



# OTIMIZAÇÃO DA ESTRUTURA DE CENTRAIS FRIGORÍFICAS PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

RENATO MIGUEL MENDES ORNELAS

Agosto de 2021

# OTIMIZAÇÃO DA ESTRUTURA DE CENTRAIS FRIGORÍFICAS PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Renato Miguel Mendes Ornelas

1141300

**2021**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica



## **OTIMIZAÇÃO DA ESTRUTURA DE CENTRAIS FRIGORÍFICAS PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

Renato Miguel Mendes Ornelas

1141300

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação de Fernando José Ferreira

**2021**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica





# JÚRI

## **Presidente**

Doutor Arnaldo Manuel Guedes Pinto

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Orientador**

Doutor Fernando José Ferreira

Professor Coordenador, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Arguente**

Doutor João Eduardo Pinto Castro Ribeiro

Professor Adjunto, Instituto Politécnico de Bragança



## AGRADECIMENTOS

Quero começar por agradecer à empresa RACE S.A. por me ter proporcionado a oportunidade de realizar um estágio curricular nas suas instalações, fundamental, para o desenvolvimento desta dissertação. A todos os colaboradores pelo apoio e amabilidade, nomeadamente ao meu orientador Eng.º Vítor Nogueiro, à Eng.ª Mariana Costa e à Eng.ª Sandra Reis, por todo o conhecimento e experiência transmitidos durante este período.

Também agradeço ao Instituto Superior de Engenharia do Porto, onde realizei todo o meu percurso académico no ensino superior, especialmente ao meu orientador, o Eng.º Fernando Ferreira, pelas fundamentais sugestões no desenvolvimento deste trabalho.

Um especial agradecimento à minha família, principalmente à minha mãe, pai e irmão, por todo o apoio demonstrado, nos bons e maus momentos.



## PALAVRAS CHAVE

MEF, Elemento Finito, Central de Refrigeração, Estrutura, Análise Estática, CAD/CAE

## RESUMO

De forma a garantir que uma central de refrigeração opere com segurança e fiabilidade, a sua estrutura deve estar corretamente projetada para garantir que esta resiste aos esforços aplicados durante o seu funcionamento, como o peso dos componentes, as vibrações causadas pelos compressores e os esforços durante o seu levantamento no transporte. O Método dos Elementos Finitos (MEF), devido à sua versatilidade e acessibilidade, tem sido amplamente utilizado por projetistas, utilizando *software* comercial para estudar o comportamento de estruturas de geometria complexa, a problemas muito diversos.

Nesta dissertação reuniu-se informações sobre o MEF e o funcionamento de centrais de refrigeração de CO<sub>2</sub> a funcionar no regime transcrito, com o intuito de dimensionar e otimizar as estruturas de duas centrais. Enquanto a primeira central já tinha uma estrutura, componentes e parâmetros de funcionamento definidos, a segunda estrutura foi construída do zero, sendo necessário um processo de seleção dos componentes em função das restrições geométricas impostas.

Realizou-se os estudos dos casos de carga para a estrutura da central inicial, determinando-se a flecha máxima para o caso de carga habitual e casos de carga de transporte, 2,529 e 13,37 mm, respetivamente. As tensões máximas localizaram-se junto aos apoios e nas ligações aos olhais. Otimizou-se a estrutura inicial, levando a redução do peso em cerca de 32,7%. Nos estudos, obteve-se uma redução dos deslocamentos significativa para o caso de carga habitual, enquanto para os casos referentes ao transporte da central, esta redução foi mais ligeira. Analisando os estudos referentes à central transcrito compacta, validou-se o design projetado, sendo o coeficiente de segurança igual a 2,99.



**KEYWORDS**

*FEM, Finite Element, Refrigeration System, Structure, Static Analysis, CAD/CAE*

**ABSTRACT**

*In order to ensure that a refrigeration system operates safely and reliably, its structure must be correctly designed to ensure that it resists the stresses applied during its operation, such as the weight of the components, the vibrations caused by the compressors and the efforts during their lifting in transport. The Finite Element Method (FEM), due to its versatility and accessibility, has been widely used by designers, using commercial software to study the behavior of complex geometry structures, to very diverse problems.*

*This dissertation gathered information on the MEF and the processes of CO<sub>2</sub> refrigeration systems operating in the transcritical regime, in order to size and optimize the structures of two systems. While the first system already had a defined structure, components and operating parameters, the second structure was constructed from scratch, and a component selection process was required according to the geometric constraints imposed.*

*Load case studies were carried out for the initial refrigeration system structure, determining the maximum deflection for the usual load case and transport load cases, 2.529 and 13.37 mm, respectively. The maximum stresses were located at the supports and at the padeyes bases. The initial structure was optimized, leading to a weight reduction of about 32.7%. In the studies, there was a significant reduction in displacements for the usual load case, while for the cases referring to the transport of the refrigeration system, this reduction was slighter. Analyzing the studies referring to the compact transcritical system, the projected design was validated, with a factor of safety equal to 2.99.*



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

AQS	Água quente sanitária
AVAC	Aquecimento, ventilação e ar condicionado
BT	Baixa Temperatura
CAD	<i>Computer Assisted Design</i> (Desenho assistido por computador)
CFC	Clorofluorcarboneto
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
COP	<i>Coefficient of Performance</i> (Coeficiente de desempenho)
GEE	Gases com efeito de estufa
GWP	<i>Global Warming Potential</i> (Potencial de aquecimento global)
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
MEF	Método dos Elementos Finitos
MT	Média temperatura

### Lista de Unidades

Hz	Hertz
----	-------

---

kg	Quilograma
mm	milímetro
MPa	Mega pascal
N	Newton

---

### Lista de Símbolos

---

$[\dot{U}]$	Vetor de velocidade
$[\ddot{U}]$	Vetor de aceleração
$[C]$	Matriz de amortecimento
$[F]$	Vetor de forças
$[K]$	Matriz de rigidez
$[M]$	Matriz de massa
$[U]$	Vetor de deslocamento
$a_e$ ou $A_e$	Vetor de variáveis nodais
$f_e$ ou $F_e$	Vetor de forças nodais
$k_e$ ou $K_e$	Matriz de rigidez do elemento
$u_e$	Campo de deslocamentos no interior do elemento
$A$	Vetor global das variáveis de campo
$B$	Matriz de deformação
$D$	Matriz de elasticidade
$F$	Vetor global das forças nodais
$K$	Matriz de rigidez global da estrutura
$N$	Função de interpolação

---

---

$P(x, y)$	Pontos em $x$ e $y$
$R$	Vetor global das reações na estrutura
$\varepsilon$	Vetor de deformações
$\sigma$	Vetor de tensões
$\varphi(x, y)$	Variável de campo

---



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – DISCRETIZAÇÃO DE UM CÍRCULO [6].....	36
FIGURA 2 – ELEMENTO FINITO .....	37
FIGURA 3 – TIPOS DE MALHA: (A) ESTRUTURADA; (B) NÃO-ESTRUTURADA; (C) HÍBRIDA [11] .....	39
FIGURA 4 – ELEMENTO DE BARRA [13] .....	40
FIGURA 5 – ELEMENTOS BIDIMENSIONAIS [14] .....	40
FIGURA 6 – ELEMENTOS TETRAÉDRICOS [15] .....	40
FIGURA 7 – ELEMENTOS DE PLACA E CASCA [8].....	41
FIGURA 8 – ELEMENTO AXISIMÉTRICO CRIADO A PARTIR DA ROTAÇÃO DE UM TRIÂNGULO [13] .....	41
FIGURA 9 – DEFORMAÇÃO NUM <i>CRASH TEST</i> A 100 KM/H [23].....	42
FIGURA 10 – MALHA DE UMA PÁ DE TURBINA <i>SANDWICH</i> [24].....	42
FIGURA 11 – ANÁLISE NÃO LINEAR DE UMA VIGA-COLUNA [26].....	47
FIGURA 12 – DEFORMAÇÃO NUM ROLAMENTO DE RANHURA EM ESPIRAL [27] .....	48
FIGURA 13 – TENSÕES DE VON MISES NUMA BRAÇO ROBÓTICO [29] .....	48
FIGURA 14 – ANÁLISE MODAL DE CAIXA DE VELOCIDADES (1º MODO DE VIBRAÇÃO) [31] .....	49
FIGURA 15 – SISTEMA DE COMPRESSÃO DE VAPOR [42].....	53
FIGURA 16 – DIAGRAMA DE FASES CO <sub>2</sub> [46].....	53
FIGURA 17 – SISTEMA <i>BOOSTER</i> DE CO <sub>2</sub> BÁSICO [55] .....	55
FIGURA 18 – CENTRAL DE REFRIGERAÇÃO PARA INSTALAÇÃO DE CO <sub>2</sub> TRANSCRÍTICO .....	65
FIGURA 19 – DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO BÁSICO DA CENTRAL .....	66
FIGURA 20 – CENTRO DE MASSA DA CENTRAL TRANSCRÍTICA .....	69
FIGURA 21 – CENTRAL DE REFRIGERAÇÃO PARA INSTALAÇÃO DE CO <sub>2</sub> TRANSCRÍTICO (MINI <i>BOOSTER</i> ) .	70
FIGURA 22 – DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO BÁSICO DA CENTRAL MINI <i>BOOSTER</i> .....	71
FIGURA 23 – ESTRUTURA DA CENTRAL TRANSCRÍTICA .....	78
FIGURA 24 – EXEMPLO DE COMPONENTES E CARACTERÍSTICAS REMOVIDOS DOS ESTUDOS.....	79
FIGURA 25 - APOIOS DA CENTRAL TRANSCRÍTICA.....	79
FIGURA 26 – APOIOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 1_1 .....	80
FIGURA 27 – CARGAS APLICADAS NA ESTRUTURA.....	80

---

FIGURA 28 – PORMENOR DAS CARGAS APLICADAS NA ESTRUTURA (A) .....	81
FIGURA 29 – PORMENOR DAS CARGAS APLICADAS NA ESTRUTURA (B) .....	81
FIGURA 30 – ELEMENTOS FINOS CONSIDERADOS PARA OS ENSAIOS, ESTRUTURA DA CENTRAL TRANSCRÍTICA.....	82
FIGURA 31 – MALHA DE ELEMENTOS FINITOS, ESTUDO 1_1.....	83
FIGURA 32 – PORMENOR DA MALHA, ESTUDO 1_1 (A).....	84
FIGURA 33 – PORMENOR DA MALHA, ESTUDO 1_1 (B).....	84
FIGURA 34 – DESLOCAMENTOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 1_1 .....	85
FIGURA 35 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 1_1 .....	86
FIGURA 36 – SINGULARIDADE DE TENSÃO NO ESTUDO 1_1.....	87
FIGURA 37 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 1_1 (AJUSTADO) (A) .....	87
FIGURA 38 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 1_1 (AJUSTADO) (B) .....	88
FIGURA 39 – GRÁFICO DE CONVERGÊNCIA, ESTUDO 1_1.....	88
FIGURA 40 – RESTRIÇÕES NO ESTUDO 1_2 .....	89
FIGURA 41 – DESLOCAMENTOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 1_2 .....	90
FIGURA 42 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 1_2 (AJUSTADO) (A) .....	90
FIGURA 43 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 1_2 (AJUSTADO) (B) .....	91
FIGURA 44 – RESTRIÇÕES NO ESTUDO 1_3 .....	92
FIGURA 45 – DESLOCAMENTOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 1_3 .....	93
FIGURA 46 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 1_3 (AJUSTADO).....	93
FIGURA 47 – COMPARAÇÃO ENTRE O ANTIGO E O NOVO SUPORTE DO GRUPO DE EMERGÊNCIA .....	94
FIGURA 48 – COMPARAÇÃO ENTRE O ANTIGO E O NOVO SUPORTE COMPRESSOR BT .....	95
FIGURA 49 – COMPARAÇÃO ENTRE O ANTIGO E O NOVO SUPORTE DEPÓSITO DE LÍQUIDO .....	95
FIGURA 50 – REFORÇOS DA CHAPA DO SUPORTE DO DEPÓSITO DE LÍQUIDO .....	95
FIGURA 51 – ESTRUTURA DE CENTRAL TRANSCRÍTICA .....	96
FIGURA 52 – CENTRO DE MASSA DA CENTRAL OTIMIZADA.....	96
FIGURA 53 – ELEMENTOS FINOS CONSIDERADOS PARA OS ENSAIOS, ESTRUTURA DA CENTRAL TRANSCRÍTICA OTIMIZADA .....	97
FIGURA 54 – MALHA DE ELEMENTOS FINITOS, ESTUDO 2_1.....	98
FIGURA 55 – PORMENOR DA MALHA, ESTUDO 2_1 (A).....	99

---

FIGURA 56 – PORMENOR DA MALHA, ESTUDO 2_1 (B) .....	99
FIGURA 57 – DESLOCAMENTOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 2_1 .....	101
FIGURA 58 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 2_1 (AJUSTADO) (A) .....	101
FIGURA 59 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 2_1 (AJUSTADO) (B) .....	102
FIGURA 60 – DESLOCAMENTOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 2_2 .....	103
FIGURA 61 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 2_2 (AJUSTADO) (A) .....	103
FIGURA 62 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 2_2 (AJUSTADO) (B) .....	104
FIGURA 63 – DESLOCAMENTOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 2_3 .....	105
FIGURA 64 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 2_3 (AJUSTADO) (A) .....	106
FIGURA 65 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 2_3 (AJUSTADO) (B) .....	106
FIGURA 66 – ESTRUTURA DA CENTRAL MINI <i>BOOSTER</i> .....	107
FIGURA 67 – APOIOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 3_1 .....	108
FIGURA 68 – CARGAS APLICADAS NA ESTRUTURA MINI <i>BOOSTER</i> .....	109
FIGURA 69 – ELEMENTOS FINOS CONSIDERADOS PARA OS ENSAIOS, ESTRUTURA DA CENTRAL MINI <i>BOOSTER</i> .....	110
FIGURA 70 – MALHA DE ELEMENTOS FINITOS, ESTUDO 3_1 .....	110
FIGURA 71 – PORMENOR DA MALHA, ESTUDO 3_1 (A) .....	111
FIGURA 72 – PORMENOR DA MALHA, ESTUDO 3_1 (B) .....	111
FIGURA 73 – DESLOCAMENTOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 3_1 .....	113
FIGURA 74 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 3_1 (AJUSTADO) .....	113
FIGURA 75 – APOIOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 3_2 .....	114
FIGURA 76 – DESLOCAMENTOS DA ESTRUTURA NO ESTUDO 3_2 .....	115
FIGURA 77 – DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE VON MISES NO ESTUDO 3_2 (AJUSTADO) .....	116



## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 – COMPONENTES PARA CICLOS DE CO <sub>2</sub> [33].....	55
TABELA 2 – ESTUDOS DE APLICAÇÃO DO MEF .....	56
TABELA 3 – LISTA DE COMPONENTES DA CENTRAL 1 .....	67
TABELA 4 – PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO DA CENTRAL DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICA .....	67
TABELA 5 – COMPONENTES DA CENTRAL MINI <i>BOOSTER</i> .....	72
TABELA 6 – PARÂMETROS DA CENTRAL MINI <i>BOOSTER</i> .....	72
TABELA 7 – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS .....	78
TABELA 8 – CARGAS APLICADAS NA ESTRUTURA.....	81
TABELA 9 – PARÂMETROS DA MALHA NO ENSAIO ESTÁTICO.....	85
TABELA 10 – PARÂMETROS DA MALHA NO ENSAIO 1_3 .....	92
TABELA 11 – PARÂMETROS DA MALHA, ESTUDO 2_1 .....	100
TABELA 12 – CARGAS APLICADAS NA ESTRUTURA MINI <i>BOOSTER</i> .....	109
TABELA 13 – PARÂMETROS DA MALHA NO ENSAIO ESTÁTICO [ESTUDO 3_1] .....	112
TABELA 14 – QUADRO RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS PARA A CENTRAL TRANSCRÍTICA INICIAL E OTIMIZADA .....	116
TABELA 15 – QUADRO RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS PARA A CENTRAL MINI- <i>BOOSTER</i> .....	117



# ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO .....	29
1.1	Contextualização .....	29
1.2	Objetivos.....	29
1.3	Metodologia .....	30
1.4	Estrutura da tese .....	30
1.5	Empresa de acolhimento.....	31
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	35
2.1	Método dos Elementos Finitos (MEF).....	35
2.1.1	Conceito básico .....	35
2.1.2	Breve História do MEF .....	35
2.1.3	Fundamentos do MEF .....	37
2.1.4	Malha.....	38
2.1.5	Elementos.....	39
2.1.6	Aplicações do MEF.....	41
2.1.7	Técnica do MEF .....	42
2.1.7.1	Pré-processamento.....	43
2.1.7.2	Formulação .....	43
2.1.7.3	Obtenção da solução .....	44
2.1.7.4	Pós-processamento .....	45
2.1.8	Software de MEF .....	45
2.1.9	Tipo de estudo.....	46

---

2.1.9.1	Análise linear .....	46
2.1.9.2	Análise não linear.....	47
2.1.9.3	Análise estática .....	47
2.1.9.4	Análise dinâmica .....	48
2.1.9.5	Análise modal.....	49
2.1.10	Otimização do design .....	49
<b>2.2</b>	<b>Princípios e bases de refrigeração.....</b>	<b>50</b>
2.2.1	Conceito .....	50
2.2.2	Fluido frigorigéneo .....	51
2.2.3	Ciclos de refrigeração .....	52
2.2.3.1	Sistema de compressão a vapor .....	52
2.2.4	Sistemas de refrigeração de CO <sub>2</sub> .....	53
<b>2.3</b>	<b>Estado da arte.....</b>	<b>56</b>
<b>3</b>	<b>CENTRAIS DE REFRIGERAÇÃO EM ESTUDO.....</b>	<b>65</b>
<b>3.1</b>	<b>Descrição das centrais .....</b>	<b>65</b>
3.1.1	Central de refrigeração transcritical (Central 1).....	65
3.1.2	Central de refrigeração transcritical compacta (Central Mini Booster) .....	69
<b>4</b>	<b>ANÁLISE ESTRUTURAL.....</b>	<b>77</b>
<b>4.1</b>	<b>Análise da estrutura da central transcritical .....</b>	<b>77</b>
4.1.1	Estudo 1_1.....	78
4.1.1.1	Pré-processamento.....	79
4.1.1.2	Resultados.....	85
4.1.2	Estudo 1_2.....	89
4.1.2.1	Pré-processamento.....	89
4.1.2.2	Resultados.....	89
4.1.3	Estudo 1_3.....	91
4.1.3.1	Pré-processamento.....	91
4.1.3.2	Resultados.....	92

---

4.2	Análise da estrutura da central transcritical otimizada .....	94
4.2.1	Estudo 2_1.....	96
4.2.1.1	Resultados.....	100
4.2.2	Estudo 2_2.....	102
4.2.2.1	Resultados.....	102
4.2.3	Estudo 2_3.....	104
4.2.3.1	Resultados.....	105
4.3	Análise da estrutura da central Mini <i>Booster</i> .....	107
4.3.1	Estudo 3_1.....	108
4.3.1.1	Pré-processamento.....	108
4.3.1.2	Resultados.....	112
4.3.2	Estudo 3_2.....	114
4.3.2.1	Pré-processamento.....	114
4.3.2.2	Resultados.....	114
4.4	Discussão dos resultados.....	116
4.4.1	Central transcritical .....	117
4.4.2	Central otimizada .....	118
4.4.3	Central Mini-Booster .....	118
5	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS .....	123
5.1	CONCLUSÕES .....	123
5.2	PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS .....	124
6	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	127
7	ANEXOS.....	135
7.1	ANEXO 1: Desenho da Estrutura Central Transcritical .....	135
7.2	ANEXO 2: Desenhos da Estrutura Central Transcritical Otimizada .....	137
7.3	ANEXO 3: Desenhos da Estrutura da Central Transcritical Compacta .....	144

---

7.4	ANEXO 4: Tubagem da Central Transcrítica Compacta.....	151
-----	--	-----

# INTRODUÇÃO

- 1.1 Contextualização
- 1.2 Objetivos
- 1.3 Metodologia
- 1.4 Estrutura da tese
- 1.5 Empresa de acolhimento



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

A análise estrutural é uma fase fundamental no dimensionamento de qualquer estrutura, permitindo determinar os carregamentos que atuam nesta, permitindo antecipar possíveis problemas. Assim, nos últimos anos têm surgido métodos numéricos como o Método dos Elementos Finitos (MEF), possibilitando estudar o comportamento aproximado de uma estrutura real, substituindo, pelo menos numa primeira fase, os ensaios experimentais.

Devido à sua versatilidade e acessibilidade, o MEF tem sido amplamente utilizado por projetistas, utilizando *software* comercial, para estudar o comportamento de estruturas de geometria complexa a problemas muito diversos. Desde análises estruturais estáticas, estudos de vibração, mecânica de fluidos, condução de calor, entre outros. O MEF tem como vantagens a redução do tempo de projeto, a simulação de ensaios que seriam difíceis e custosos de se obter experimentalmente, resultados detalhados e acessíveis, viabiliza a otimização.

A presente dissertação surge da necessidade da otimização e validação da estrutura de uma central de refrigeração, assim como o projeto de uma nova central compacta. O MEF possibilita a análise das estruturas das centrais de refrigeração, possibilitando a verificação da resistência mecânica da estrutura e a otimização desta, permitindo cortar custos.

Os sistemas de refrigeração estudados neste documento, funcionam com o fluido CO<sub>2</sub> no regime transcrito. Estes, têm ganhado relevância nos últimos anos, principalmente em regiões de clima mais frio, onde apresentam uma melhor eficiência energética. Estes têm interesse em aplicações no mercado industrial e comercial, sobretudo em supermercados.

## 1.2 Objetivos

O principal objetivo deste projeto é a concepção, análise e otimização de estruturas de centrais frigoríficas da RACE, com o recurso a *software* de elementos finitos. De forma a alcançar este objetivo, é necessário a realização das seguintes tarefas:

- Recolha de informação sobre o MEF e centrais de refrigeração;

- Análise da estrutura da central de refrigeração transcritical inicial, identificando as zonas mais críticas;
- Dimensionamento e otimização da central inicial;
- Conceção e validação da central transcritical compacta.

### 1.3 Metodologia

Para o desenvolvimento desta dissertação seguiu-se a seguinte metodologia:

- Pesquisa sobre o conceito e fundamentos do MEF, nomeadamente em artigos científicos;
- Pesquisa sobre as bases da refrigeração e de artigos sobre centrais frigoríficas a funcionar com CO<sub>2</sub> no regime transcritical;
- Apreciação da informação recolhida;
- Definição dos objetivos dos estudos realizados através do módulo de simulação do *software* Autodesk® Inventor®;
- Análise dos resultados obtidos;
- Otimização das estruturas;
- Discussão dos resultados.

### 1.4 Estrutura da tese

Este relatório está dividido em quatro capítulos. Seguidamente será realizado uma breve descrição de cada um dos capítulos e seus conteúdos.

#### Capítulo 1 – Introdução

Neste capítulo é apresentado a contextualização do tema assim como os principais objetivos que se aspira alcançar. Também é indicado a organização do relatório e informações sobre a empresa de acolhimento.

#### Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica

Neste capítulo é apresentado uma revisão literária sobre o MEF, explicando-se o conceito básico, os fundamentos, a técnica, as aplicações e o *software*, assim como, um enquadramento histórico deste método. Ainda neste capítulo, realiza-se uma abordagem ao tema da refrigeração. Explicando-se alguns conceitos básicos e abordando mais especificamente os ciclos de refrigeração de CO<sub>2</sub>.

#### Capítulo 3 – Centrais de Refrigeração em Estudo

Neste capítulo é realizada a descrição das centrais de refrigeração em estudo, assim como a descrição do seu funcionamento.

## Capítulo 4 – Análise Estrutural

Neste capítulo é apresentada a análise estrutural das três centrais, apresentando a preparação dos modelos das estruturas, as condições e parâmetros dos estudos realizados com o recurso ao *software* de análise de elementos finitos. Também neste capítulo, está presente a discussão dos resultados obtidos.

## Capítulo 5 – Conclusões e Propostas de Trabalhos Futuros

Neste capítulo é feita a conclusão do trabalho realizado, analisando a verificação ou não dos objetivos propostos inicialmente, com o recurso aos resultados obtidos. Além disso, é mencionado as recomendações para trabalhos futuros.

### 1.5 Empresa de acolhimento

A RACE é uma empresa que desenvolve soluções inovadoras de engenharia para as áreas de refrigeração comercial, refrigeração industrial, hotelaria, AVAC, *Building Efficiency* e Assistência Técnica, sendo responsável pela conceção/construção, fabrico e instalação dos diversos componentes/equipamentos em cada solicitação do cliente. Esta empresa conta com mais de 30 anos de experiência no sector, contando com mais de 5000 instalações comerciais e industriais em Portugal e no estrangeiro, empregando mais de 300 colaboradores, engenheiros e técnicos altamente qualificados. Atualmente a RACE pertence ao grupo SKK.

A presente tese foi desenvolvida no departamento de projeto da área de refrigeração que disponibilizou os diversos elementos necessários para a elaboração e orientação da mesma.



# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Método dos Elementos Finitos (MEF)

2.2 Princípios e bases de refrigeração

2.3 Estado da arte



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Método dos Elementos Finitos (MEF)

#### 2.1.1 Conceito básico

Muitas vezes, em engenharia, a solução exata de um problema só é possível para geometrias muito simples, com o recurso a equações integrais ou diferenciais. Nestes problemas, as variáveis de campo devem satisfazer uma ou mais equações de equilíbrio em todo o seu domínio e satisfazer restrições específicas em certas fronteiras – as condições fronteira [1].

Para problemas mais complexos, essas equações não são suficientes para determinar a solução exata e, muitas vezes, nem uma solução aproximada. A ideia básica do Método dos Elementos Finitos (MEF) consiste na subdivisão de um domínio num número finito de subdomínios (elementos finitos), convertendo-se assim uma geometria contínua numa geometria discreta – discretização [2]. O MEF pode ser visto como um método que permite encontrar uma solução aproximada para equações diferenciais, que se estabelecem para a estrutura, através de equações algébricas, facilmente resolvidas, para as variáveis de campo nos nós dos elementos finitos [3].

As técnicas de análise e simulação de elementos finitos são populares devido à sua versatilidade, permitindo a construção de modelos matemáticos para a análise do comportamento estático e dinâmico de elementos estruturais [4]. O MEF permite a obtenção de soluções numéricas de problemas de engenharia como análise de tensões, temperaturas, escoamento de fluidos, aerodinâmica, eletromagnética e eletrónica, entre muitos casos [1].

#### 2.1.2 Breve História do MEF

Apesar de o termo MEF ser recente, o conceito remonta a vários séculos atrás. Um dos exemplos mais conhecidos foi o cálculo da circunferência de um círculo por aproximação do perímetro de um polígono. Utilizando termos atuais, cada lado do polígono pode ser chamado de “elemento finito”. Considerando os valores do perímetro do polígono inscrito como um limite inferior e do polígono circunscrito como um limite superior para o verdadeiro valor da circunferência [5]. Quanto mais lados tiver o polígono, mais o valor aproximado da circunferência converge para o real valor (Figura 1).

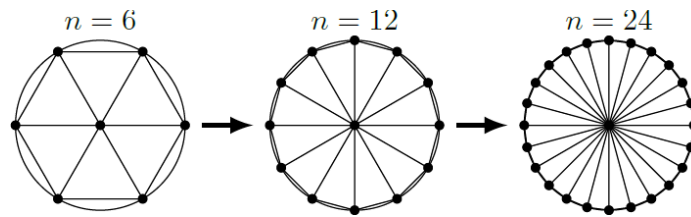


Figura 1 – Discretização de um círculo [6]

A análise dos meios contínuos, antes do aparecimento do MEF, era efetuada pela resolução de sistemas de equações de derivadas parciais, recorrendo-se a séries de Fourier para problemas não elementares [7]. Estes métodos de resolução de equações diferenciais, através de funções de interpolação, foram introduzidos por Rayleigh (1870), Ritz (1909) e Galerkin (1915). Contudo, a aplicação deste método só era exequível em meios contínuos homogêneos e de geometria simples, devido à necessidade de validar as funções de interpolação para a totalidade do domínio [1]. De forma a ultrapassar algumas destas limitações, as derivadas exatas poderiam ser substituídas por derivadas aproximadas, calculadas com base em grelhas de pontos. Da aplicação desta técnica resulta o método das diferenças finitas [7].

As fundações do MEF foram desenvolvidas por Courant (1943), com a introdução de métodos variacionais, o MEF teve o seu início pela utilização de funções descontínuas em subdomínios triangulares [8]. Nos anos 50, devido à necessidade de desenvolver novas asas para aeronaves Turner e Clough (1956) desenvolveram um novo método de análise com elementos triangulares, originalmente chamado método direto da rigidez (ou método matricial da rigidez). Nos anos 60, Ray Clough decidiu que o termo Método dos Elementos Finitos, seria mais apropriado [9].

Nas décadas de 60 e 70, o âmbito do MEF foi alargado a aplicações como a flexão de placas e cascas, reservatórios de pressão e problemas elásticos tridimensionais (Melosh 1961, Grafton e Strome 1963, Melosh 1963, Wilson 1965, Gallagher 1969) e problemas de escoamento de fluidos e transferência de calor (Wilson e Nickell 1966, Martin 1968) [1].

Durante a década de 60 foi desenvolvido o código Nastran™, que foi o primeiro software utilizado a grande escala, capaz de análises com centenas de milhar de graus de liberdade. Muitos outros códigos foram desenvolvidos desde então, como por exemplo o Ansys®, Algor, ou o Abaqus®. O uso do MEF rapidamente se expandiu nas décadas seguintes, devido principalmente ao aumento exponencial das capacidades de processamento dos computadores. Atualmente, muitos destes códigos podem ser utilizados em computadores de secretária ao alcance de todos e com grande abrangência (análises estáticas, dinâmicas, escoamento de fluidos, eletromagnetismo, resposta sísmica, entre outros) [1].

### 2.1.3 Fundamentos do MEF

Considere-se um volume de material com propriedades físicas conhecidas, onde o volume representa o domínio em análise e  $\varphi(x,y)$  a variável de campo a ser determinada em todos os pontos  $P(x,y)$  do domínio, de forma que uma lei ou conjunto de leis sejam satisfeitas em cada um dos pontos. A solução matemática exata obtida através de uma ou mais expressões algébricas que dependem apenas das variáveis independentes do problema, da geometria e das propriedades dos materiais, é quase impossível de se obter, usando-se, então, soluções aproximadas baseadas em métodos numéricos de resolução tipicamente computacional [1].

Considere-se um elemento quadrangular que engloba um subdomínio de tamanho finito do domínio em causa, ou seja, um elemento finito (Figura 2). Os vértices do elemento quadrangular são designados por nós. Um nó é um ponto do domínio no qual as variáveis de campo vão ser calculadas explicitamente pelo MEF. Um nó exterior encontra-se no interior do elemento e pode ser usado para ligar o elemento a outro elemento. Um nó interior encontra-se no interior do elemento e não pode ser ligado a outro elemento.

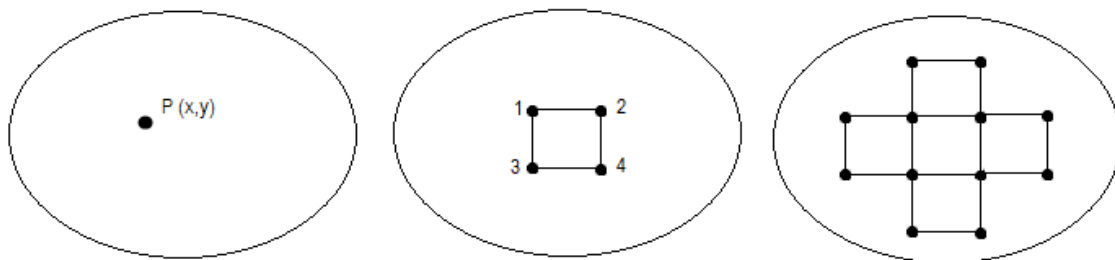


Figura 2 – Elemento finito

Como o elemento quadrangular tem apenas nós exteriores, as distribuições no interior do elemento são determinadas por funções de interpolação, com base nos valores das variáveis de campo obtidas nos nós exteriores. Para este caso, as variáveis de campo são calculadas com o recurso à equação 1.

$$\varphi(x,y) = N_1(x,y)\varphi_1 + N_2(x,y)\varphi_2 + N_3(x,y)\varphi_3 + N_4(x,y)\varphi_4 \quad (1)$$

Em que,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  e  $\varphi_4$  são os valores das variáveis de campo nos quatro nós e  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$  e  $N_4$  são as funções de interpolação. Pelo sistema de equações global são obtidas as variáveis de campo nos nós da malha, sendo os valores das variáveis no interior do subdomínio obtidos através das funções de interpolação, usualmente polinomiais, que satisfazem as condições específicas nos nós exteriores do elemento [1].

#### 2.1.4 Malha

Para a análise de qualquer tipo de problema pelo MEF, um dos passos essenciais é a criação de malha de Elementos Finitos. O domínio da maior parte dos problemas reais tem fronteiras curvas e como, normalmente, a geometria dos elementos finitos tem arestas planas, é impossível incluir a globalidade da malha no domínio. Uma das soluções é aumentar o número de elementos, reduzindo assim a sua dimensão. Outra alternativa seria alterar o tipo de elemento. Por exemplo, para um problema bidimensional, utilizar um elemento triangular em alternativa a um elemento quadrangular. Estes procedimentos permitem englobar uma maior porção da malha no domínio, assim como uma aproximação mais fiel da fronteira do domínio. Este processo de aproximação da malha de elementos finitos ao domínio é designado refinamento da malha [8].

Vários tipos de refinamento de malha foram concebidos para o MEF, incluindo [8]:

- refinamento-h – reduz o tamanho do elemento;
- refinamento-p – aumenta a ordem dos polinómios num elemento (por exemplo: linear para quadrático);
- refinamento-r – reorganiza os nós na malha;
- refinamento-hp – combinação dos refinamentos h e p.

O refinamento da malha também influencia o erro de interpolação, pois quantos mais elementos forem utilizados no estudo do problema menor será este erro. O erro pode ser considerado como uma medida quantitativa de quão “bem” uma aproximação corresponde ao valor exato. A aproximação pelo MEF de qualquer problema converge para a sua solução exata, caso as funções de forma satisfaçam um certo número de condições. Ou seja, aumentando o número de elementos pela diminuição das suas dimensões consegue-se, uma convergência assintótica para a solução exata. É importante destacar que quantos mais elementos forem utilizados, maior será o número de equações e a morosidade de resolução do problema, pois este aumenta exponencialmente com o aumento do número de elementos. Uma malha eficiente é aquela que oferece resultados precisos, requerendo o menor tempo computacional possível [10].

Nos casos em que não existem soluções exatas, a solução obtida deve ser verificada de acordo com [1]:

- Convergência numérica;
- Razoabilidade do resultado obtido;
- Consistência com leis físicas do problema em causa;
- Descontinuidade razoável das variáveis derivadas nas fronteiras entre os elementos.

Como mostrado na Figura 3, uma malha pode ser classificada em três tipos, baseado na forma como o domínio contínuo é discretizado. São estes a malha estruturada, não-estruturada e malha híbrida. Numa malha estruturada o número de elementos em torno de um nó interno é constante, é mais simples, consome menos recursos, porém não é indicada para domínios geometricamente complexos. Na malha não-estruturada o número de elementos em torno de um nó interno varia, logo é mais flexível para lidar com a complexidade geométrica, no entanto consome mais recursos. A malha híbrida é uma combinação entre as duas anteriores [11].

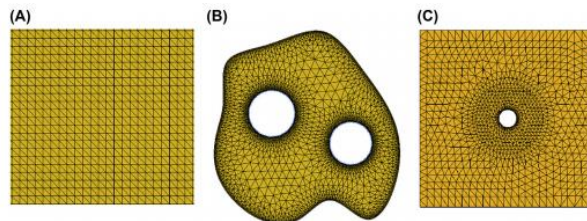


Figura 3 – Tipos de malha: (A) estruturada; (B) não-estruturada; (C) híbrida [11]

### 2.1.5 Elementos

A escolha dos elementos finitos é uma decisão importante, pois há uma variedade de elementos disponíveis para resolver o mesmo problema estrutural, cada um com as suas vantagens e desvantagens, no que diz respeito à simplicidade, precisão, custo, entre outros. Esta escolha deve basear-se nas características da estrutura a analisar, nos elementos disponíveis no *software* utilizado e na experiência do projetista.

Algumas regras devem ser adotadas, tais como [12]:

- o elemento deve ser “robusto”, ou seja, não deve haver perigo de obtenção de uma solução errada devido ao mau comportamento do elemento nas condições geométricas ou mecânicas pretendidas;
- a malha de ter em conta os gradientes de tensão, ou seja, esta deve ser mais fina onde é esperado mudanças súbitas de tensões;
- o elemento deve ser o mais preciso possível, sendo usualmente preferível a utilização de uma malha mais fina de elementos de grau inferior, em oposição a elementos de grau superior.

Os elementos finitos mais comuns para análises estruturais são:

Os **elementos unidimensionais** consistem de elementos de barra, viga e estrutura. Estes apresentam uma área de secção bem definida, sendo representados por linhas retilíneas. São elementos muito utilizados para a modulação de estruturas reticuladas, como por exemplo em pontes ou torres. O elemento de barra de dois nós (Figura 4), um em cada extremidade, é o mais simples. Elementos de ordem superior também podem ser formulados [1].

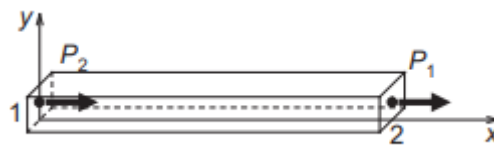


Figura 4 – Elemento de barra [13]

Os **elementos bidimensionais (ou planos)** encontram-se limitados a carregamentos no seu plano, em condições de estado plano de tensão ou deformação, apresentando uma forma triangular ou retangular (Figura 5). Os elementos mais simples apresentam nós em cada um dos nós e possuem arestas planas, sendo atualmente possível elementos com nós nas arestas e com arestas curvas [1]. Todos os tipos de cargas, como forças distribuídas, forças concentradas e momentos, são convertidas em forças pontuais, atuando em nós individuais [8].

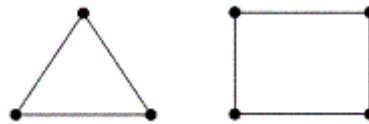


Figura 5 – Elementos bidimensionais [14]

Os **elementos tridimensionais** são utilizados em estruturas tridimensionais que não podem ser adequadamente representadas utilizando elemento unidimensionais ou bidimensionais. Estes são empregues usualmente para análises de tensões em que, os elementos de barra, plano ou elementos de placa, não são válidos [8]. Os elementos mais comuns apresentam 4 (tetraedros) ou 6 faces (hexaedros). Na sua forma mais básica, têm nós apenas nos seus vértices e arestas retilíneas, enquanto que elementos de ordem superior podem incluir nós nas arestas, nas faces ou no interior dos elementos (Figura 6), para além de faces curvas [1].

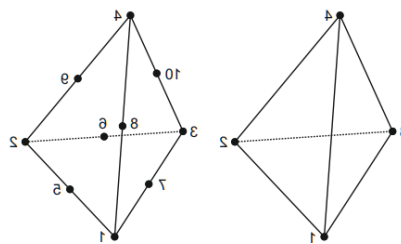


Figura 6 – Elementos tetraédricos [15]

Os **elementos de placa e casca** (Figura 7) destinam-se a modelar corpos de espessura fina, em que as placas suportam carregamentos fora do plano resultando na sua flexão e rotação, mas também na sua deflexão transversa. Enquanto que as cascas suportam principalmente esforços no plano, resistindo também a esforços transversos [1].

A principal vantagem da utilização destes elementos é que a sua formulação baseia-se na transformação de elementos tridimensionais, baseados inteiramente em campos de deslocamento, aos quais se aplicam simplificações a nível geométrico e de cinemática, permitindo uma fácil implementação e reduzindo os recursos computacionais [2].

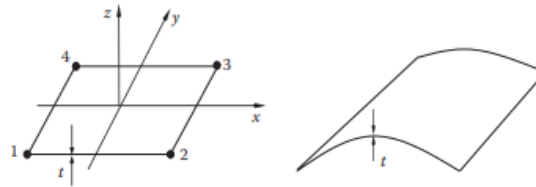


Figura 7 – Elementos de placa e casca [8]

Os **elementos axisimétricos** são formulados pela rotação de uma forma bidimensional em torno do eixo de revolução do corpo, para casos em que a geometria, as cargas e condições fronteira são simétricas relativamente ao eixo de rotação do corpo [1] (Figura 8). O estudo de corpos de revolução poderia ser feito com elementos sólidos tridimensionais, contudo os elementos axisimétricos permitem uma substancial redução de recursos computacionais [2].

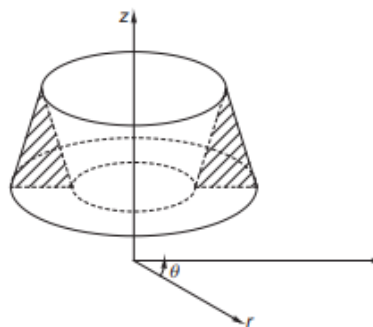


Figura 8 – Elemento axisimétrico criado a partir da rotação de um triângulo [13]

### 2.1.6 Aplicações do MEF

O MEF tem, nos dias de hoje, grande importância para o projeto e análise, em várias áreas da ciência e da engenharia. Usualmente, é utilizado em análises estruturais, estáticas lineares ou não lineares, como análise de tensões e deformações em elementos de viga, barra ou estrutura e o estudo de concentração de tensões em torno de furos ou boleados, mas também em análises de vibrações e análises dinâmicas.

