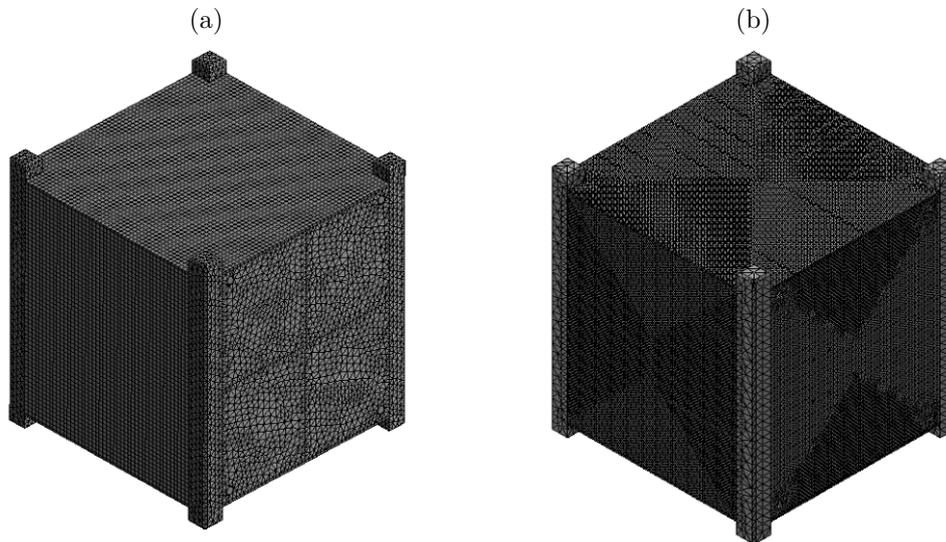
$$D_{termico} = \frac{n_l}{N_f} \quad (2.7)$$

Note que a estrutura estará resguardada com relação aos efeitos da fadiga térmica se $D_{termico} < 1$. Além disso, quanto menor o valor de $D_{termico}$, melhor.

3 Resultados e discussão

O propósito dessa seção é apresentar os resultados obtidos e discutir as suas implicações. A abordagem sequencial adotada na metodologia, na qual as diferentes análises foram tratadas separadamente, será mantida nesta seção. Inicialmente, aspectos relacionados à geração de malhas nas simulações serão tratados. Na Figura 9 é possível observar malhas típicas usadas nas simulações na plataforma Ansys, Figura 9 (a), e na ferramenta Autodesk Inventor, Figura 9 (b).

Figura 9 – Malhas típicas usadas nas simulações



Fonte: Autoria própria (2022)

Ao analisar a Figura 9 é possível perceber que as malhas geradas são marcadamente distintas, o que deve-se principalmente ao fato de que os *softwares* disponíveis no mercado usam algoritmos de geração de malha diferentes [33]. A seguir serão apresentados os resultados referentes às simulações realizadas.

3.1 Análise modal

Nesta seção os resultados obtidos por meio da análise modal serão discutidos, os quais correspondem às frequências naturais dos modelos. Nas Tabelas 15, 16 e 17 observam-se, respectivamente, os resultados obtidos por meio dos modelos M_1 , M_2 e M_3 .

Tabela 15 – Frequências naturais em Hz obtidas por meio do modelo M_1

Modo de vibração	Ansys			Autodesk Inventor		
	MA_{11}	MA_{12}	MA_{13}	MI_{11}	MI_{12}	MI_{13}
1	3121,82	3113,76	3095,40	3151,61	3132,17	3109,36
2	3121,88	3113,83	3095,46	3151,81	3132,34	3110,41
3	3123,67	3114,08	3095,79	3152,18	3133,86	3111,03
4	3123,75	3114,14	3095,86	3154,09	3135,97	3111,50
5	4580,76	4574,53	4473,64	3976,60	4009,34	3826,95
6	4583,83	4575,00	4474,78	4262,86	4254,47	4122,46
7	4584,64	4575,84	4475,61	4569,22	4534,21	4424,15
8	4585,13	4578,75	4476,00	4592,07	4551,66	4469,17
9	4635,55	4635,78	4629,66	4613,62	4568,44	4471,78
10	4792,40	4791,45	4784,39	4689,62	4619,26	4543,60

Fonte: Autoria própria (2022)

Tabela 16 – Frequências naturais em Hz obtidas por meio do modelo M_2

Modo de vibração	Ansys			Autodesk Inventor		
	MA_{21}	MA_{22}	MA_{23}	MI_{21}	MI_{22}	MI_{23}
1	479,12	478,12	477,39	630,22	526,66	477,31
2	483,34	482,30	481,44	684,37	527,00	483,33
3	486,70	485,67	484,85	693,46	531,00	487,39
4	488,43	487,34	486,50	700,26	539,04	487,63
5	510,84	513,30	519,04	760,17	600,42	574,30
6	666,47	665,50	665,78	870,79	606,13	574,83
7	779,57	777,78	776,58	876,74	878,29	780,69
8	785,11	783,23	781,96	1073,01	930,91	785,22
9	789,26	787,30	785,99	1111,76	946,63	796,39
10	791,69	789,74	788,42	1133,80	963,22	798,35

Fonte: Autoria própria (2022)

Tabela 17 – Frequências naturais em Hz obtidas por meio do modelo M₃

Modo de vibração	Ansys			Autodesk Inventor		
	MA ₃₁	MA ₃₂	MA ₃₃	MI ₃₁	MI ₃₂	MI ₃₃
1	476,38	475,39	474,60	666,69	514,50	477,77
2	481,52	480,49	479,64	691,96	519,25	477,81
3	485,48	484,42	483,54	713,06	535,93	484,92
4	488,19	487,09	486,18	724,90	536,23	485,14
5	609,20	608,47	608,57	732,13	607,40	582,81
6	610,97	610,38	610,17	892,20	608,63	585,02
7	774,85	773,10	771,93	941,93	887,41	775,50
8	782,06	780,22	778,97	1098,29	904,14	784,19
9	787,81	785,90	784,62	1177,72	905,09	790,90
10	791,30	789,35	788,00	1236,17	928,32	855,90

Fonte: Autoria própria (2022)

As diferenças percentuais absolutas entre os valores de frequência natural determinados por meio das simulações realizadas com as malhas mais refinadas estão dispostas na Tabela 18. Os percentuais dispostos na Tabela 18 foram calculados considerando como valores base as frequências naturais determinadas via Ansys.

