



**João Pedro Alves  
Pássaro**

**Desenvolvimento e Otimização de  
um Sistema de Coleta Térmica  
Aplicado a Painéis Solares do Tipo  
PV/T**

Orientadores:

Doutor Luís Coelho - EST Setúbal (IPS)

Doutor António Joyce - LNEG

Dissertação submetida como requisito parcial para  
obtenção do grau de **Mestre em Energia**

**Júri**

*Presidente* Doutor, Paulo Fontes, EST Setúbal - IPS

*Orientador* Doutor, Luís Coelho, EST Setúbal - IPS

*Arguente* Investigador Principal, João Farinha Mendes  
- LNEG

Fevereiro 2015

## RESUMO

Nesta dissertação procura-se estudar, compreender e otimizar o funcionamento de colectores solares que recorrem a tubos de calor para a produção de calor e consequentemente para aquecimento de águas quentes sanitárias (AQS). Nessa mesma linha de raciocínio procurar-se-á compreender o funcionamento dos tubos de calor de modo a que seja possível usufruir ao máximo das suas capacidades de transferência de calor para o efeito desejado. Este trabalho tem em vista uma aplicação posterior para um sistema de painéis híbridos térmicos e fotovoltaicos (PV/T) para a produção tanto de calor como de electricidade para edifícios.

Para a análise do funcionamento dos componentes recorreu-se tanto a ferramentas de computação de dinâmica de fluidos (CFD) para criação de modelos de simulação com diferentes geometrias, bem como a ensaios laboratoriais de tubos de calor e cabeçotes dos colectores, com equipamentos de medição e recolha de dados. Com o tratamento e introdução dos dados relevantes no modelo de computação é possível apresentar um modelo de colectores com uma geometria que permite uma melhor captação de calor para produzir AQS.

Os resultados indicam que, apesar da geometria clássica aplicada em cabeçotes dos colectores típicos, há geometrias com uma maior capacidade de transferência de calor que permitem melhorar consideravelmente o desempenho dos sistemas de colectores que utilizam *heatpipes*.

Palavras-Chave: Tubos de calor, cabeçote, geotermia, simulação, cálculo numérico, CFD.

## **ABSTRACT**

This dissertation is meant to study, understand and optimize how a solar collectors operating with heat pipes works for heat production. Following that line of thought, it will be researched how heat pipes work in order to take advantage of their heat transferring abilities for the desired effect. This work is meant for a possible future application in hybrid system with photovoltaic and thermal solar collectors (PV/T) in order to produce both heat and electricity for buildings.

To analyse the behaviour of an heat pipe based solar collector computational fluid mechanics (CFD was used for simulating different geometries. Data from experimental lab tests using heat pipes and a collector manifold was used in CFD simulation models. Diferent geometries of the manifold were used in order to obtain optimize DHW production.

The results showed that significant improvements on the performance of the system can be achieved for other geometries than tradicional manifold design

**Key-Words:** Heat pipes, collection manifold, geometry, simulation, numeric calculation, CFD.

## **AGRADECIMENTOS**

Embora o presente documento seja apresentado como o resultado de um trabalho individual, não seria possível sem o apoio e incentivo de várias pessoas.

Deste modo, fica o meu mais sincero agradecimento:

Ao Professor e Orientador de projecto Luís Manuel Rodrigues Coelho da Escola Superior de Tecnologia de Setúbal, por toda a disponibilidade demonstrada, úteis esclarecimentos, sugestões e conhecimentos transmitidos e ainda pela ajuda no desenvolvimento dos conhecimentos para os modelos numéricos aqui apresentados, chave para o desenvolvimento deste trabalho;

Ao Professor e Orientador António Joyce do LNEG pelas sugestões, transmissão de conhecimentos e orientação no decorrer dos ensaios e modelos laboratoriais, os quais foram a base necessária para a construção do modelo numérico;

Ao Eng.º David Loureiro do LNEG um especial agradecimento pela disponibilidade, sugestões e ajuda na construção do modelo experimental;

A todos os meus amigos e colegas que directa ou indirectamente contribuíram para a finalização deste trabalho e que me incentivaram;

Aos meus pais, pelo apoio constante, em todos os sentidos, ao longo do meu percurso académico e para a concretização e conclusão deste trabalho.