Atualmente, este tipo de análises permite a realização de estudos preliminares que simulam o comportamento de um design, reduzindo a necessidade da criação de protótipos e ensaios, possibilitando uma redução de custos. A utilização do MEF pode melhorar o desempenho, fiabilidade e consistência de um produto [16].

Algumas aplicações a realçar são:

- Análises de tensões e térmicas de componentes mecânicos [17, 18];
- Análise sísmica de barragens, cidades e arranha-céus [19];
- Análise de *crash tests* em carros (Figura 9);
- Análise de dispersão de poluição e contaminantes [20];
- Análise eletromagnética [21];
- Análise aerodinâmica de um veículo [22];
- Otimização do design da pá de uma turbina eólica (Figura 10).

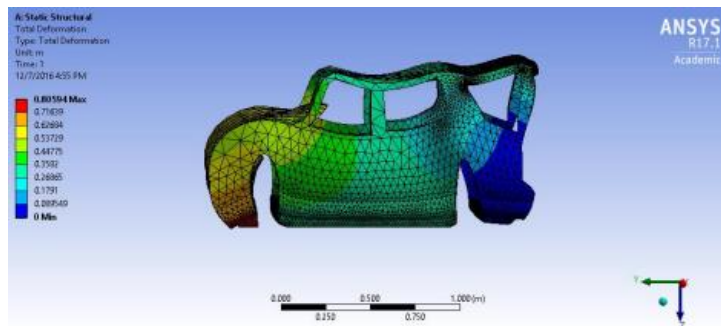


Figura 9 – Deformação num *crash test* a 100 km/h [23]

Para além destas, estão constantemente a surgir novas formulações de elementos finitos para problemas específicos. As melhorias do hardware garantem um futuro brilhante para o método como meio complementar aos testes experimentais, melhorando a compreensão dos processos físicos e possibilitando novas estruturas, máquinas, entre outros.

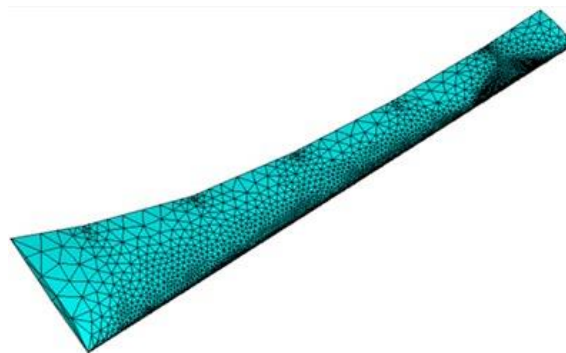


Figura 10 – Malha de uma pá de turbina *sandwich* [24]

### 2.1.7 Técnica do MEF

A modelação por MEF, pelo método dos deslocamentos, independentemente do tipo de análise (estrutural, propagação de calor, dinâmica de fluidos) apresenta uma metodologia sempre idêntica, compreendendo quatro passos fundamentais:

- Pré-processamento
- Formulação
- Obtenção da solução

- Pós-processamento

#### 2.1.7.1 Pré-processamento

A fase do pré-processamento corresponde à construção do modelo geométrico do sistema a estudar, atribuição das propriedades mecânicas dos materiais, malha e condições de fronteira, como apoios e carregamentos aplicados, tais como cargas mecânicas, térmicas, elétricas ou magnéticas, dependendo da aplicação [25]. Nesta etapa o domínio é dividido num sistema equivalente constituído por elementos finitos, escolhendo-se o tipo de elemento mais adequado ao problema em estudo. O número total de elementos, o seu tamanho e o tipo de elemento são de grande importância, pois estes parâmetros têm grande influência na precisão dos resultados e no tempo necessário à obtenção da solução [1]. Os programas comerciais de pré-processamento incluem, frequentemente, uma interface gráfica que facilita, ao utilizador, a tarefa de construir o modelo do componente a analisar [2].

Genericamente, distinguem-se os seguintes passos na etapa do pré-processamento [1]:

- Definição do domínio geométrico do problema;
- Definição do tipo de elementos a utilizar (formulação do elemento);
- Definição de propriedades geométricas dos elementos (comprimento, área);
- Definição das conectividades entre elementos (malha do modelo);
- Definição das restrições às variáveis de campo (condições fronteira);
- Definição dos carregamentos (forças, fluxos de calor, entre outros).

#### 2.1.7.2 Formulação

A formulação do elemento finito pode ser dividida em seis subetapas, apresentadas pela ordem respetiva [1].

Etapa 1 – Definição do campo de variáveis relevante para o problema a resolver. Para problemas de propagação de calor as variáveis são as temperaturas, enquanto em problemas estruturais as variáveis são deslocamentos e rotações, diferindo de acordo com o tipo de estrutura a analisar.

Etapa 2 – Definir o elemento na sua forma, número e localização dos nós e das variáveis associadas a cada nó. Em termos de nomenclatura, minúsculas para vetores e matrizes respeitantes ao elemento, ou maiúsculas se for efetuada a transformação para coordenadas globais.

$a_e$  ou  $A_e$  – vetor de variáveis nodais

$f_e$  ou  $F_e$  – vetor de forças nodais

Etapa 3 – Expressar o campo de deslocamentos no interior do elemento ( $u_e$ ) em função dos parâmetros nodais ( $a_e$ ) e das funções de interpolação ( $N$ ), definidas para cada nó. São mais comuns polinómios lineares, quadráticos e cúbicos devido à maior simplicidade na manipulação, embora também possam ser usadas séries trigonométricas. O campo de deslocamentos é definido por um número de equações igual ao número de variáveis de campo em cada nó, tendo como exemplo um problema bidimensional, são utilizadas duas funções, cada uma expressando o deslocamento para cada eixo. Assim, o campo de deslocamentos, em função das funções de interpolação, é dado por:

$$u_e = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = Na_e \quad (2)$$

Etapa 4 – Definir o vetor de deformações ( $\varepsilon$ ) em função da matriz de deformação ( $B$ ) e das variáveis nodais ( $a_e$ ).

$$\varepsilon = Ba_e \quad (3)$$

Etapa 5 – Definir o vetor de tensões ( $\sigma$ ) em função da matriz de elasticidade ( $D$ ) e do vetor de deformações ( $\varepsilon$ ).

$$\sigma = D\varepsilon \quad (4)$$

Etapa 6 – Definir a matriz de rigidez do elemento,  $k_e$  (ou  $K_e$ ), e o vetor de forças nodais,  $f_e$  (ou  $F_e$ ), através de:

$$k_e = \int B^T DB dv \quad (5)$$

$$f_e = \int x^T N dv + \int x^T N ds + a_e \quad (6)$$

A expressão 5 representa a expressão genérica para a matriz de rigidez do elemento ( $k_e$ ), relacionando as forças nodais ( $f_e$ ) e as variáveis de campo ( $a_e$ ), num elemento finito, podendo ser obtida de diferentes formas, dependendo do tipo de elemento.

### 2.1.7.3 Obtenção da solução

Nesta fase, o *software* de MEF (ou o utilizador) monta as equações algébricas, na forma matricial, que permite obter os valores das variáveis de campo nos nós, como representado na equação 7.

$$F_e = K_e A_e \quad (7)$$

Segue-se a montagem do sistema global de equações, relativo à totalidade dos elementos finitos do corpo, resultando na equação 8.

$$R + F = KA \quad (8)$$

Onde  $R$  é o vetor global das reações na estrutura,  $F$  é o vetor global das forças nodais,  $K$  é a matriz de rigidez global da estrutura e  $A$  é o vetor global das variáveis de campo. Como a expressão 88 tem incógnitas em  $R$  e  $A$  é, inicialmente, condensado o sistema por consideração apenas das variáveis desconhecidas em  $A$ . Como  $K$  e  $A$  são incógnitas, o sistema é condensado inicialmente, considerando apenas as variáveis desconhecidas em  $A$ . Os valores de  $A$  são depois utilizados para obter as variáveis em  $R$ .

Para problemas com dezenas de milhar de equações são utilizados métodos de resolução específicos que permitem diminuir as necessidades de espaço e tempo computacional. Para problemas estáticos lineares é utilizado o método de resolução frontal baseado no método de eliminação de Gauss [1].

#### 2.1.7.4 Pós-processamento

Esta fase consiste na análise e avaliação dos resultados da simulação pelo MEF, sendo muito importante haver espírito crítico de forma a verificar se os resultados obtidos são plausíveis [1]. O pós-processor apresenta toda a informação contida nos ficheiros de saída, em forma gráfica ou tabular. Dependendo do *software* utilizado, pode ser possível a apresentação dos resultados numa escala de cor de tensões e deformações ou analisar secções do modelo [2]. Outros exemplos de operações são [1]:

- Ordenar as tensões dos elementos por magnitude;
- Verificação do equilíbrio estático;
- Cálculo de coeficientes de segurança;
- Visualização da estrutura deformada;
- Animação do modelo.

#### 2.1.8 Software de MEF

Devido à grande popularidade e potencialidades da modelação numérica do MEF nas áreas de engenharia para análise, projeto ou investigação, juntamente com o carácter repetitivo das operações matemáticas associadas e com os desenvolvimentos a nível de *hardware* nas últimas décadas, é facilmente compreensível a diversidade de *software* atualmente existente no mercado [9].

O *software* comercial é normalmente comercializado por empresas privadas, sendo acompanhado por interfaces gráficas apropriadas para facilitar o uso. Além do

*software* comercial, vários grupos de investigação têm contribuído com programas de código aberto, destinados principalmente a investigadores e a educadores, importantes para a compreensão do método e dos algoritmos de análise numérica associados [9].

Dos *softwares* existentes no mercado, destacam-se o Ansys®, o Solidworks®, o Abaqus®, o Inventor® ou o Nastran™. Estes são utilizados por grandes empresas de projeto e desenvolvimento, oferecendo geralmente versões de estudante com funcionalidades reduzidas para o uso académico. Estes *softwares* apresentam, de forma genérica, as seguintes potencialidades [1]:

- Desenho de componentes a modelar ou importação destes em formato CAD;
- Montagem de componentes;
- Atribuição de propriedades materiais aos componentes;
- Seleção do tipo de problema a analisar (análise estática, fadiga, modal, entre outros)
- Atribuição de condições de fronteira;
- Atribuição de esforços concentrados, distribuídos, térmicos ou deslocamentos;
- Definição do tipo de contacto entre componentes;
- Geração automática de nós e elementos de malha;
- Visualização dos resultados obtidos em forma gráfica.

Apesar da facilidade de utilização destes softwares, por não exigirem ao utilizador conhecimentos profundos dos fundamentos e formulação do MEF, é importante o conhecimento mínimo, de forma que os parâmetros de entrada sejam idealizados corretamente e que a análise e verificação dos resultados obtidos seja correta [1].

### 2.1.9 Tipo de estudo

A seleção do tipo de estudo é o primeiro passo a tomar na análise de um problema com o recurso a *software* do MEF, pois corresponde à seleção da abordagem ao problema, com um algoritmo de resolução específico, em função do tipo de análise. Os restantes passos da análise são ajustados em função da opção tomada, ficando apenas visíveis aqueles adequados à análise escolhida [1].

#### 2.1.9.1 Análise linear

A análise linear pode fornecer a maior parte da informação sobre o comportamento de uma estrutura, sendo, em muitos casos, uma boa aproximação para muitas análises. Esta é também, para a maioria dos casos, a base para as análises não lineares [8]. Numa análise linear a matriz de rigidez de cada elemento finito pode ser considerada constante.

### 2.1.9.2 Análise não linear

É utilizada para a análise da resistência de uma estrutura sob cargas próximas da tensão de rotura do material, após a saída do domínio elástico (não linearidade material) e para grandes deformações (não linearidade geométrica) [1]. Na Figura 11 está apresentado uma análise não linear de uma viga-coluna, cujo objetivo é avaliar o efeito da quantidade de fibra de carbono (CFRP).

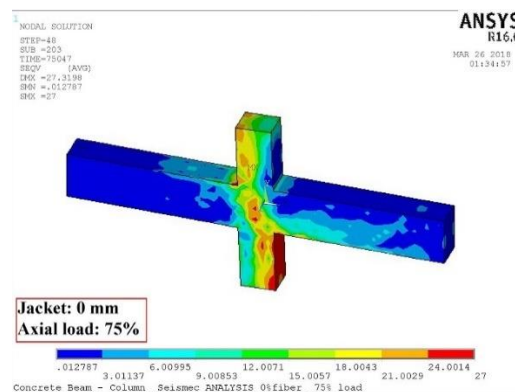


Figura 11 – Análise não linear de uma viga-coluna [26]

### 2.1.9.3 Análise estática

A maioria dos problemas de análise estrutural, tais como a análise de tensões e deformações, podem ser tratados como problemas estáticos lineares, com base nos seguintes pressupostos [8]:

- Pequenas deformações (o padrão de carga não é alterado devido à forma deformada)
- Materiais elásticos (sem plasticidade ou falhas)
- Cargas estáticas (a carga é aplicada à estrutura de forma lenta e constante)

A análise estática permite a obtenção da forma deformada, o cálculo das deformações e tensões, cálculo do coeficiente de segurança, obtenção dos pontos de concentração de esforços e a identificação de zonas sobredimensionadas, permitindo a otimização da geometria [1].

Na Figura 12 está representado uma análise linear estática de um rolamento de ranhura em espiral, de forma a obter-se as deformações máximas.

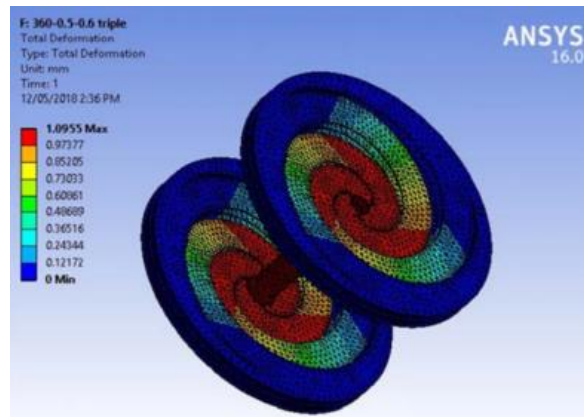


Figura 12 – Deformação num rolamento de ranhura em espiral [27]

#### 2.1.9.4 *Análise dinâmica*

Os estudos dinâmicos mais comuns são a análise modal, a análise harmónica e a análise transiente. A análise modal determina as frequências naturais e os modos naturais da estrutura, a análise harmónica estuda a resposta da estrutura sujeita a cargas que exibem um comportamento sinusoidal, enquanto que a análise transiente estuda a resposta da estrutura quando sujeita a cargas com comportamento arbitrário [28]. A vibração pode causar o mau funcionamento de máquinas que exibam desequilíbrios ou desalinhamentos, podendo também levar a falhas graves de engenharia, como o colapso de uma ponte. Assim, a simulação desempenha um papel importante na nossa capacidade de compreender o comportamento dinâmico de uma estrutura [8].

A análise dinâmica é indicada para componentes submetidos a cargas variáveis ao longo do tempo, mas que não se enquadram nas cargas de fadiga. Alguns exemplos de aplicação são esforços de choque em componentes de veículos, máquinas rotativas, martelos pneumáticos, turbinas sujeitas a cargas oscilatórias, componentes de aeronaves sujeitos a cargas aleatórios, entre outros [1].

Um exemplo pode ser a análise dos esforços que um braço robótico, em movimento, está sujeito, como mostrado na Figura 13.

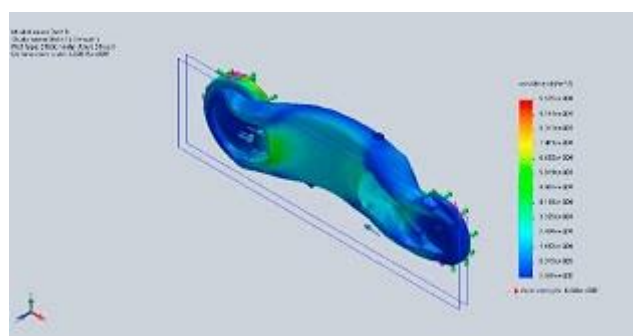


Figura 13 – Tensões de von Mises numa braço robótico [29]

### 2.1.9.5 Análise modal

Permite obter uma aproximação das frequências e modos naturais de vibração de um componente ou estrutura. A definição dos valores das frequências naturais de vibração é de extrema importância, pois representam as frequências de excitação da estrutura para as quais esta entra em ressonância [1]. Como as frequências estruturais não são conhecidas à priori, as equações de equilíbrio do elemento finito para este tipo de análise envolvem a solução de equações algébricas homogêneas cujos valores característicos correspondem às frequências e os vetores característicos representam os modos de vibração [28].

É possível testar distribuições alternativas de massa que melhorem as características modais, permitindo que o equipamento não seja solicitado a uma frequência próxima da frequência natural de vibração [1].

A equação geral do movimento é dada por [30]:

$$[M][\ddot{U}] + [C][\dot{U}] + [K][U] = [F] \quad (9)$$

Na análise modal apenas o comportamento linear é considerado, o amortecimento é nulo ( $[C] = 0$ ) e as cargas exercidas são ignoradas ( $[F] = 0$ ). A equação generalizada na engenharia estrutural usando o Método do Elemento Finito é dada por:

$$[M][\ddot{U}] + [K][U] = [0] \quad (10)$$

Na Figura 14 está representado uma análise modal cujo objetivo foi determinar o intervalo das frequências naturais e verificar o efeito de um parafuso solto, em termos de vibração e ruído.

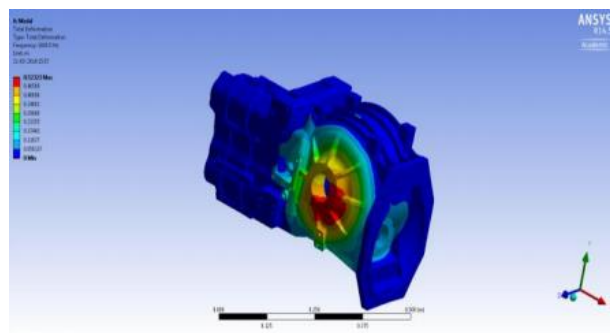


Figura 14 – Análise modal de caixa de velocidades (1º modo de vibração) [31]

### 2.1.10 Otimização do design

A otimização é parte integrante do design em engenharia. Tradicionalmente, as tarefas de otimização eram realizadas principalmente por tentativa e erro, até identificar falhas em satisfazer determinados critérios. Muitas vezes, o melhor design só era obtido após muitas iterações de design. A forma convencional de alterar um desenho

que não cumpre os requisitos, pode ser incrivelmente dispendiosa e morosa. Para os projetistas de hoje, uma prática mais produtiva e rentável é utilizar técnicas de otimização numérica para orientar na avaliação do design [8].

Na fase inicial de um projeto, a otimização topológica pode ser usada para ajudar os designers a obter um bom conceito inicial de design. O objetivo da otimização topológica é encontrar a distribuição ideal de material, para um determinado conjunto de condições de carga e de fronteira. Esta, permite identificar e remover as regiões com menos tensões na simulação do modelo, ou seja, as que menos contribuem para a rigidez da estrutura [8].

Na fase final do design, o seu desempenho é muito influenciado pela sua forma e tamanho. A otimização paramétrica pode ser usada para ajudar os designers a determinar a forma e dimensões ideais de uma estrutura. As variáveis independentes cujos valores podem ser alterados para melhorar um design são chamadas variáveis de design. Estas são geralmente parâmetros geométricos tais como comprimento, espessura, entre outros. As respostas do desenho às cargas aplicadas são conhecidas como variáveis de estado, que são funções das variáveis de design. Exemplos de variáveis do estado são tensões, deformações, temperaturas e frequências. Assim, a otimização paramétrica implica minimizar o valor de um parâmetro geométrico em relação a um conjunto de restrições de design [8].

## 2.2 Princípios e bases de refrigeração

### 2.2.1 Conceito

Refrigeração é a ação de remover energia, na forma de calor, de um espaço ou substância, de forma a baixar a sua temperatura e mantê-la. Um sistema de refrigeração deve fornecer um meio pelo qual o calor pode ser removido. O calor só se transfere de um corpo/meio com a temperatura mais alta para um corpo/meio com a temperatura mais baixa [32]. Estão disponíveis vários sistemas de refrigeração, mas todos seguem o mesmo princípio de remoção de calor de um espaço ou substância. A refrigeração divide-se em três grandes grupos [33]:

- Refrigeração doméstica;
- Refrigeração comercial;
- Refrigeração industrial.

A refrigeração possui diversos “campos de utilização” em função das temperaturas a que opera. Assim por uma escala descendente [33]:

- Altas temperaturas (+80 a 5 °C) – aplicações em sistemas de ar condicionado, bombas de calor, processos de secagem;

- Médias temperaturas (+5 a -50 °C) – aplicações em refrigeração geral, congelação, conservação de alimentos;
- Baixas temperaturas (-50 a -153 °C) – aplicações em salas de ensaios, ambientes climatizados especiais, técnica do processo, tecnologia mecânica;
- Temperaturas criogénicas (-153 a -273 °C) – aplicações em vapores condensados, física de baixas temperaturas, tecnologia dos supercondutores, investigação.

### 2.2.2 Fluido frigorígeno

O fluido frigorígeno é o fluido que absorve calor da substância ou meio a ser refrigerado. A utilização de um determinado fluido depende das propriedades que são mais desejáveis relativamente a um determinado fim, como a aplicação, pressão, temperatura exigida, baixo custo, fácil obtenção, entre outros. As principais propriedades de um bom fluido frigorígeno são [32-34]:

- Ponto de ebulição abaixo da temperatura pretendida;
- Vaporização com alto nível de calor;
- Quimicamente estável;
- Condensação a pressões moderadas;
- Baixo volume específico;
- Potencial de Aquecimento Global baixo;
- Potencial de Destruição da Camada de Ozono nulo;
- Não ser corrosivo, inflamável ou tóxico;
- Coeficiente de desempenho elevado (COP);
- Fácil localização de derrames, entre outros.

Os fluidos frigorígenos podem ser classificados de acordo com diferentes critérios. Podendo ser classificados quanto à natureza, como “naturais” ou “artificiais”, quanto à segurança, podem ser classificados de acordo com a sua toxicidade e inflamabilidade, quanto à composição, pressão de serviço, circuito em que circulam, entre outros [33].

Os fluidos frigorígenos tiveram quase sempre associados à poluição do meio ambiente, como por exemplo a destruição da camada de ozono, principalmente os CFC e os HCFC, levando a que fossem tomadas medidas para minimizar os riscos [33]. Um dos exemplos, o Protocolo de Montreal (1987), foi o acontecimento mais significativo na história dos fluidos frigorígenos. Nele foi aprovado a calendarização para a redução e eliminação dos CFC e HFC [35]. O protocolo de Quioto (1997), focalizou-se na redução das emissões de gases com efeito de estufa (GEE) [36]. As emissões de GEE provenientes da atividade de refrigeração podem divididas em duas categorias principais, as “diretas” e as “indiretas”. As emissões diretas são provenientes de fugas do fluido frigorígeno, enquanto as emissões indiretas surgem da geração de eletricidade utilizada para alimentar o sistema [37].

No atual panorama, há um enorme esforço de proteção do clima, impulsionado principalmente pela União Europeia. Desta posição saiu um conjunto de ações calendarizadas visando a eliminação total das instalações dos HCFC [38]. Seguindo esta linha de esforço global para a proteção do clima, são notórias as pressões e os interesses na utilização dos “fluidos frigorigéneos naturais”, com baixo potencial de aquecimento global (GWP), nomeadamente o amoníaco (R717) e o dióxido de carbono (R744).

### 2.2.3 Ciclos de refrigeração

Os ciclos de refrigeração definem o funcionamento das máquinas frigoríficas, sendo os mais comuns:

- Refrigeração por absorção, onde o fluido frigorigéneo no estado gasoso é dissolvido num líquido antes de ser comprimido. É um sistema muito utilizado na refrigeração solar [39].
- Refrigeração por gás, distinguido pelo fato de o fluido frigorigéneo não mudar de fase, mantendo-se no estado gasoso durante todo o ciclo frigorífico [33];
- Refrigeração termoelétrica, o arrefecimento é produzido pela passagem de uma corrente elétrica através de dois materiais diferentes [33];
- Refrigeração por compressão de vapor, este sistema possui quatro componentes principais: evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão [40]. É o processo mais comum, sendo o foco deste estudo.

#### 2.2.3.1 Sistema de compressão a vapor

O sistema de compressão a vapor (Figura 15) assenta em quatro processos distintos sequenciais, a evaporação, a compressão, a condensação e a expansão [41]. A expansão e a evaporação realizam-se a baixa pressão. A compressão e a condensação efetuam-se através da alta pressão. Estes processos ocorrem nos respetivos dispositivos e componentes.

A produção de frio baseia-se no princípio físico de que todo o fenómeno de evaporação é acompanhado pela dissipação de calor. Assim, para um sistema fechado que funciona continuamente, um líquido em alta pressão é injetado no evaporador através do expansor (tubo capilar), baixando a pressão significativamente, o líquido expande-se e evapora, passando a ser uma mistura de líquido e vapor. Esta evaporação é acompanhada de uma grande dissipação de calor (absorção), que se transmite ao gás durante a evaporação. O fluido na fase gasosa é “aspirado” pelo compressor, onde é fortemente comprimido, aumentando ainda mais a sua temperatura. No condensador o calor extraído ao meio é devolvido ao ambiente exterior, enquanto o gás condensa e o processo se reinicia [33].

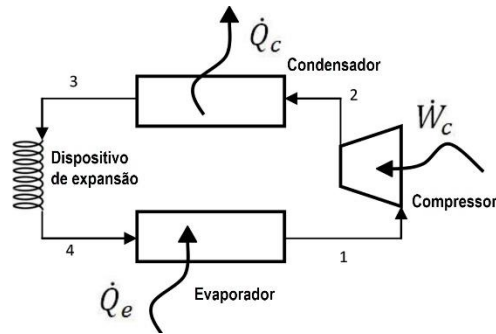


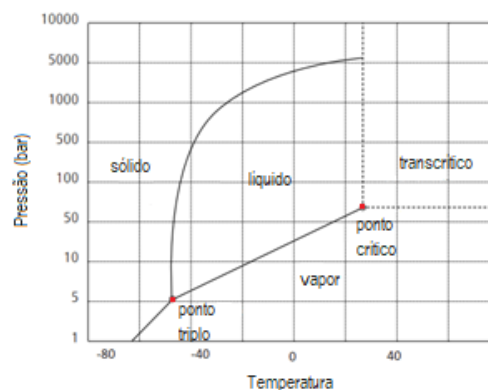
Figura 15 – Sistema de compressão de vapor [42]

## 2.2.4 Sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub>

O CO<sub>2</sub> pertence ao conjunto de fluidos frigorigêneos designados por “naturais”, tendo a vantagem de não ser tóxico nem inflamável, contudo é importante referir que em grandes concentrações em espaços confinados é sufocante [43].

O CO<sub>2</sub> possui características únicas que o torna completamente diferente dos restantes fluidos frigorigêneos, combinando propriedades ambientais favoráveis (GWP=1), características de segurança elevadas juntamente com excelentes propriedades termofísicas [44]. A pressão de vapor do CO<sub>2</sub> é elevada (34,8 bar a 0 °C e 16,8 bar a -25 °C), o seu calor latente de mudança de fase (230,9 kJ kg<sup>-1</sup> a 0 °C e 293,3 kJ kg<sup>-1</sup> a -25 °C) combinado com o seu pequeno volume específico (0,0102 kg m<sup>-3</sup> a 0 °C e 0,0228 kg·m<sup>-3</sup> a -25 °C) resulta numa capacidade volumétrica entre 3 a 10 vezes superior que os refrigerantes artificiais utilizados para sistemas comerciais centralizados, permitindo reduzir as dimensões das linhas líquidas e de vapor, bem como as do compressor [45].

O CO<sub>2</sub> pode ser utilizado, como fluido frigorigêneo, em sistemas em regime subcrítico e transcrito. No sistema subcrítico o fluido frigorigêneo opera abaixo da temperatura crítica, enquanto no ciclo transcrito, o fluido frigorigêneo passa por ambos os estados (Figura 16).

Figura 16 – Diagrama de fases CO<sub>2</sub> [46]

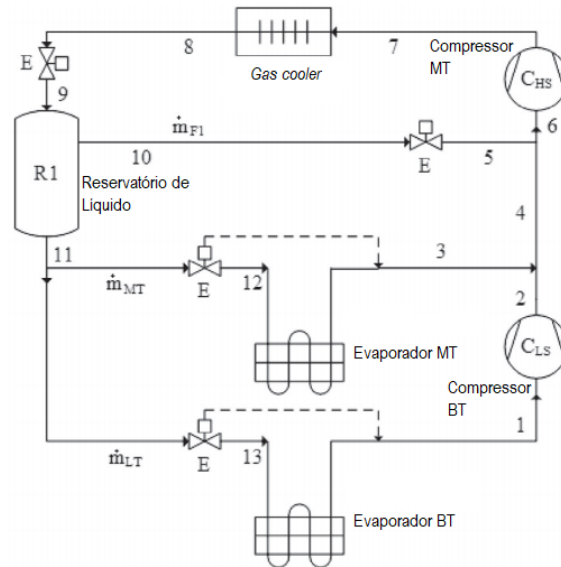
Os sistemas que funcionam com ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub> são os mais frequentes, tendo interesse em aplicações no mercado industrial e comercial [40]. Entre as aplicações mais populares da tecnologia de CO<sub>2</sub> estão os sistemas de refrigeração de supermercados, devido ao seu elevado desempenho termodinâmico para a evaporação a baixa temperatura [47]. Além disso, a utilização do sistema transcítico *all-in-one* permite a integração de diferentes aplicações que um supermercado necessita, tal como, refrigeração, calor, ventilação e ar condicionado [48].

Devido à influência da temperatura ambiente na eficiência energética, os sistemas de refrigeração transcíticos R744 são mais frequentes em regiões de clima frio. No entanto, o desenvolvimento de novas configurações e dispositivos para este ciclo de refrigeração, tem permitido a introdução destes sistemas em climas quentes [49].

O número de instalações de refrigeração transcítica é atualmente superior a 20 000, cobrindo aproximadamente 14% do total de instalações de retalho alimentar na Europa [50]. A atual tendência da refrigeração comercial passa pelos projetos e pela instalação de sistemas de refrigeração operando em sistema *booster*, funcionando com CO<sub>2</sub> em regime transcítico para média temperatura (MT) e subcrítico para baixa temperatura (BT).

Os sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub> apresentam melhor desempenho que os sistemas tradicionais de HFC com consumo energético semelhante, se a temperatura exterior se mantiver abaixo dos 25 °C, permitindo assim a operação subcrítica [51]. Quando a temperatura externa é mais elevada ocorre a operação transcítica, diminuindo substancialmente a eficiência energética, devido a perdas motivadas por variações bruscas neste ciclo. Assim, é necessário a otimização da pressão do *gas cooler*, que é afetado não só pela temperatura de saída, mas também, pela eficácia do permutador de calor e pela eficiência isentrópica dos compressores de alta pressão [52].

A Figura 17 mostra um sistema *booster* de CO<sub>2</sub> básico que funciona tanto a BT como a MT. O fluido frigorígeno à saída de evaporador BT é sugado para a linha de aspiração do compressor de baixa pressão. A descarga deste compressor mistura-se com a saída do evaporador MT. Antes de o fluido frigorígeno misturado entrar na linha de aspiração dos compressores de alta temperatura e comprimido à pressão do *gas cooler*, é misturado com o gás *flash* do depósito de líquido. Nessa fase, a pressão é controlada pela válvula de expansão [53]. Por último, a mistura de líquido e gás entra no reservatório de líquido, onde a mistura é separada. O fluido frigorígeno na fase líquida é então distribuído aos evaporadores MT e BT [54].

Figura 17 – Sistema *booster* de CO<sub>2</sub> básico [55]

Podem ser adotadas várias soluções técnicas para melhorar a eficiência energética do sistema básico *booster* de CO<sub>2</sub>, obtendo-se assim um desempenho energético semelhante às centrais tradicionais de HFC. O mais difundido é a adoção de um compressor paralelo dedicado à remoção do gás flash gerado no depósito de líquido, em condições transcricas [52].

A Tabela 1 fornece um panorama resumido dos componentes utilizados para os ciclos que operam com CO<sub>2</sub>. Devido às temperaturas e pressões elevadas, cerca de 140 bar para o ciclo transcrito e entre 40 e 52 bar para os ciclos subcríticos, é aconselhado a utilização de componentes em aço ao carbono [33].

Tabela 1 – Componentes para ciclos de CO<sub>2</sub> [33]

Ciclo	Posição no circuito	Componentes
Transcrito	Linha de descarga	Separador de óleo, silenciador, válvulas
	Saída do arrefecedor de gás	Filtro, depósitos de líquido, visor de líquido, válvulas
	Linha de aspiração	Separador de líquido, filtros de aspiração, válvulas

	Linha de descarga	Separador de óleo, eliminador de vibração, silenciador, válvulas
Subcrítico	Linha de líquido	Filtro de depósito de líquido, visor de líquido, filtro de impurezas, válvulas
	Linha de aspiração	Separador de líquido, filtro de aspiração, eliminador de vibrações

### 2.3 Estado da arte

Na Tabela 2 são apresentados, de forma breve, a descrição de alguns artigos sobre a aplicação do MEF. Selecionou-se artigos relevantes para o trabalho desenvolvido, que abordam diferentes tipos de ensaios e objetivos, de forma a mostrar as diferentes potencialidades do MEF. No primeiro artigo é feito uma análise às tensões instaladas de um veículo não tripulado. O segundo artigo tem como objetivo a redução do peso de um chassi de autocarro. No terceiro é feito uma análise às tensões e deformações desenvolvidas no quadro de uma *scooter*, assim como uma análise modal, com o intuito de validar a estrutura. O objetivo do quarto artigo é a análise da pressão interna estática, devido à colisão, desenvolvida num tanque de combustível. O quinto artigo refere a análise pelo MEF de uma roda dentada, determinando as tensões e deformações aplicadas, de forma a auxiliar na escolha do material mais indicado. Por fim, o último artigo aborda a análise estrutural de um precipitador eletrostático, sendo o objetivo a otimização do peso da estrutura. A escolha deste artigo deveu-se às semelhanças com o trabalho desenvolvido na presente dissertação.

Tabela 2 – Estudos de aplicação do MEF

Referências Bibliográficas	Descrição do artigo
<b>Finite Element Analysis (FEA) on Autonomous</b>	Neste artigo é analisado com recurso ao MEF, um modelo de um veículo de superfície não tripulado de dois cascos (catamarã), utilizado para a alimentação de

---

**Unmanned Surface Vehicle Feeder Boat subjected to Static Loads [56]**

peixe em cativeiro. A análise foi realizada com o recurso ao *software* Solidworks, com o objetivo de determinar os valores da tensão equivalente de von Mises, de forma a verificar se a estrutura resiste às cargas impostas.

O casco da embarcação tem 1000 mm de comprimento, 400 mm de largura e 200 mm de altura, sendo um modelo numa escala de 1:20 do Catamarã 1C16108. Foi aplicado uma carga com distribuição uniforme de 17,65 N, no casco devido ao peso total dos componentes móveis do barco. O outro carregamento foi no tanque da ração, que tem capacidade para 8 kg.

A peça foi fixada nos lados direito e esquerdo do casco, para que esta não mude de posição durante a simulação do carregamento. O material foi definido na simulação como madeira balsa, por ser o que mais se aproximava do pretendido. Foi usado uma malha sólida standard com 18909 nós.

Para o casco foi obtido um valor de tensão de 1,245 MPa, sendo inferior a tensão de cedência do material (2 MPa). Os resultados das tensões obtidas para o tanque foram 3,708 MPa para uma carga de 2 kgf, 7,418 MPa para 4 kgf, 9,272 MPa para 6 kg e 8,889 MPa para 8 kgf. Foi concluído então que o tanque teria de ser construído com outro material.

---

**Weight optimization and structural analysis of an electric bus chassis frame [57]**

Este trabalho teve como principal objetivo a redução do peso do chassis de um autocarro elétrico, de forma a aumentar a sua autonomia. O estudo parte de uma estrutura já existente construída em aço, substituindo os tubos de aço por tubos em liga de alumínio, com o objetivo de reduzir o peso, mas sem comprometer a resistência e segurança. Esta verificação foi executada com o recurso ao MEF, utilizando o ANSYS.

O chassis foi sujeito a uma análise estrutural de forma a avaliar se é capaz de suportar as tensões e esforços internos, para três diferentes materiais. Sendo eles aço estrutural e as ligas de alumínio 6061-T6 e 7075-T6.

---

Para a malha foram usados elementos tetraédricos, por ser indicado para estruturas de parede fina.

As cargas a atuar no chassis foram calculadas tendo em conta o peso do veículo e uma capacidade de 60 passageiros, sendo que estas cargas atuam nas duas barras longitudinais da estrutura (longarinas). Portanto a carga atuar num único membro é 107419,5 N.

Substituindo o aço pelas ligas de alumínio 6061-T6 e 7075-T6 foi obtido uma redução de peso de 65,61% e 64,33%, enquanto a tensão equivalente de von Mises foi 41,71 MPa e 41,51 MPa, respetivamente, sendo valores inferiores à tensão de cedência destas ligas.

---

**Structural and modal  
Analysis of Scooter Frame  
for Design Improvement  
[58]**

Este artigo estuda as tensões e deformações desenvolvidas no quadro de uma *scooter* durante diferentes casos de carga e identifica os modos de falha com o recurso a análise modal. É estudado diferentes materiais e secções para o quadro. Os principais objetivos foram a validação do projeto da estrutura, ou seja, o cálculo de tensão e deformação utilizando o MEF, estudo das características de carga, propriedades mecânicas, identificação de áreas críticas e análise modal, de forma a melhorar o design da scooter. A malha foi criada em HyperMesh e a análise foi realizada com o recurso ao ANSYS.

Os modelos estudados foram os quadros de secção circular com espessuras de 2 mm e 1,6 mm e de secção elíptica para as mesmas espessuras.

Para a malha foi usado o elemento SHELL181, que tem quatro nós com seis graus de liberdade, por ser indicado para a análise de estruturas de paredes finas.

Em termos de cargas, foi considerado o peso de dois adultos com 103 kg e uma criança com 25 kg, a bateria com uma massa de 45 kg e 2 kg de bagagem. O coeficiente de segurança considerado foi 2. A geometria foi fixada nos centros das rodas dianteiras e traseiras.

---

Foi concluído que a secção elíptica apresenta os melhores resultados, pois é mais resistente e tem menos probabilidades de se deformar ao longo do seu eixo principal, sendo que para este caso as tensões máximas e deslocamentos verticais são menores que os valores máximos permitidos de 300 MPa e 18 mm, respetivamente.

A partir da análise modal, as frequências naturais identificadas têm valores diferentes das frequências prejudiciais ao conforto humano, entre 4 e 8 Hz.

---

**Deformation and stress analysis of a fuel tank under static loading condition [59]**

O objetivo deste artigo é analisar a pressão interna estática e a colisão estática desenvolvida em tanques de diesel de caminhões, determinando o deslocamento máximo, sendo esta análise é realizada com o recurso ao MEF. O tanque de diesel é feito em aço e tem uma forma cilíndrica, durante uma colisão este é esmagado, originando elevadas pressões no seu interior, que levará a uma explosão.

A análise estática estrutural foi realizada com o *software* ANSYS, onde o tanque foi considerado como parte da carroçaria do caminhão, para calcular os valores críticos de deformação e de tensão equivalente de von Mises.

Em termos de condições de fronteira, o modelo foi fixado nas duas áreas das ligações do tanque ao chassis. Foi simulado duas condições de carregamento diferentes, a análise de pressão estática de 10 bar a 30 bar aplicada no interior do tanque, e a análise de impacto estática, com o tanque vazio e com o tanque cheio. Sendo que para a análise de impacto foi aplicada uma carga de 10000 N na superfície exterior do tanque, enquanto o peso do combustível, de 422,65 N, foi aplicado no fundo do tanque.

Por fim, foi concluído que a deformação crítica e tensão máxima para o tanque de combustível foi de 5,2 cm e 620 N/cm<sup>2</sup>, respetivamente. Para além disso foi encontrado a localização dos pontos críticos e a área de

---

fratura.

---

**Design and numerical analysis of spur gear using SolidWorks simulation technique [60]**

Neste artigo é realizado o projeto e análise pelo MEF de uma roda dentada, utilizando o Solidworks® para determinar as deformações e tensões aplicadas na roda para três diferentes materiais, sendo estes, o aço inoxidável, a liga de titânio Beta C (Ti-3Al-8 V-6Cr-4Mo-4Zr) e a liga de zinco AC41A. Uma força de 600 N é aplicada no topo e no flanco da roda dentada. A peça é fixada no seu eixo interior, de forma a não mudar de posição. Foi utilizado uma malha sólida standard com 7942 elementos.

A tensão de von Mises máxima determinada para a roda dentada de aço foi 4,85 MPa, sendo a deformação máxima  $1,93 \times 10^{-5}$ . Para a liga de titânio foi obtido uma tensão de von Mises e deformação máxima de 0,54 MPa e  $0,39 \times 10^{-5}$ , respetivamente. Por fim, para a liga de zinco foi determinado uma tensão de 8,07 MPa e uma deformação de  $0,72 \times 10^{-5}$ . Foi concluído então que a liga de titânio apresenta os melhores resultados, sendo então a melhor alternativa.