Tabela 18 – Diferenças percentuais absolutas entre as frequências naturais determinadas via modelo mais refinado

Modo de vibração	Modelo CAD		
	M ₁	M ₂	M ₃
1	0,45 %	0,02 %	0,67 %
2	0,48 %	0,39 %	0,38 %
3	0,49 %	0,52 %	0,29 %
4	0,51 %	0,23 %	0,21 %
5	14,46 %	10,65 %	4,23 %
6	7,87 %	13,66 %	4,12 %
7	1,15 %	0,53 %	0,46 %
8	0,15 %	0,42 %	0,67 %
9	3,41 %	1,32 %	0,80 %
10	5,03 %	1,26 %	8,62 %

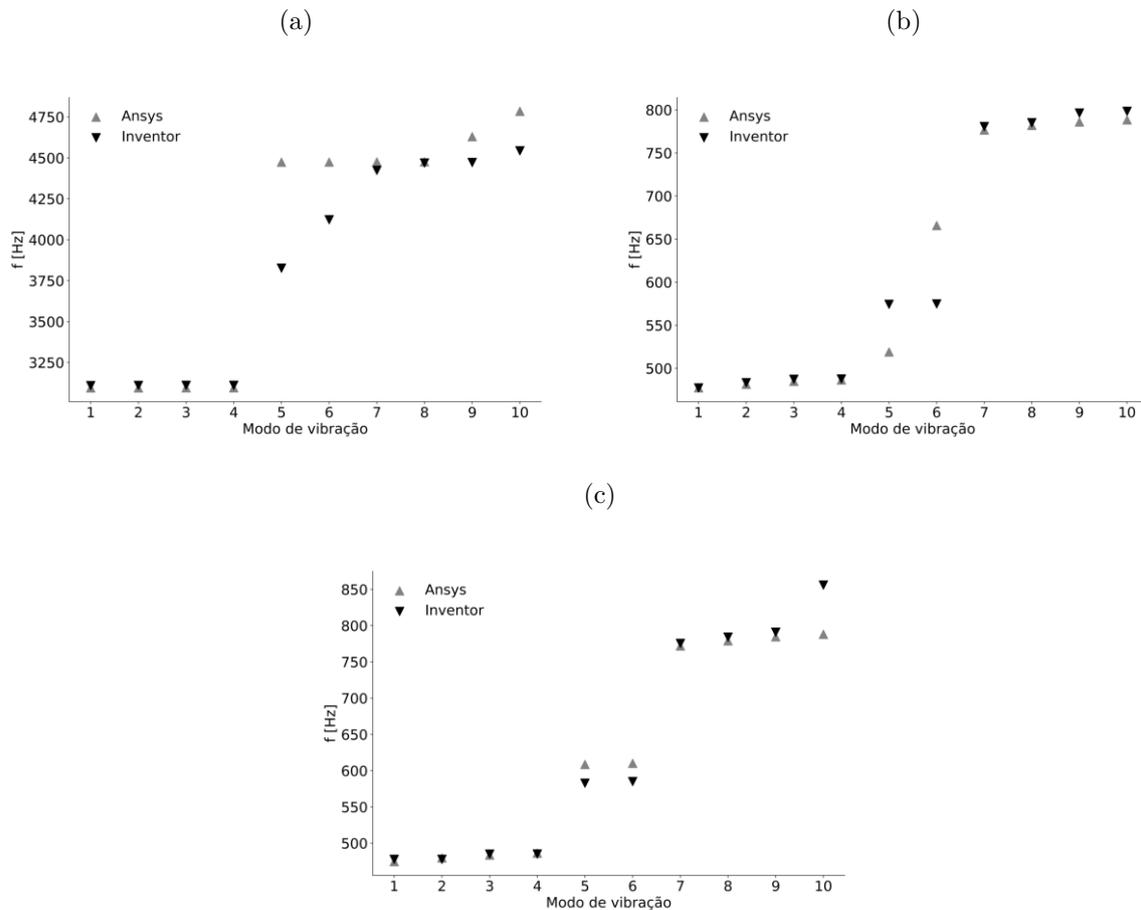
Fonte: Autoria própria (2022)

Ao observar os resultados dispostos nas Tabelas 15, 16 e 17, nota-se a convergência daqueles obtidos por meio da ferramenta Ansys, visto que o refinamento das malhas empregadas não resultou em mudanças significativas nos valores das frequências naturais. Já ao observar as frequências naturais determinadas por meio do Autodesk Inventor, percebe-se uma variação considerável nos resultados. Aliado a isso, nota-se que, apesar das simulações realizadas no Autodesk Inventor com as malhas mais refinadas concordarem com os resultados obtidos por meio do Ansys, as malhas mais refinadas do Autodesk Inventor apresentam quantidades muito superiores de nós e elementos quando consideram-se os modelos M_2 e M_3 . Dessa forma, percebe-se que os modelos Ansys convergem com uma quantidade consideravelmente menor de elementos, em relação às simulações realizadas no Autodesk Inventor.

Outro aspecto observado é a diminuição das frequências naturais conforme os modelos tornam-se mais complexos. Esse comportamento é devido ao aumento da massa do sistema nos modelos mais complexos, visto que as frequências naturais são inversamente proporcionais à massa [34]. Vale ressaltar, também, a pequena variação observada nas frequências naturais ao passarmos das simulações MA_2 para as MA_3 , o que pode ser justificado devido à semelhança entre os modelos M_2 e M_3 , que não resulta em um aumento considerável da massa do sistema de modo a promover grandes alterações nas frequências naturais. Na Figura 10 observa-se a variação das frequências naturais com os seus respectivos modos de vibração para as simulações MA_{13} e MI_{13} , Figura 10 (a), MA_{23} e MI_{23} , Figura 10 (b), e MA_{33} e MI_{33} , Figura 10 (c).

Na Figura 10 nota-se que as frequências naturais nas três simulações apresentam valores semelhantes para uma série de modos de vibração. Esse comportamento pode estar relacionado ao fato da estrutura analisada apresentar características simétricas pois, estruturas com essa particularidade apresentam os chamados modos de vibração acoplados, cujas frequências naturais correspondentes são quase as mesmas [35]. Também é possível observar que, em geral, os resultados obtidos por meio das ferramentas utilizadas são semelhantes, como pode ser constatado analisando-se a Tabela 18. Dessa forma, considera-se que, nas condições analisadas neste trabalho, o Autodesk Inventor apresenta um desempenho promissor no que se refere às análises modais, desde que se observem as questões relativas ao refinamento da malha. Visto que as simulações realizadas nessa ferramenta, em geral, necessitam de uma quantidade bastante superior de elementos e nós em comparação com o Ansys.