# ÍNDICE

RESUMO .....	I
ABSTRACT .....	II
AGRADECIMENTOS .....	III
ÍNDICE.....	IV
LISTA DE FIGURAS .....	VI
LISTA DE TABELAS .....	XII
NOMENCLATURA.....	XVIII
1 Introdução.....	1
1.1 Enquadramento .....	1
1.2 Âmbito e Motivação .....	4
1.3 Objectivos .....	5
1.4 Estrutura da Dissertação .....	5
2 Revisão Bibliográfica.....	7
2.1 Tubos de Calor.....	7
2.1.1 Estrutura, desenho e construção .....	7
2.1.2 Termossifões.....	9
2.1.3 Transferência de calor .....	9
2.1.4 Aplicações .....	10
2.1.5 Limitações .....	13
2.2 Tubos de Vácuo .....	13
2.3 Painéis Solares Híbridos .....	14
2.3.1 Tipos de Sistemas PV/T .....	15
2.4 Mecânica dos Fluidos Computacional.....	16
2.4.1 Metodologias Possíveis .....	17
2.4.2 Métodos de discretização.....	18
2.4.3 Modelos de Turbulência .....	19
3 Equipamento Experimental e Modelo Numérico.....	22
3.1 Componentes do Modelo Experimental .....	22
3.1.1 Cabecote .....	22
3.1.2 Tubo de calor .....	22
3.2 Equipamento de recolha de dados .....	23

3.3	Sensores de temperatura .....	24
3.3.1	Tipos de Termopares .....	25
3.4	Controlo de Potência.....	25
3.5	<i>Software</i> de Simulação - <i>FLUENT</i> .....	26
3.5.1	Generalidades .....	26
3.5.2	Concepção dos projectos .....	29
3.5.3	Malhas Numéricas .....	33
3.5.4	Considerações teóricas do <i>FLUENT</i> .....	38
4	Metodologia .....	44
4.1	Metodologia Experimental .....	44
4.1.1	Modelo Experimental .....	45
4.2	Metodologia da Simulação Numérica.....	54
4.2.1	Modelos Informáticos Iniciais de Simulação .....	54
5	Desenvolvimento e Análise de Resultados .....	77
5.1	Resultados da Metodologia Experimental .....	77
5.1.1	Teste Individual Horizontal do Tubo de calor.....	77
5.1.2	Teste Tubo de calor com Cabeçote Acoplado .....	83
5.1.3	Teste de Inclinação do Tubo de calor a Potência Constante .....	89
5.1.4	Teste da Inclinação Constante com Variação de Potência .....	93
5.2	Resultados Numéricos .....	99
6	Conclusões .....	163
7	Desenvolvimentos Futuros.....	165
	Referências .....	165
	Referências Imagens.....	168
	ANEXOS	

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Representação de um tubo de calor. [1].....	7
Figura 2.2 Exemplo de um tubo de vácuo.[2] .....	14
Figura 2.3 – Exemplo de um painel solar híbrido.[3].....	15
Figura 2.4 – Exemplo de placa térmica com tubagem.[4].....	16
Figura 2.5 – Exemplo de placa fotovoltaica combinada com tubo de calor.[5] .....	16
Figura 3.1 – Imagem do cabeçote utilizado neste trabalho. ....	22
Figura 3.2 – Exemplo de um tubo de calor utilizado num dos ensaios efectuados. ....	23
Figura 3.3 – <i>Mainframe</i> e <i>slot</i> utilizadas nos ensaios experimentais com as ligações aos sensores de temperatura.....	24
Figura 3.4 – Auto-rectificador utilizado nos ensaios.....	26
Figura 3.5 – Fases de trabalho numa análise CFD. [6] .....	28
Figura 3.6 – Escala e gama de valores para a <i>Skewness</i> – indicador da qualidade da malha gerada. [7] .....	29
Figura 3.7 – Modelos de turbulência disponíveis no <i>FLUENT</i> . [6] .....	33
Figura 3.8 – Exemplos das células bidimensionais.[8] .....	34
Figura 3.9 – Exemplos das células tridimensionais.[8] .....	35
Figura 3.10 – Exemplo de uma malha estruturada. [8] .....	35
Figura 3.11 - Exemplo de uma malha não estruturada. [8] .....	36
Figura 4.1 – Protótipo estudado com três orifícios de encaixe para tubos de calor.....	44
Figura 4.2 – Resistência eléctrica colocada no fundo do tubo de calor.....	46
Figura 4.3 – Posicionamento dos sensores ao longo do tubo de calor. ....	46
Figura 4.4 – Foto dos sensores colocados no tubo de calor. ....	46
Figura 4.5 – Primeiro modelo de teste do tubo de calor.....	47
Figura 4.6 – Cabeçote com sensores de temperatura à entrada (azul) e saída (verde) ...	48
Figura 4.7 – Cabeçote e tubo de calor acoplados sem isolamento. ....	48
Figura 4.8 – Tubo de calor acoplado e isolado.....	49
Figura 4.9 – Cabeçote com tubo de calor acoplado e isolado. ....	49
Figura 4.10 – Resistência Eléctrica no tubo de calor. ....	50
Figura 4.11 – Conjunto cabeçote-tubo de calor com isolamento de cortiça e polietileno de baixa densidade.....	51
Figura 4.12 – Esquemática do tubo de calor com os respectivos sensores e o cabeçote acoplado.....	52