---

**Finite Element Analysis and Lightweight Optimization Design on Main Frame Structure of Large Electrostatic Precipitator [61]**

Este estudo aborda a análise estrutural do modelo de um precipitador eletrostático com o recurso ao *software* ANSYS, sendo o principal objetivo a otimização do peso da estrutura. A estrutura principal divide-se em três partes, viga superior, coluna mais parede lateral e viga inferior mais suporte. O material da estrutura principal era o aço Q235.

Em relação à malha de elementos finitos, diferentes tipos de elementos foram utilizados de forma a garantir uma simulação mais realista. Foram utilizados para componentes finos o SHELL63, para as colunas e principais componentes de carga o elemento BEAM188 e para alguns componentes de bloco sólido o SOLID45.

Na análise da viga superior, foram consideradas a cargas resultantes do peso próprio, a sobrecarga, a

---

---

carga da neve e carga térmica, com o valor de 235638 N, 2682 N, 43064 N e 200 °C, respectivamente. Os valores das tensões de von Mises determinadas foram 152,19 MPa, sendo inferiores à tensão admissível. O fator de segurança de estruturas como placas de reforço internas e coberturas, era elevado, permitindo assim a redução de material.

Para coluna e parede lateral, foram considerados o peso próprio, a sobrecarga mais a carga de neve e carga térmica, com o valor de 242452 N, 208250 N e 200 °C, respectivamente. A análise mostrou que a tensão máxima de von Mises era 147 MPa, sendo inferior à tensão admissível.

Na análise da viga inferior e suporte, as cargas aplicadas foram o peso próprio, a carga da neve, a sobrecarga, o peso das cinzas, do depósito e carga térmica, sendo 472638 N, 18466 N, 295456 N, 179144 N, 688977 N e 200 °C, respectivamente. As tensões determinadas foram inferiores a 10 MPa.

No estudo da estrutura global as tensões máximas de von Mises foram 20,14 MPa, verificando-se assim a segurança da estrutura. Em relação à otimização do peso da estrutura, foram modificados 26 parâmetros geométricos, como espessuras e comprimentos de componentes. A tensão admissível considerada foi de 120 MPa. O peso total da estrutura inicial era 72 344 kg, a otimização permitiu a redução para 53 646 kg, que corresponde a uma diminuição de 25,84%.

---



# CENTRAIS DE REFRIGERAÇÃO EM ESTUDO

3.1 Descrição das centrais



### 3 CENTRAIS DE REFRIGERAÇÃO EM ESTUDO

Este capítulo será dedicado à caracterização de duas centrais de refrigeração. As estruturas destas serão posteriormente analisadas, sendo o principal objetivo a otimização e validação do seu design. A primeira central é baseada numa central já existente, tendo estrutura, componentes e parâmetros de funcionamento já definidos. Enquanto a segunda central será construída do zero, sendo necessário um processo de seleção dos componentes em função das restrições impostas, sobretudo geométricas. Para a construção desta, foram aplicados os conhecimentos adquiridos com a otimização da primeira central.

#### 3.1 Descrição das centrais

##### 3.1.1 Central de refrigeração transcritical (Central 1)

A primeira central a ser analisada neste trabalho, trata-se de uma central de CO<sub>2</sub> que opera em sistema *booster*, funcionando em regime transcritical para média temperatura (MT) e subcritical para baixa temperatura (BT). Esta central é apropriada para instalações comerciais, nomeadamente supermercados, para a refrigeração e congelamento de alimentos. Na Figura 18 está ilustrada a central que serviu como base para o modelo da estrutura da central.

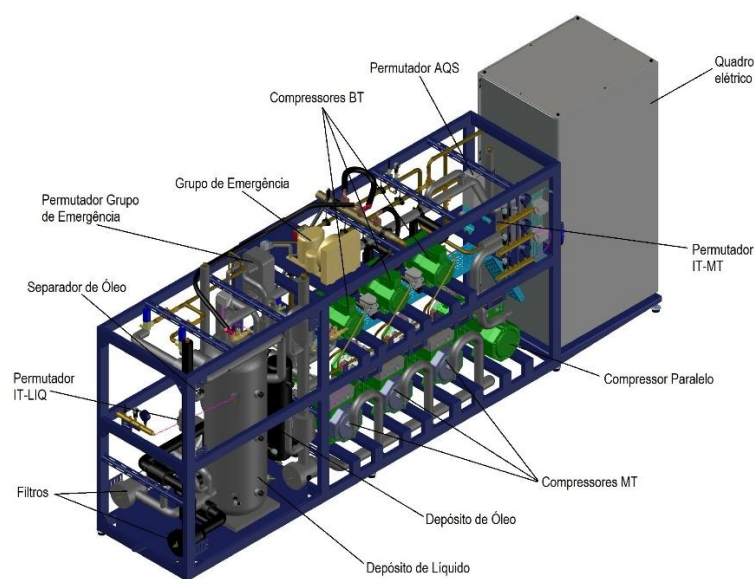


Figura 18 – Central de refrigeração para instalação de CO<sub>2</sub> transcritical

Os sistemas *booster*, em semelhança com os sistemas tradicionais, têm quatro componentes principais que são, os compressores, os evaporadores, condensador e válvulas de expansão.

Estes sistemas funcionam com o mesmo fluido entre os compressores de baixa e média temperatura. Na saída da válvula de expansão do *gas cooler*, uma mistura de líquido e gás é canalizada para o depósito de líquido. Este alimenta os evaporadores BT e MT com CO<sub>2</sub> na fase líquida. O fluido frigorígeno, na fase gasosa, é transferido dos evaporadores BT para os compressores BT. Os compressores BT transferem fluido para a aspiração dos compressores MT, ou seja, os compressores BT servem como impulsionador (*booster*) para os compressores MT. Após a evaporação, o fluido é encaminhado do evaporador MT para os compressores MT. Quando o fluido, no estado gasoso, sai dos compressores de média temperatura passa através do separador de óleo, que utiliza filtros para remover contaminantes, remover o excesso de óleo que circula com o fluido frigorígeno e efetuar o seu retorno ao cárter dos compressores. Neste sistema, o gás flash gerado no depósito de líquido, em condições transcricas, é comprimido no compressor paralelo ao invés de circular para os compressores MT. Isto permite melhorar a eficiência energética do sistema. Finalmente, o fluido é transferido dos compressores MT e paralelo para o *gas cooler*, onde o calor do sistema é rejeitado para o ambiente. A Figura 19 apresenta o diagrama de funcionamento simplificado da central.

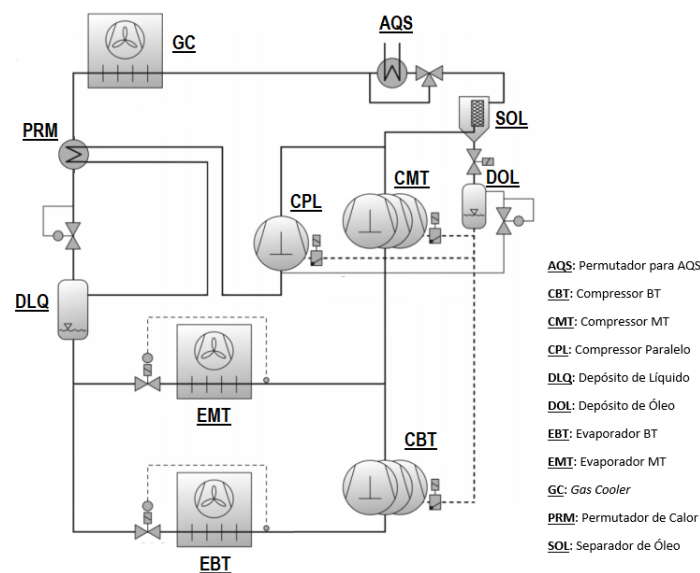


Figura 19 – Diagrama de funcionamento básico da Central

Na Tabela 3 estão inseridos os principais componentes da central de refrigeração. Os compressores são semi-herméticos pois apresentam maior facilidade de regulação e adaptação às exigências, maior flexibilidade da instalação e uma grande gama de escolha.

Tabela 3 – Lista de componentes da Central 1

Componente	Quantidade
Compressor BT	3
Compressor MT	3
Compressor Paralelo	1
Depósito de líquido	1
Separador de óleo	1
Depósito de óleo	1
Permutador BT-Líquido	1
Filtro de óleo	1
Regulador nível de óleo	7
Permutador IT-MT	1
Grupo de emergência	1
Permutador de placas	1
Filtro linha aspiração BT	1
Filtro linha aspiração MT	1
Permutador AQS	1
Quadro elétrico	1

Os parâmetros de funcionamento da Central Transcrítica estão inseridos na Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros de funcionamento da Central de Refrigeração Transcrítica

Sistema	Parâmetros	Unidades
Capacidade de refrigeração (MT)	127	kW

Capacidade de refrigeração (BT)	20,5	kW
Temperatura de evaporação (MT)	-8	°C
Temperatura de evaporação (BT)	-25	°C
<u>Compressores MT</u>		
Pressão de aspiração	28	bar
Pressão de descarga	105	bar
Temperatura de aspiração	5,8	°C
Temperatura de descarga	135,9	°C
Caudal mássico	2280	kg/h
<u>Compressores BT</u>		
Pressão de aspiração	16	bar
Pressão de descarga	28	bar
Temperatura de aspiração	-15	°C
Temperatura de descarga	32,1	°C
Caudal mássico	317	kg/h
<u>Compressor Paralelo</u>		
Pressão de aspiração	40	bar
Pressão de descarga	105	bar
Temperatura de aspiração	25,3	°C
Temperatura de descarga	117,1	°C
Caudal mássico	1873	kg/h

A definição do centro de gravidade da estrutura é essencial para um levantamento estável, pois o posicionamento incorreto do gancho ou dos garfos do empilhador pode provocar movimentos indesejados na estrutura, aumentando o risco de acidentes.

Determinou-se o centro de massa do conjunto através da média ponderada das posições do centro de massa de cada componente, ao longo de cada eixo. Para a posição do centro de massa ao longo do eixo  $x$  utilizou-se a expressão (11), sendo os cálculos semelhantes para os restantes eixos.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i m_i}{\sum m} \quad (11)$$

Na Figura 20 é possível observar a posição do centro de massa da estrutura em conjunto com os componentes.

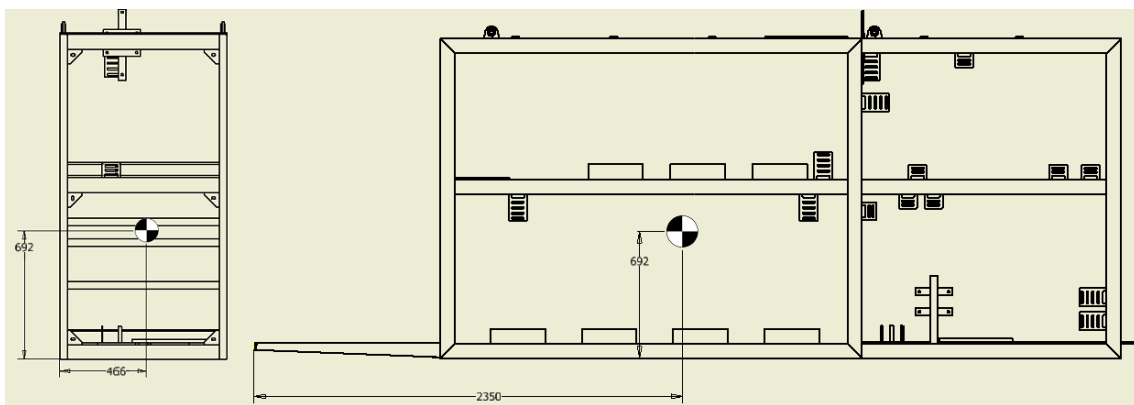


Figura 20 – Centro de massa da Central Transcítica

### 3.1.2 Central de refrigeração transcítica compacta (Central Mini Booster)

A segunda central a ser analisada é, à semelhança da anterior, uma central de CO<sub>2</sub> que opera em sistema *booster*, funcionando em regime transcítico para MT e subcítico para BT. Esta central é mais compacta que anterior, tendo sido projetada com as dimensões da base de 1200 × 800 mm. Devido às restrições dimensionais, esta central não possui alguns dos componentes da central anterior, tais como, um compressor paralelo, o grupo de emergência e o permutador de AQS, sendo que a central possui apenas um compressor BT e dois compressores MT. Esta é uma central mais económica, apropriada para supermercados, para a refrigeração e conservação dos alimentos congelados. Esta central será referida neste relatório como central “Mini *Booster*”. Na Figura 21 está representada a central.

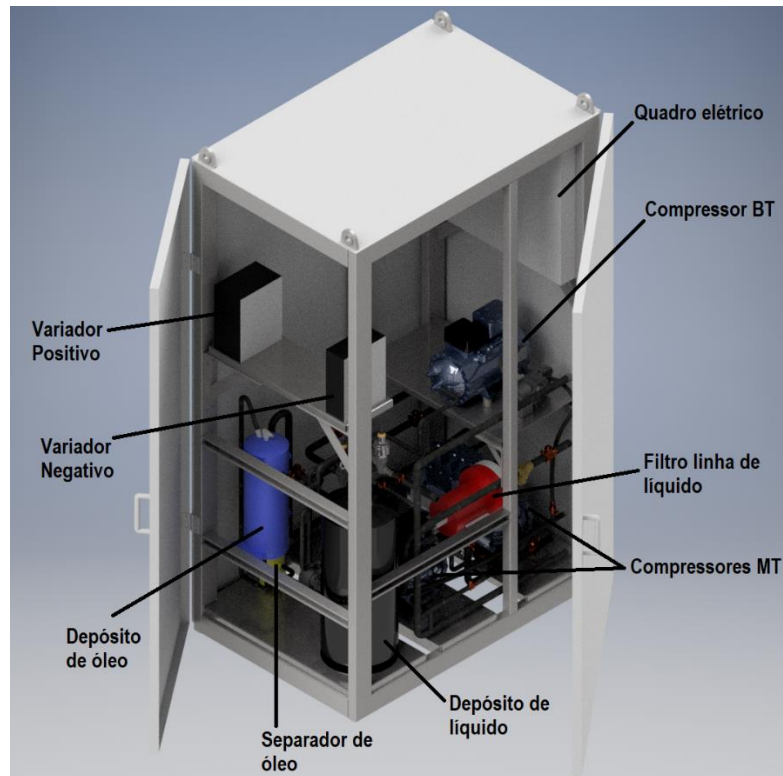


Figura 21 – Central de refrigeração para instalação de CO2 transcrito (Mini Booster)

O sistema divide-se em dois estágios, o estágio de baixa pressão e o de alta pressão. Na saída da válvula de expansão do *gas cooler*, uma mistura de líquido e gás é canalizada para o depósito de líquido. O CO<sub>2</sub>, na fase líquida, alimenta o evaporador BT, onde depois da evaporação a uma temperatura aproximada de -30°C, é devolvido ao compressor BT. Este compressor, posteriormente, transfere o fluido para os compressores MT. O evaporador MT é alimentado com o fluido do depósito de líquido. Após a evaporação a uma temperatura aproximada de -8°C, o CO<sub>2</sub> é canalizado para a linha de aspiração dos compressores MT. Os compressores MT comprimem o fluido até uma pressão elevada (cerca de 101 bar). Seguidamente transferem o fluido para o *gas cooler*, onde o calor do sistema é rejeitado para o ambiente. A Figura 22 exhibe o diagrama de funcionamento simplificado da central.

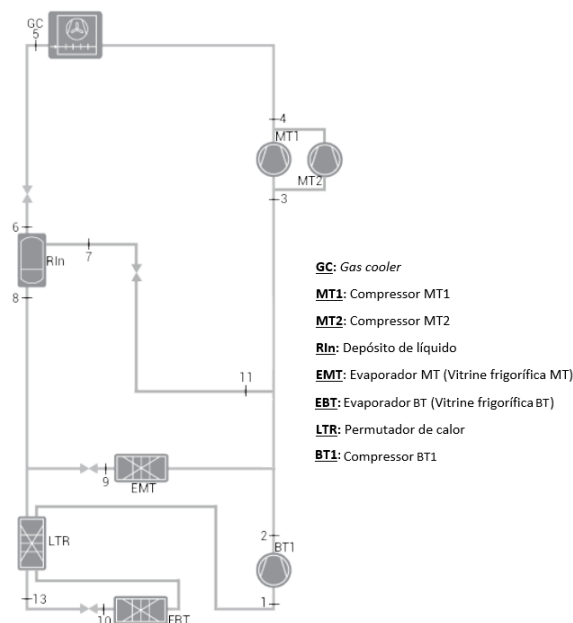


Figura 22 – Diagrama de funcionamento básico da Central Mini *Booster*

Como foi referido anteriormente, o modelo da central *Mini Booster* é um protótipo construído do zero, não sendo baseado em nenhuma das soluções existentes atualmente na empresa. O principal desafio era projetar uma central de refrigeração de CO<sub>2</sub> que opere no sistema booster, mas ocupando um espaço reduzido. A base da estrutura teria de ter dimensões de 1200 × 800 mm e uma altura de dois metros.

A região inferior da central, onde se localizam os compressores MT e o depósito de líquido, era a zona que mais restringia a seleção dos componentes, devido ao facto de ter que acomodar não só estes componentes, mas também os reguladores do nível de óleo dos compressores, válvulas e tubagens (não representados na Figura 21). Devido ao espaço limitado para a implantação destes equipamentos, foram necessárias algumas tentativas para encontrar a melhor solução de compromisso, de modo a ocuparem o espaço e a ser possível a sua manutenção. Para este processo de seleção utilizou-se o *software* da Dorin®, a empresa que fabrica os compressores utilizados, introduzindo os parâmetros de refrigeração pretendidos, como a temperatura de evaporação (Tabela 6), assim como a largura máxima definida para os compressores (290 mm). A escolha dos compressores MT recaiu no CD 380H e no CD 360M, ambos com uma largura de 279 mm. Na Tabela 5 estão inseridos os principais componentes da central de refrigeração.

Tabela 5 – Componentes da Central Mini *Booster*

<b>Componente</b>	<b>Quantidade</b>
Compressor BT	1
Compressor MT	2
Depósito de líquido	1
Separador de óleo	1
Depósito de óleo	1
Permutador linha de líquido	1
Filtro linha aspiração BT	1
Filtro linha aspiração MT	1
Filtro linha de líquido	1
Regulador nível de óleo	3
Variador de velocidade positivo	1
Variador de velocidade negativo	1
Quadro elétrico	1

Os parâmetros de funcionamento da Central Mini *Booster* estão inseridos na Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros da Central Mini *Booster*

<b>Sistema</b>	<b>Parâmetros</b>	<b>Unidades</b>
Capacidade de refrigeração (MT)	8,31	kW
Capacidade de refrigeração (BT)	3	kW
Temperatura de evaporação (MT)	-8	°C
Temperatura de evaporação (BT)	-30	°C

---

COP	1,14	–
-----	------	---

---

Compressores MT

---

Pressão de aspiração	28	bar
Pressão de descarga	101	bar
Temperatura de aspiração	-1,5	°C
Temperatura de descarga	121,5	°C
Caudal mássico	323,5	kg/h

---

Compressor BT

---

Pressão de aspiração	14,3	bar
Pressão de descarga	28	bar
Temperatura de aspiração	-15	°C
Temperatura de descarga	47,6	°C
Caudal mássico	44	kg/h

---



# ANÁLISE ESTRUTURAL

- 4.1 Análise da estrutura da central transcrítica
- 4.2 Análise da estrutura da central transcrítica otimizada
- 4.3 Análise da estrutura da central Mini *Booster*
- 4.4 Discussão dos resultados



## 4 Análise estrutural

Neste capítulo é apresentado a análise estrutural de três centrais, a central transcrítica, a central transcrítica otimizada e a central Mini *Booster*. É exibido a preparação dos modelos das estruturas para os respectivos estudos, assim como os resultados obtidos. Os principais objetivos são a visualização do comportamento das estruturas, identificação das áreas críticas, otimização do design, de forma a reduzir-se o peso e validação da estrutura final.

Os estudos foram realizados com o recurso ao *software* Autodesk Inventor® 2018, que incorpora a análise de elementos finitos de peças e estruturas, sendo que este *software* divide os ambientes de simulação em três grupos distintos, a Análise de Tensão (*Stress Analysis*), a Análise de Estruturas (*Frame Analysis*) e a Simulação Dinâmica (*Dynamic Simulation*). Utilizou-se neste trabalho a Análise de Tensão, pois permite a realização de análises estáticas e modais em peças ou conjuntos, definindo materiais, cargas, constrangimentos e condições de contacto.

### 4.1 Análise da estrutura da central transcrítica

O modelo foi criado com recurso ao *software* Autodesk® Inventor® 2018. A estrutura principal, também chamado quadro (Figura 23), foi concebida utilizando o gerador de estruturas (*Frame generator*), utilizando perfis ISO 12633-2 de secção retangular, com as dimensões 80×40×3. As restantes partes foram elaboradas individualmente e posteriormente realizou-se a montagem.

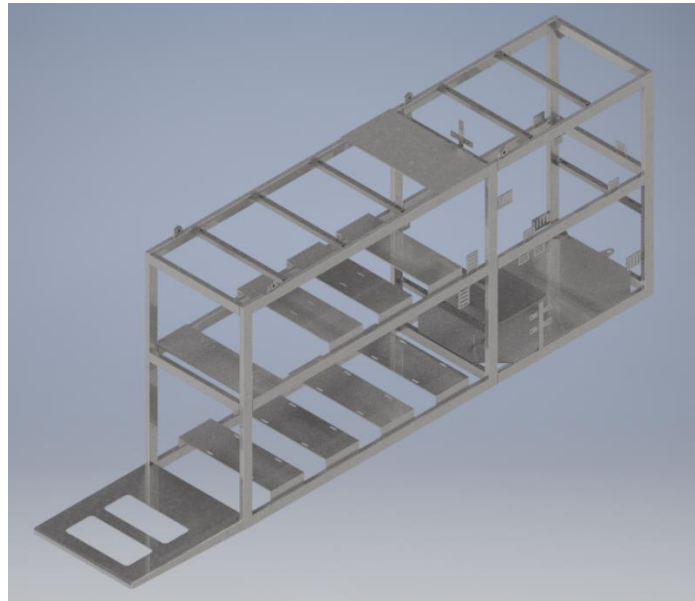


Figura 23 – Estrutura da Central Transcrítica

O material do quadro e da maioria das restantes partes é o aço de construção ao carbono DIN St 37.0, enquanto o material das calhas é o aço galvanizado EN 10346 S250GD. As propriedades dos materiais encontram-se na Tabela 7. A estrutura, sem componentes, apresenta uma massa de aproximadamente 603 kg. Considerando o conjunto, estrutura e componentes, a massa total é aproximadamente 2325 kg. De forma a simplificar o modelo, não se considerou o peso das tubagens, válvulas, filtros e outros componentes com peso desprezável.

Tabela 7 – Propriedades dos materiais

Material	$\rho$ [g/cm <sup>3</sup> ]	E [GPa]	G [GPa]	$\nu$ [-]	$\sigma_{ced}$ [MPa]	$\sigma_{rot}$ [MPa]
Aço St 37	7,85	210	80	0,30	235	350
Aço galvanizado S250GD	7,85	200	80	0,30	250	345

#### 4.1.1 Estudo 1\_1

O Estudo 1\_1 tem como finalidade a avaliação do comportamento da estrutura no solo, carregada com todos os componentes considerados. De forma a analisar a integridade estrutural da estrutura de refrigeração, determinou-se a tensão de von Mises e os deslocamentos, aplicando no modelo o seu próprio peso, assim como o dos componentes. Neste estudo as vibrações produzidas pelas rotações dos compressores não foram consideradas.

#### 4.1.1.1 Pré-processamento

Nesta fase realizou-se a simplificação do modelo, removendo da análise componentes não estruturais, como por exemplo o suporte do permutador da linha de líquido, e suprimindo furos localizados em zonas não críticas (Figura 24). Esta idealização permite reduzir o tempo de simulação necessário.

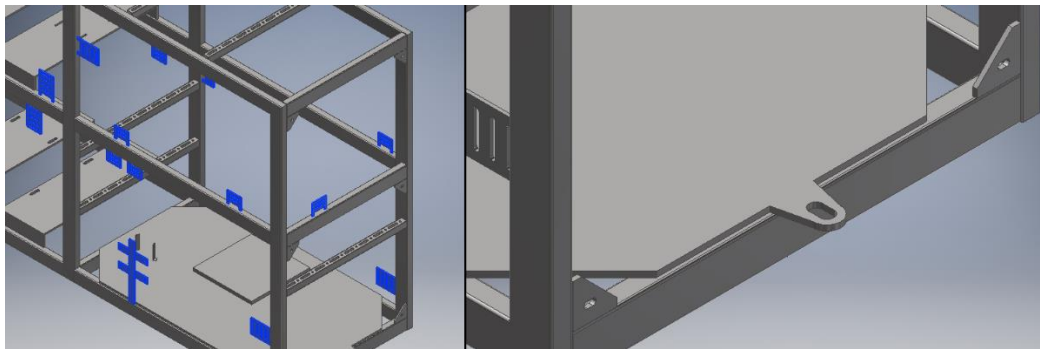


Figura 24 – Exemplo de componentes e características removidos dos estudos

De forma a regular-se o nivelamento da central e amortecer as vibrações provocadas pelos compressores, a central encontra-se apoiada com suportes similares ao da Figura 25 a). Por motivos de simplificação dividiu-se a área da face que estaria em contacto com este apoio, como mostra a Figura 25 b), permitindo, posteriormente, a aplicação das condições de fronteira para os estudos necessários, nessas faces.

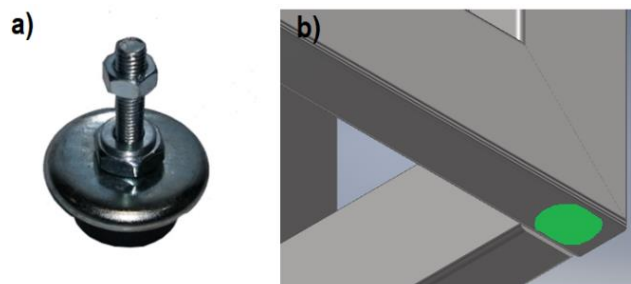


Figura 25 - Apoios da central transcítica

O tipo de contacto entre as faces dos componentes foi definido como fixo (*bonded*), este une rigidamente as faces em contacto. Introduziu-se nas faces em contacto com os apoios restrições do tipo “sem fricção”. Esta restrição evita que a superfície se mova ou se deforme na direção normal relativa à superfície, ou seja, funciona como um apoio simples. Devido à necessidade de restringir a estrutura nos três planos, aplicou-se uma restrição fixa num dos apoios, sendo escolhido o apoio traseiro esquerdo. Na Figura 26 é possível observar a localização dos apoios.

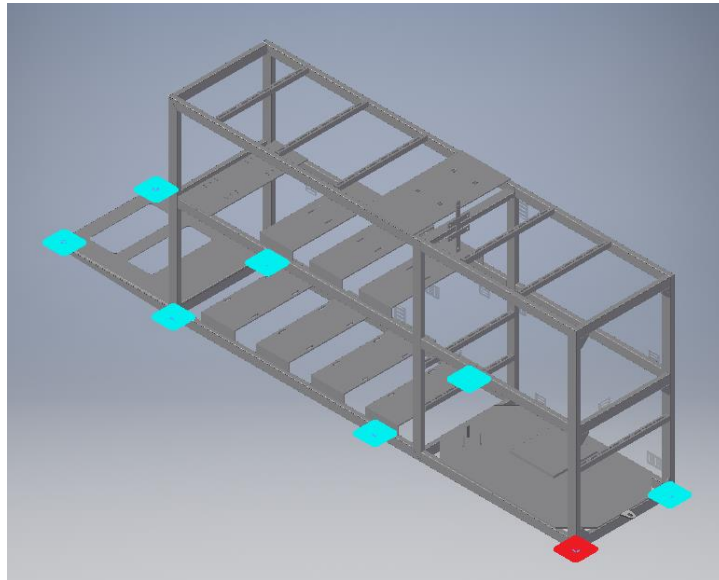


Figura 26 – Apoios da estrutura no estudo 1\_1

Na Figura 27 pode-se observar a localização e identificação das cargas aplicadas, incluindo o peso próprio da estrutura. Com o recurso à ferramenta “divisão de face” (*split face*), aplicou-se as cargas distribuídas relativas ao peso dos componentes nas áreas de contacto entre a estrutura e os componentes. O peso foi aplicado para toda a estrutura, definindo a aceleração da gravidade ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ), a direção e sentido do vetor gravidade (vetor a verde na figura). Nas Figuras 28 e 29 é mostrado, de forma mais pormenorizada, alguns exemplos da aplicação das cargas.

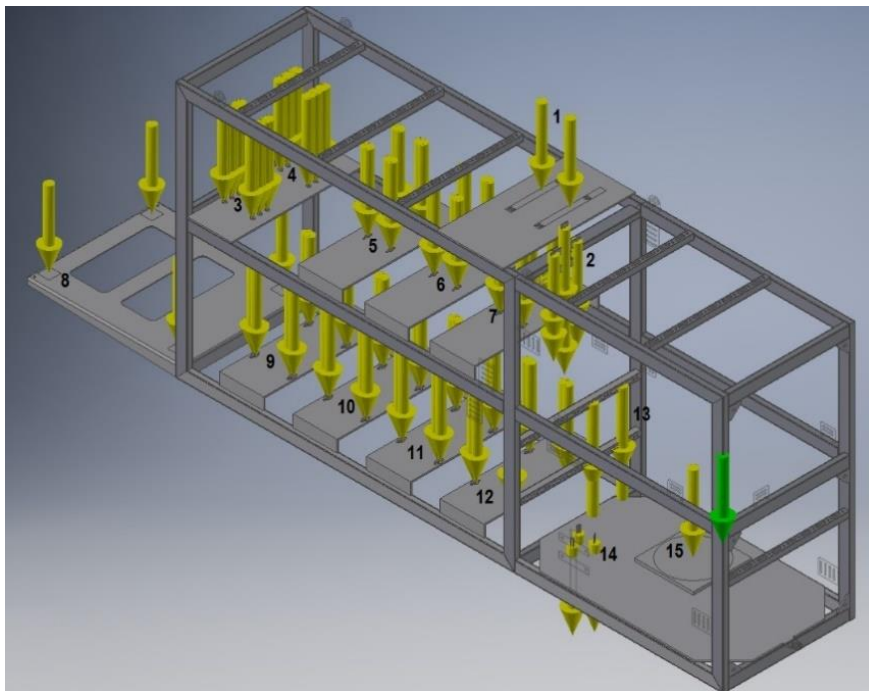


Figura 27 – Cargas aplicadas na estrutura

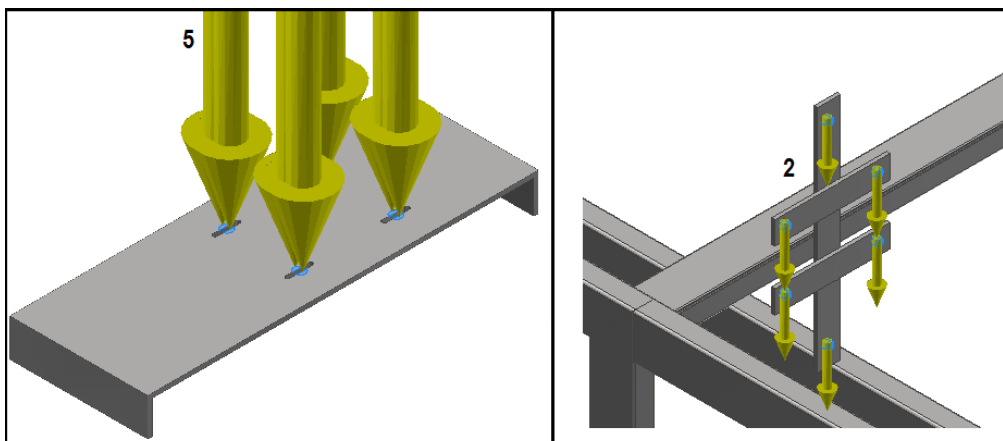


Figura 28 – Pormenor das cargas aplicadas na estrutura (a)

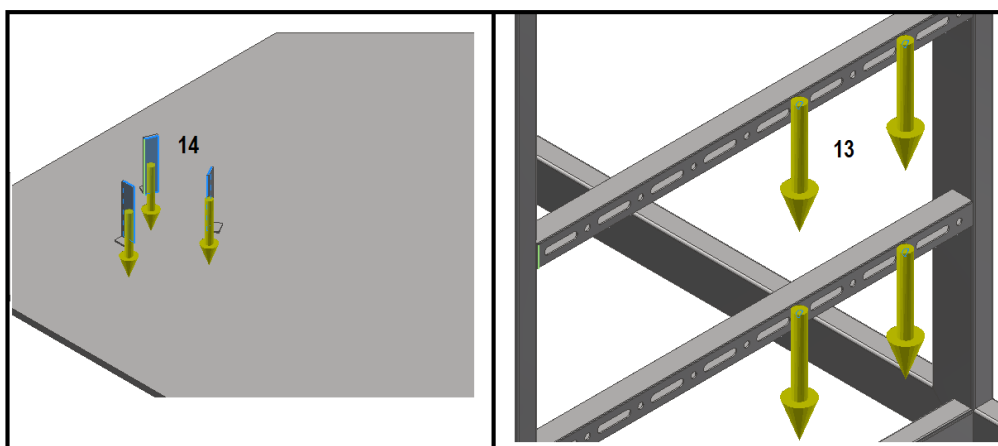


Figura 29 – Pormenor das cargas aplicadas na estrutura (b)

Na Tabela 8 encontra-se o valor das cargas aplicadas pelos componentes.

Tabela 8 – Cargas aplicadas na estrutura

Nome	Componente	Carga (N)
Força 1	Grupo de Emergência	230
Força 2	Permutador	230
Força 3	Permutador AQS	210
Força 4	Permutador IT-MT	110
Força 5	Compressor 2KSL-1K	480
Força 6	Compressor 2KSL-1K	480
Força 7	Compressor 2KSL-1K	480
Força 8	Quadro Elétrico	3434

Força 9	Compressor 4FTE-30K	2088
Força 10	Compressor 4FTE-20K	1852
Força 11	Compressor 4HTE-20K	1852
Força 12	Compressor 4HTE-20K	1852
Força 13	Depósito + Filtro de Óleo	285
Força 14	Separador de Óleo	461
Força 15	Depósito de líquido	2355

Para a discretização da estrutura, identificou-se os elementos considerados como finos (Figura 30) e utilizou-se uma malha mista (Figura 31), que combina a utilização de elementos sólidos com elementos de casca, permitindo assim uma redução significativa no tempo de processamento, assim como, resultados mais fidedignos para os componentes finos. Os elementos sólidos utilizados são tetraédricos, conhecidos como tetra 10, com quatro pontos físicos e dez nós para interpolação. Os elementos de casca são triangulares.

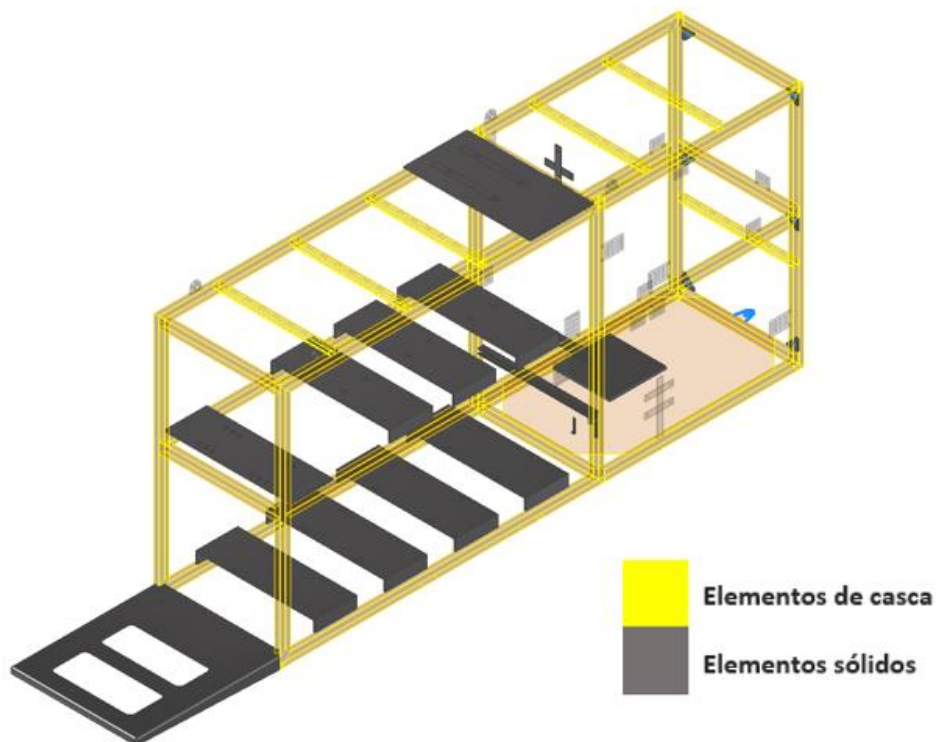


Figura 30 – Elementos finos considerados para os ensaios, Estrutura da Central Transcrítica



Figura 31 – Malha de Elementos Finitos, Estudo 1\_1

Um componente é considerado fino se a razão entre o comprimento e a espessura for superior a 250. Por este critério, considerou-se os perfis, a maioria das calhas e a chapa que suporta o depósito de líquido, como corpos finos, com a exceção das duas calhas que suportam o depósito de óleo, pois a Força 13 é aplicada nos furos, não permitindo assim o recurso a elementos de casca.

Nas Figuras 32 e 33 é possível observar a malha de forma mais pormenorizada. Para os componentes modelados com elementos de casca, apesar de visualmente haver uma separação entre as faces, existe condições de contacto entre estas, conhecidos como conectores.



Figura 32 – Pormenor da malha, Estudo 1\_1 (a)

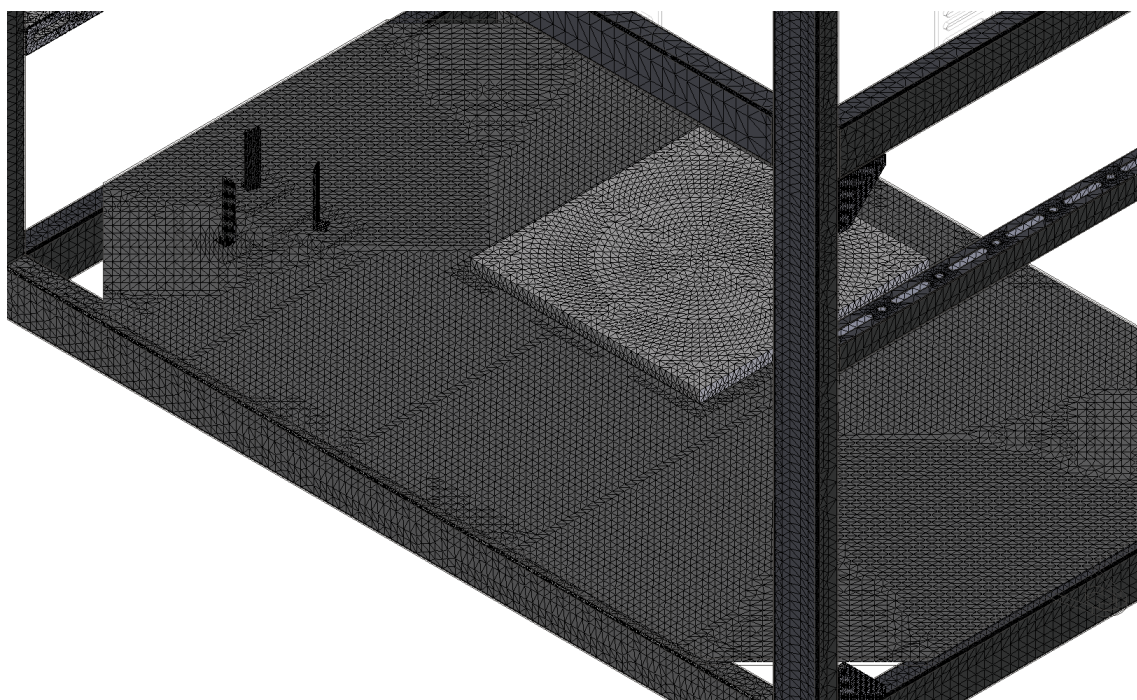


Figura 33 – Pormenor da malha, Estudo 1\_1 (b)

Na Tabela 9 encontra-se os parâmetros da malha utilizada.

Tabela 9 – Parâmetros da malha no ensaio estático

Número de nós	1466638
Número de elementos	1112105
Rácio de crescimento do elemento	1,5
Tamanho médio do elemento (fração da cota de modelo mais longa)	0,025
Tamanho médio do elemento de casca	0,025
Tamanho mínimo do elemento (fração do valor Tamanho médio da malha)	0,01
Ângulo máximo de giro	45°
Elementos curvos	Sim

#### 4.1.1.2 Resultados

Estão representados na Figura 34 e Figura 35 os deslocamentos e distribuição das tensões na estrutura.