Figura 10 – Resultados análise modal, malha mais refinada



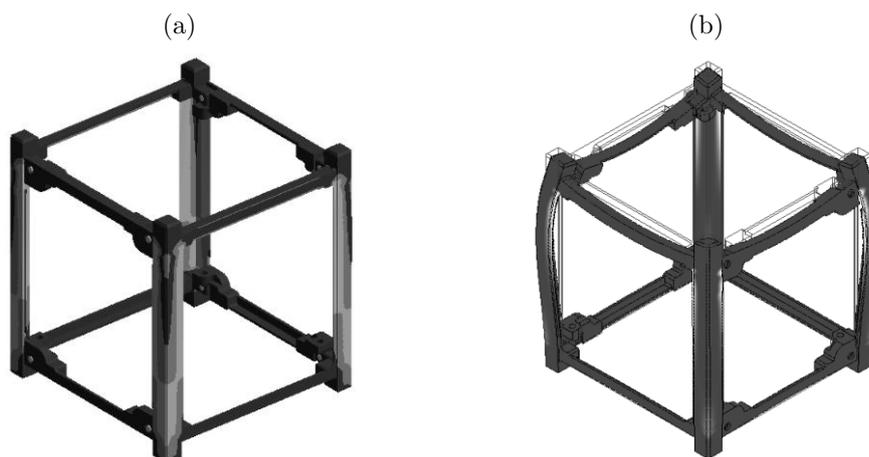
Fonte: Autoria própria (2022)

Nas Figuras 17 a 26 no Apêndice A é possível observar as formas dos modos de vibração correspondentes às frequências naturais apresentadas para os modelos MA₃₃ e MI₃₃. Em tais Figuras, os modos de vibração determinados via Ansys têm a legenda (a) e aqueles referentes ao *software* Autodesk Inventor são indicados pela legenda (b). Ao avaliar a forma dos modos de vibração, nota-se que é possível agrupá-las em três categorias: os modos 1 a 4 são caracterizados pela flexão de placa com uma onda no centro da mesma; os modos 5 e 6 correspondem à flexão das 4 vigas laterais, no qual as placas tendem a mover-se rigidamente na horizontal; os modos 7 a 10 representam a flexão das placas superiores. Tais comportamentos podem ajudar a explicar o aspecto dos gráficos apresentados na Figura 10 (c). Nos quais os modos correspondentes às placas, 1 a 4 e 7 a 10, encontram-se agrupados em um pequeno intervalo de frequências, já aqueles correspondentes à flexão das vigas, modos 5 e 6, estão separados dos demais ao mesmo tempo que apresentam valores de frequência aproximados.

3.2 Análise estática

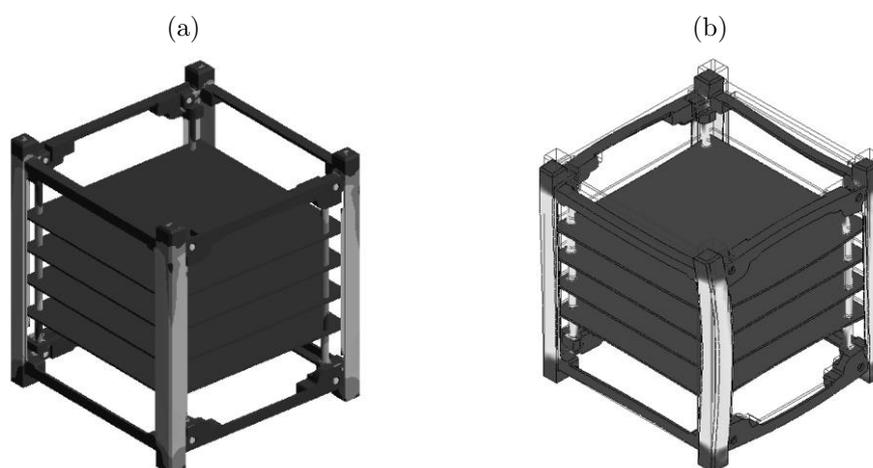
As tensões resultantes das simulações que avaliaram os efeitos de carregamentos estáticos na estrutura podem ser observadas nas Figuras 11, 12 e 13, nas quais a imagem do lado esquerdo corresponde ao *software* Ansys e a da direita à ferramenta Autodesk Inventor.

Figura 11 – Tensões resultantes da análise estática do modelo M_1

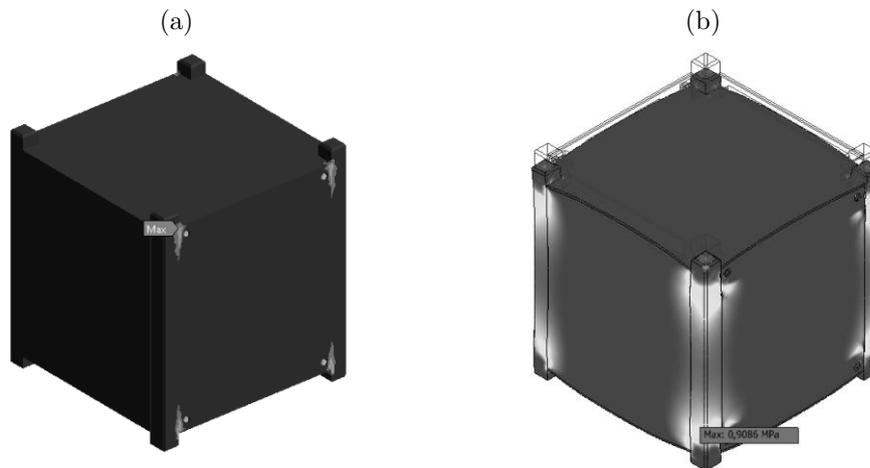


Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 12 – Tensões resultantes da análise estática do modelo M_2



Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 13 – Tensões resultantes da análise estática do modelo M_3 

Fonte: Autoria própria (2022)

Nas Figuras 11, 12 e 13 as cores mais quentes indicam maiores tensões. Ademais, é possível perceber um comportamento qualitativo similar nos resultados das simulações, com os maiores níveis de tensão concentrados nas vigas verticais da estrutura. Esse fato pode estar relacionado à forma pela qual as solicitações mecânicas foram aplicadas à estrutura. Os resultados quantitativos correspondentes às Figuras 11, 12 e 13 podem ser observados nas Tabelas 19, 20 e 21.

Tabela 19 – Tensões em Pa determinadas via simulações E_1

Tensão	Ansys			Autodesk Inventor		
	EA_{11}	EA_{12}	EA_{13}	EI_{11}	EI_{12}	EI_{13}
σ_{min}	$5,16 \cdot 10^{-4}$	$1,55 \cdot 10^{-4}$	$1,96 \cdot 10^{-4}$	369,99	186,76	36,04
σ_{max}	$1,50 \cdot 10^7$	$1,66 \cdot 10^7$	$1,46 \cdot 10^7$	$2,97 \cdot 10^6$	$3,73 \cdot 10^6$	$3,96 \cdot 10^6$

Fonte: Autoria própria (2022)

Tabela 20 – Tensões em Pa determinadas via simulações E_2

Tensão	Ansys			Autodesk Inventor		
	EA_{21}	EA_{22}	EA_{23}	EI_{21}	EI_{22}	EI_{23}
σ_{min}	18,62	10,42	1,84	125,40	105,29	101,77
σ_{max}	$1,20 \cdot 10^7$	$1,26 \cdot 10^7$	$8,44 \cdot 10^6$	$1,26 \cdot 10^6$	$1,27 \cdot 10^6$	$1,27 \cdot 10^6$

Fonte: Autoria própria (2022)