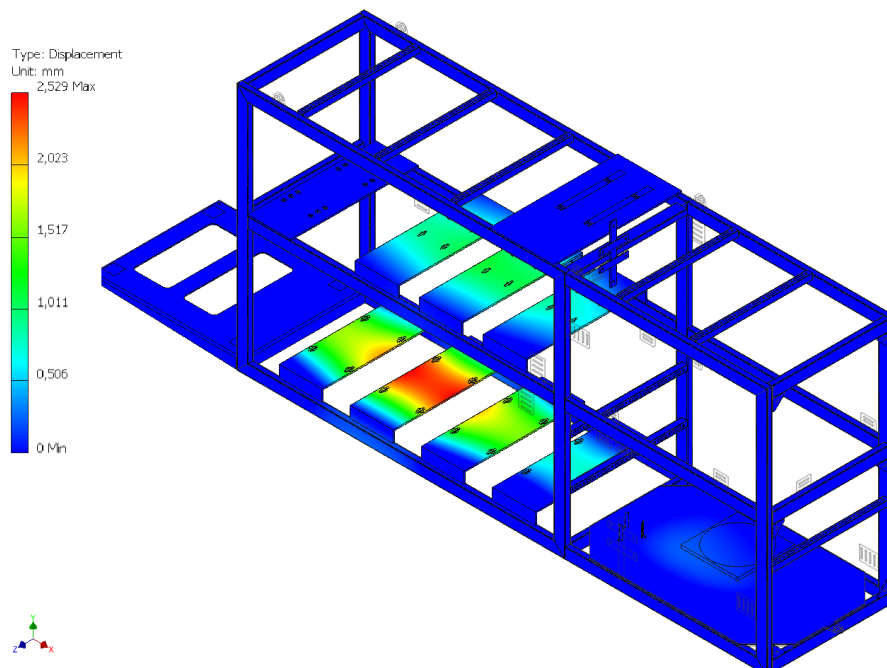


Figura 34 – Deslocamentos da estrutura no Estudo 1\_1

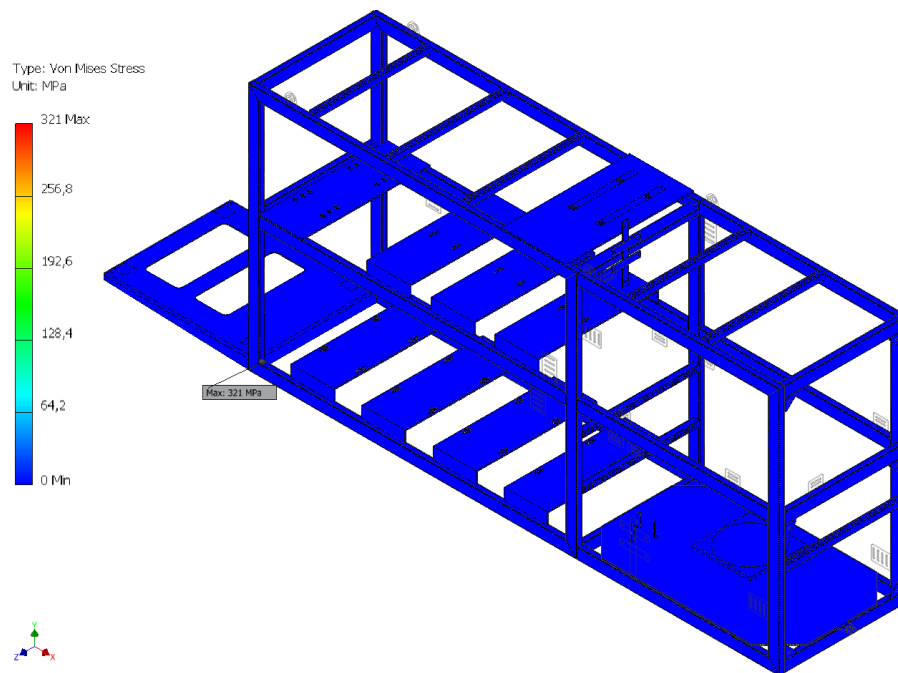


Figura 35 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 1\_1

Analisando a Figura 34, verifica-se que a flexa máxima está localizada num dos suportes dos compressores MT, atingindo o valor de aproximadamente 2,53 mm. Para o suporte do compressor paralelo o valor do deslocamento é cerca de 2,14 mm. Na Figura 35 é difícil retirar qualquer conclusão quanto aos resultados obtidos devido à ocorrência de uma singularidade de tensão. As singularidades distorcem os resultados obtidos pois possuem um valor de tensão muito superior ao real. Estas ocorrem quando uma força é aplicada numa área ínfima, sendo muitas vezes o resultado do refinamento da malha automático (refinamento  $h$ ), que reduz progressivamente tamanho do elemento finito. Na Figura 36 é possível observar, em pormenor, a singularidade localizada numa junta do quadro.

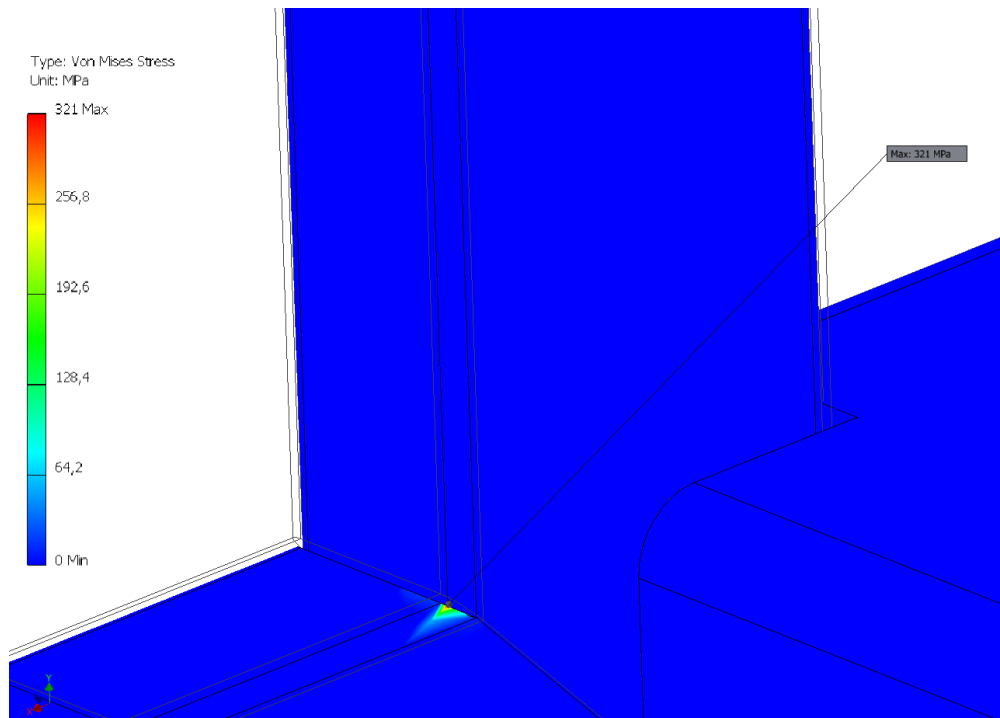


Figura 36 – Singularidade de tensão no estudo 1\_1

Como a singularidade está localizada numa área pequena e é resultante de cargas estáticas pode ser ignorada. De forma a isolar a singularidade definiu-se, na escala da barra de cores, uma tensão máxima de 80 MPa, permitindo assim uma melhor visualização resultados obtidos (Figuras 37 e 38).

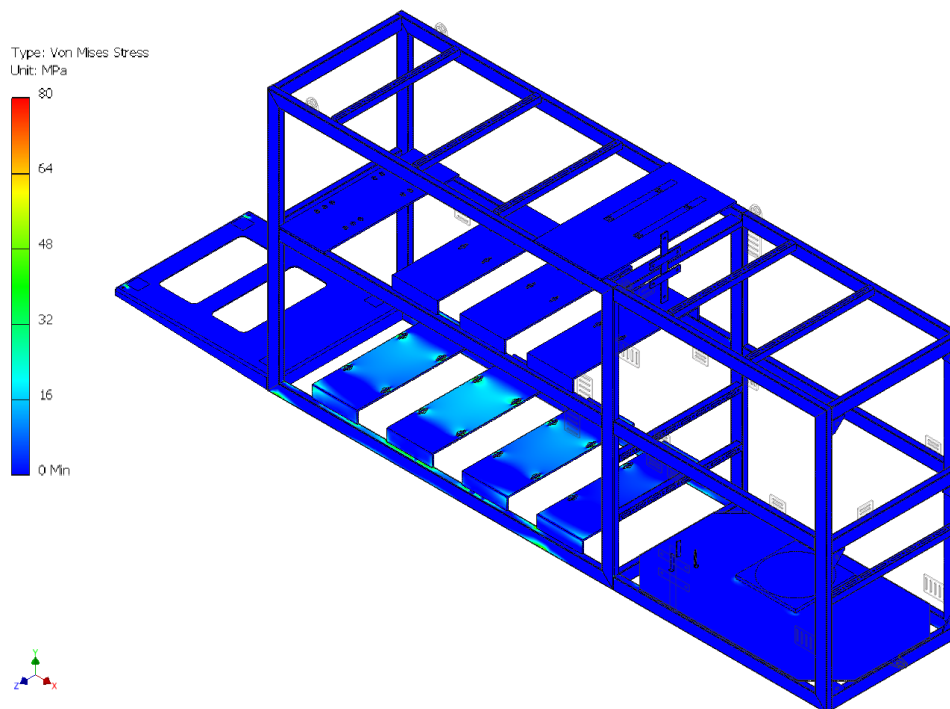


Figura 37 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 1\_1 (ajustado) (a)

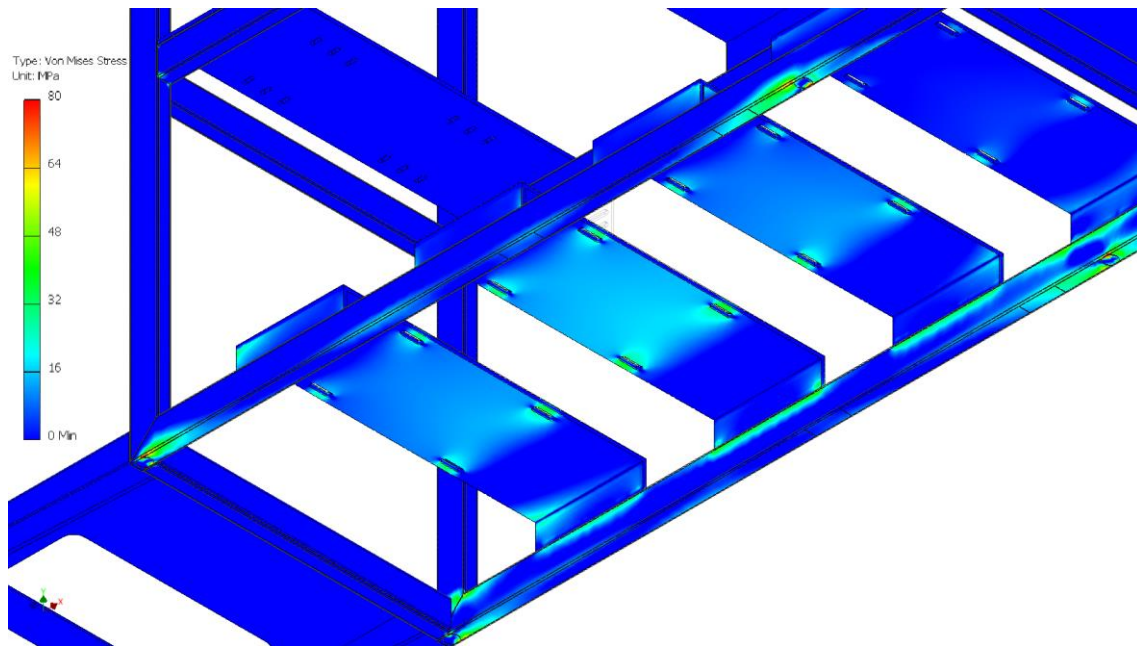


Figura 38 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 1\_1 (ajustado) (b)

As tensões nos suportes dos compressores atingem os 45,2 MPa nos furos da chapa e 50,2 MPa no contacto entre estes suportes e os perfis inferiores do quadro. Também é possível observar que as concentrações de tensões máximas se encontram junto aos apoios da estrutura, sendo 96,4 MPa.

Na Figura 39 é mostrado o gráfico da convergência dos resultados em relação aos deslocamentos. A taxa de convergência é 0,985%.

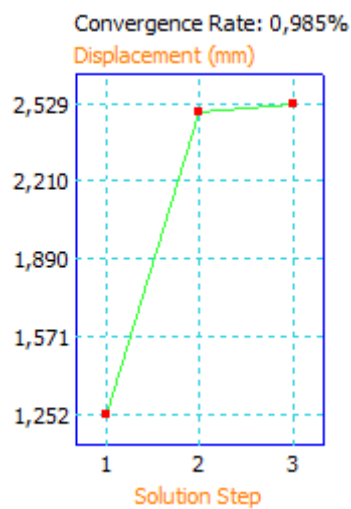


Figura 39 – Gráfico de convergência, Estudo 1\_1

#### 4.1.2 Estudo 1\_2

Este estudo tem como finalidade a avaliação do comportamento da estrutura quando transportada entre a fábrica e a instalação, no estado estático, carregada com todos os componentes considerados. De forma a analisar a integridade estrutural da estrutura determinou-se a tensão de von Mises e os deslocamentos, aplicando no modelo o seu próprio peso, assim como o dos componentes. Neste estudo as vibrações produzidas pelas rotações dos compressores não foram consideradas.

##### 4.1.2.1 Pré-processamento

Em termos de restrições, a estrutura foi fixada onde as lâminas do empilhador contactam com a estrutura, como se pode observar na Figura 40.

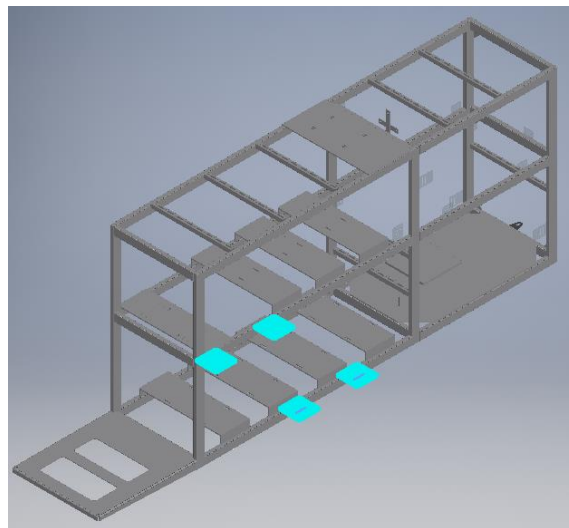


Figura 40 – Restrições no Estudo 1\_2

Neste estudo aplicam-se o mesmo estado de carga do Estudo 1\_1 (Tabela 8), sendo os parâmetros da malha utilizada também os mesmos (Tabela 9).

##### 4.1.2.2 Resultados

Estão representados nas Figuras 41, 42 e 43 os deslocamentos e distribuição das tensões na estrutura.

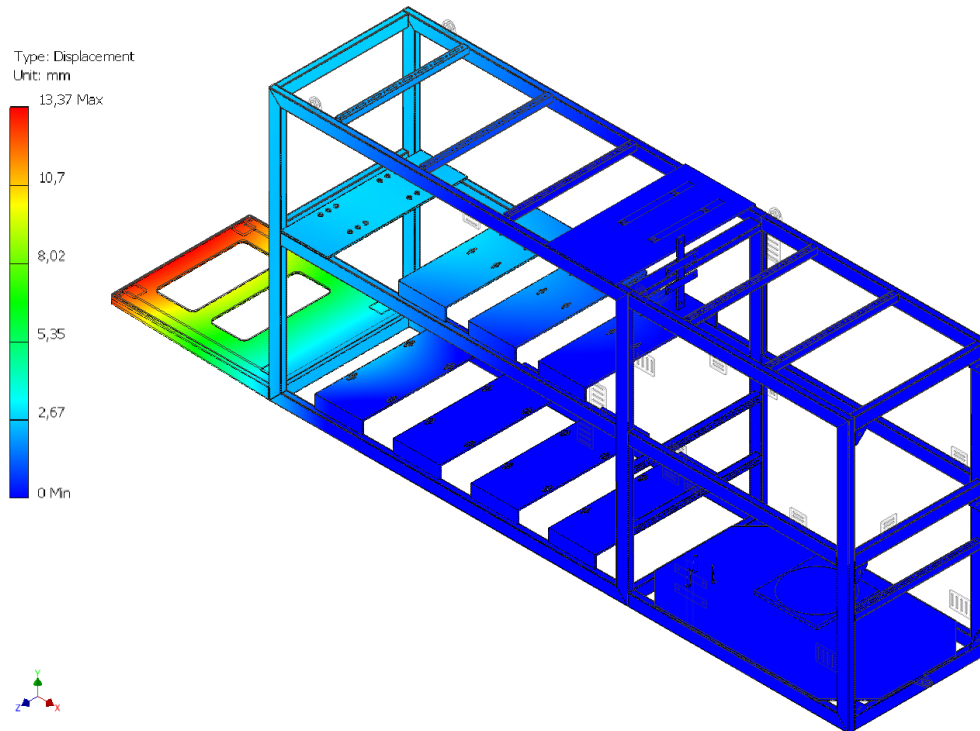


Figura 41 – Deslocamentos da estrutura no Estudo 1\_2

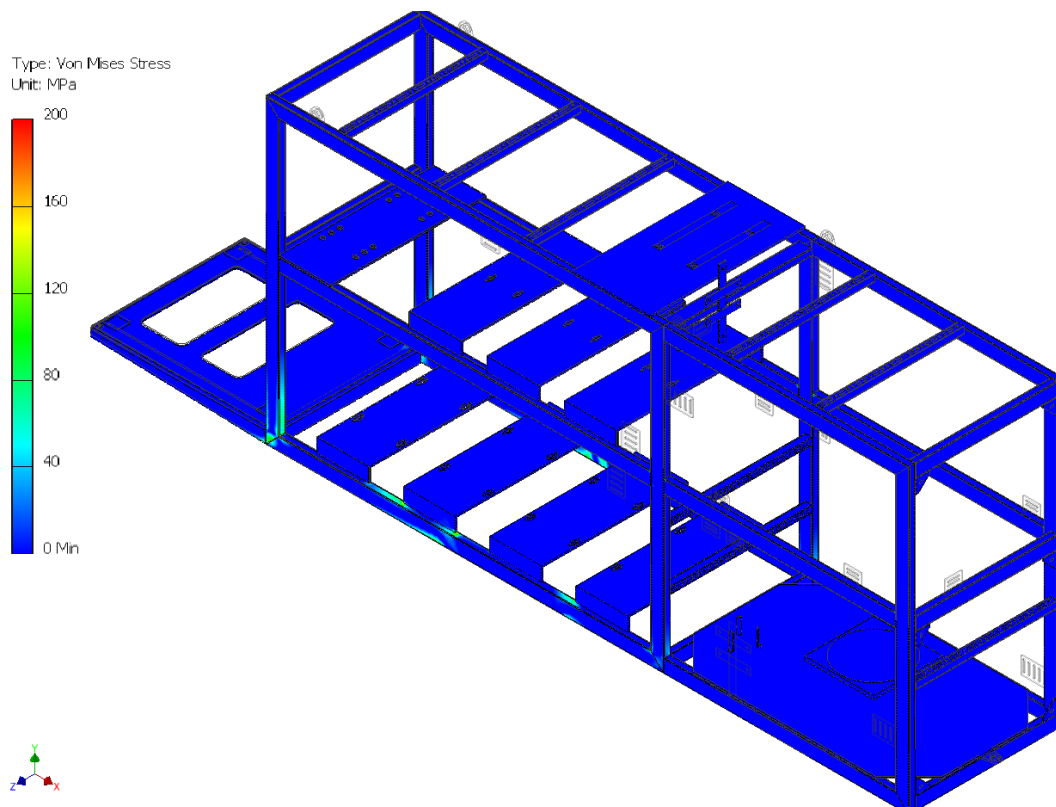


Figura 42 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 1\_2 (ajustado) (a)

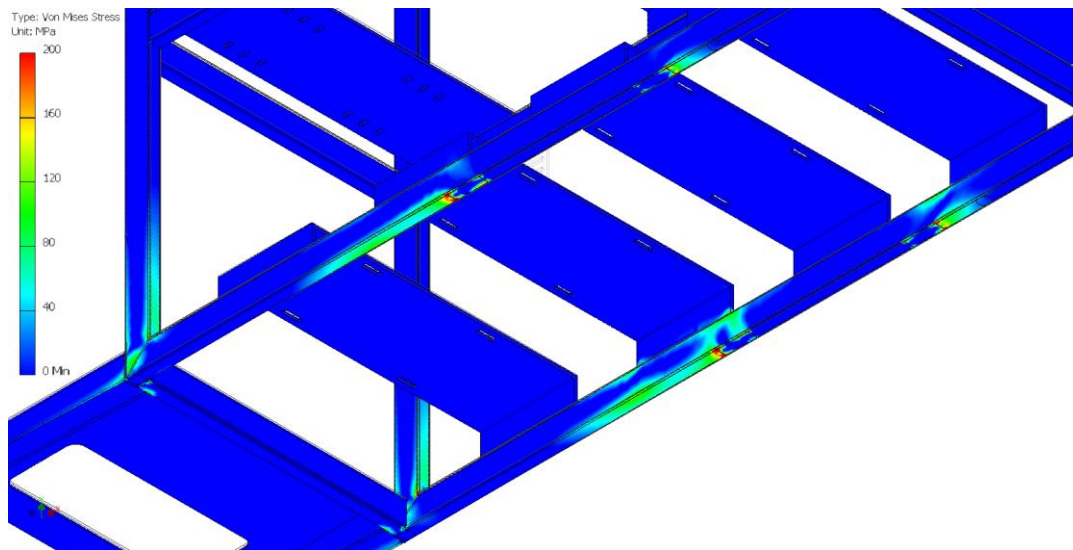


Figura 43 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 1\_2 (ajustado) (b)

Analisando a Figura 41, verifica-se que a flecha é máxima no suporte do quadro elétrico, atingindo o valor de cerca 13,37 mm, sendo a taxa de convergência dos resultados 0,088%. De forma a isolar as singularidades de tensão obtidas neste estudo, definiu-se, na escala da barra de cores, um valor máximo de tensão de 200 MPa, possibilitando assim uma melhor visualização dos resultados (Figuras 42 e 43). Conclui-se que as tensões máximas estão concentradas nas barras inferiores junto aos suportes dos compressores e nos apoios da estrutura, tendo um valor máximo de aproximadamente 194 MPa. Nas juntas inferiores do quadro as tensões atingem os 119 MPa, enquanto junto aos suportes do compressor MT alcançam os 135 MPa.

#### 4.1.3 Estudo 1\_3

Este estudo tem como finalidade a avaliação do comportamento da estrutura quando esta é erguida durante a sua instalação, no estado estático, carregada com todos os componentes considerados. De forma a analisar a sua integridade estrutural determinou-se a tensão de von Mises e os deslocamentos, aplicando no modelo o seu próprio peso, assim como o dos componentes. Neste estudo as vibrações produzidas pelas rotações dos compressores não foram consideradas.

##### 4.1.3.1 Pré-processamento

Em termos de restrições, a estrutura foi fixada nos olhais, como se pode observar na Figura 44.

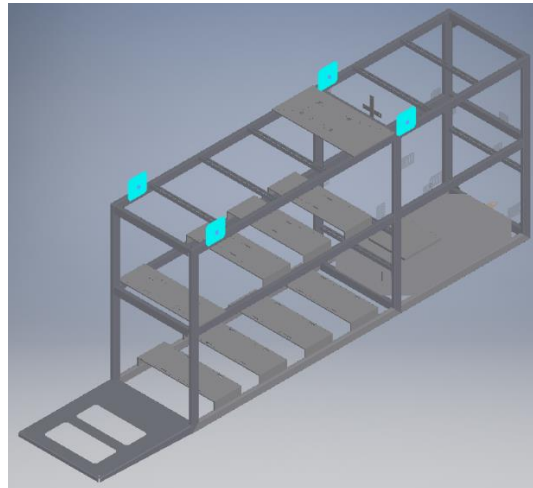


Figura 44 – Restrições no Estudo 1\_3

Neste estudo aplicam-se o mesmo estado de carga do Estudo 1\_1 (Tabela 8), sendo que na Tabela 10 estão inseridos os parâmetros da malha utilizada.

Tabela 10 – Parâmetros da malha no ensaio 1\_3

Número de nós	1849127
Número de elementos	1401926
Rácio de crescimento do elemento	1,5
Tamanho médio do elemento (fração da cota de modelo mais longa)	0,025
Tamanho médio do elemento de casca	0,025
Tamanho mínimo do elemento (fração do valor tamanho médio da malha)	0,01
Ângulo máximo de giro	45°
Elementos curvos	Sim

#### 4.1.3.2 Resultados

Estão representados na Figura 45 e Figura 46 os deslocamentos e distribuição das tensões na estrutura.

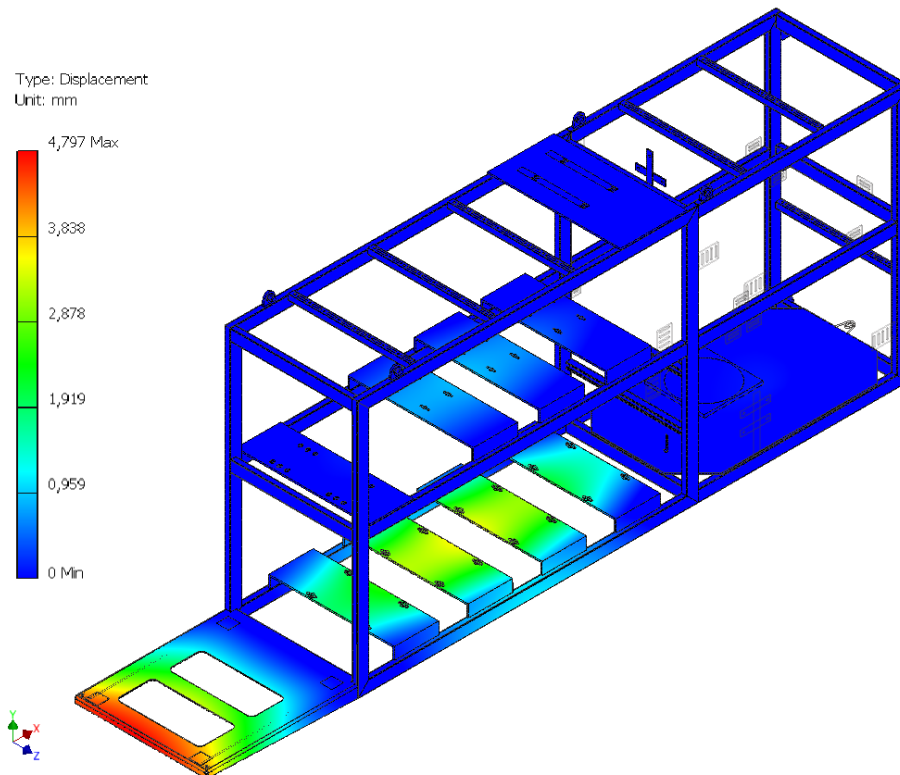


Figura 45 – Deslocamentos da estrutura no Estudo 1\_3

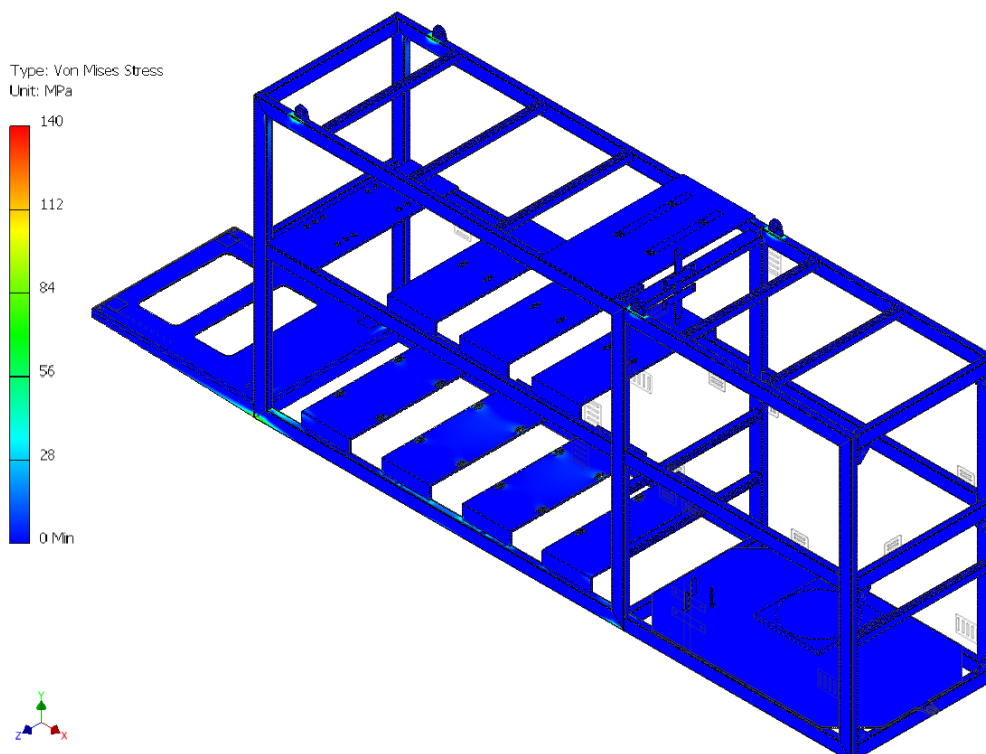


Figura 46 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 1\_3 (ajustado)

Verifica-se a flecha é máxima no suporte do quadro elétrico, atingindo o valor de cerca 4,80 mm (Figura 45). De forma a isolar a singularidade definiu-se, na escala da barra de cores, um máximo valor de tensão de 140 MPa, permitindo assim uma melhor visualização resultados obtidos (Figura 46). Conclui-se que as tensões máximas se concentram nas ligações dos olhais e na base do suporte do quadro elétrico, tendo um valor máximo de aproximadamente 173 e 133 MPa, respetivamente.

Obteve-se uma taxa de convergência dos resultados para o deslocamento igual a 0,500%.

#### 4.2 Análise da estrutura da central transcritical otimizada

O principal objetivo da otimização da estrutura é a redução do seu peso, permitindo uma minimização do custo, sendo a melhoria do desempenho um dos outros objetivos.

Analisando a estrutura inicial notou-se a utilização de chapas planas como suportes de equipamentos. Estas chapas possuem uma espessura bastante considerável (10 mm), assim, estas tornaram-se no principal foco de otimização. Definiu-se que as espessuras destas chapas não deveriam ser superiores a 3 mm, levando a uma necessária modificação da geometria de forma a aumentar o momento de inércia e a rigidez destas. Como exemplo, para os suportes dos compressores, diminui-se a largura da chapa para que os apoios dos compressores estivessem mais próximo do bordo, sendo que o bordo é dobrado, funcionando como uma viga apoiada. Nas Figuras 47, 48 e 49 estão ilustradas as comparações entre o design inicial e o otimizado, das várias chapas.

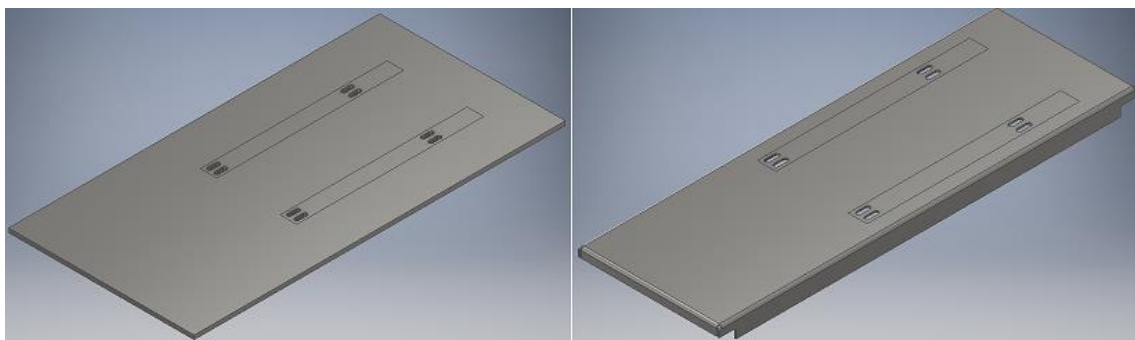


Figura 47 – Comparação entre o antigo e o novo suporte do grupo de emergência

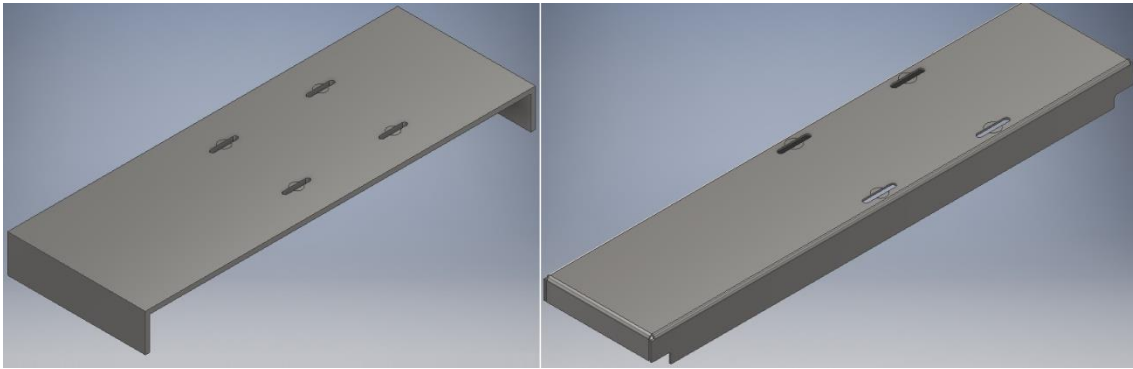


Figura 48 – Comparação entre o antigo e o novo suporte compressor BT

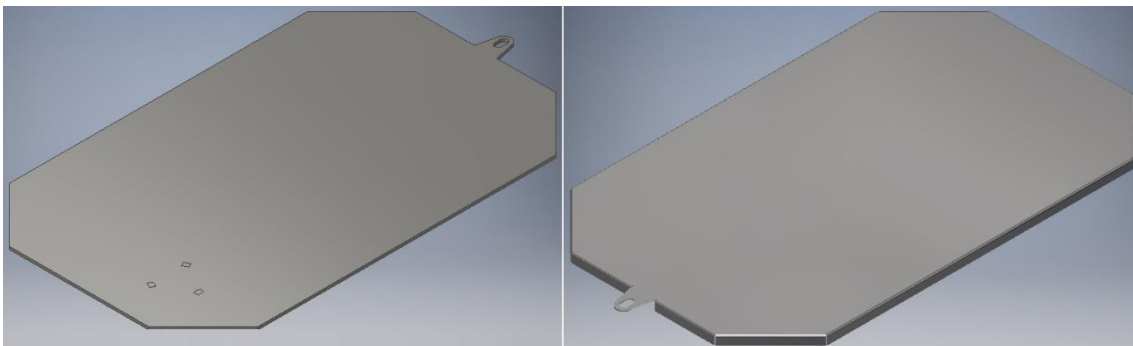


Figura 49 – Comparação entre o antigo e o novo suporte depósito de líquido

A chapa do novo depósito de líquido foi reforçada com três chapas em “U”, como se pode observar na Figura 50.

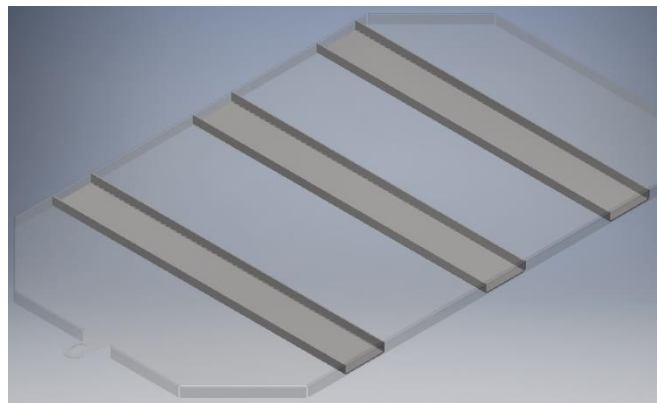


Figura 50 – Reforços da chapa do suporte do depósito de líquido

Estas alterações permitiram uma redução do peso da estrutura em 197 kg, o que corresponde a 32,7%, sendo agora 406 kg. A Figura 51 mostra a nova estrutura completa.

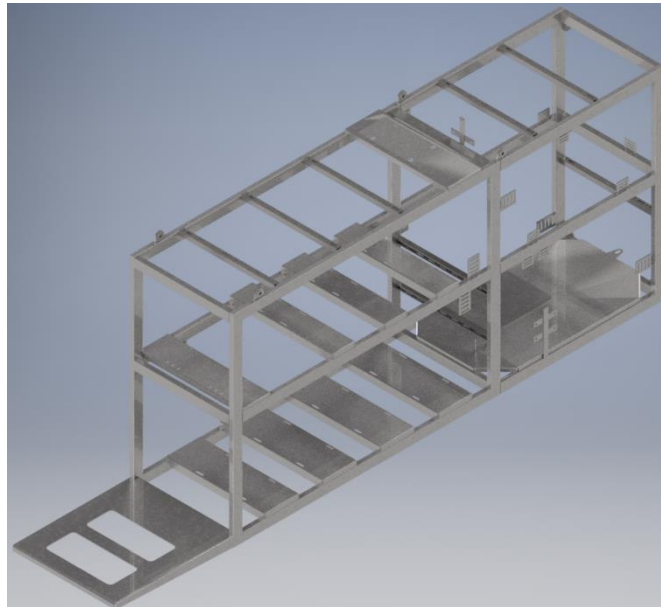


Figura 51 – Estrutura de central transcritica

Devido às alterações efetuadas, recalculou-se a posição do centro de massa através da média ponderada das posições do centro de massa de cada componente, ao longo de cada eixo, como anteriormente (Expressão 11). Na Figura 52 é possível observar a posição do centro de massa da estrutura em conjunto com os componentes.

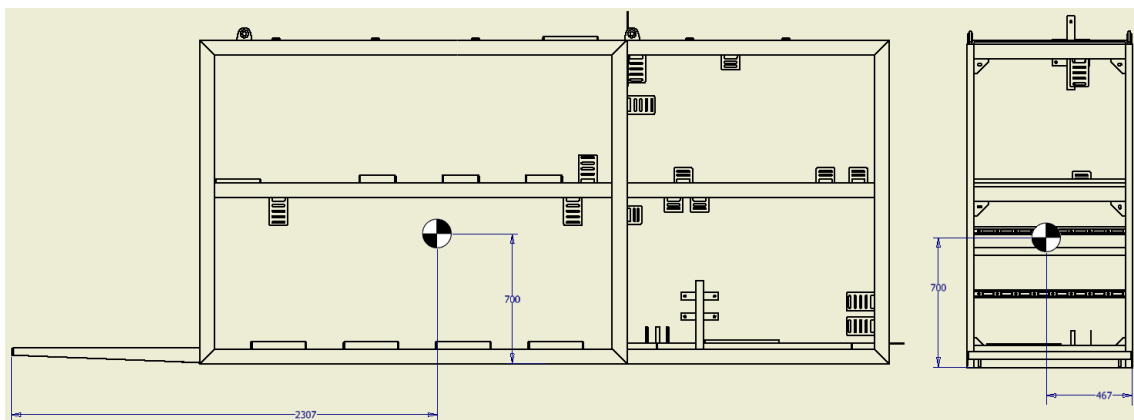


Figura 52 – Centro de massa da central otimizada

De forma a validar e comparar o novo design, realizou-se os mesmos casos de carga que tinham sido realizados para a estrutura original (Estudo 1\_1; Estudo 1\_2; Estudo 1\_3).

#### 4.2.1 Estudo 2\_1

Como referido anteriormente, o Estudo 2\_1 apresenta a mesmas condições de carga que o Estudo 1\_1. Este tem como finalidade a avaliação do comportamento da estrutura no solo, carregada com todos os componentes considerados. De forma a

analisar a integridade estrutural da estrutura de refrigeração, determinou-se a tensão de von Mises e os deslocamentos, aplicando no modelo o seu próprio peso, assim como o dos componentes. As cargas aplicadas são as descritas na Tabela 8.

Em termos de condições fronteira, utilizou-se a restrição do tipo “sem fricção” juntamente com um apoio encastrado, ou seja, as mesmas condições do Estudo 1\_1 (Figura 26).

A malha utilizada combina a utilização de elementos sólidos com elementos de casca, permitindo assim uma redução significativa no tempo de processamento. Identificou-se os elementos considerados finos, mas devido à existência de esforços na direção da espessura dos suportes, estes não podem ser discretizados como elementos de casca (Figura 53). A malha de elementos finitos pode ser observada na Figura 54.

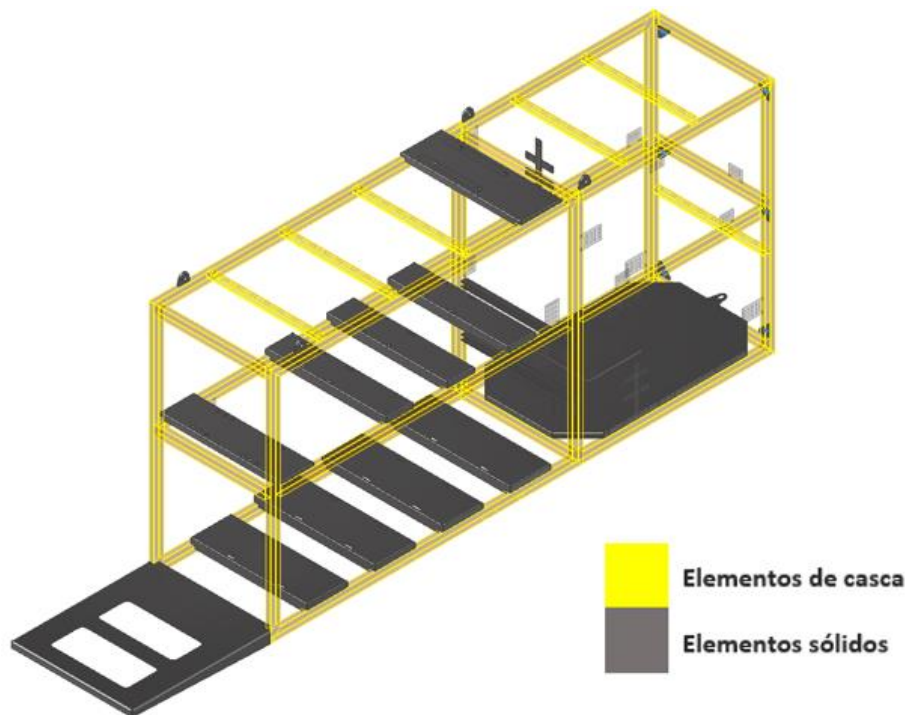


Figura 53 – Elementos finos considerados para os ensaios, Estrutura da Central Transcrítica Otimizada

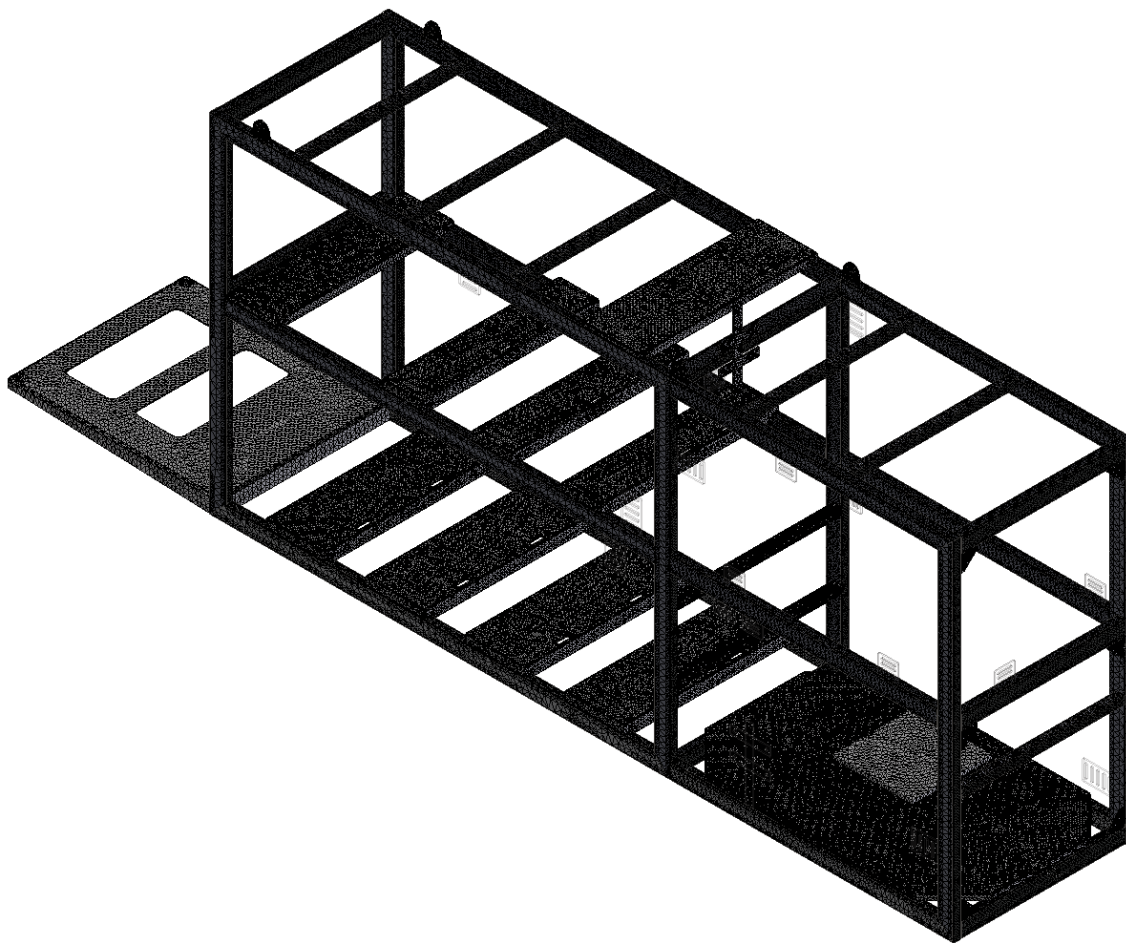


Figura 54 – Malha de Elementos Finitos, Estudo 2\_1

Nas Figuras 55 e 56 é possível a observação mais pormenorizada da malha.

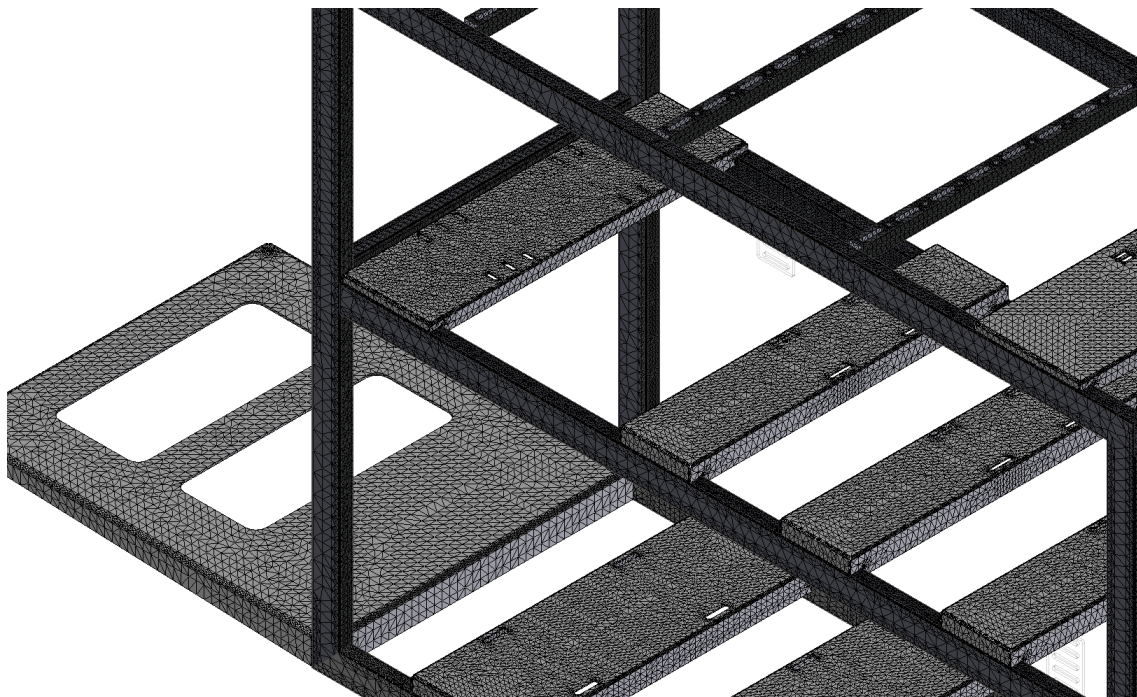


Figura 55 – Pormenor da malha, Estudo 2\_1 (a)

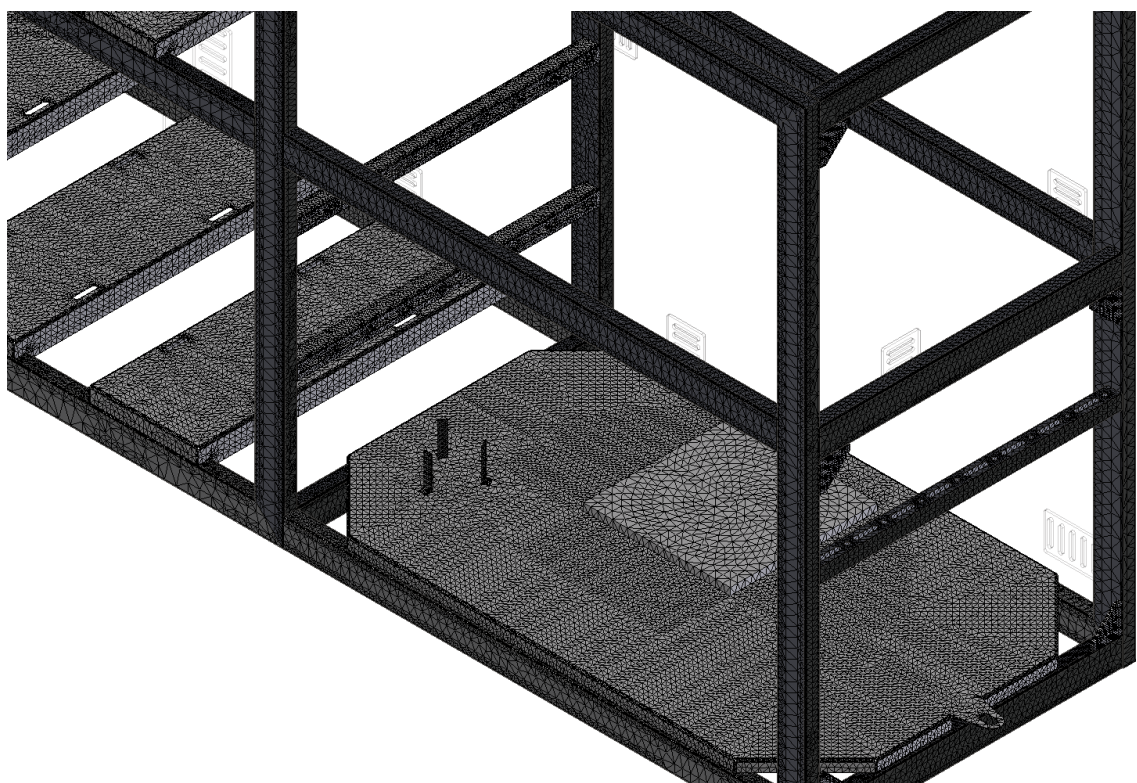


Figura 56 – Pormenor da malha, Estudo 2\_1 (b)

Na Tabela 11 encontram-se definidos os parâmetros de malha utilizados.

Tabela 11 – Parâmetros da malha, estudo 2\_1

Número de nós	1782810
Número de elementos	1289492
Rácio de crescimento do elemento	1,5
Tamanho médio do elemento (fração da cota de modelo mais longa)	0,050
Tamanho médio do elemento de casca	0,050
Tamanho mínimo do elemento (fração do valor Tamanho médio da malha)	0,050
Ângulo máximo de giro	45°
Elementos curvos	Sim

#### 4.2.1.1 Resultados

Nas Figuras 57, 58 e 59 estão representados os deslocamentos e a distribuição das tensões na estrutura.

Analisando a Figura 58, verifica-se que a flecha máxima se encontra num dos suportes dos compressores MT, atingindo o valor de aproximadamente 1,25 mm. Para o suporte do compressor paralelo o valor do deslocamento é cerca de 1,12 mm. A taxa de convergência foi 0,195%.

Para uma melhor visualização dos resultados obtidos, definiu-se na escala, uma tensão máxima de 70 MPa (Figuras 58 e 59). As tensões máximas encontram-se nos furos da chapa do compressor paralelo, atingindo 86,2 MPa. Nas juntas inferiores do quadro e juntos aos apoios, as tensões atingem 50,7 e 52,5 MPa, respetivamente.

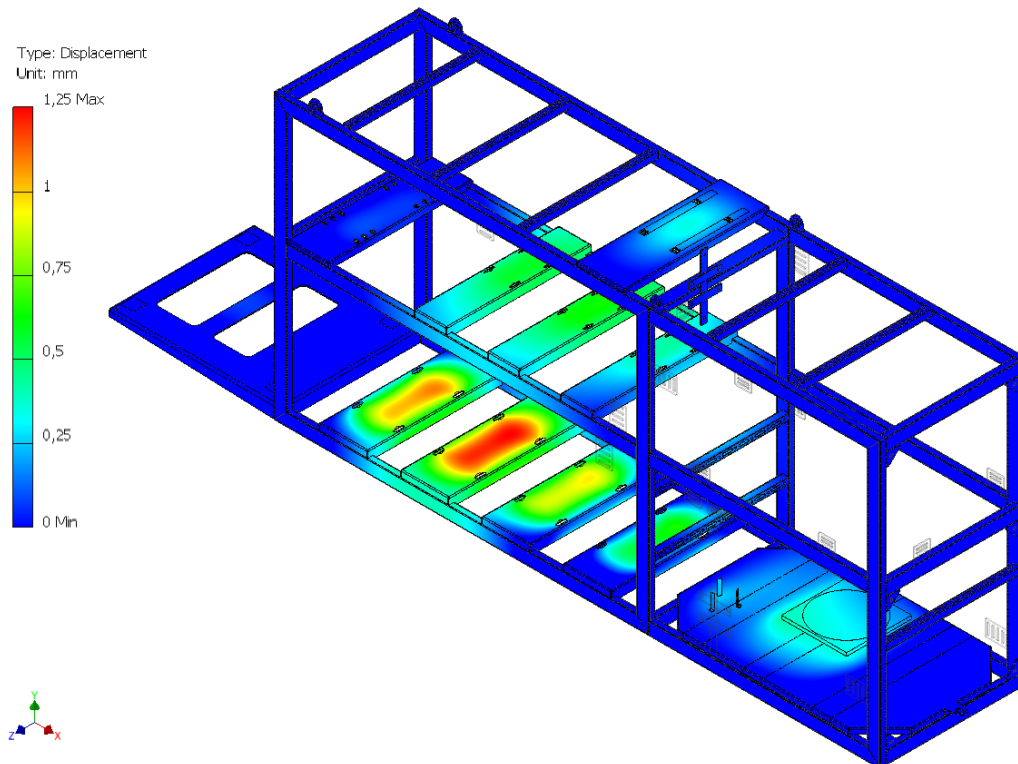


Figura 57 – Deslocamentos da estrutura no Estudo 2\_1

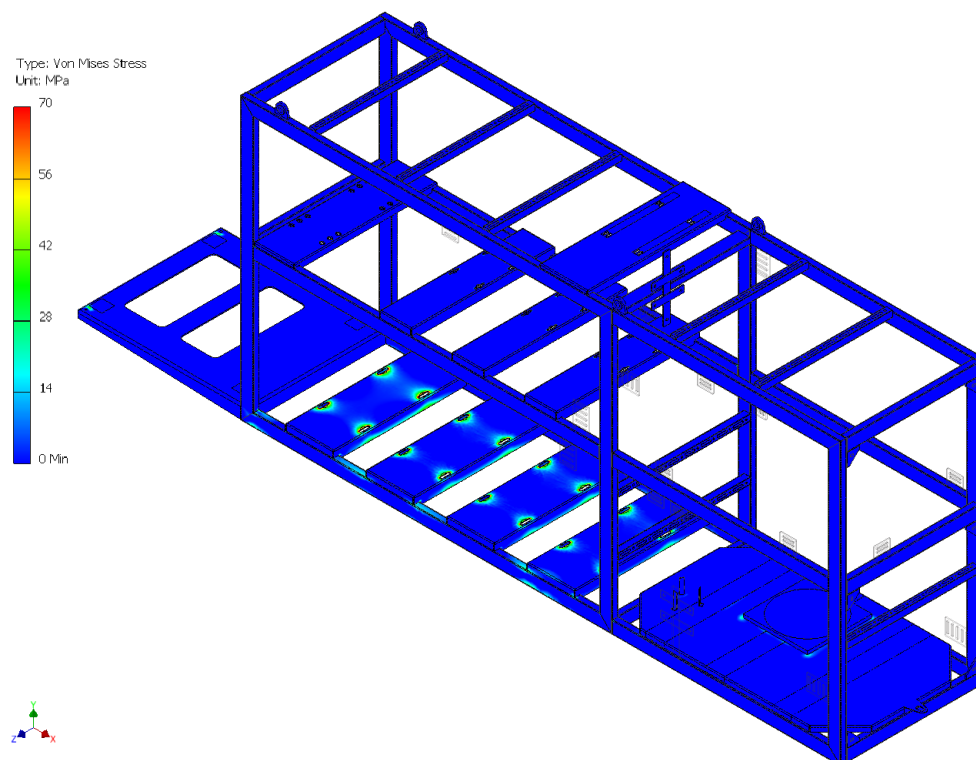


Figura 58 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 2\_1 (ajustado) (a)

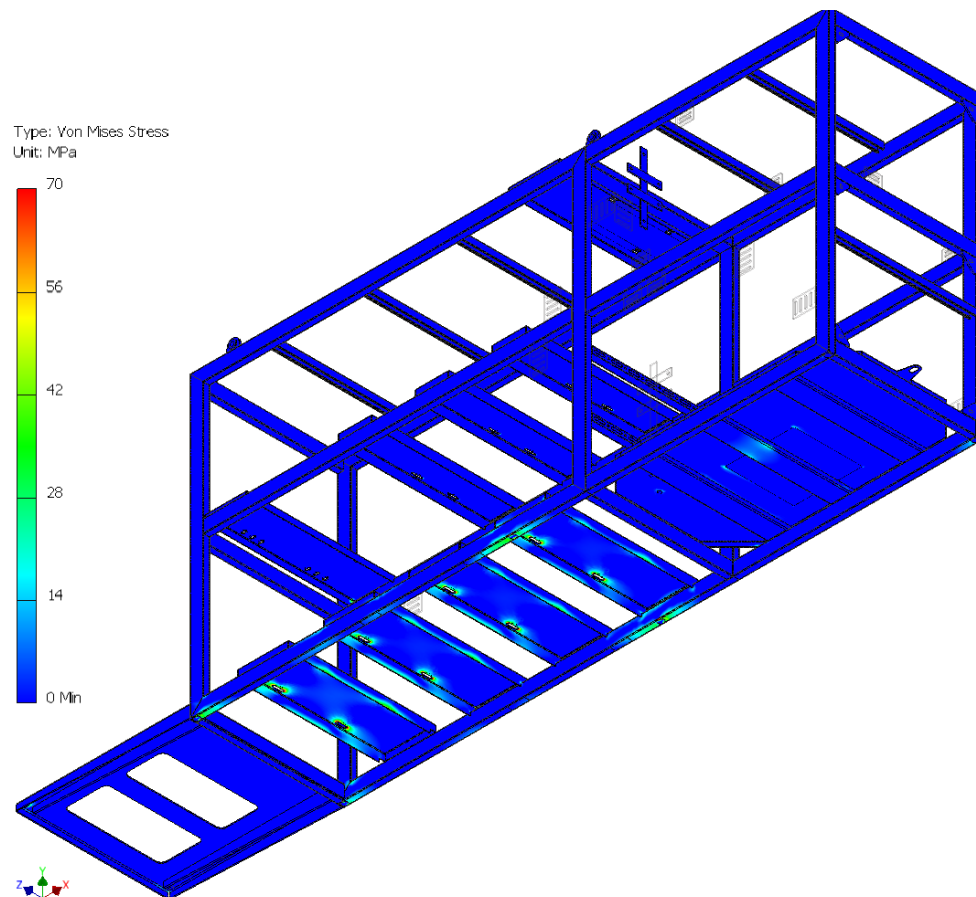


Figura 59 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 2\_1 (ajustado) (b)

#### 4.2.2 Estudo 2\_2

O estudo 2\_2 apresenta a mesmas condições de carga que o estudo 1\_2. Este tem como finalidade a avaliação do comportamento da estrutura quando transportada entre a fábrica e a instalação, no estado estático, carregada com todos os componentes considerados. De forma a analisar a integridade estrutural da estrutura determinou-se a tensão de von Mises e os deslocamentos, aplicando no modelo o seu próprio peso, assim como o dos componentes. Em termos de restrições, a estrutura foi fixada onde as lâminas do empilhador contactam com a estrutura (Figura 40). Os parâmetros da malha utilizada são os mesmos que para o Estudo 2\_1 (Tabela 11).

##### 4.2.2.1 Resultados

Nas Figuras 60, 61 e 62 estão representados os deslocamentos e a distribuição das tensões na estrutura.

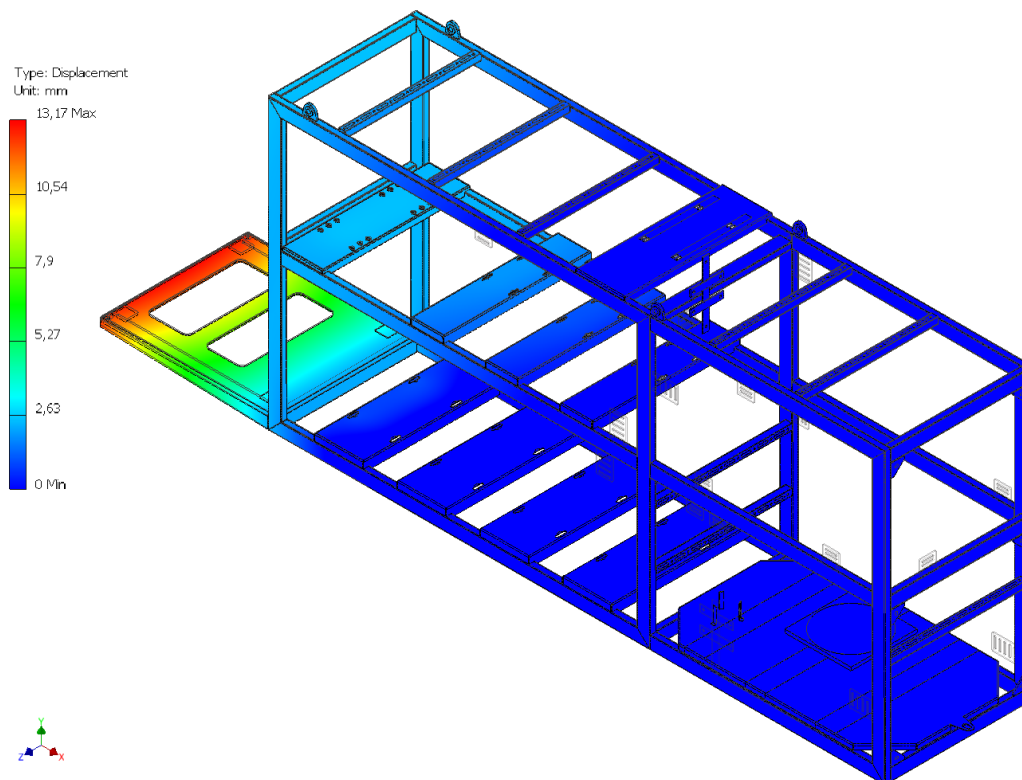


Figura 60 – Deslocamentos da estrutura no Estudo 2\_2

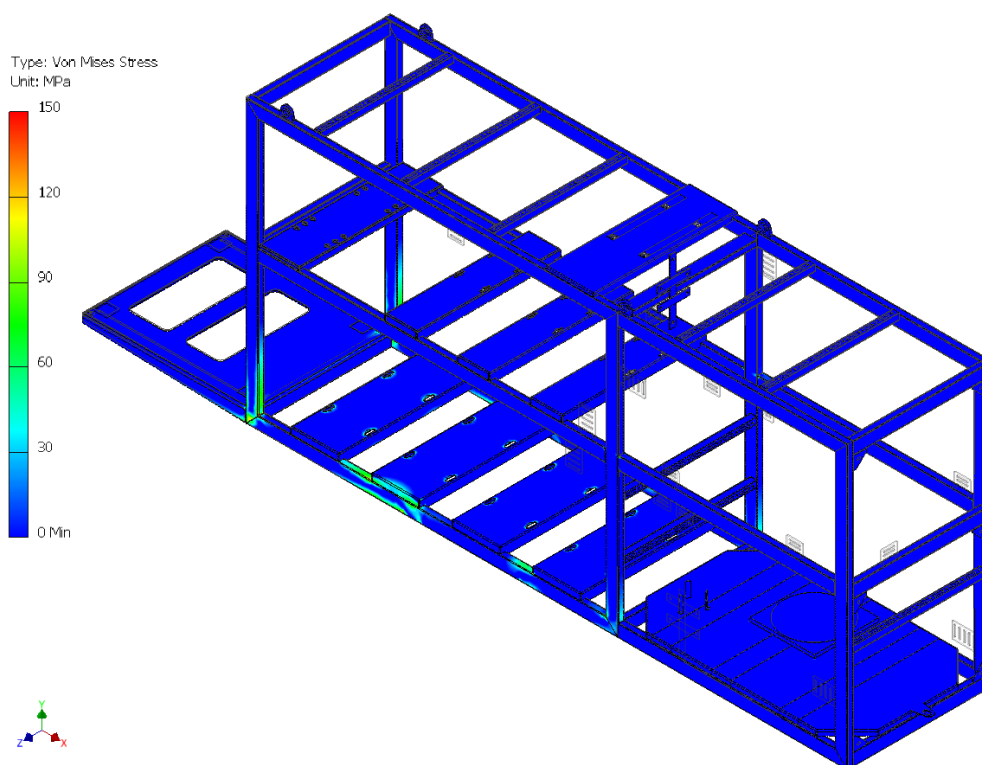


Figura 61 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 2\_2 (ajustado) (a)

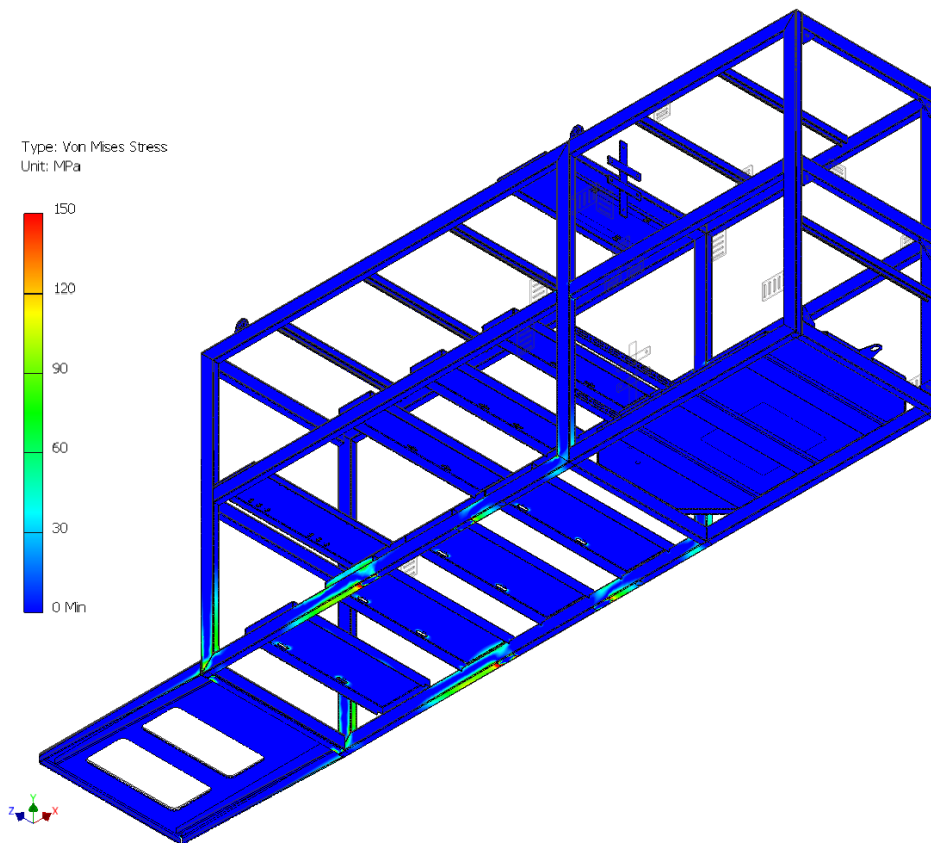


Figura 62 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 2\_2 (ajustado) (b)

Analisando a Figura 60, verifica-se que a flecha é máxima no suporte do quadro elétrico, atingindo o valor de cerca 13,17 mm, com uma taxa de convergência de 0,010%. De forma a isolar as singularidades de tensão obtidas neste estudo, definiu-se, na escala da barra de cores, um valor máximo de tensão de 150 MPa, possibilitando assim uma melhor visualização dos resultados (Figuras 61 e 62). Conclui-se que as tensões máximas estão concentradas nas barras inferiores junto aos apoios da estrutura, tendo um valor máximo de aproximadamente 173 MPa. Nas juntas inferiores do quadro as tensões atingem os 139 MPa, enquanto junto aos suportes do compressor MT alcançam os 134 MPa.

#### 4.2.3 Estudo 2\_3

O Estudo 2\_3 tem como finalidade a avaliação do comportamento da estrutura quando esta é erguida durante a sua instalação, no estado estático, carregada com todos os componentes considerados. De forma a analisar a sua integridade estrutural determinou-se a tensão de von Mises e os deslocamentos, aplicando no modelo o seu próprio peso, assim como o dos componentes.

Este apresenta as mesmas condições de carga que o Estudo 1\_3, sendo a estrutura fixada nos olhais (Figura 44). Os parâmetros da malha utilizada são os mesmos que para o Estudo 2\_1 (Tabela 11).

#### 4.2.3.1 Resultados

Encontram-se representados nas Figuras 63, 64 e 65 os deslocamentos e distribuição das tensões na estrutura.

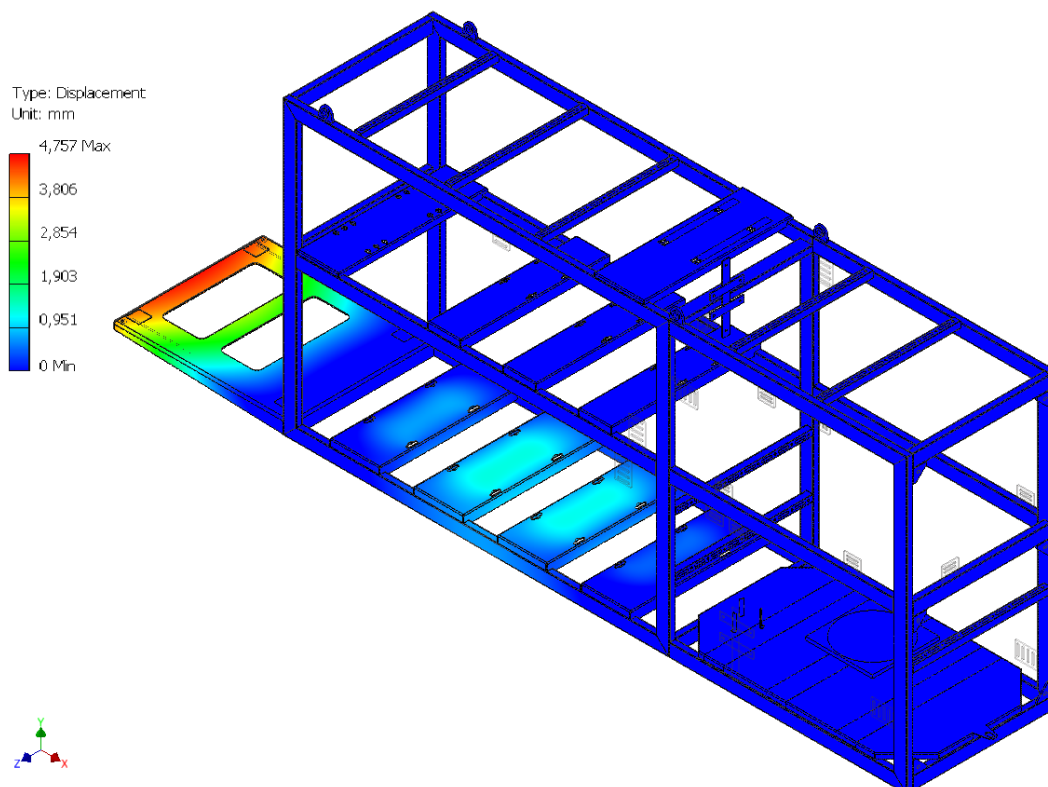


Figura 63 – Deslocamentos da estrutura no Estudo 2\_3

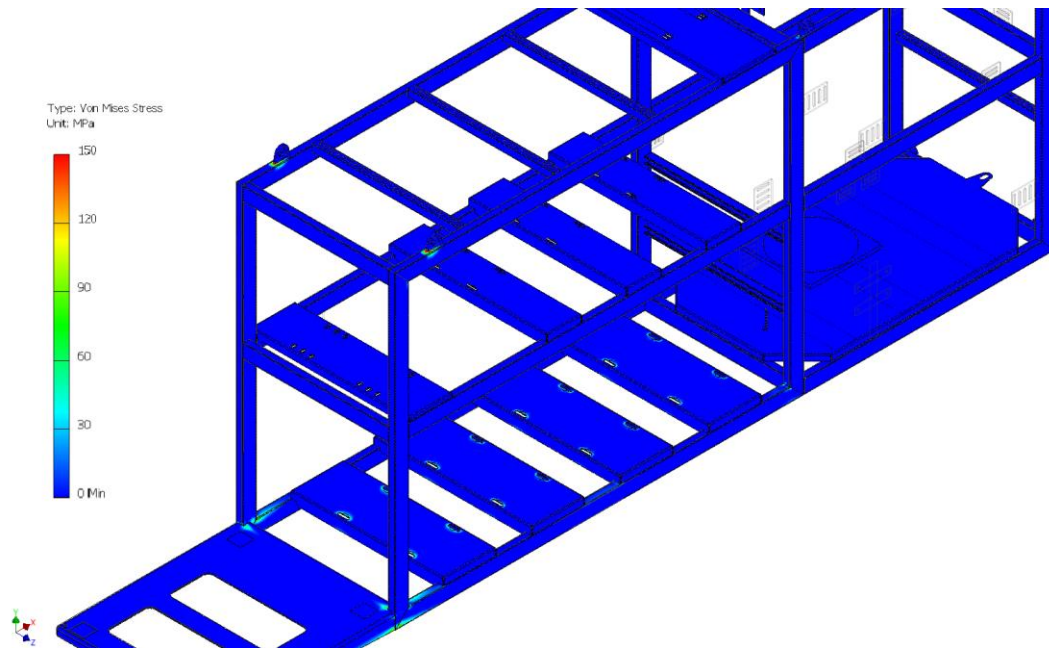


Figura 64 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 2\_3 (ajustado) (a)

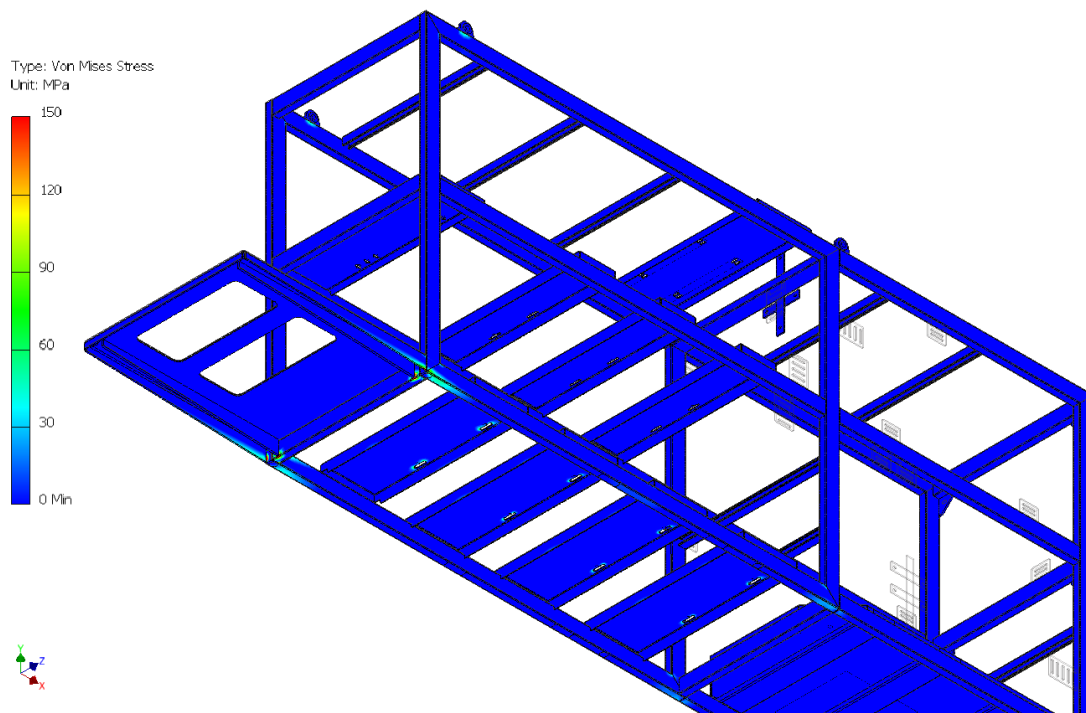


Figura 65 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 2\_3 (ajustado) (b)

Analisando a Figura 63, verifica-se que a flecha é máxima no suporte do quadro elétrico, atingindo o valor de cerca 4,76 mm, sendo a taxa de convergência igual a 0,378%. De forma a isolar a singularidade definiu-se, na escala da barra de cores, um máximo valor de tensão de 150 MPa, permitindo assim uma melhor visualização resultados obtidos (Figuras 64 e 65). Conclui-se que as tensões máximas se

concentram nas ligações dos olhais e na base do suporte do quadro elétrico, tendo um valor máximo de aproximadamente 182 e 157 MPa, respetivamente.

### 4.3 Análise da estrutura da central *Mini Booster*

A estrutura principal foi concebida utilizando o gerador de estruturas (*Frame generator*), utilizando perfis ISO 12633-2 de secção retangular, com as dimensões 80×40×3, enquanto as duas barras de suporte auxiliares são de secção quadrada, com as dimensões 40×40×3. As restantes partes foram elaboradas individualmente e posteriormente realizou-se a montagem (Figura 66).



Figura 66 – Estrutura da Central *Mini Booster*

À semelhança da central anterior, o material da maioria das partes é o aço de construção ao carbono DIN St 37.0, enquanto o material das calhas é o aço galvanizado S250GD (Tabela 7). A estrutura, sem componentes, apresenta uma massa de aproximadamente 150 kg. Considerando o conjunto, estrutura e componentes, a massa total é aproximadamente 600 kg. De forma a simplificar o modelo, não se considerou o peso das tubagens, válvulas e outros componentes de peso desprezável.

### 4.3.1 Estudo 3\_1

Este estudo tem como objetivo a avaliação da integridade da estrutura no solo, quando carregada com todos os componentes considerados. Determinou-se a tensão equivalente de von Mises e os deslocamentos, aplicando no modelo o seu peso próprio, assim como o dos componentes. Neste estudo as vibrações produzidas pelas rotações dos compressores não foram consideradas.

#### 4.3.1.1 Pré-processamento

De forma a reduzir o tempo de simulação, simplificou-se o modelo, suprimindo furos de tamanho reduzido em zonas não críticas. Na análise também não se considerou elementos não estruturais como as portas e dobradiças.

Definiu-se como fixo (*bonded*), o tipo de contacto entre as faces. Em termos de condições fronteira, utilizou-se a restrição do tipo “sem fricção” juntamente com um apoio encastrado, como se pode observar na Figura 67.

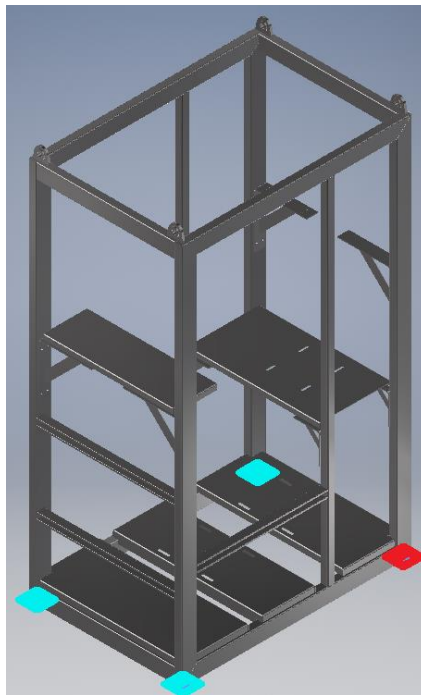


Figura 67 – Apoios da estrutura no estudo 3\_1

A Figura 68 ilustra a localização e identificação das cargas aplicadas.

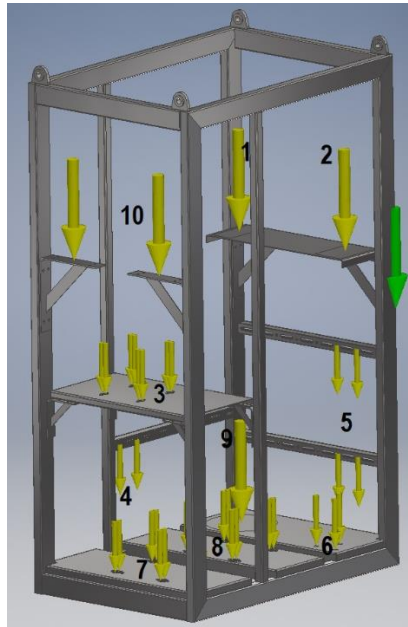


Figura 68 – Cargas aplicadas na estrutura Mini Booster

Na Tabela 12 encontra-se o valor das cargas aplicadas pelos componentes.

Tabela 12 – Cargas aplicadas na estrutura Mini Booster

Nome	Componente	Carga (N)
Força 1	Variador de velocidade negativo	49
Força 2	Variador de velocidade positivo	66
Força 3	Compressor CDS 101 B	430
Força 4	Filtro linha de líquido	240
Força 5	Depósito de óleo	150
Força 6	Separador de óleo	130
Força 7	Compressor CD 380 H	783
Força 8	Compressor CD 360 M	783
Força 9	Depósito de líquido	600
Força 10	Quadro elétrico	1200

A malha utilizada combina a utilização de elementos sólidos com elementos de casca, permitindo assim uma redução significativa no tempo de processamento. Identificou-se os elementos considerados finos, mas devido à existência de esforços na direção da espessura dos suportes, estes não podem ser considerados como elementos de casca (Figura 69). Os elementos sólidos utilizados são tetraédricos sólidos, conhecidos como

tetra 10, com quatro pontos físicos e dez nós para interpolação, enquanto, os elementos de casca são triangulares. A malha de elementos finitos pode ser observada na Figura 70.