Tabela 21 – Tensões em Pa determinadas via simulações E₃

Tensão	Ansys			Autodesk Inventor		
	EA ₃₁	EA ₃₂	EA ₃₃	EI ₃₁	EI ₃₂	EI ₃₃
σ_{min}	$1,69 \cdot 10^{-7}$	$6,15 \cdot 10^{-8}$	$1,50 \cdot 10^{-8}$	24,63	26,94	13,41
σ_{max}	$1,13 \cdot 10^7$	$1,39 \cdot 10^7$	$1,39 \cdot 10^7$	$93,37 \cdot 10^4$	$91,87 \cdot 10^4$	$90,86 \cdot 10^4$

Fonte: Autoria própria (2022)

Ao analisar-se os resultados dispostos nas Tabelas 19, 20 e 21, percebem-se diferenças marcantes nas tensões determinadas por meio dos *softwares* empregados. Do ponto de vista qualitativo, referente às distribuições de tensões indicadas nas Figuras 11, 12 e 13, notam-se algumas semelhanças nos resultados das duas ferramentas, principalmente na Figura 12, na qual percebe-se que os maiores níveis de tensão concentram-se nas colunas principais da estrutura. Ademais, também é possível constatar que em geral os resultados obtidos por meio do Autodesk Inventor apresentaram uma convergência mais adequada do que aqueles associados ao Ansys.

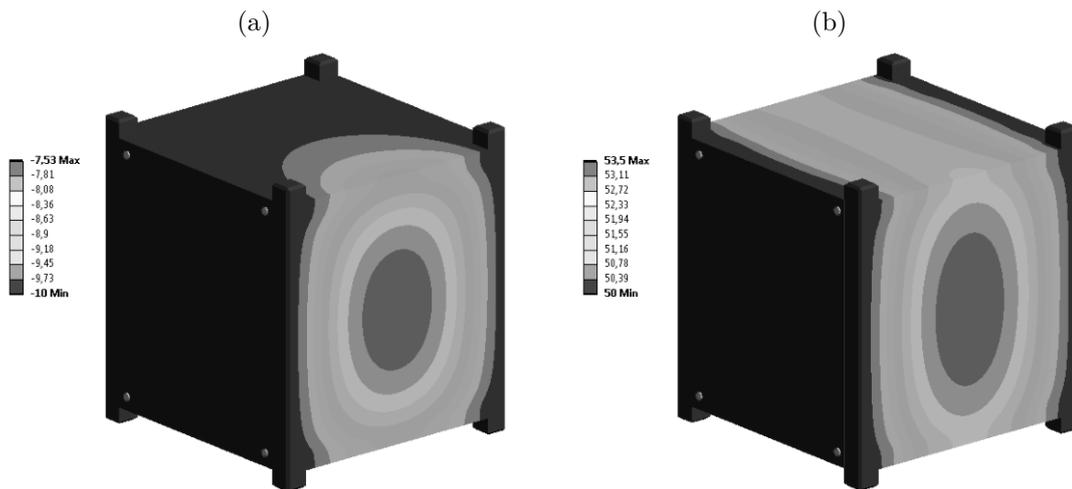
Uma possível razão para as divergências observadas pode estar relacionada aos tipos de elementos finitos usados nas análises, uma vez que essa característica influencia diretamente na acurácia dos resultados obtidos [36]. Outro possível motivo para as diferenças observadas são as modelagens do problema, ligeiramente distintas em ambas as ferramentas, em razão das conexões da estrutura na plataforma Ansys estarem representadas por elementos de viga que emulam os efeitos de parafusos, o que não foi possível realizar no Autodesk Inventor. Outra hipótese que pode justificar a divergência nos resultados é o uso de formulações matemáticas diferentes nos dois *softwares*.

Ainda é possível, ao observarem-se as informações da Tabela 21 e a Figura 13, notar que além da divergência nos valores das tensões máximas, as mesmas ocorrem em regiões distintas da estrutura quando são comparados os resultados das duas ferramentas. Ademais, ao confrontar os resultados obtidos com aqueles apresentados por Alhammadi *et al.* [3], no qual os autores obtêm tensões máximas da ordem de 70 MPa, percebe-se que os resultados obtidos por meio da plataforma Ansys aproximam-se mais no sentido da ordem de grandeza observada. Nesse caso, as diferenças observadas podem ser devidas às diferenças nos modelos considerados.

3.3 Análise termo-estrutural

A primeira etapa desta análise consistiu em uma simulação térmica para determinar a distribuição de temperaturas na estrutura do satélite. Na Figura 14 é possível analisar a distribuição de temperaturas resultantes das análises do caso frio, Figura 14 (a), e do caso quente, Figura 14 (b).

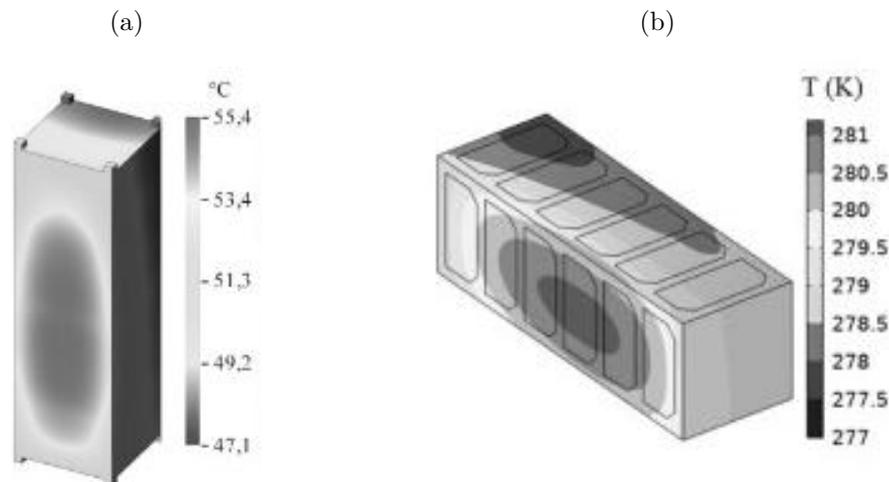
Figura 14 – Distribuições de temperatura na estrutura analisada



Fonte: Autoria própria (2022)

Na Figura 14 nota-se que a distribuição de temperaturas resultante é caracterizada por valores mais elevados nas faces diretamente afetadas pelos fluxos de calor considerados. Além disso, observa-se que o gradiente de temperaturas ao longo da estrutura não é elevado, com variações da ordem de 5 °C. Tais resultados se assemelham com aqueles apresentados em Gorev *et al.* [1] e Olatunji *et al.* [2] indicados na Figura 15, na qual é possível observar pequenos gradientes de temperatura na estrutura além da distribuição de temperaturas com um aspecto elíptico nas faces sujeitas à fluxos de calor.

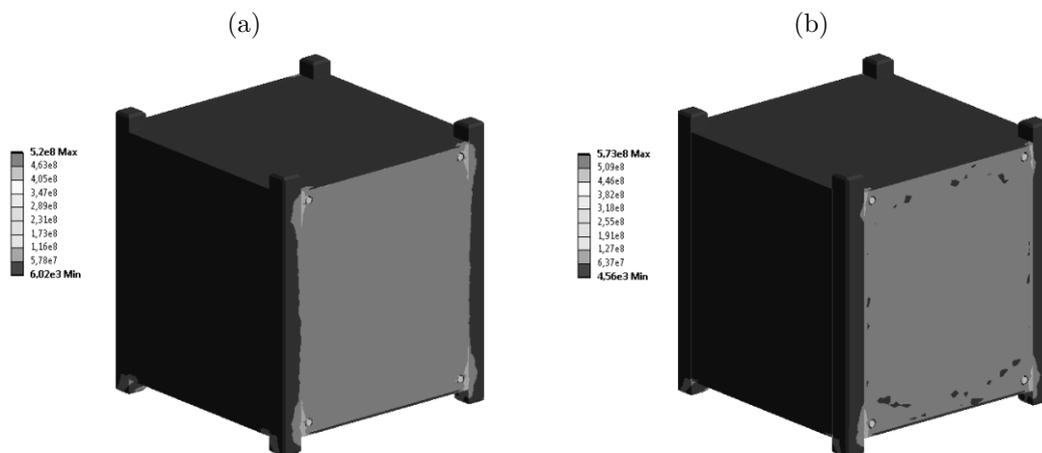
Figura 15 – Distribuições de temperatura obtidas respectivamente em Gorev *et al.* [1] e Olatunji *et al.* [2]



Fonte: Adaptado de Gorev *et al.* [1] e Olatunji *et al.* [2]

As distribuições de temperatura indicadas na Figura 14 deram origem às distribuições de tensão ilustradas na Figura 16, na qual a Figura 16 (a) corresponde ao caso frio (simulação TF₃₃) e a Figura 16 (b) diz respeito ao caso quente (simulação TQ₃₃).

Figura 16 – Tensões em Pa determinadas via análise termo-estrutural



Fonte: Autoria própria (2022)

Ao observar-se os resultados dispostos na Figura 16, nota-se que o máximo valor de tensão associado ao caso quente é superior aquele referente ao caso frio, o que pode estar relacionado ao gradiente de temperatura ligeiramente superior observado no caso quente em relação ao caso frio, como pode ser observado na Figura 14. Os valores das tensões correspondentes à Figura 16 podem ser consultados na Tabela 22.

Tabela 22 – Tensões em Pa determinadas via análise termo-estrutural

Tensão	Caso quente			Caso frio		
	\mathbf{TQ}_{31}	\mathbf{TQ}_{32}	\mathbf{TQ}_{33}	\mathbf{TF}_{31}	\mathbf{TF}_{32}	\mathbf{TF}_{33}
σ_{min}	$9,76 \cdot 10^3$	$6,49 \cdot 10^3$	$4,56 \cdot 10^3$	$7,67 \cdot 10^3$	$9,92 \cdot 10^3$	$6,02 \cdot 10^3$
σ_{max}	$5,27 \cdot 10^8$	$6,27 \cdot 10^8$	$5,73 \cdot 10^8$	$6,17 \cdot 10^8$	$6,84 \cdot 10^8$	$5,20 \cdot 10^8$

Fonte: Autoria própria (2022)

A partir dos resultados indicados na Tabela 22 é possível determinar a vida em fadiga da estrutura analisada por meio da equação (2.6). Para isso foram consideradas as tensões determinadas por meio das simulações \mathbf{TQ}_{33} e \mathbf{TF}_{33} , de modo que $S_{max} = 573$ MPa e $S_{min} = 520$ MPa. Nessas condições, $N_f = 1,57 \cdot 10^8$. Dessa forma, o índice de dano térmico é: $D_{termico} = 3,4 \cdot 10^{-5}$. Portanto, com relação às condições avaliadas na análise realizada, a estrutura estará resguardada contra os efeitos da fadiga térmica, uma vez que $D_{termico} \ll 1$.

4 Conclusão

Neste trabalho os principais resultados são referentes às análises modal, estática e termo-estrutural realizadas. Considerando a primeira, os resultados obtidos por meio das duas ferramentas consideradas mostram-se compatíveis entre si até certo ponto, tanto no que diz respeito às frequências naturais determinadas quanto às formas dos modos de vibração. Nos resultados da análise estática observaram-se algumas divergências nos resultados obtidos, para as quais foram indicadas possíveis causas. Por meio da análise termo-estrutural foi possível obter as distribuições de temperatura ao longo da estrutura analisada, bem como constatar que o satélite considerado suportará os efeitos da fadiga térmica. Dentre as implicações deste estudo, a principal contribuição consiste na indicação do *software* Autodesk Inventor como uma ferramenta promissora para realizarem-se simulações relacionadas ao MEF, principalmente análises modais.

Considerando o escopo deste estudo, vale ressaltar que as limitações da pesquisa se devem principalmente à configuração simplificada do modelo analisado. Tais aspectos podem ser tratados em trabalhos futuros, nos quais podem ser avaliados modelos mais complexos que, por exemplo, considerem os componentes eletrônicos do satélite, o sistema de controle térmico e os efeitos transientes da variação de temperatura. Com respeito aos carregamentos explorados, uma possível extensão do trabalho pode focar na análise dos efeitos da vibração aleatória na estrutura, visto que esse ensaio é essencial para certificar o satélite na fase de testes anterior à etapa de lançamento em órbita.

Em linhas gerais considera-se que os objetivos dos estudos foram alcançados e, além disso, a realização do trabalho contribui para o levantamento de novas questões que podem direcionar pesquisas futuras.

Agradecimentos

Os autores agradecem à instituição de ensino Universidade Federal do Maranhão, por todo o apoio prestado na execução deste trabalho, seja no quesito de orientação e ensino por parte de todos os seus profissionais, quanto no uso de sua estrutura física e equipamentos. Agradecemos à empresa ESSS, pela disponibilização de uma licença de pesquisa do *software* Ansys que foi de grande utilidade na realização da pesquisa. Agradecemos às empresas *Ansys Inc.* e *Autodesk* pela disponibilização de licenças de uso acadêmico dos *softwares* Ansys e Inventor, as quais também foram usadas neste trabalho e contribuíram para a conclusão do mesmo.