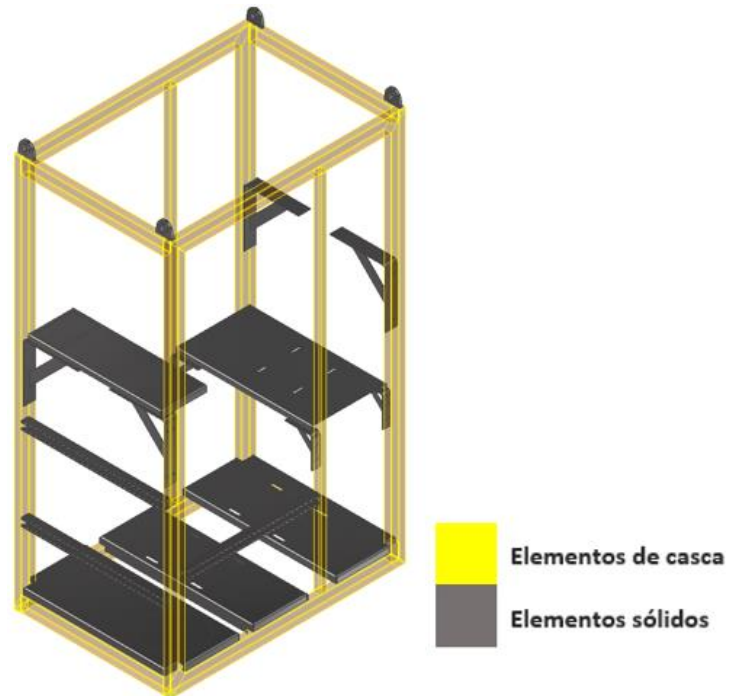


Figura 69 – Elementos finos considerados para os ensaios, Estrutura da Central Mini *Booster*

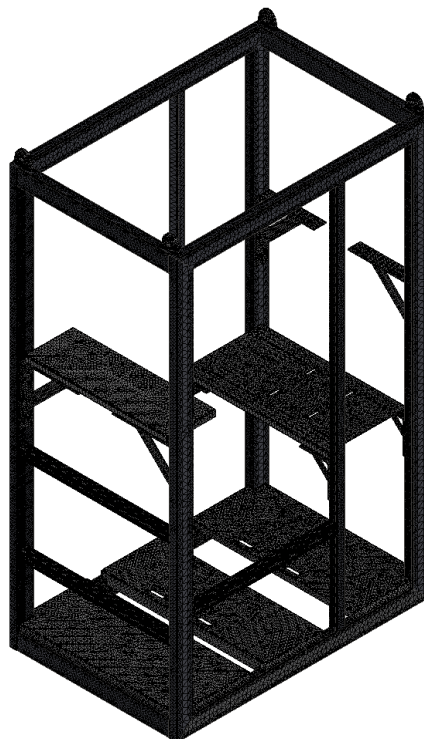


Figura 70 – Malha de Elementos Finitos, Estudo 3\_1

É possível observar a malha de forma mais pormenorizada nas Figuras 71 e 72.

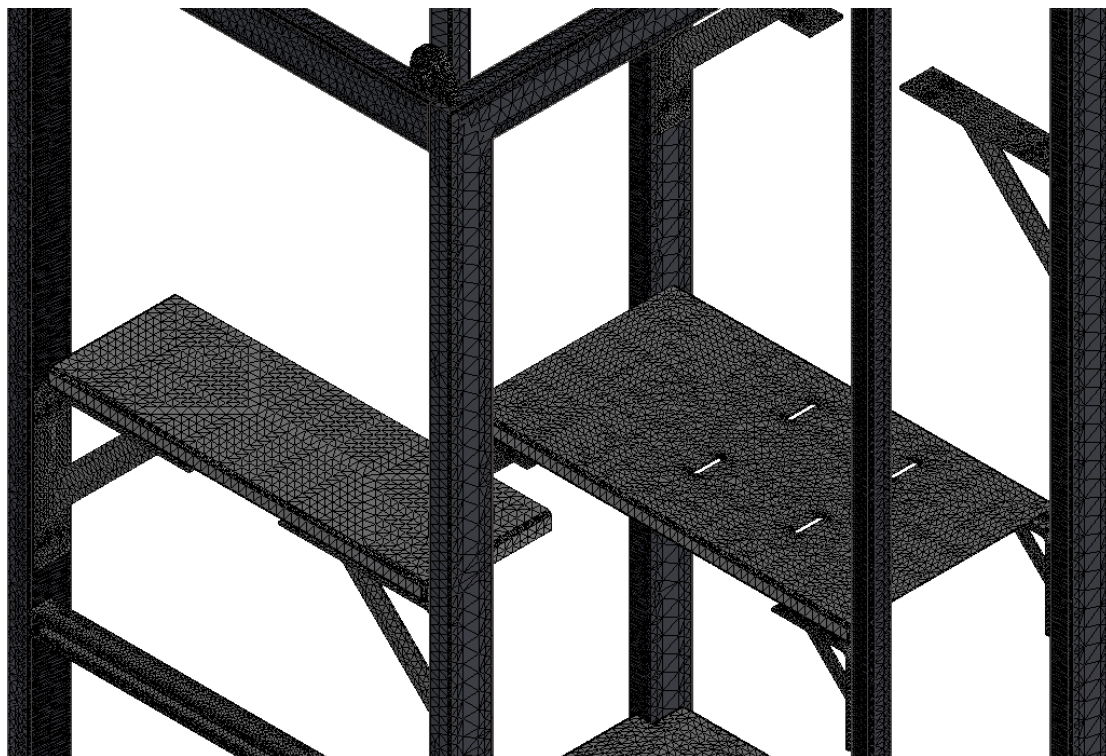


Figura 71 – Pormenor da malha, Estudo 3\_1 (a)

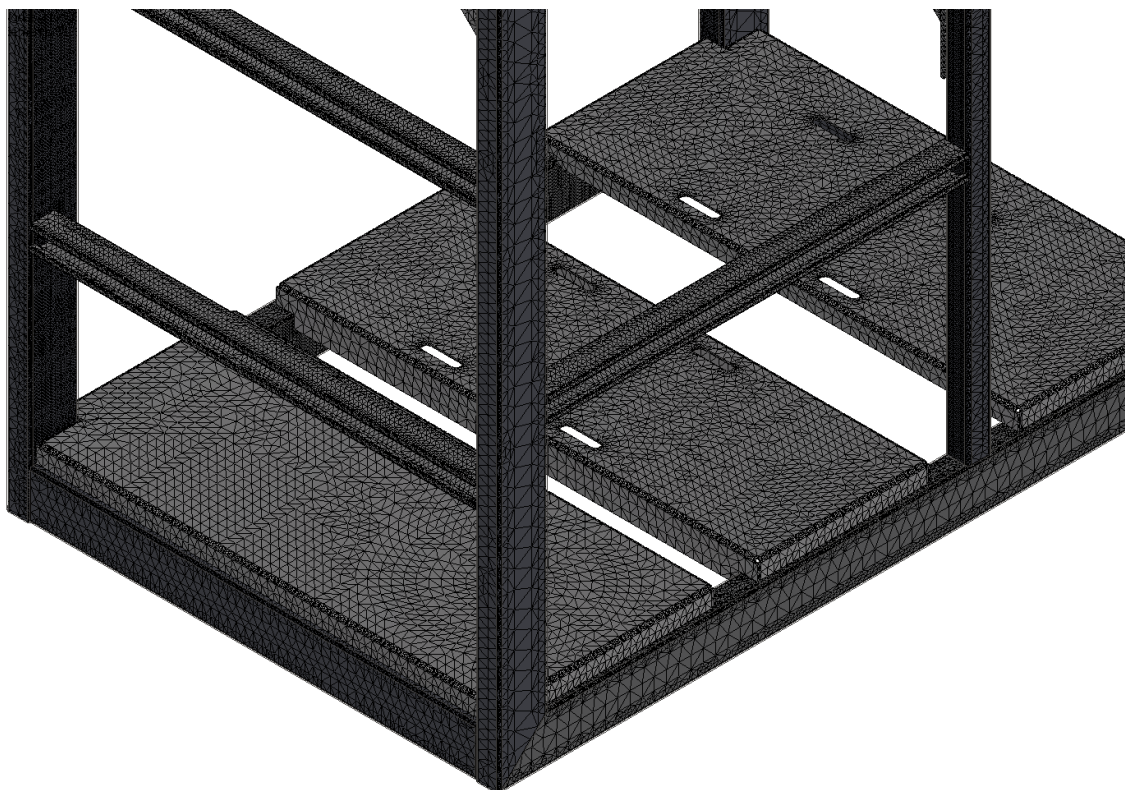


Figura 72 – Pormenor da malha, Estudo 3\_1 (b)

Na Tabela 13 encontra-se os parâmetros da malha utilizada.

Tabela 13 – Parâmetros da malha no ensaio estático [Estudo 3\_1]

Número de nós	1131698
Número de elementos	847917
Rácio de crescimento do elemento	1,5
Tamanho médio do elemento (fração da cota de modelo mais longa)	0,05
Tamanho médio do elemento de casca	0,05
Tamanho mínimo do elemento (fração do valor tamanho médio da malha)	0,25
Ângulo máximo de giro	45°
Elementos curvos	Sim

#### 4.3.1.2 Resultados

Estão representados na Figura 73 e Figura 74 os deslocamentos e distribuição das tensões na estrutura.

Analisando a Figura 73, verifica-se que a flexa máxima está localizada na chapa de suporte do compressor BT, atingindo o valor de aproximadamente 0,97 mm. Outras áreas também solicitadas são a chapa de suporte do compressor MT e a chapa onde se encontra o depósito de líquido, atingindo os 0,66 e 0,77 mm, respetivamente. A taxa de convergência foi 0,023%.

Na Figura 74 os resultados foram ajustados devido à ocorrência de uma singularidade de tensão, localizada na calha que suporta o filtro da linha de líquido, definindo-se na escala o valor máximo de tensão de 60 MPa. Conclui-se que as tensões máximas estão concentradas nos apoios das chapas de suporte dos compressores MT e junto aos furos destas, sendo os valores 78,6 MPa e 37,2 MPa, respetivamente.

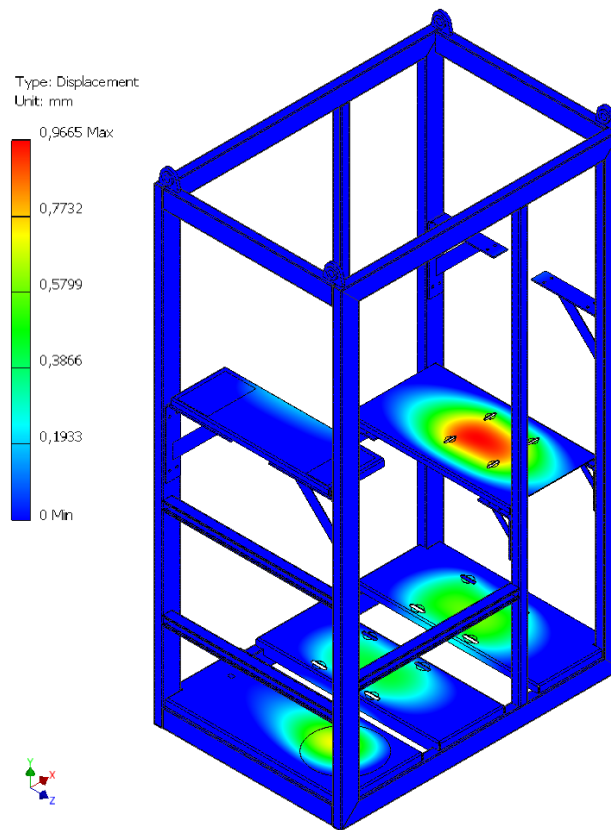


Figura 73 – Deslocamentos da estrutura no Estudo 3\_1

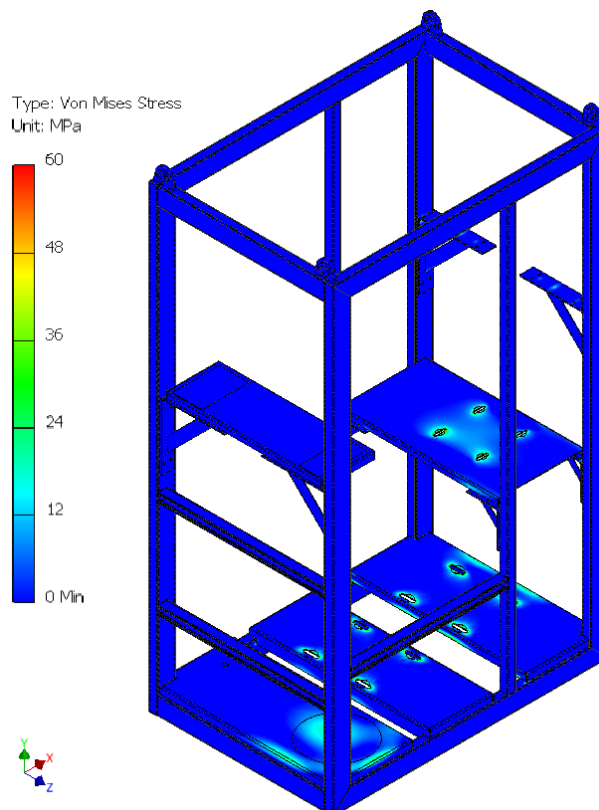


Figura 74 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 3\_1 (ajustado)

### 4.3.2 Estudo 3\_2

Este estudo tem como desígnio a avaliação do comportamento da estrutura quando transportada com o recurso aos olhais, no estado estático, carregada com todos os componentes considerados. Determinou-se a tensão equivalente de von Mises e os deslocamentos, aplicando no modelo o seu peso próprio, assim como o dos componentes, de forma a analisar a integridade estrutural.

#### 4.3.2.1 Pré-processamento

Em termos de restrições, a estrutura foi fixada nos olhais, como se pode observar na Figura 75.

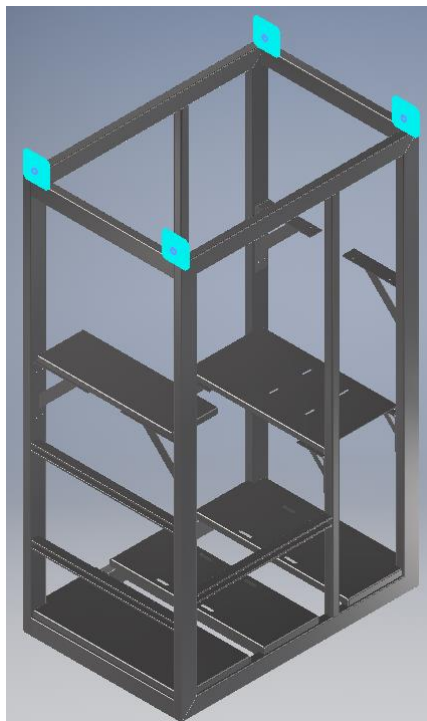


Figura 75 – Apoios da estrutura no estudo 3\_2

Neste estudo aplicam-se o mesmo estado de carga do Estudo 3\_1 (Tabela 12), sendo os parâmetros da malha utilizada também os mesmos (Tabela 13).

#### 4.3.2.2 Resultados

Estão representados na Figura 76 e Figura 77 os deslocamentos e distribuição das tensões na estrutura.

Analisando a Figura 76, verifica-se que a flexa máxima está localizada na chapa de suporte do compressor BT, atingindo o valor de aproximadamente 0,99 mm. Para a

chapa de suporte do depósito de líquido o deslocamento máximo atinge 0,79 mm, sendo a taxa de convergência, 0,087%.

Na Figura 77, ajustou-se a escala dos valores de tensão, devido à existência de singularidades, obtendo-se tensões máximas nos apoios das chapas de suporte dos compressores MT e junto aos furos destas, com o valor de aproximadamente 71,3 e 32,3 MPa, respetivamente.

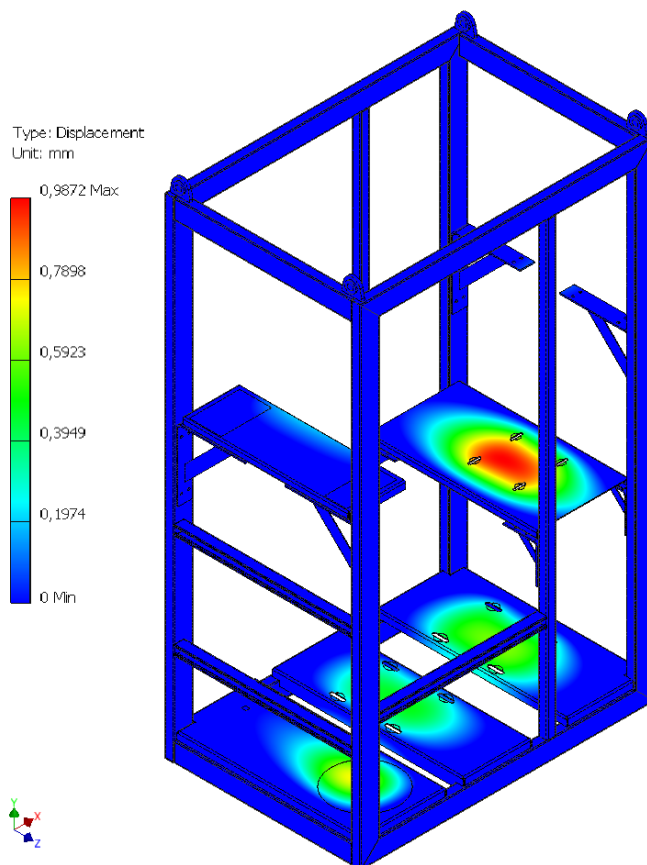


Figura 76 – Deslocamentos da estrutura no Estudo 3\_2

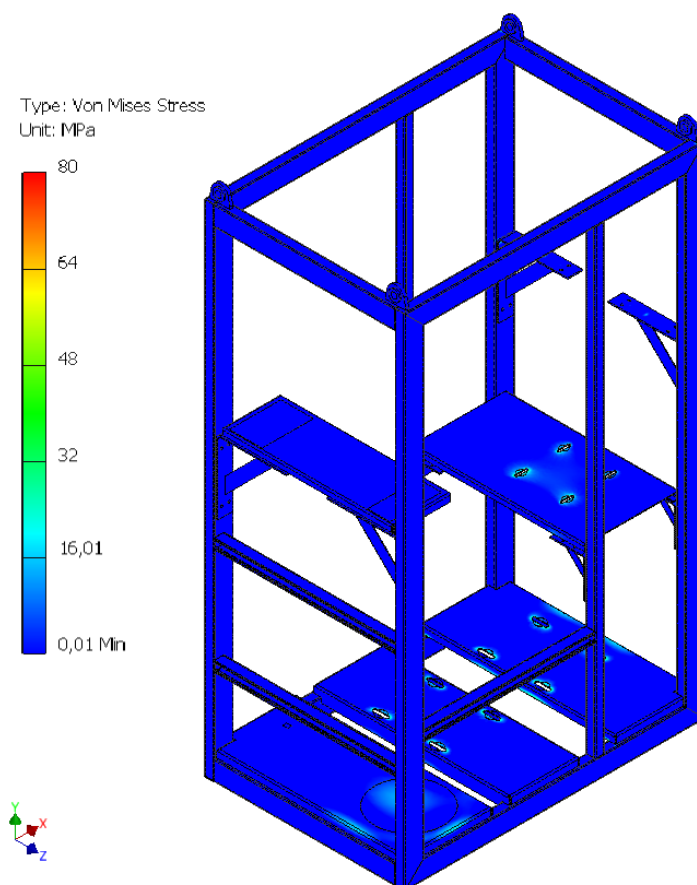


Figura 77 – Distribuição da tensão de von Mises no Estudo 3\_2 (ajustado)

#### 4.4 Discussão dos resultados

Na Tabela 14 estão expressos os resultados obtidos para a central transcrítica, comparando a estrutura da central inicial com a estrutura otimizada.

Tabela 14 – Quadro resumo dos resultados obtidos para a central transcrítica inicial e otimizada

Estudo	Central transcrítica inicial			Central transcrítica otimizada		
	$\delta_{m\acute{a}x}$	$\sigma_{m\acute{a}x}^{VM}$	<i>c. s</i>	$\delta_{m\acute{a}x}$	$\sigma_{m\acute{a}x}^{VM}$	<i>c. s</i>
1_1 / 2_1	2,53 mm	96,4 MPa	2,44	1,25 mm	86,2 MPa	2,73
1_2 / 2_2	13,37 mm	194 MPa	1,21	13,17 mm	173 MPa	1,36
1_3 / 2_3	4,80 mm	173 MPa	1,36	4,76 mm	182 MPa	1,29

O quadro resumo dos resultados obtidos nos ensaios da estrutura da central Mini-Booster estão apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 – Quadro resumo dos resultados obtidos para a central Mini-Booster

Estudo	Central transcritical compacta		
	$\delta_{m\acute{a}x}$	$\sigma_{m\acute{a}x}^{VM}$	<i>c. s</i>
3_1	0,97 mm	78,6 MPa	2,99
3_2	0,99 mm	71,3 MPa	3,30

#### 4.4.1 Central transcritical

Os resultados obtidos para o Estudo 1\_1, em que a estrutura está no solo, permitem afirmar que a estrutura é capaz de suportar o esforço aplicado. Tendo em conta que o material escolhido apresenta uma tensão de cedência de 235 MPa, o coeficiente de segurança mínimo seria igual a 2,44, tendo em conta a tensão máxima de 96,4 MPa. A flecha máxima localizou-se no suporte do compressor MT frontal, atingindo o valor de 2,529 mm. Este valor pode ser considerado excessivo, tendo em conta que este é o caso de carga habitual da estrutura.

Para o Estudo 1\_2, em que a estrutura é erguida com as lâminas de um empilhador, verifica-se que a flecha é máxima no suporte do quadro elétrico, atingindo o valor de cerca 13,37 mm, devido especialmente à distância até aos apoios. Tendo em conta que as tensões neste componente atingem 141 MPa, podemos considerar que o valor da flecha não é demasiado elevado. As tensões máximas concentram-se nas barras inferiores do quadro, próximo aos apoios, tendo um valor máximo de aproximadamente 194 MPa. Assim, coeficiente de segurança mínimo para a estrutura assume o valor de 1,21.

Em relação ao Estudo 1\_3, onde a estrutura é levantada, verifica-se a flecha é máxima no suporte do quadro elétrico, atingindo o valor de cerca 4,80 mm. Este valor pode ser considerado aceitável. No caso das tensões, estas concentram-se nas ligações dos olhais, tendo um valor máximo de aproximadamente 173 MPa, correspondendo a um coeficiente de segurança de 1,36.

Em síntese, como os valores dos coeficientes de segurança podem ser considerados insuficientes de forma garantir a integridade estrutural da central durante o transporte, seria aconselhado a utilização de um aço com uma tensão de cedência maior. Uma alternativa seria o EN 10025-2 S 275, com uma tensão de cedência de 275 MPa, permitindo um coeficiente de segurança de 1,5.

#### 4.4.2 Central otimizada

Tendo em conta os resultados obtidos para o Estudo 2\_1, em que a estrutura se encontra no solo, é possível afirmar que a estrutura é capaz de suportar os esforços aplicados. As tensões máximas encontram-se nos furos da chapa do compressor paralelo, atingindo 86,2 MPa. Para um aço com uma tensão de cedência de 235 MPa, o coeficiente de segurança seria 2,73. A flecha máxima localizou-se no suporte do compressor MT frontal, atingindo o valor de 1,25 mm. Este valor representa uma redução significativa (50,57%), em relação ao Estudo 1\_1.

Em relação ao Estudo 2\_2, onde a estrutura é erguida com as lâminas de um empilhador, verifica-se que a flecha é máxima no suporte do quadro elétrico, atingindo o valor de cerca 13,17 mm. Considerando que as tensões neste componente atingem 168 MPa, podemos considerar que o valor da flecha não é demasiado elevado. Determinou-se que as tensões máximas estão concentradas nas barras inferiores junto aos apoios da estrutura, tendo um valor máximo de aproximadamente 173 MPa, correspondendo a um coeficiente de segurança de 1,36.

Relativamente ao Estudo 2\_3, em que a estrutura é levantada, verifica-se a flecha é máxima no suporte do quadro elétrico, atingindo o valor de cerca 4,757 mm. Este valor pode ser considerado aceitável. Determinou-se que as tensões máximas estão concentradas nas ligações aos olhais, tendo um valor máximo de aproximadamente 182 MPa, correspondendo a um coeficiente de segurança de 1,29.

Em conclusão, como os valores dos coeficientes de segurança podem ser considerados insuficientes de forma garantir a integridade estrutural da central durante o transporte, seria aconselhado a utilização de um aço com uma tensão de cedência maior, como o S 275, permitindo um coeficiente de segurança de 1,5.

#### 4.4.3 Central Mini-Booster

Para o Estudo 3\_1, em que a estrutura está no solo, verifica-se que a flexa máxima está localizada na chapa de suporte do compressor BT, atingindo o valor de aproximadamente 0,967 mm, podendo ser considerado aceitável. Conclui-se que as tensões máximas estão concentradas nos apoios das chapas de suporte dos compressores MT, com o valor de 78,6 MPa. Tendo em conta que o material das chapas é um aço com uma tensão de cedência de 235 MPa, os resultados obtidos permitem afirmar que a estrutura é capaz de suportar o esforço aplicado, sendo coeficiente de segurança mínimo aproximadamente igual a 2,99.

Em relação aos resultados obtidos para o Estudo 3\_2, onde a estrutura é levantada, verifica-se que a flexa máxima está localizada na chapa de suporte do compressor BT, atingindo o valor de aproximadamente 0,987 mm. As tensões máximas encontram-se nos apoios das chapas dos compressores MT, atingindo 71,3 MPa.

---

Conclui-se que de acordo com os resultados obtidos a estrutura projetada é capaz de suportar o esforço aplicado.



# CONCLUSÕES

5.1 CONCLUSÕES

5.2 PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS



## 5 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 CONCLUSÕES

Com a elaboração deste trabalho conseguiu-se, através de métodos de simulação numérica, estudar o comportamento de diferentes estruturas de centrais de refrigeração. Os objetivos propostos foram cumpridos, como se mostra seguidamente:

- **Análise da estrutura da central de refrigeração transcritical inicial, identificando as zonas mais críticas;**

✓ Com base nos resultados obtidos, relativamente à central transcritical inicial, concluiu-se que no caso de carga habitual, a flecha máxima localiza-se no suporte do compressor MT frontal, enquanto nos casos de carga relativos ao transporte da central, esta localiza-se no suporte do quadro elétrico. Considerou-se as tensões instaladas demasiado elevadas junto aos apoios ou nas ligações aos olhais, dependendo do caso de carga. Assim sugeriu-se a utilização de um aço com tensão de cedência mais elevada.

- **Dimensionamento e otimização da central inicial;**

✓ Sendo o principal objetivo a redução do peso da estrutura, notou-se a utilização de chapas planas de espessura considerável, como suportes de diversos equipamentos. Definiu-se que as espessuras das chapas não deveriam ser superiores a 3 mm, levando a uma necessária modificação da geometria de forma a aumentar o momento de inércia e a rigidez destas. Estas alterações permitiram uma redução do peso da estrutura em 32,7%. Tendo em conta os estudos efetuados, obteve-se uma redução dos deslocamentos significativa para o caso de carga habitual, enquanto para os casos referentes ao transporte da central, esta redução foi mais ligeira. Tal como na central inicial, sugeriu-se a utilização de um aço com tensão de cedência mais elevada.

- **Conceção e validação da central transcritical compacta.**

✓ Projetou-se uma central compacta (1200 × 800 × 2000 mm), selecionando os componentes em função das restrições geométricas impostas e dos parâmetros de funcionamento necessários. O design das chapas utilizadas baseou-se nos conhecimentos adquiridos com o processo de otimização da central transcritical. Com base nos estudos realizados, verificou-se que a flecha máxima se localizou na chapa de

suporte do compressor BT. As tensões mais elevadas localizaram-se junto aos apoios das chapas de suporte dos compressores MT e junto aos furos destas. Conclui-se que a estrutura projetada é capaz de suportar o esforço aplicado.

## 5.2 PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Na elaboração desta dissertação surgiram alguns aspetos que mereciam uma abordagem mais detalhada, assim como estudos que poderiam ter sido abordados. Deste modo, é possível fazer algumas recomendações para trabalhos futuros, como por exemplo:

- Realizar a análise modal à estrutura, de forma a verificar se algum dos componentes motorizados excitam alguma frequência natural da estrutura;
- Propor a introdução de reforços localizados nas zonas de maior tensão, para os estudos relativos ao transporte da estrutura;
- Estudo de fadiga pelo MEF;
- Realizar um orçamento das estruturas.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES  
DE INFORMAÇÃO**



## 6 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] R. D. S. G. Campilho, *Método de elementos finitos*. Porto, Portugal: Publindústria, 2012.
- [2] F. Teixeira-Dias, J. Pinho-da-Cruz, R. A. Fontes Valente, e R. J. Alves de Sousa, *Método dos Elementos Finitos-Técnicas de Simulação Numérica em Engenharia*. Lisboa, Portugal: Lidel, 2010.
- [3] P. Seshu, *Textbook of finite element analysis*. Nova Deli, Índia: PHI Learning Pvt. Ltd., 2003.
- [4] S. Sahu, B. B. Choudhury, e B. B. Biswal, "A Vibration Analysis of a 6 Axis Industrial Robot Using FEA," *Materials Today: Proceedings*, vol. 4, no. 2, Part A, pp. 2403-2410, 2017.
- [5] S. S. Rao, *The Finite Element Method in Engineering*. Amesterdão, Países Baixos: Butterworth-Heinemann, 2005.
- [6] Brilliant, M. Michelmann, e J. Khim. (22/01/2021). *Finite Elements*. Available: <https://brilliant.org/wiki/finite-elements/>
- [7] Á. F. Azevedo, *Método dos Elementos Finitos*. Porto, Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003.
- [8] X. Chen e Y. Liu, *Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench*. Boca Raton, EUA: CRC press, 2018.
- [9] I. Koutromanos, *Fundamentals of Finite Element Analysis: Linear Finite Element Analysis*. Hoboken, EUA: John Wiley & Sons, 2018.
- [10] S. Tickoo, *ANSYS Workbench 14.0: A Tutorial Approach*. Schererville, EUA: CADCIM Technologies, 2012.
- [11] Z. Bi, *Finite element analysis applications: A systematic and practical approach*. Indiana, EUA: Academic Press, 2017.
- [12] E. Oñate, *Structural analysis with the finite element method. Linear statics: volume 2: beams, plates and shells*. Barcelona, Espanha: Springer Science & Business Media, 2013.
- [13] E. Ellobody, R. Feng, e B. Young, *Finite Element Analysis and Design of Metal Structures*. Oxford, Reino Unido: Elsevier, 2013.
- [14] SEED studio e R. Moreno. (2011, 28/01/2021). *What does shape function mean in finite element formulation?* Available: <https://www.studioseed.net/research/estructuras/calculo-dinamico/what-does-shape-function-mean-in-finite-element-formulation/>
- [15] O. C. Zienkiewicz e R. L. Taylor, *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*, 7th Edition ed. Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2013.

- [16] T. Fadiji, C. J. Coetzee, T. M. Berry, A. Ambaw, e U. L. Opara, "The efficacy of finite element analysis (FEA) as a design tool for food packaging: A review," *Biosystems Engineering*, vol. 174, pp. 20-40, 2018.
- [17] J. I. Rojas-Sola e E. De la Morena-De la Fuente, "The Hay Inclined Plane in Coalbrookdale (Shropshire, England): Analysis through Computer-Aided Engineering," vol. 9, no. 16, p. 3385, 2019.
- [18] T. S. Sachit, R. V. Nandish, e Mallikarjun, "Thermal analysis of Cr2O3 coated diesel engine piston using FEA," *Materials Today: Proceedings*, vol. 5, no. 2, Part 1, pp. 5074-5081, 2018.
- [19] S. Li, L.-H. Han, F.-C. Wang, e C.-C. Hou, "Seismic behavior of fire-exposed concrete-filled steel tubular (CFST) columns," *Engineering Structures*, vol. 224, p. 111085, 2020.
- [20] P. Oyjinda e N. Pochai, "Numerical Simulation of an Air Pollution Model on Industrial Areas by Considering the Influence of Multiple Point Sources," *International Journal of Differential Equations*, vol. 2019, p. 2319831, 2019.
- [21] X. Chen, J. Liao, H. Xiao, X. Han, T. Peng, e L. Li, "Dynamic electromagnetic buckling analysis of pulsed magnets," *Thin-Walled Structures*, vol. 162, p. 107621, 2021.
- [22] F. Azmi, M. A. B. Marzuki, e M. A. A. Bakar, "Vehicle aerodynamics analysis of a multi purpose vehicle using CFD," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 12, pp. 2345-2350, 2017.
- [23] A. Hickey e S. Xiao, "Finite Element Modeling and Simulation of Car Crash," *International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering*, vol. 3, no. 1, pp. 1-5, 2017.
- [24] H. Wang, H. Fan, C. Han, e S. Li, "Finite element analysis of smart wind turbine blades sandwiched with magnetorheological fluid," *Journal of Vibroengineering*, vol. 18, no. 6, pp. 3858-3868, 2016.
- [25] K. Balasubramanian, N. Rajeswari, e K. Vaidheeswaran, "Analysis of mechanical properties of natural fibre composites by experimental with FEA," *Materials Today: Proceedings*, vol. 28, pp. 1149-1153, 2020.
- [26] M. Alhassan, R. Z. Al-Rousan, L. K. Amaireh, e M. H. Barfed, "Nonlinear Finite Element Analysis of B-C Connections: Influence of the Column Axial Load, Jacket Thickness, and Fiber Dosage," *Structures*, vol. 16, pp. 50-62, 2018.
- [27] V. Sonavane e K. Bhole, "Static and Frequency Analysis of Triple Stage Three Arm Spiral Shape Flexural bearing using FEA," *Materials Today: Proceedings*, vol. 24, pp. 1383-1391, 2020.
- [28] E. Madenci e I. Guven, *The finite element method and applications in engineering using ANSYS®*, 2nd Edition ed. Nova Iorque, EUA: Springer, 2015.
- [29] I. Daniyan, K. Mpofu, B. Ramatsetse, e A. Adeodu, "Design and simulation of a robotic arm for manufacturing operations in the railcar industry," *Procedia Manufacturing*, vol. 51, pp. 67-72, 2020.
- [30] P. S. Dahale, P. D. Pawar, e V. G. Patil, "Assessment of Boundary Conditions for FEA of Mounting Bracket Using Co-relation with Experimental Results," *Materials Today: Proceedings*, vol. 5, no. 5, Part 2, pp. 13290-13300, 2018.
- [31] A. Kumar, H. Jaiswal, F. Ahmad, e P. P. Patil, "Dynamic Vibration Characteristics Analysis of Truck Transmission Gearbox Casing with Fixed Constraint of Vehicle Frame Based on FEA," *Procedia Engineering*, vol. 97, pp. 1107-1115, 2014.

- [32] G. F. Hundy, A. R. Trott, e T. C. Welch, *Refrigeration and Air-Conditioning*. Amsterdão, Países Baixos: Butterworth-Heinemann, 2008.
- [33] V. Monteiro, *Refrigeração – Técnicas e Competências Ambientais*. Lisboa, Portugal: Edições Técnicas e Profissionais, 2015.
- [34] J. Guo e F. Jiang, "The performance of finite-time refrigerators with Rankine cycles," *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, vol. 536, p. 122529, 2019.
- [35] UN Environment. (28/01/2021). *The Montreal Protocol*. Available: <https://www.unenvironment.org/ozonaction/who-we-are/about-montreal-protocol>
- [36] J. E. Oliver, "Kyoto Protocol," in *Encyclopedia of World Climatology*, J. E. Oliver, Ed. Dordrecht: Springer Netherlands, 2005, pp. 443-443.
- [37] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, I. Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, e Z. Mylona, "Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates," *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 822-829, 2017.
- [38] (2014). *REGULAMENTO (UE) Nº 517/2014*. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&from=EN>
- [39] Z. Y. Xu e R. Z. Wang, "11 - Solar-powered absorption cooling systems," in *Advances in Solar Heating and Cooling*, R. Z. Wang and T. S. Ge, Eds.: Woodhead Publishing, 2016, pp. 251-298.
- [40] M. Haida, M. Palacz, J. Bodys, J. Smolka, P. Gullo, e A. J. Nowak, "An experimental investigation of performance and instabilities of the R744 vapour compression rack equipped with a two-phase ejector based on short-term, long-term and unsteady operations," *Applied Thermal Engineering*, vol. 185, p. 116353, 2021.
- [41] D. L. Fenton, *Fundamentals of Refrigeration : A Course Book for Self-directed or Group Learning*. Atlanta, EUA: ASHRAE, 2016.
- [42] T. K. Berkah Fajar, P. Restu Bagas, S. Ukhi, M. I. Alhamid, e A. Lubis, "Energy and exergy analysis of an R410A small vapor compression system retrofitted with R290," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 21, p. 100671, 2020.
- [43] K. Permentier, S. Vercaemmen, S. Soetaert, e C. Schellemans, "Carbon dioxide poisoning: a literature review of an often forgotten cause of intoxication in the emergency department," *International Journal of Emergency Medicine*, vol. 10, no. 1, p. 14, 2017.
- [44] G. Cortella, P. D'Agaro, e M. A. Coppola, "Transcritical CO<sub>2</sub> commercial refrigeration plant with adiabatic gas cooler and subcooling via HVAC: Field tests and modelling," *International Journal of Refrigeration*, vol. 111, pp. 71-80, 2020.
- [45] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, D. Sánchez, J. Catalán-Gil, e R. Cabello, "Subcooling methods for CO<sub>2</sub> refrigeration cycles: A review," *International Journal of Refrigeration*, vol. 93, pp. 85-107, 2018.
- [46] The Linde Group. (21/01/2021). *Safety advice. Carbon Dioxide*. Available: [https://www.linde-gas.com/en/images/LMB\\_Safety%20Advice\\_01\\_tcm17-165650.pdf](https://www.linde-gas.com/en/images/LMB_Safety%20Advice_01_tcm17-165650.pdf)

- [47] M. Karampour e S. Sawalha, "State-of-the-art integrated CO<sub>2</sub> refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis," *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 239-257, 2018.
- [48] Á. Pardiñas, A. Hafner, e K. Banasiak, "Novel integrated CO<sub>2</sub> vapour compression racks for supermarkets. Thermodynamic analysis of possible system configurations and influence of operational conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 1008-1025, 2018.
- [49] M. Haida, K. Banasiak, J. Smolka, A. Hafner, e T. M. Eikevik, "Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module," *International Journal of Refrigeration*, vol. 64, pp. 93-107, 2016.
- [50] K. Zolcer Skačanová e M. Battesti, "Global market and policy trends for CO<sub>2</sub> in refrigeration," *International Journal of Refrigeration*, vol. 107, pp. 98-104, 2019.
- [51] S. Sawalha, S. Piscopiello, M. Karampour, L. Manickam, e J. Rogstam, "Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part II: Analysis of HFC refrigeration systems and comparison to CO<sub>2</sub> trans-critical," *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 170-182, 2017.
- [52] P. D'Agaro, G. Cortella, e A. Polzot, "R744 booster integrated system for full heating supply to supermarkets," *International Journal of Refrigeration*, vol. 96, pp. 191-200, 2018.
- [53] C. Amaris, K. M. Tsamos, e S. A. Tassou, "Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic analysis," *Energy Procedia*, vol. 161, pp. 259-267, 2019.
- [54] G. Maouris, E. J. Sarabia Escriva, S. Acha, N. Shah, e C. N. Markides, "CO<sub>2</sub> refrigeration system heat recovery and thermal storage modelling for space heating provision in supermarkets: An integrated approach," *Applied Energy*, vol. 264, p. 114722, 2020.
- [55] N. Purohit, D. K. Gupta, e M. S. Dasgupta, "Energetic and economic analysis of trans-critical CO<sub>2</sub> booster system for refrigeration in warm climatic condition," *International Journal of Refrigeration*, vol. 80, pp. 182-196, 2017.
- [56] A. S. Dabit, A. E. Lianto, S. A. Branta, F. B. Laksono, A. R. Prabowo, e N. Muhyat, "Finite Element Analysis (FEA) on Autonomous Unmanned Surface Vehicle Feeder Boat subjected to Static Loads," *Procedia Structural Integrity*, vol. 27, pp. 163-170, 2020.
- [57] S. Nandhakumar, S. Seenivasan, A. Mohammed Saalih, e M. Saifudheen, "Weight optimization and structural analysis of an electric bus chassis frame," *Materials Today: Proceedings*, 2020.
- [58] S. Balaguru, E. Natarajan, S. Ramesh, e B. Muthuvijayan, "Structural and modal Analysis of Scooter Frame for Design Improvement," *Materials Today: Proceedings*, vol. 16, pp. 1106-1116, 2019.
- [59] S. Annamalai, S. Periyakgounder, A. B. Selvaraj, e K. Paramasivam, "Deformation and stress analysis of a fuel tank under static loading condition," *Materials Today: Proceedings*, 2020.
- [60] R. Mahakul, D. Nath Thatoi, S. Choudhury, e P. Patnaik, "Design and numerical analysis of spur gear using SolidWorks simulation technique," *Materials Today: Proceedings*, 2020.

- [61] X. Wang, B. Li, e Z. Yang, "Finite Element Analysis and Lightweight Optimization Design on Main Frame Structure of Large Electrostatic Precipitator," *Advances in Materials Science and Engineering*, vol. 2018, p. 4959632, 2018.



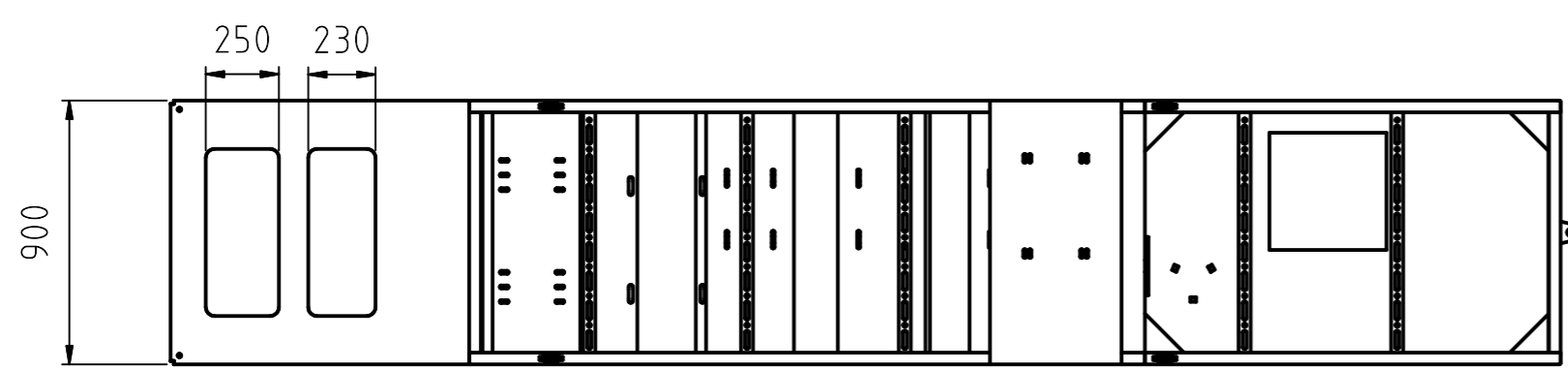
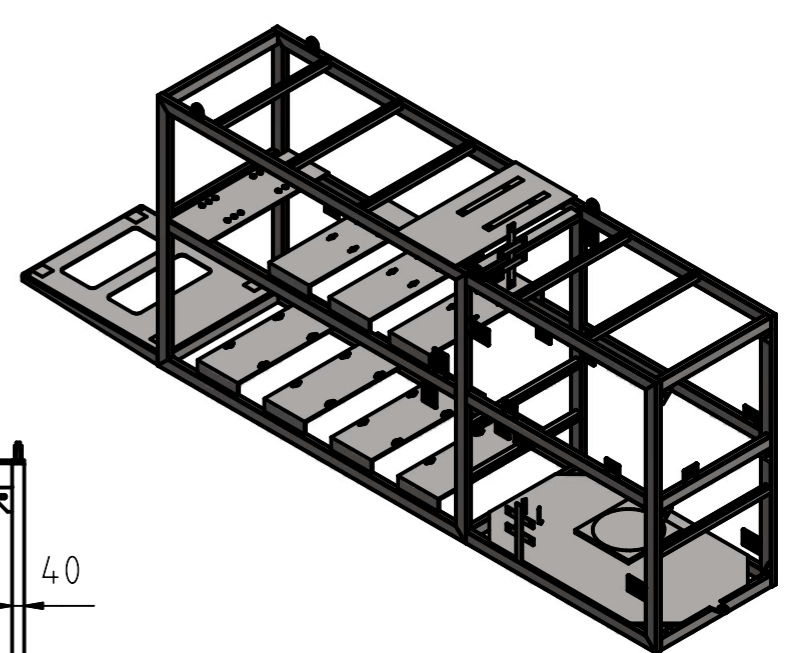
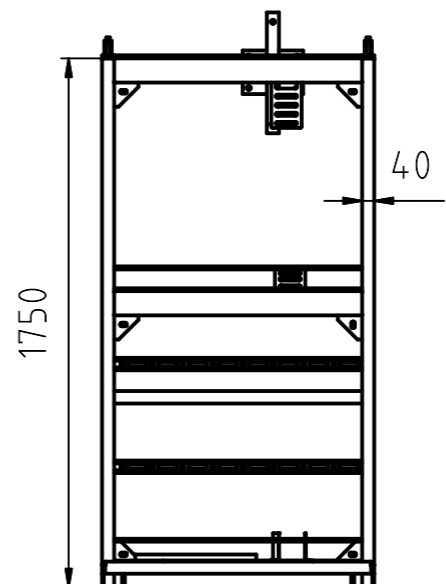
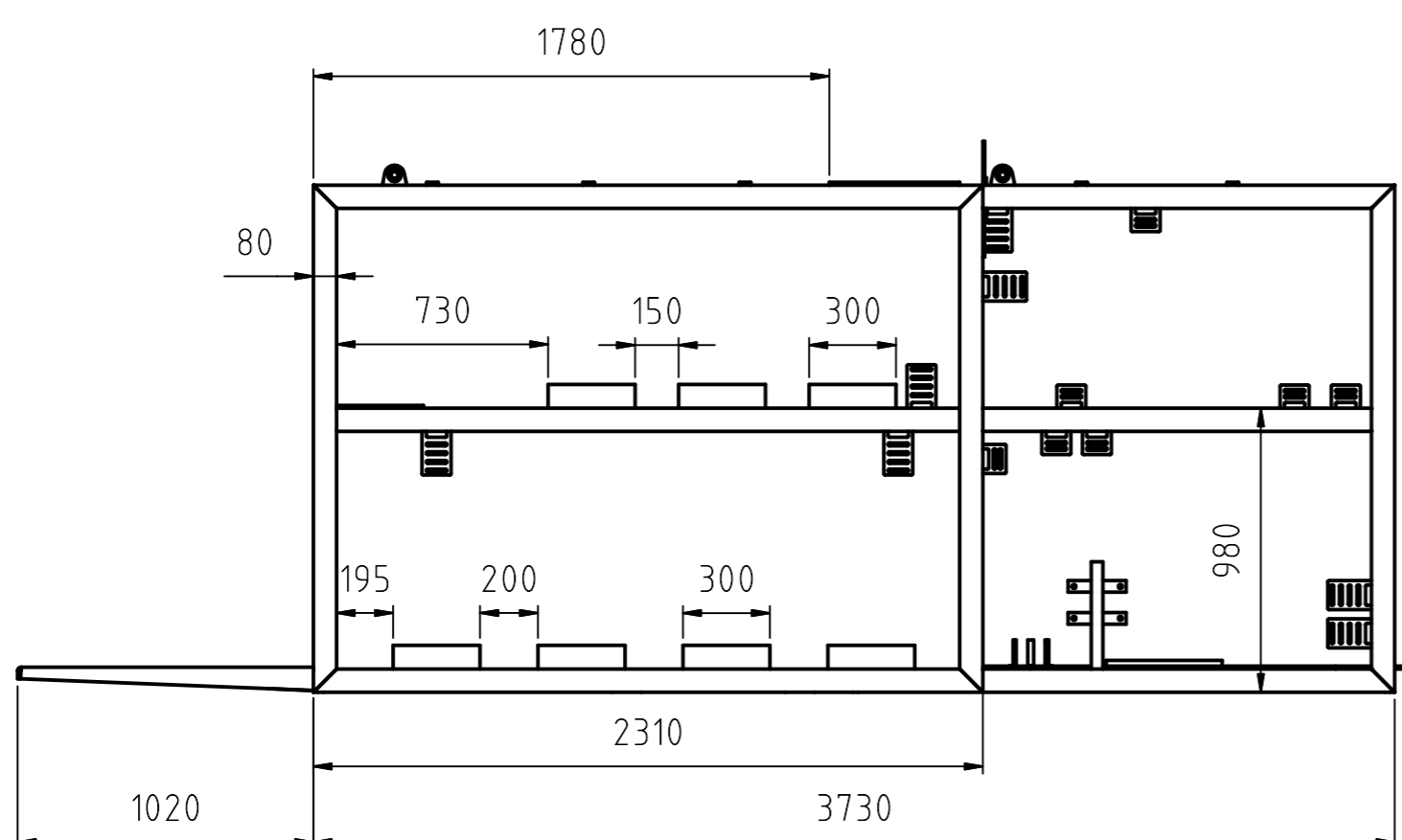
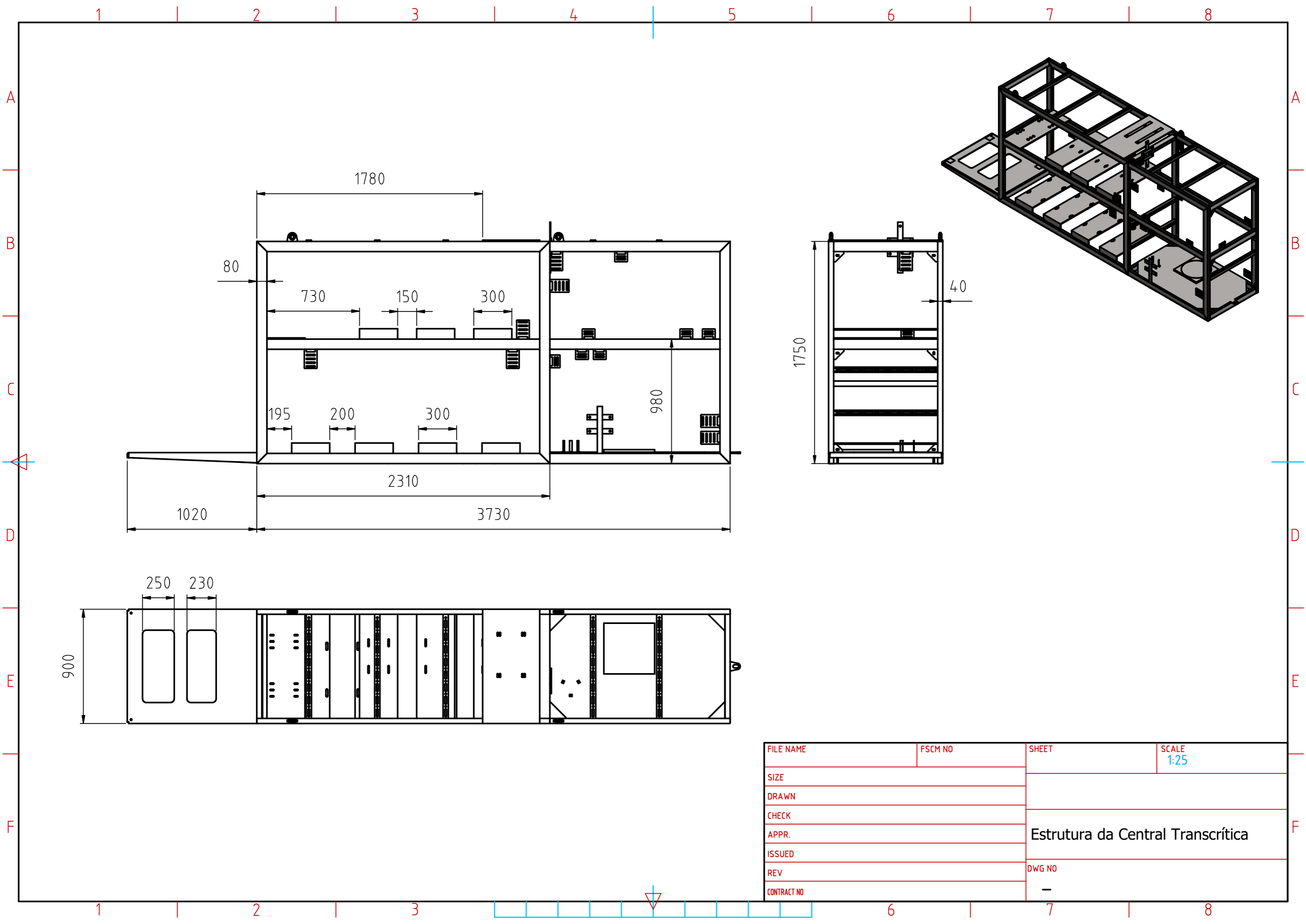
# ANEXOS

- 7.1 ANEXO 1: Desenho da Estrutura Central Transcrítica
- 7.2 ANEXO 2: Desenhos da Estrutura Central Transcrítica Otimizada
- 7.3 ANEXO 3: Desenhos da Estrutura da Central Transcrítica Compacta
- 7.4 ANEXO 4: Tubagem da Central Transcrítica Compacta



## 7 ANEXOS

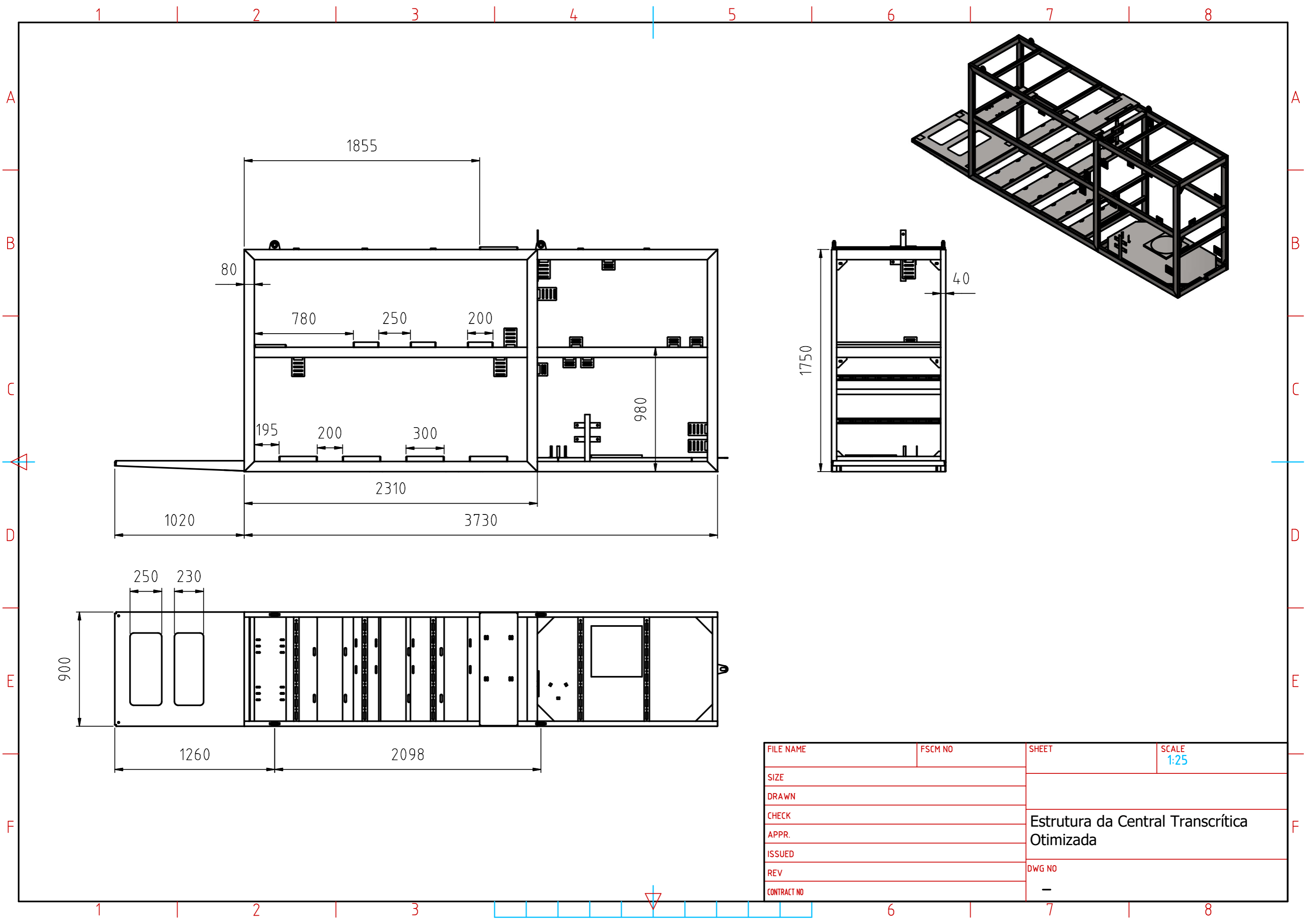
### 7.1 ANEXO 1: Desenho da Estrutura Central Transcrítica



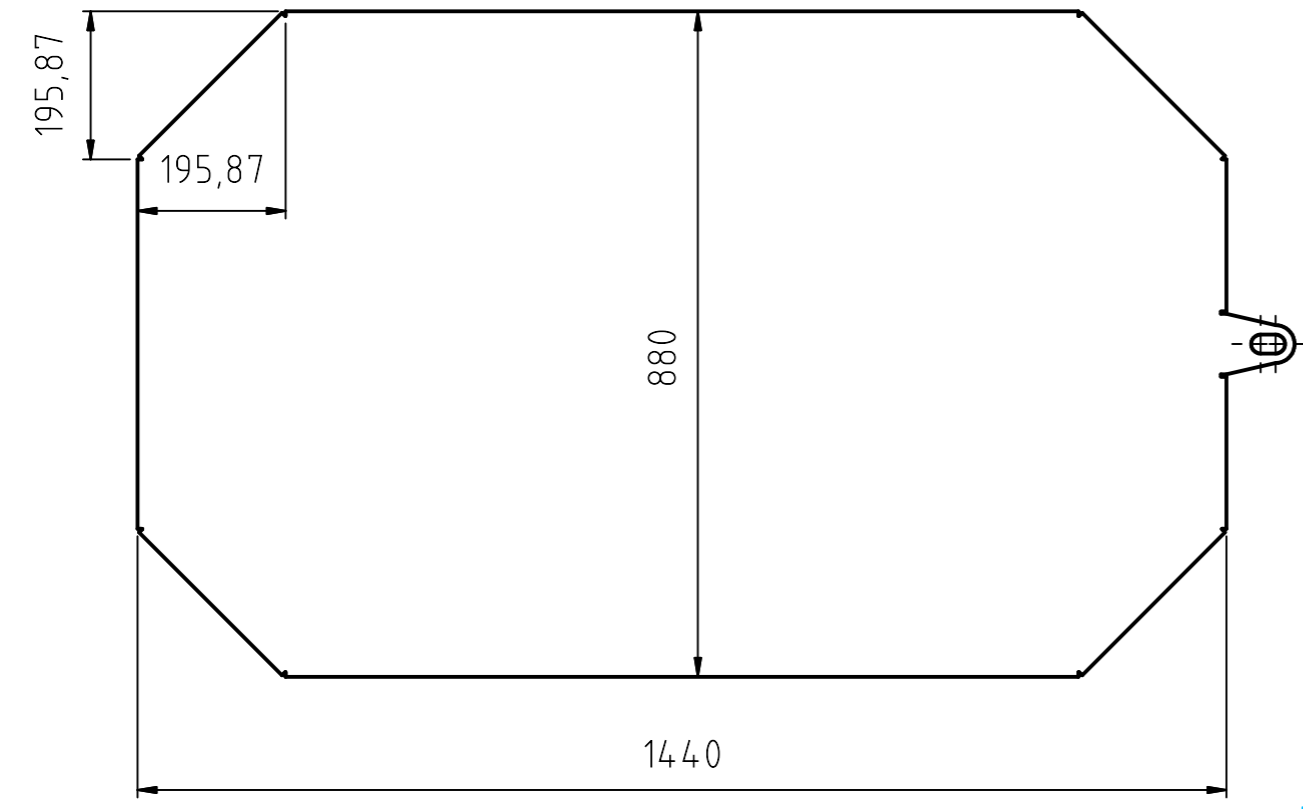
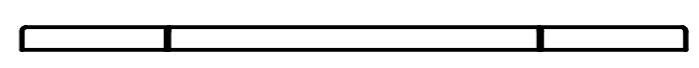
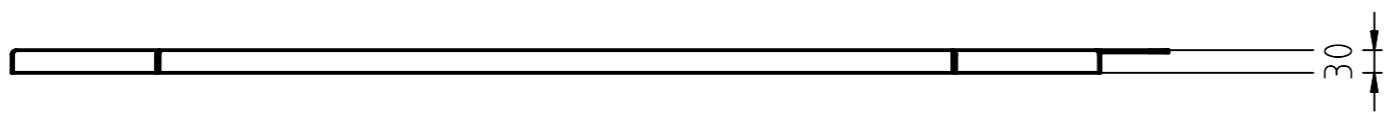
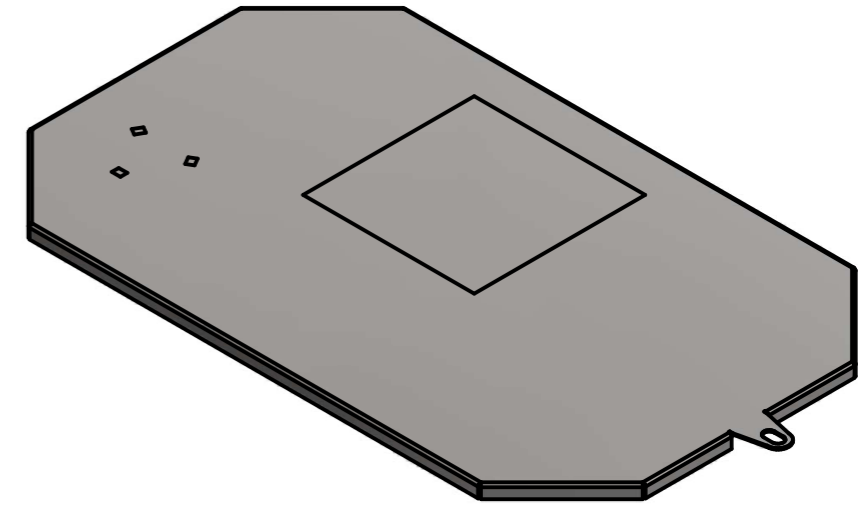
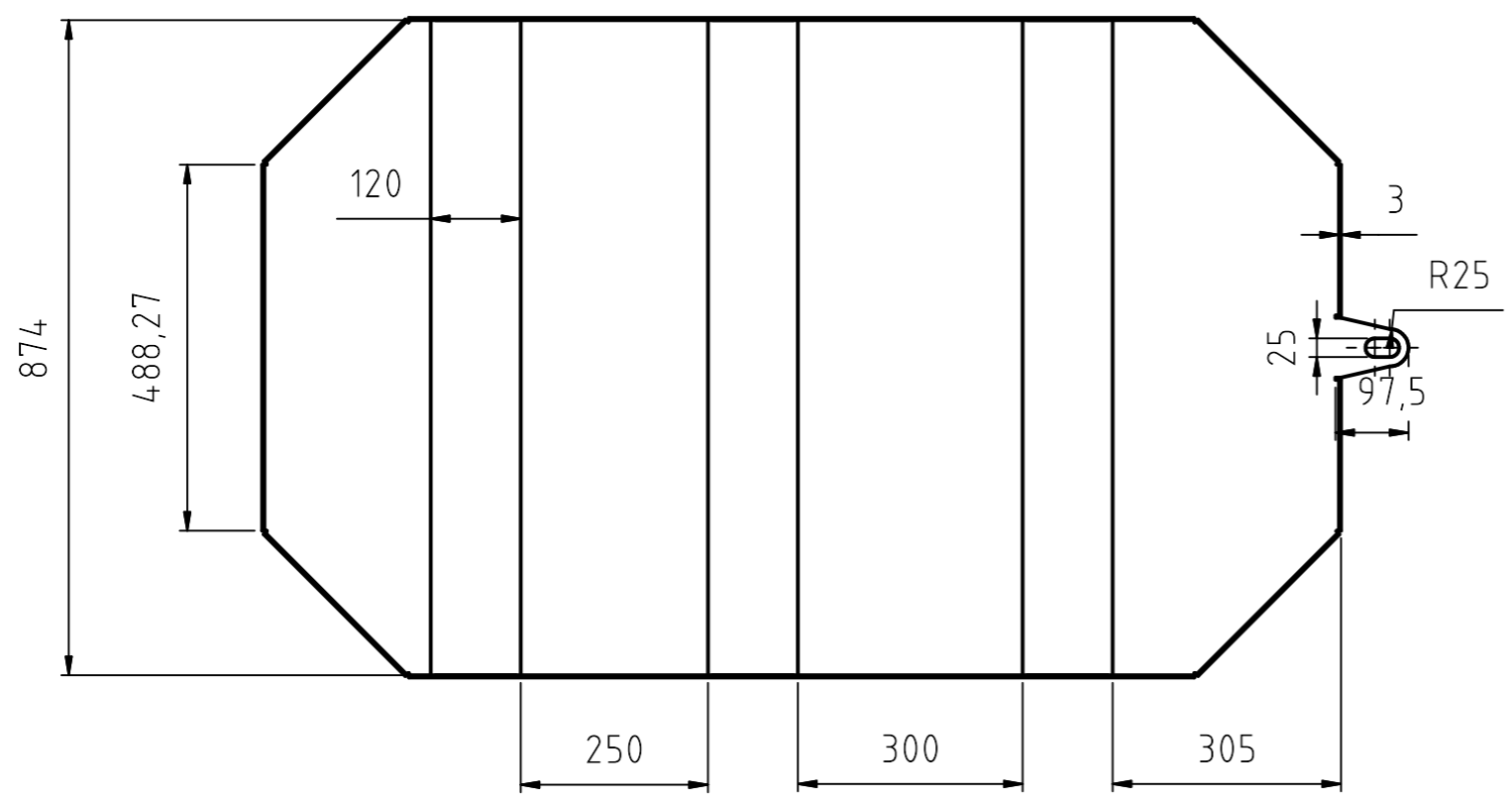
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:25
SIZE	Estrutura da Central Transcritica		
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV	DWG NO	-	
CONTRACT NO	-		

---

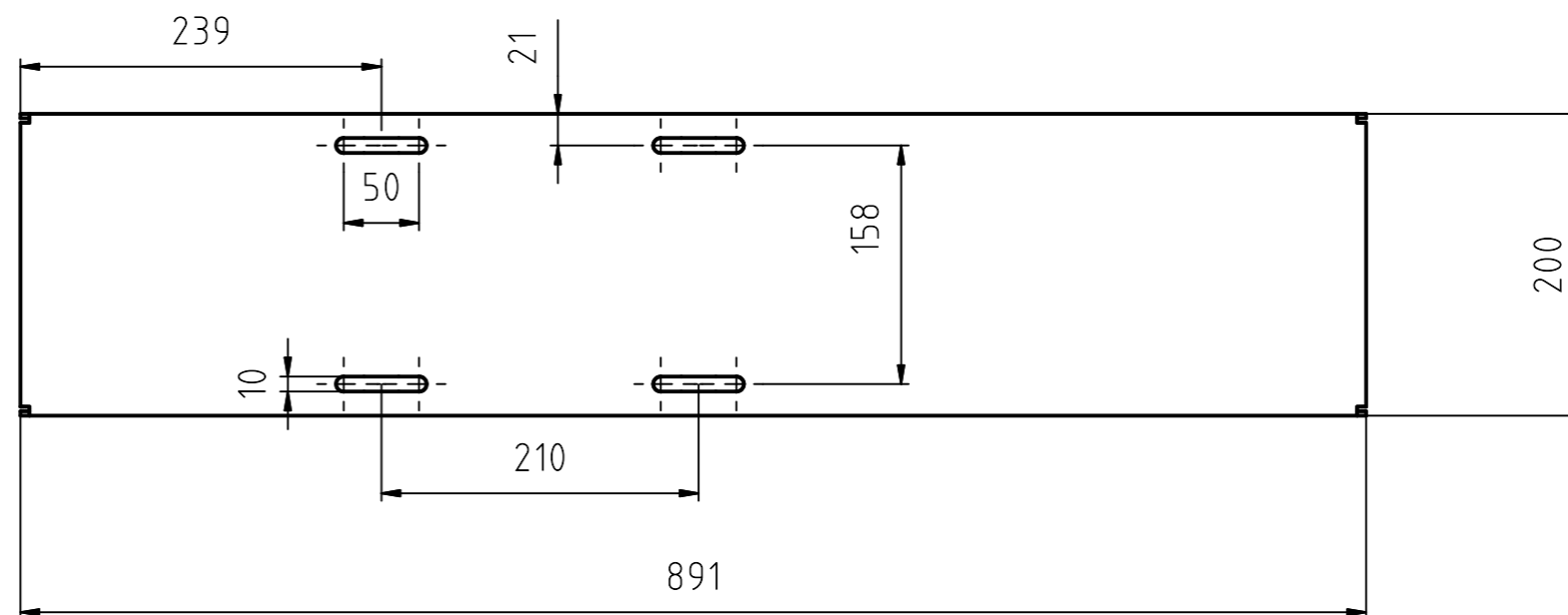
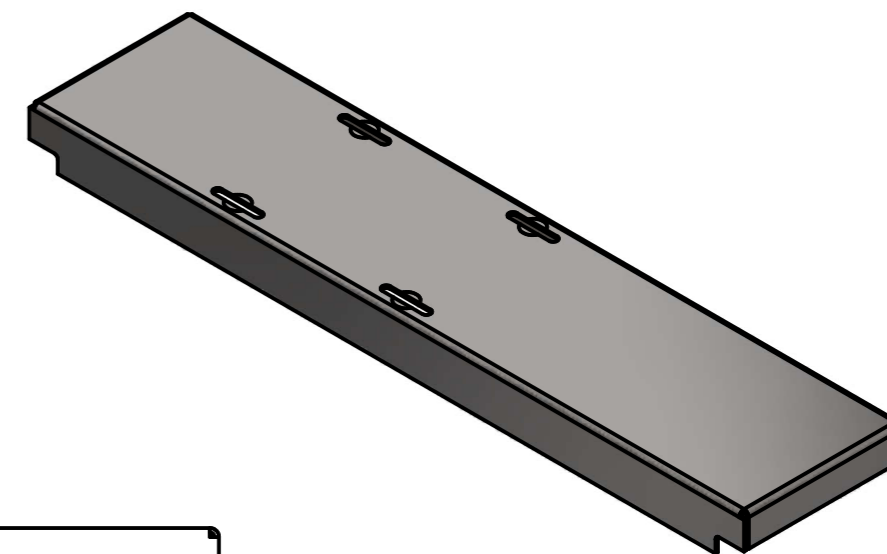
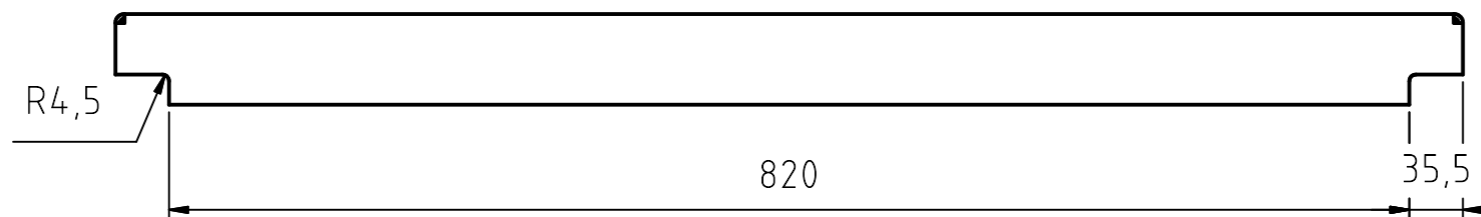
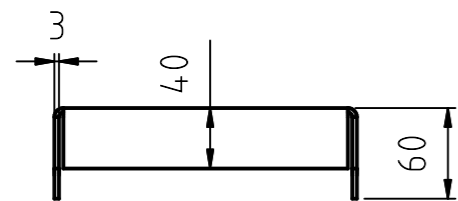
## 7.2 ANEXO 2: Desenhos da Estrutura Central Transcrítica Otimizada



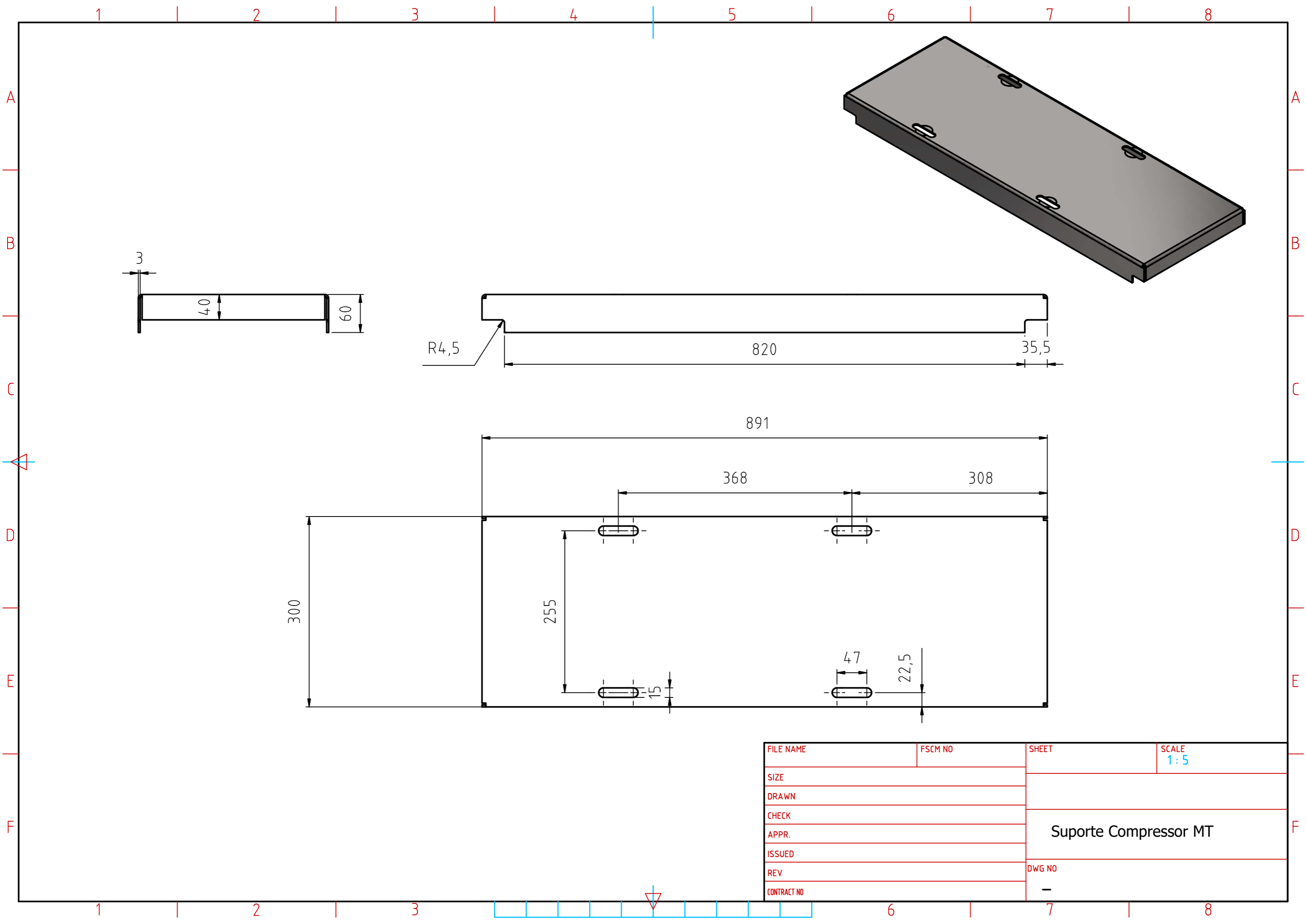
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:25
SIZE			
DRAWN			
CHECK			
APPR.	Estrutura da Central Transcrita Otimizada		
ISSUED			
REV	DWG NO		
CONTRACT NO	-		



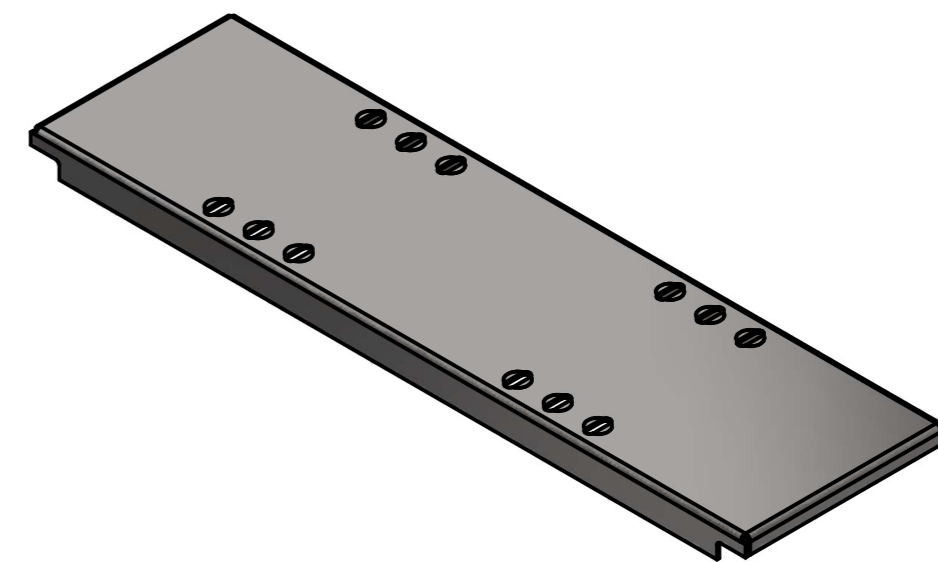
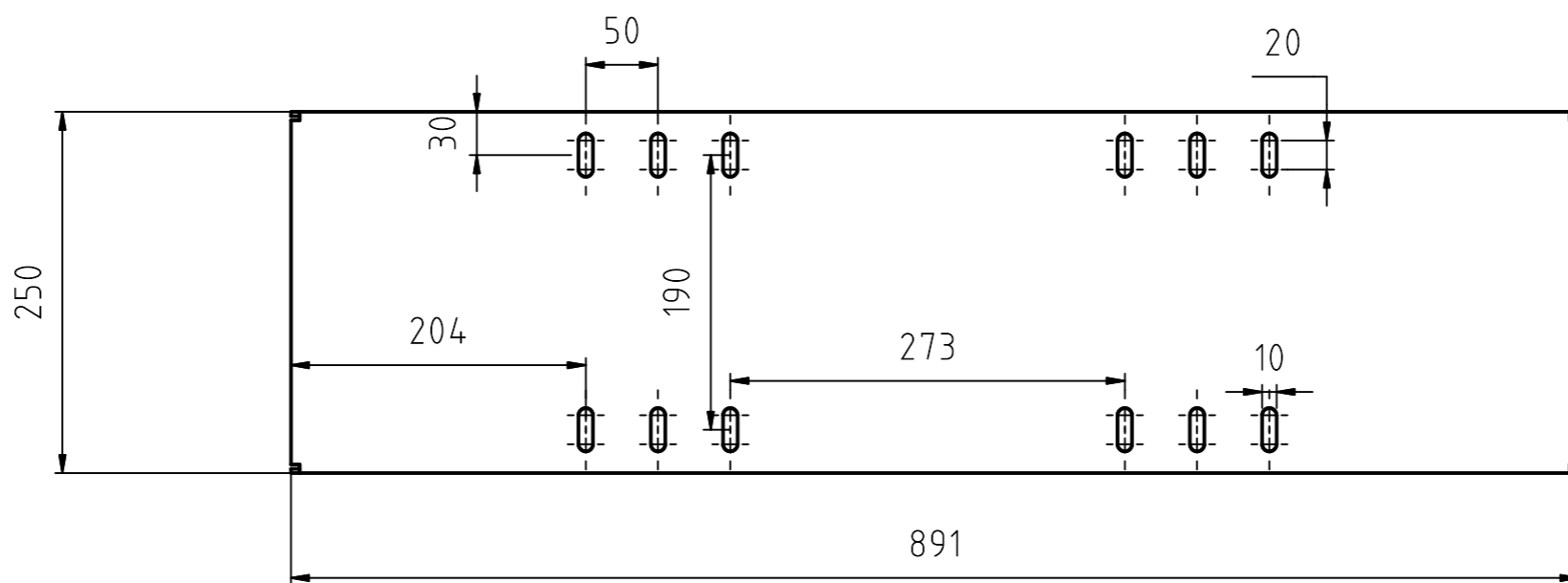
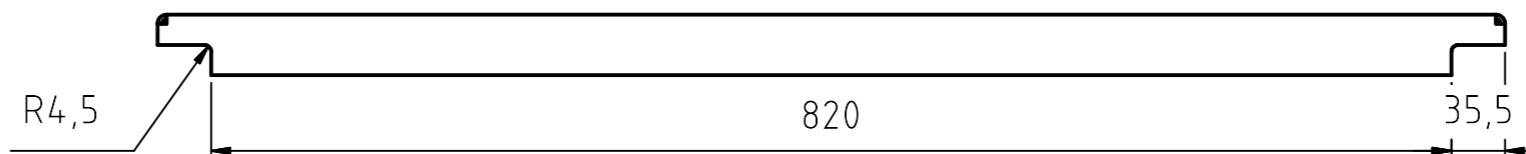
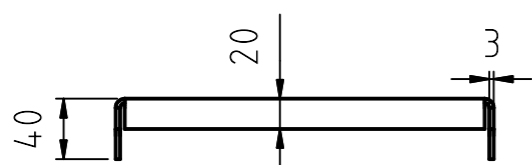
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:10
SIZE	Chapa de suporte do depósito		
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV	DWG NO	-	
CONTRACT NO			