Referências

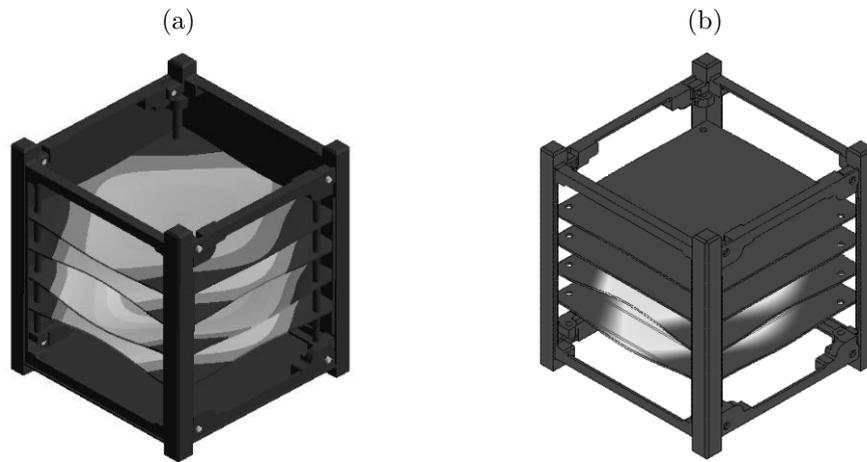
- 1 GOREV, V. *et al.* Thermal deformation of 3u cubesat in low earth orbit. In: EDP SCIENCES. *MATEC Web of Conferences*. Russia, 2018. v. 158, p. 1 – 5.
- 2 OLATUNJI, J. *et al.* Orbital and thermal modelling of a 3u cubesat equipped with a high-temperature superconducting coil. *Acta Astronautica*, Elsevier, v. 190, p. 413–429, 2022.
- 3 ALHAMMADI, A. N. *et al.* Effect of finite element model details in structural analysis of cubesats. *CEAS Space Journal*, Springer, v. 13, n. 2, p. 231–246, 2021.
- 4 AMPATZOGLU, A.; KOSTOPOULOS, V. Design, analysis, optimization, manufacturing, and testing of a 2U cubesat. *International Journal of Aerospace Engineering*, Hindawi, v. 2018, 2018.
- 5 JOHNSTONE, A. *CubeSat Design Specification*. 14. ed. USA: The CubeSat Program, Cal Poly SLO, 2020.
- 6 BARSOUM, G. I.; IBRAHIM, H. H.; FAWZY, M. A. Static and random vibration analyses of a university cubesat project. *Journal of Physics: Conference Series*, v. 1264, n. 1, p. 1–12, 2019.
- 7 ADDAIM, A.; KHERRAS, A.; ZANTOU, E. B. Design of low-cost telecommunications cubesat-class spacecraft. *Aerospace Technologies Advancements*, BoD–Books on Demand, p. 293–318, 2010.
- 8 LARSON, W. J.; WERTZ, J. R. *Space mission analysis and design*. 3. ed. USA: Microcosm, Inc., 1999.
- 9 CAPPELLETTI, C. Structure, new materials, and new manufacturing technologies. In: *Cubesat Handbook, From Mission Design to Operations*. Reino Unido: Elsevier, 2021. p. 165–183.
- 10 YASAKA, T.; ONODA, J. Spacecraft structures. In: MEYERS, R. A. (Ed.). *Encyclopedia of Physical Science and Technology*. Terceira edição. Nova York: Academic Press, 2003. p. 449–461. ISBN 978-0-12-227410-7.
- 11 PARK, Y.-K.; KIM, G.-N.; PARK, S.-Y. Novel structure and thermal design and analysis for cubesats in formation flying. *Aerospace*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 8, n. 6, p. 150, 2021.
- 12 ISRAR, A. Vibration and modal analysis of low earth orbit satellite. *Shock and vibration*, Hindawi, v. 2014, 2014.
- 13 ATHIRAH, N. *et al.* Stress and thermal analysis of cubesat structure. v. 554, p. 426–430, 2014.
- 14 ABDELAL, G. F.; ABUELFOUTOUH, N.; GAD, A. H. Strength analysis. In: *Finite Element Analysis for Satellite Structures: Applications to Their Design, Manufacture and Testing*. London: Springer London, 2013. p. 83–201. ISBN 978-1-4471-4637-7. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4637-7_4>.

- 15 GÜVENÇ, C.; TOPCU, B.; TOLA, C. Mechanical design and finite element analysis of a 3 unit cubesat structure. *Machines. Technologies. Materials.*, Scientific Technical Union of Mechanical Engineering" Industry 4.0", v. 12, n. 5, p. 193–196, 2018.
- 16 ORTEGA, J. C. C.; SISNIEGA, N. S. M.; ALCÁNTARA, U. Analysis of the temperature of a 1u cubesat due to radiation in space. In: *Advances in Structural Engineering and Mechanics (ASEM17)*. Korea: IASEM, 2017. v. 1.
- 17 ABDELAL, G. F. *et al.* Thermal fatigue analysis of small-satellite structure. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, Springer, v. 3, n. 2, p. 145–159, 2006.
- 18 ISISPACE. *1-Unit CubeSat structure*. 2021. Disponível: <<https://www.isispace.nl/product/1-unit-cubesat-structure/>>. Acesso: 30/01/2022.
- 19 LI, C. H.; JIANG, Q.; ZHOU, C. Effect of element order on strength reduction finite element method. *Yantu Lixue/Rock and Soil Mechanics*, v. 34, n. 11, 2013.
- 20 JUNG, D. *et al.* Mesh convergence test system in integrated platform environment for finite element analysis. *The Journal of Supercomputing*, Springer, v. 76, n. 7, p. 5244–5258, 2020.
- 21 OVERLACK, A.; BOLHUIS, M. V. *Environment levels ISILaunch27 Auxiliary payloads*. Innovative Space Logistics, Delft, 2019.
- 22 ASTROFEIN. *CubeSat Deployer*. 2021. Disponível: <<https://www.astrofein.com/astro-und-feinwerktechnik-adlershof/products/raumfahrt-eng/193/cubsat-deployer-eng/>>. Acesso: 30/01/2022.
- 23 GARZÓN, A.; VILLANUEVA, Y. A. Thermal analysis of satellite Libertad 2: A guide to cubesat temperature prediction. *Journal of Aerospace Technology and Management*, SciELO Brasil, v. 10, 2018.
- 24 FILHO, E. M. *et al.* Irradiation flux modelling for thermal–electrical simulation of cubesats: Orbit, attitude and radiation integration. *Energies*, v. 13, n. 24, 2020.
- 25 HENGEVELD, D. W. *et al.* Hot-and cold-case orbits for robust thermal control. *Journal of Spacecraft and Rockets*, v. 46, n. 6, p. 1249–1260, 2009.
- 26 LAI, J. E. *Thermal Analysis for a High Precision Pointing Helios CubeSat*. Dissertação (Mestrado) — San José State University, Califórnia, 2015.
- 27 MESEGUER, J.; PÉREZ-GRANDE, I.; SANZ-ANDRÉS, A. *Spacecraft thermal control*. Reino Unido: Woodhead Publishing, 2012.
- 28 CHISABAS, R. S. S. *et al.* Method for cubesat thermal-vacuum cycling test specification. In: . Charleston: 47th International Conference on Environmental Systems, 2017.
- 29 ABDELAL, G. F.; ABUELFOUTOUH, N.; GAD, A. H. *Finite element analysis for satellite structures: applications to their design, manufacture and testing*. Londres: Springer Science, 2012.