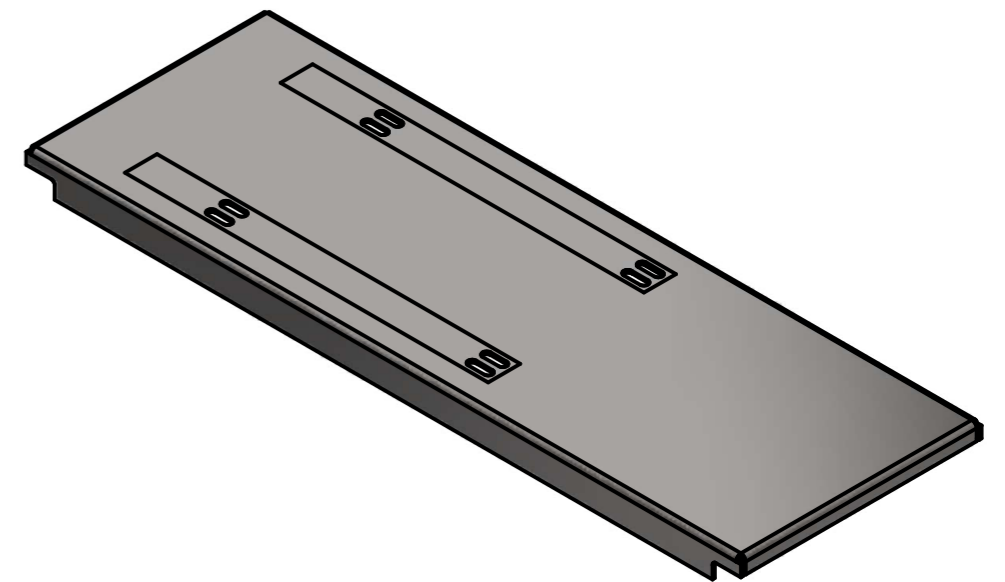
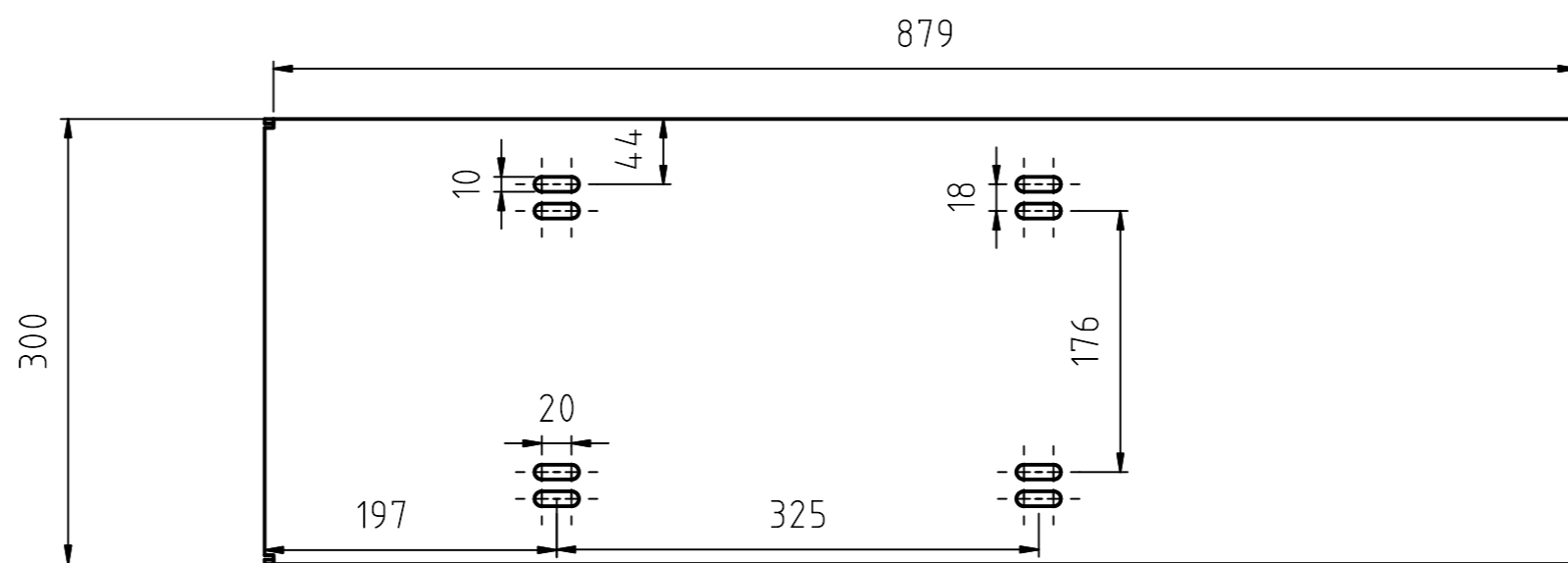
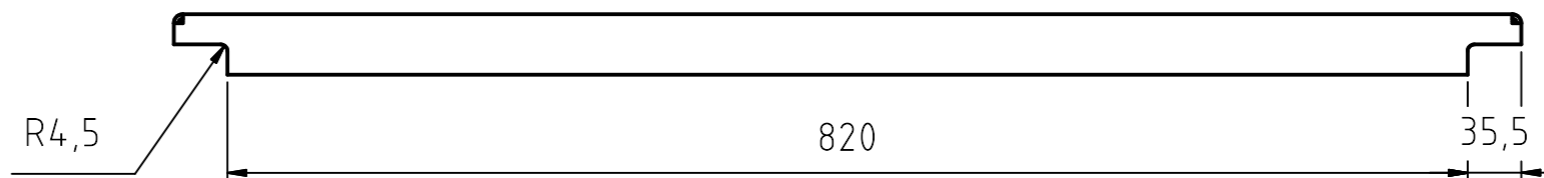
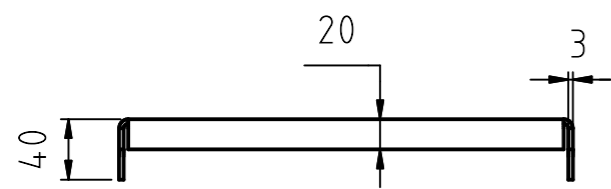
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:5
SIZE		Suporte Compressor BT	
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV		DWG NO	
CONTRACT NO			-



FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:5
SIZE	Suporte Compressor MT		
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV	DWG NO	-	
CONTRACT NO	-		



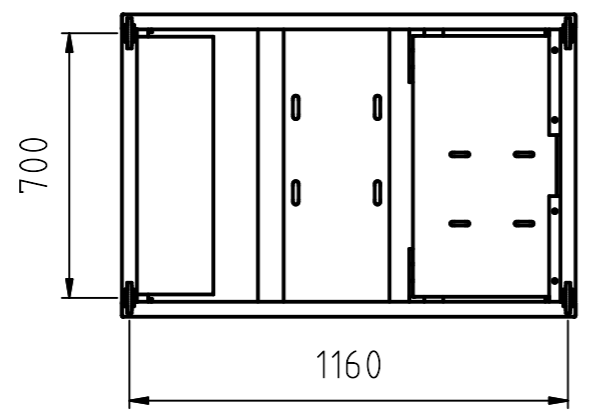
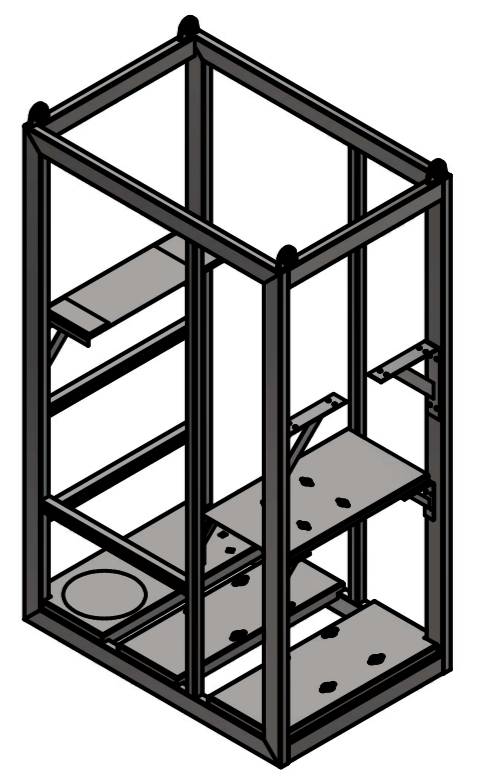
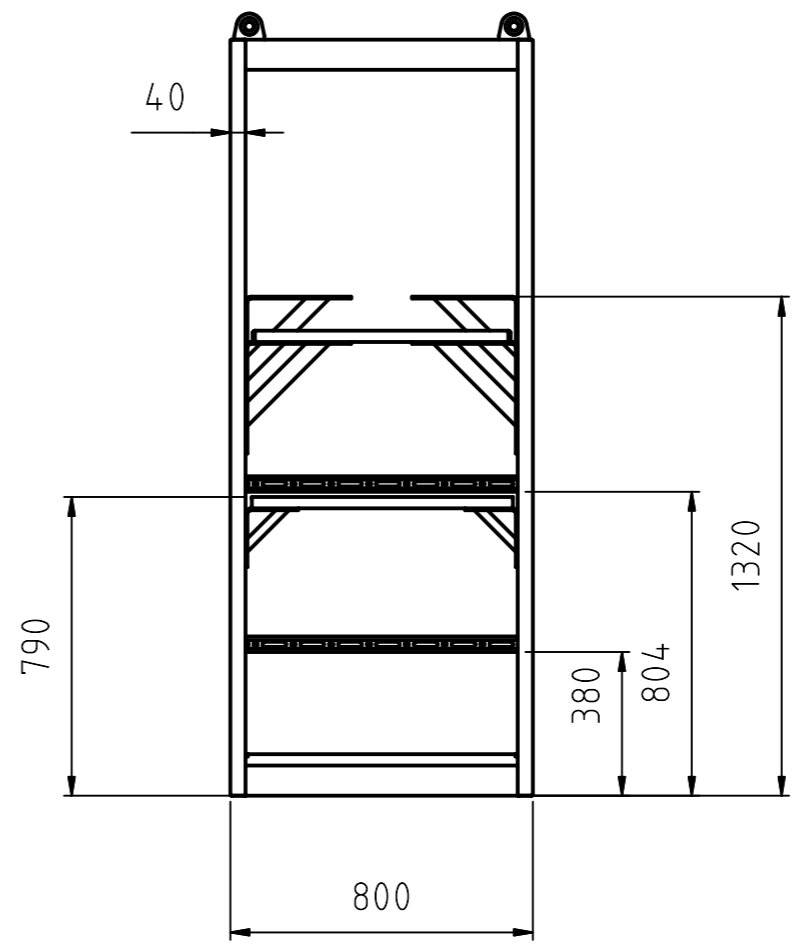
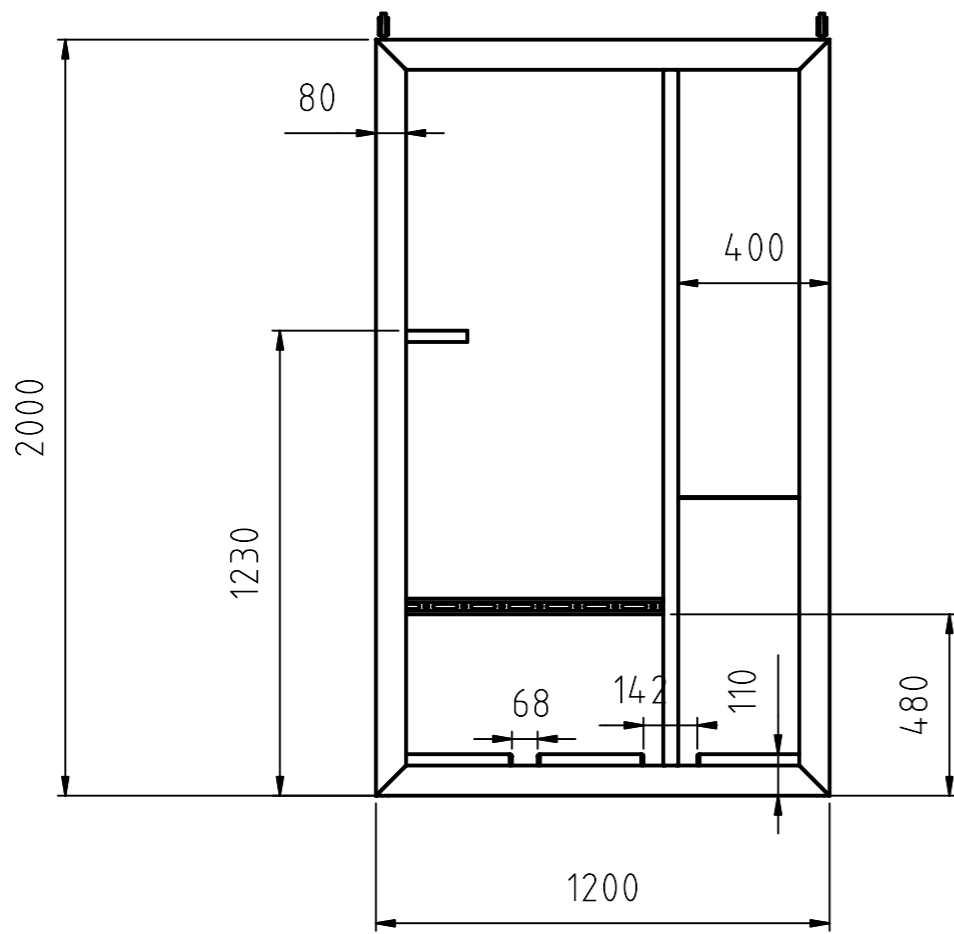
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:5
SIZE		Suporte dos permutadores	
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV		DWG NO	
CONTRACT NO			-



FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:5
SIZE			
DRAWN			
CHECK			
APPR.		Suporte Grupo de Emergência	
ISSUED			
REV		DWG NO	
CONTRACT NO		-	

---

### 7.3 ANEXO 3: Desenhos da Estrutura da Central Transcrítica Compacta



FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:20
SIZE	Estrutura da Central Compacta		
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV	DWG NO	-	
CONTRACT NO	-		

1 2 3 4 5 6 7 8

A A

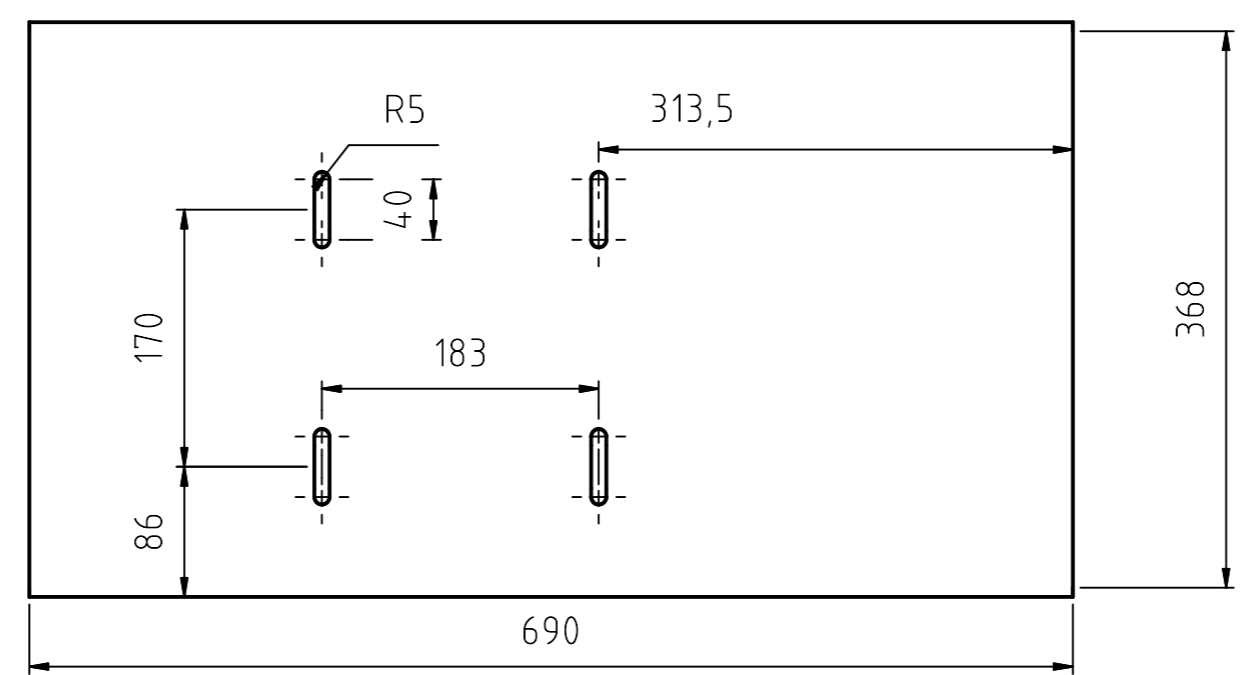
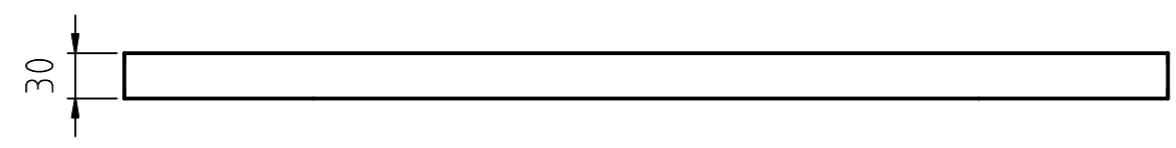
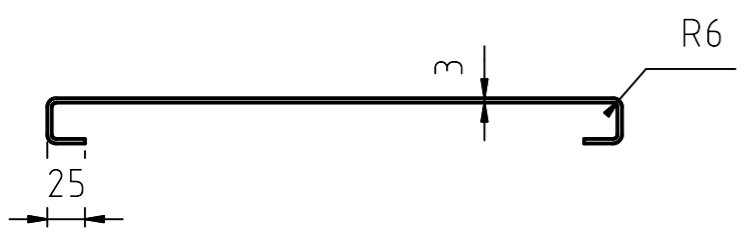
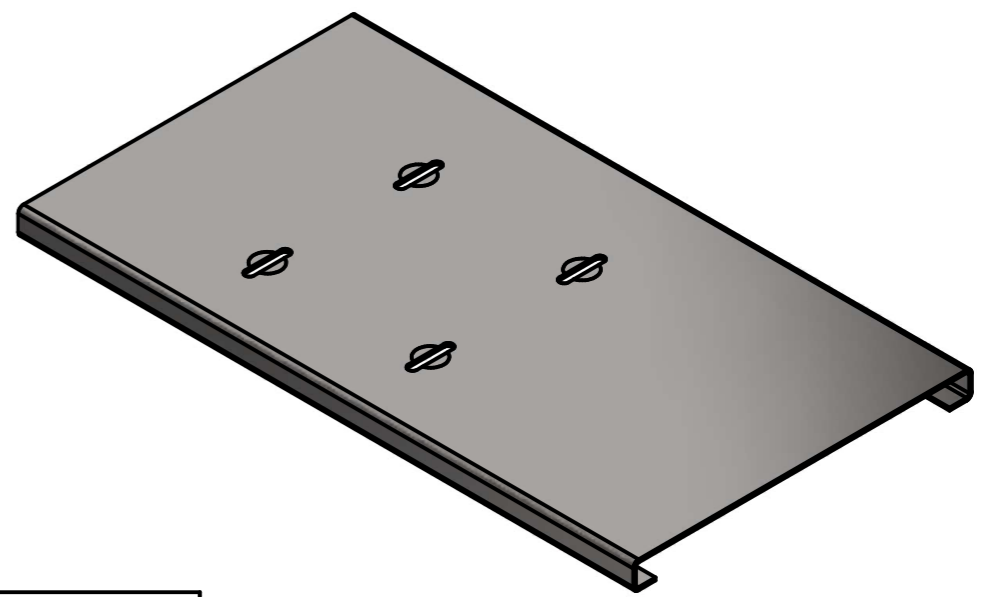
B B

C C

D D

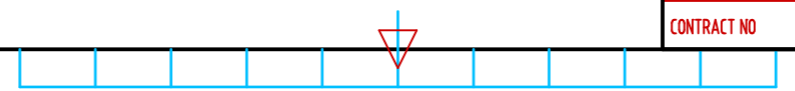
E E

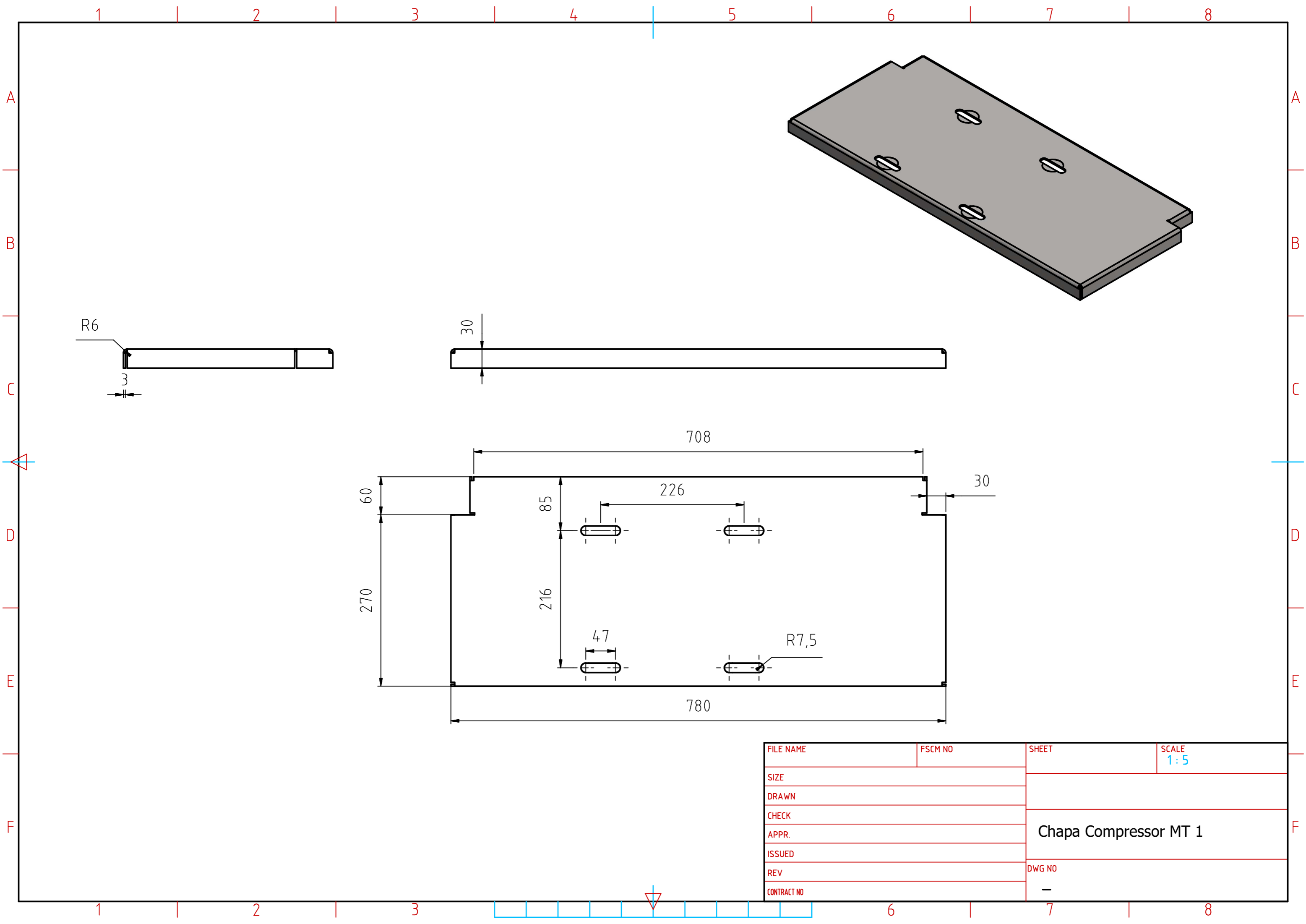
F F



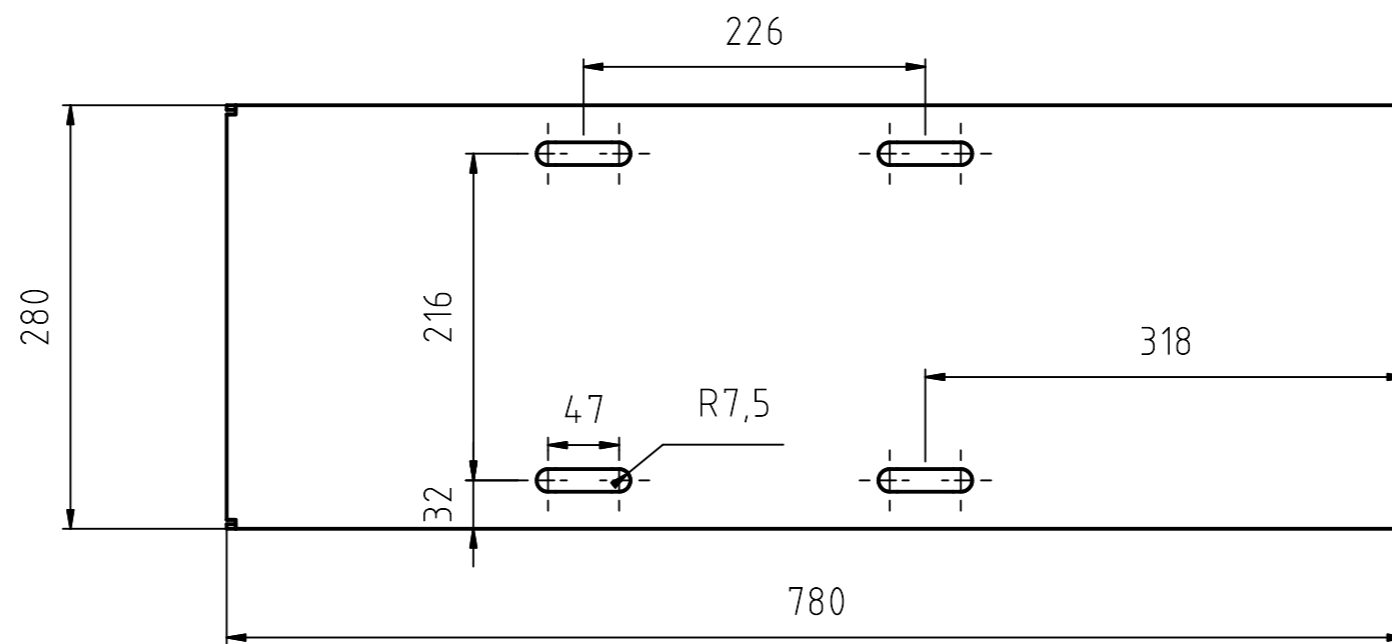
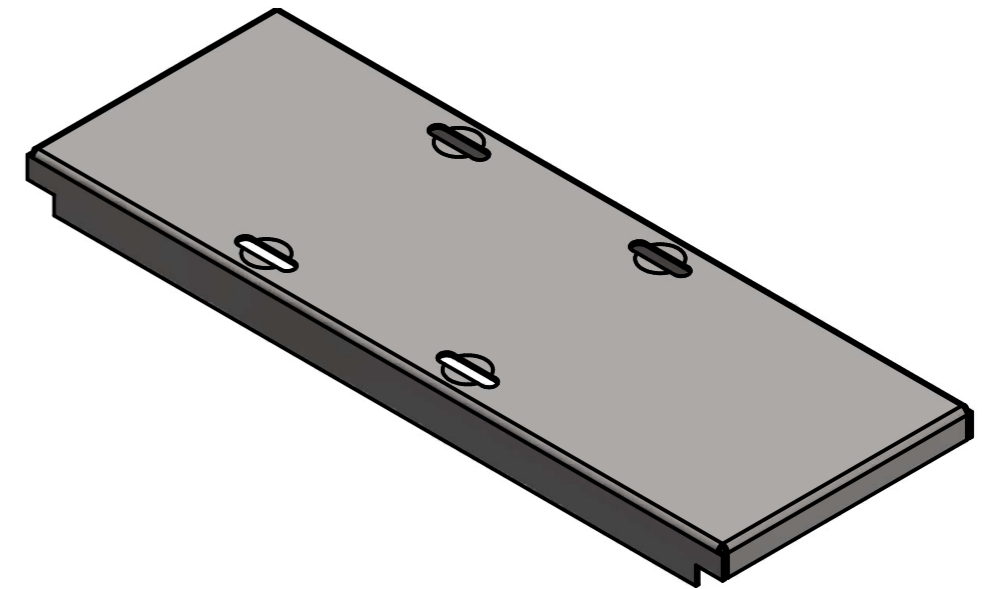
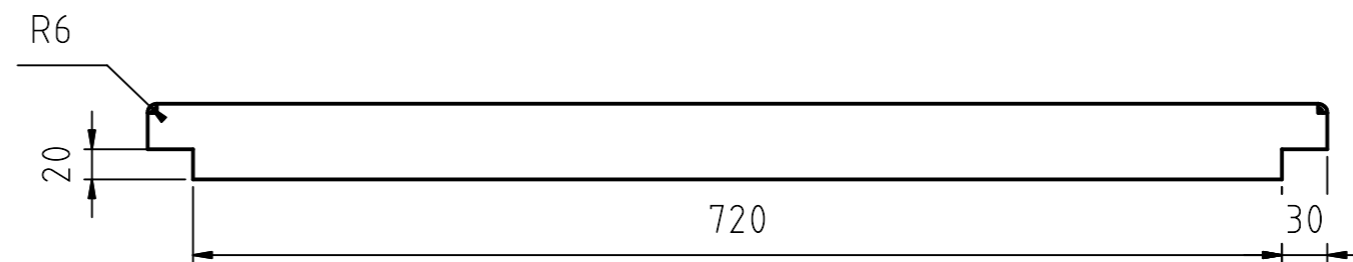
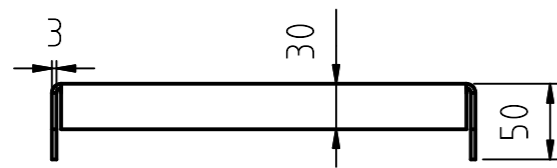
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:5
SIZE	Chapa Compressor BT		
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV	DWG NO	-	
CONTRACT NO			

1 2 3 4 5 6 7 8





FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:5
SIZE		Chapa Compressor MT 1	
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV		DWG NO	
CONTRACT NO			-



FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:5
SIZE			
DRAWN			
CHECK			
APPR.	Chapa Compressor MT 2		
ISSUED			
REV	DWG NO		
CONTRACT NO	-		

1 2 3 4 5 6 7 8

A

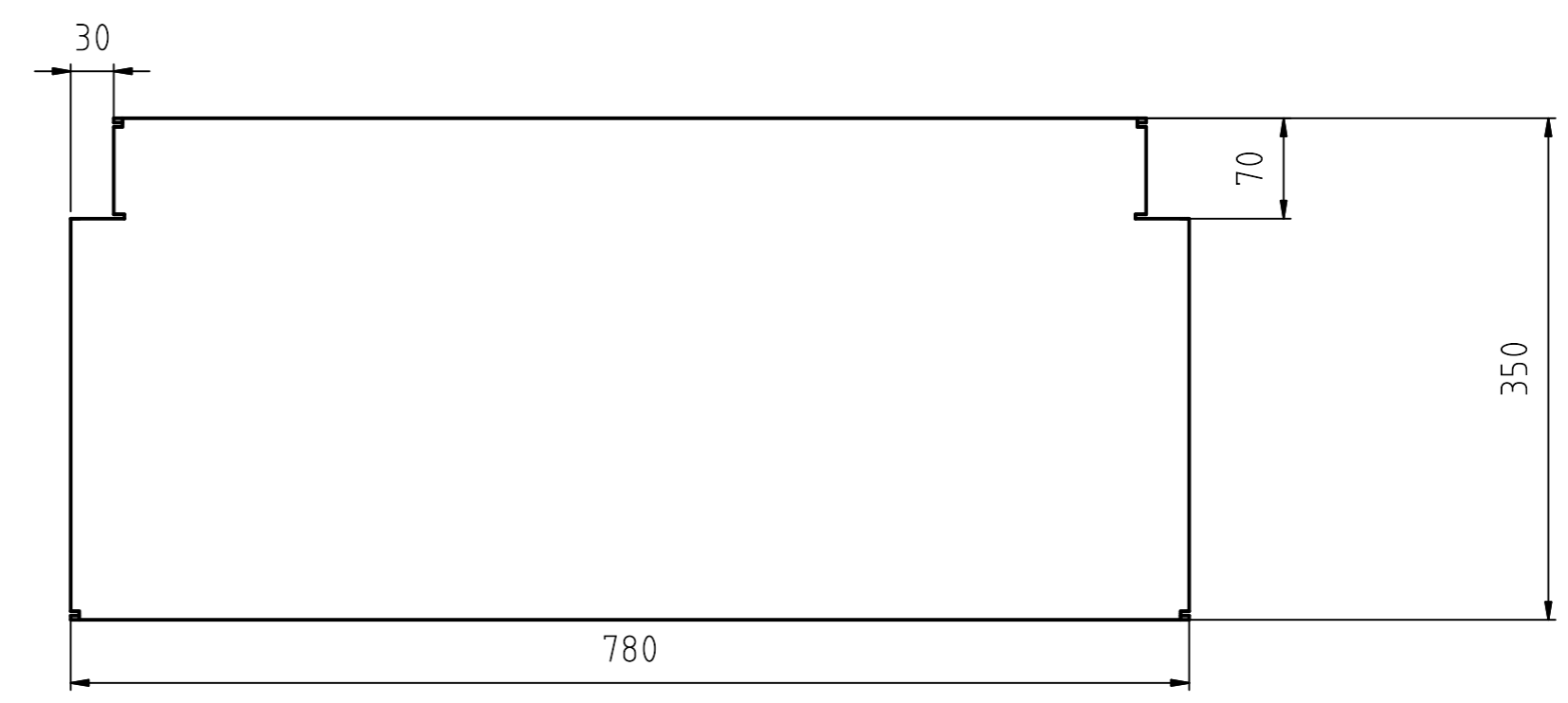
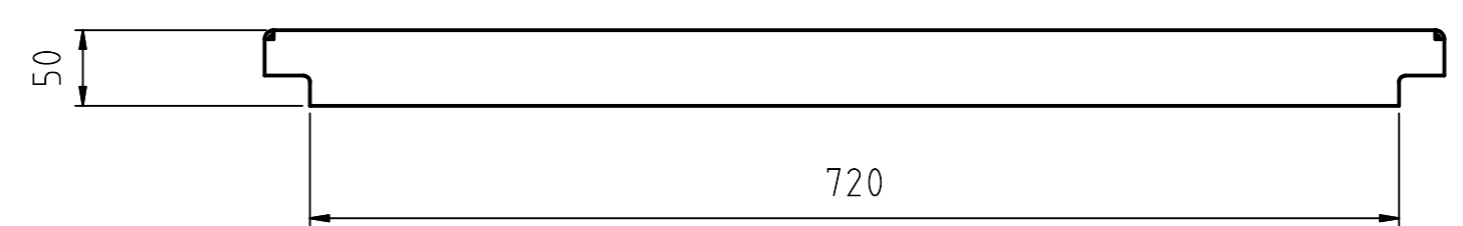
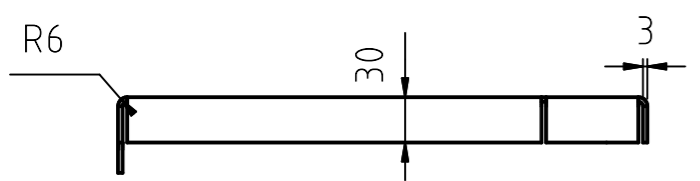
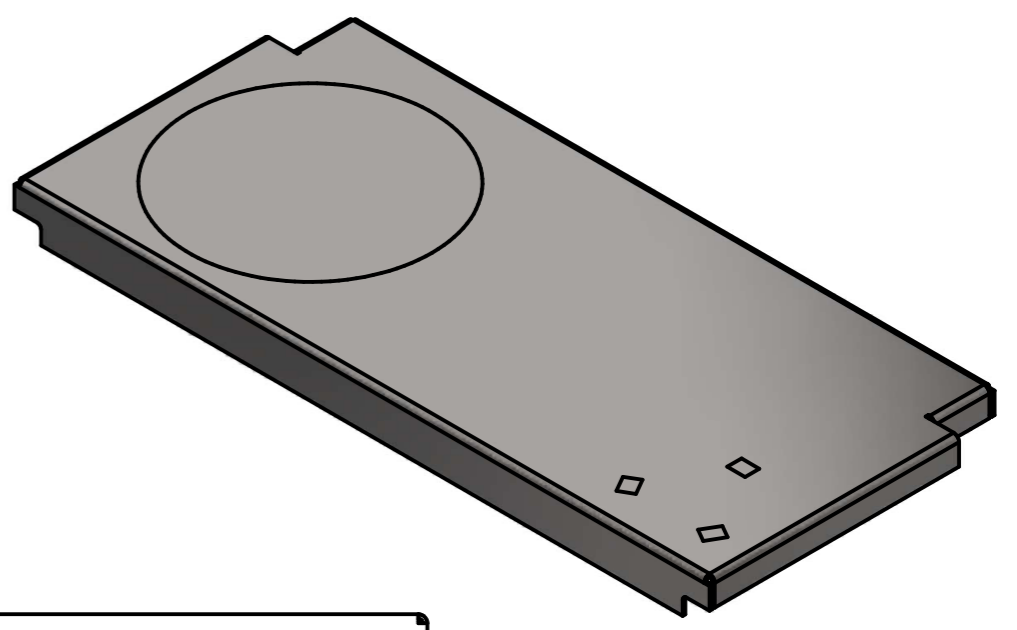
B

C

D

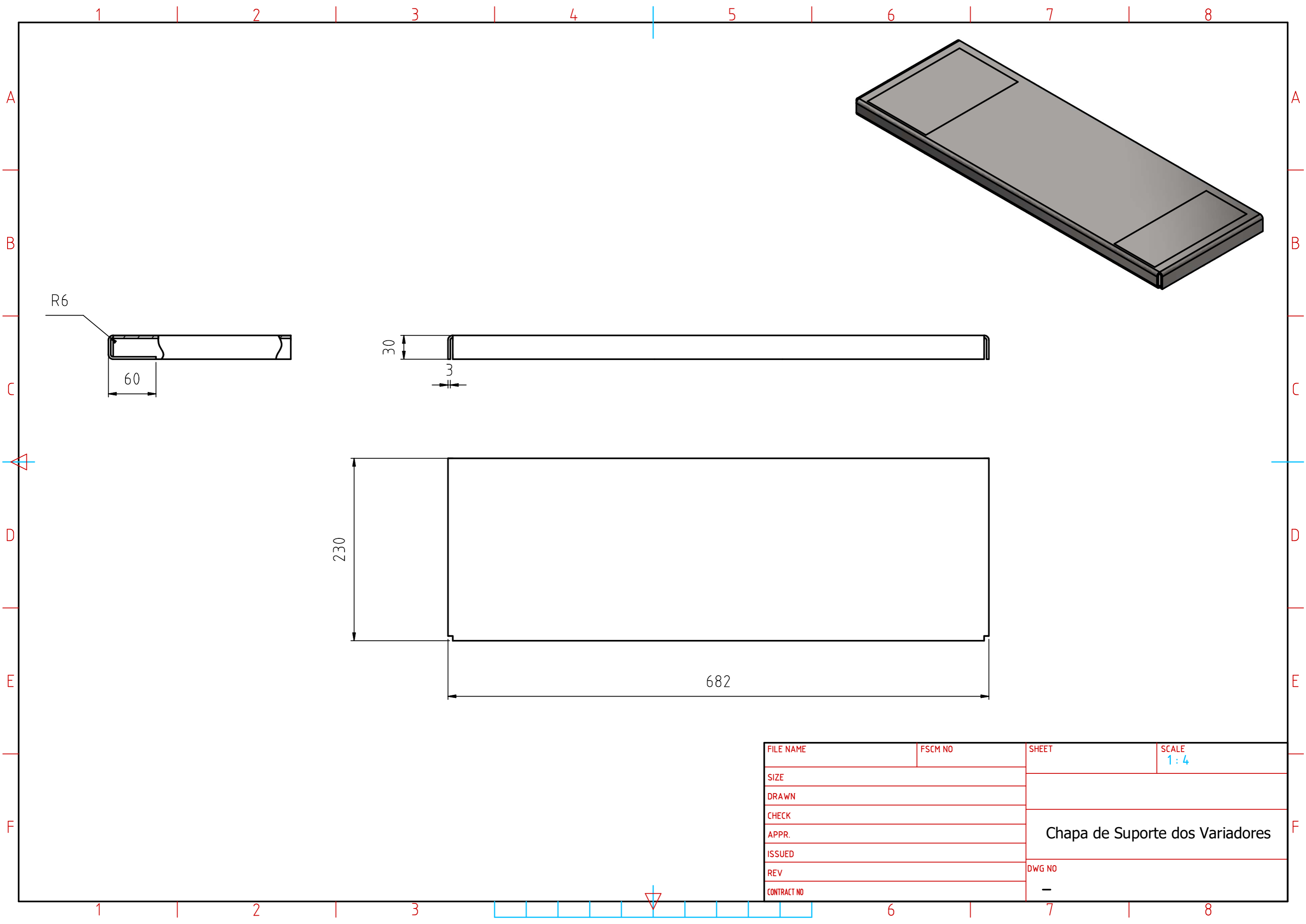
E

F



FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:5
SIZE		Chapa de Suporte Principal	
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV		DWG NO	
CONTRACT NO			-

1 2 3 4 5 6 7 8



FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:4
SIZE	Chapa de Suporte dos Variadores		
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV	DWG NO	-	
CONTRACT NO			

---

## 7.4 ANEXO 4: Tubagem da Central Transcrítica Compacta