- 30 ABDELAL, G. F.; ATEF, A. Thermal fatigue analysis of solar panel structure for micro-satellite applications. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, Springer, v. 4, n. 1, p. 53–62, 2008.
- 31 SPACELAB. *Information for communicating with FloripaSat - 1*. 2021. Disponível: <<https://floripasat.ufsc.br/communication-info/>>. Acesso: 04/02/2022.
- 32 ABDELAL, G. F.; ABUELFOUTOUH, N.; GAD, A. H. Strength analysis. In: ABDELAL, G. F.; ABUELFOUTOUH, N.; GAD, A. H. (Ed.). *Finite element analysis for satellite structures: applications to their design, manufacture and testing*. Londres: Springer Science & Business Media, 2013.
- 33 KARMAN, S. L.; WYMAN, N.; STEINBRENNER, J. P. Mesh generation challenges: A commercial software perspective. In: *23rd AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*. EUA: AIAA, 2017. p. 1–22.
- 34 RAO, S. S. *Mechanical Vibrations*. 5. ed. EUA: Pearson, 2010.
- 35 HUŇADY, R.; HAGARA, M. *et al.* Experimental investigation of mode shapes of symmetric structures. *Acta Mechanica Slovaca*, Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Kosice, v. 19, n. 3, p. 12–17, 2015.
- 36 CHEN, Y.; QIU, M.; WANG, F. Influence of finite element type on the load transverse distribution of simply supported small box girder bridge. In: *2020 13th International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation (ICICTA)*. China: IEEE, 2020. p. 112–116.

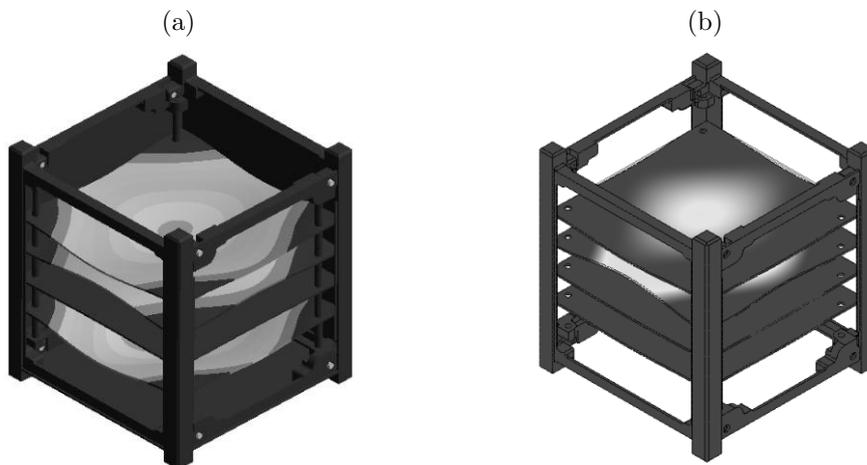
APÊNDICE A – Modos de vibração

Figura 17 – Modo de vibração 1



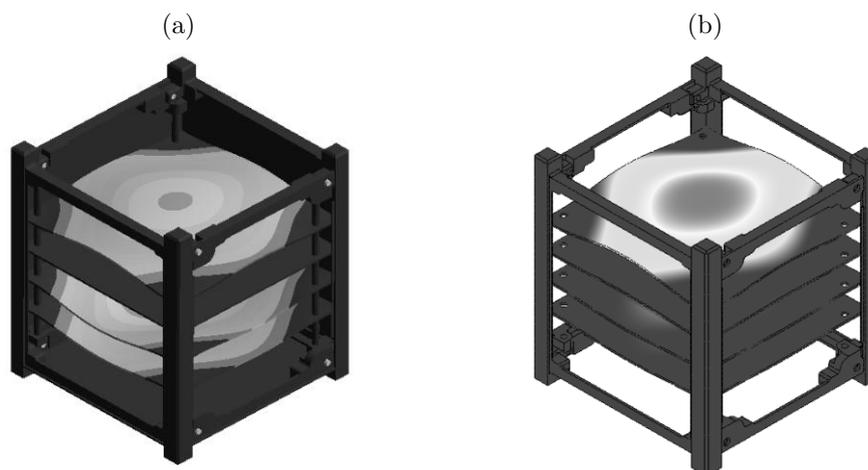
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 18 – Modo de vibração 2



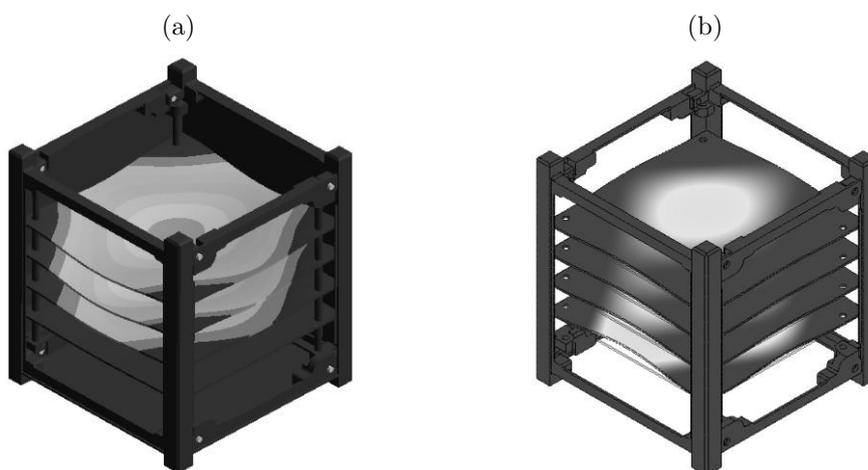
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 19 – Modo de vibração 3



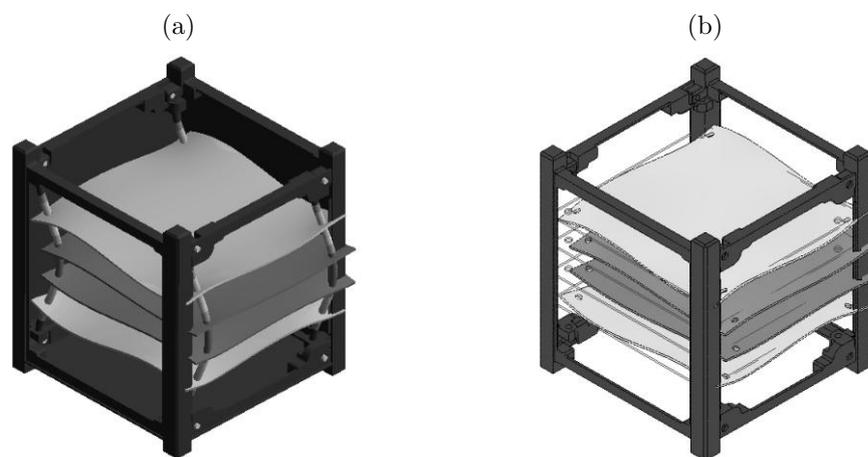
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 20 – Modo de vibração 4



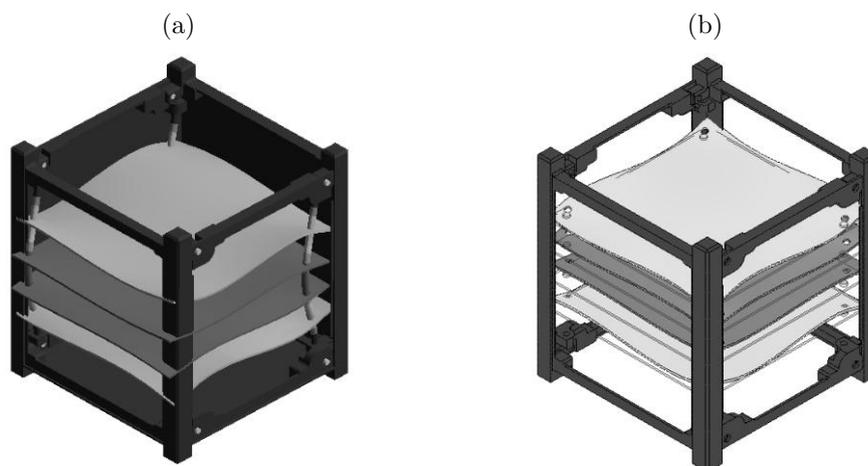
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 21 – Modo de vibração 5



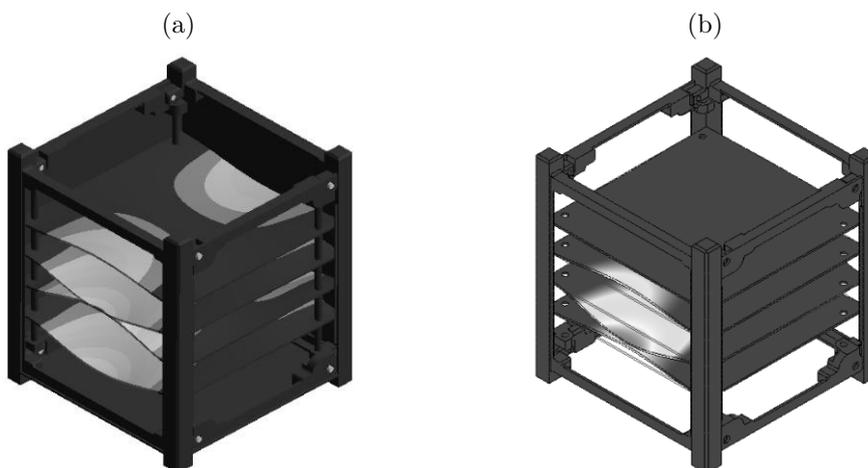
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 22 – Modo de vibração 6



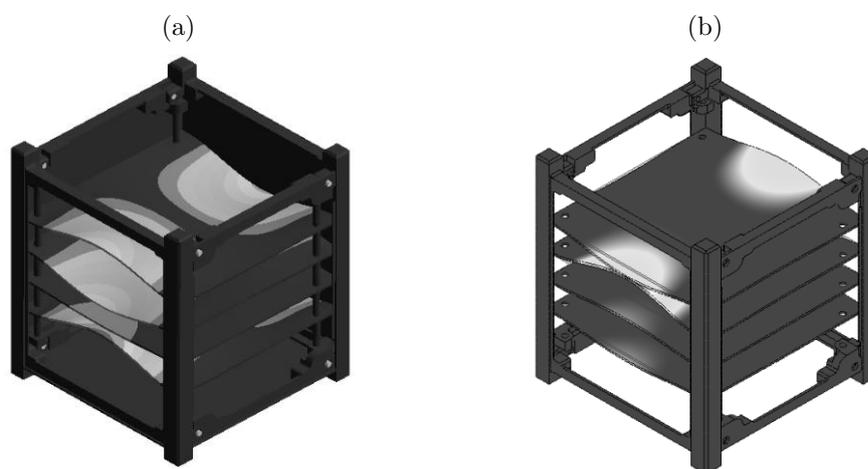
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 23 – Modo de vibração 7



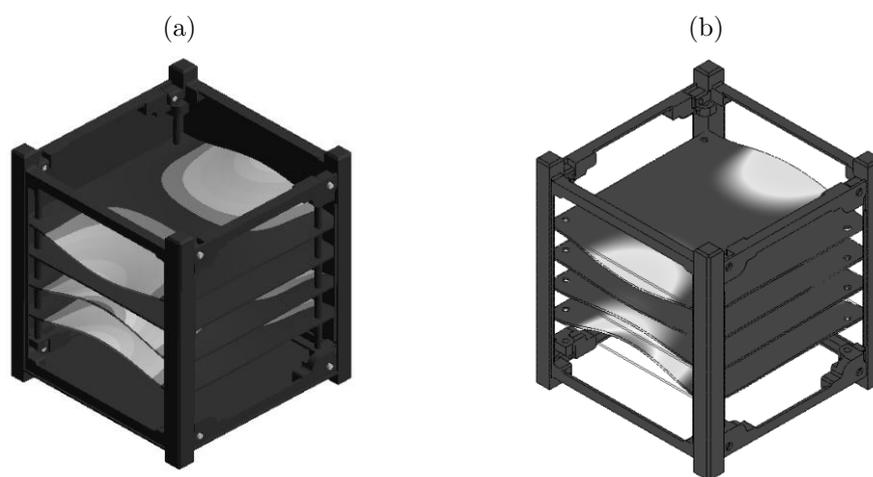
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 24 – Modo de vibração 8



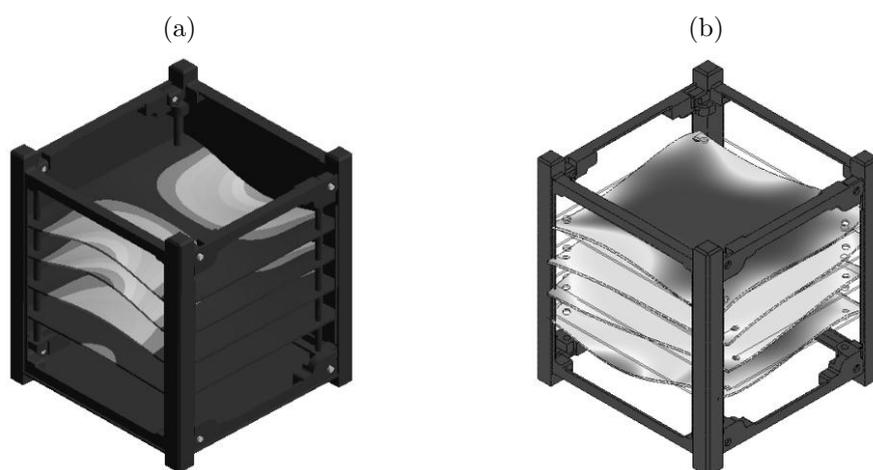
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 25 – Modo de vibração 9



Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 26 – Modo de vibração 10



Fonte: Autoria própria (2022)