Figura 4.13 – Teste de inclinação com o tubo de calor testado a 90°.....	53
Figura 4.14 – Geometria Original.....	55
Figura 4.15 – Geometria 2.....	56
Figura 4.16 – Geometria 3.....	56
Figura 4.17 – Geometria 4.....	57
Figura 4.18 - Geometria 5.....	57
Figura 4.19 – Geometria 6.....	58
Figura 4.20 – Geometria 7.....	58
Figura 4.21 – <i>Workbench</i> da <i>ANSYS</i> indicando a função <i>Geometry</i> . ....	60
Figura 4.22 – Exemplo de desenho 3D previa à sua inserção e processamento no <i>Design Builder</i> . ....	61
Figura 4.23 – <i>Geometry : Design Builder</i> apresentando a geometria já processada, tratada e pronta para a construção da malha. ....	61
Figura 4.24 – Apresentação de uma malha gerada na função “ <i>Mesh</i> ”.....	62
Figura 4.25 – Corte da geometria mostrando em pormenor um exemplo de malha com células 3D tetraédricas e uma malha não estruturada.....	63
Figura 4.26 – Selecção dos modelos para a simulação.....	64
Figura 4.27 Exemplo das condições fronteira dos tubos de calor, uma temperatura de 353K neste caso. ....	65
Figura 4.28 – Selecção das condições fronteira da parede interna em contacto com o fluido, coeficiente de transferência de calor de 20 [W/m <sup>2</sup> K].....	66
Figura 4.29 – Selecção das condições fronteira da entrada de caudal do fluido, 0,042 kg/s. ....	66
Figura 4.30 – Selecção das condições fronteira da saída de caudal, com uma pressão relativa de saída de 0 pascal (pressão relativa).....	67
Figura 4.31 – Exemplo dos factores de relaxação. ....	68
Figura 4.32 – Exemplo imagem com gradiente de temperatura resultante dos dados da simulação. ....	69
Figura 4.33 – Geometria original para aplicação prática.....	70
Figura 4.34 – Geometria com características intermédias.....	70
Figura 4.35 – Geometria optimizada para aplicação prática. ....	71
Figura 4.36 – Figura apresentando a evolução das temperaturas ao longo do escoamento nos tubos de calor na geometria original. ....	74
Figura 4.37 – Figura apresentando a evolução das temperaturas ao longo do escoamento nos tubos de calor na geometria optimizada.....	75



Figura 5.1 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 2,31 Watt.	78
Figura 5.2 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 9,23 Watt.	79
Figura 5.3 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 20,8 Watt.	79
Figura 5.4 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 37 Watt...	79
Figura 5.5 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 57,87 Watt.	80
Figura 5.6 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 83,8 Watt.	80
Figura 5.7 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 113,4 Watt.	81
Figura 5.8 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 148 Watt.	81
Figura 5.9 – Comportamento do Condensador.....	82
Figura 5.10 – Curva de funcionamento do condensador.....	83
Figura 5.11 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 1,85 Watt.	84
Figura 5.12 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 7,41 Watt.	85
Figura 5.13 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 16,7 Watt.	85
Figura 5.14 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 29,63 Watt.	86
Figura 5.15 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 46,3 Watt.	86
Figura 5.16 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 66,7 Watt.	87
Figura 5.17 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 90,7 Watt.	87
Figura 5.18 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 118,5 Watt.	88
Figura 5.19 – Comportamento do Condensador.....	89
Figura 5.20 – Curva de funcionamento do condensador.....	89
Figura 5.21 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 0°.....	90
Figura 5.22 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 30°.....	90

Figura 5.23 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 45°.....	91
Figura 5.24 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 60°.....	91
Figura 5.25 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 90°.....	92
Figura 5.26 – Influência da inclinação nas temperaturas. ....	92
Figura 5.27 – Potência 2,31 Watt com inclinação a 60°.....	94
Figura 5.28 – Potência 9,23 Watt com inclinação a 60°.....	94
Figura 5.29 – Potência 20,8 Watt com inclinação a 60°.....	95
Figura 5.30 – Potência 37 Watt com inclinação a 60°.....	95
Figura 5.31 – Potência 57,87 Watt com inclinação a 60°.....	96
Figura 5.32 – Potência 83,3 Watt com inclinação a 60°.....	96
Figura 5.33 – Potência 113,43 Watt com inclinação a 60°.....	97
Figura 5.34 – Potência 148 Watt com inclinação a 60°... <b>Erro! Marcador não definido.</b>	
Figura 5.35 – Comportamento do condensador com inclinação a 60° nos diferentes ensaios de potência. ....	98
Figura 5.36 – Linha de funcionamento do condensador com inclinação a 60°.....	98
Figura 5.37 – Conjunto das geometrias protótipo iniciais (Esquerda para a direita, 1ª linha, geometrias 1,2 e 3; centro, geometria 4; 3ª linha, geometrias 5,6 e 7).....	100
Figura 5.38 – Gráfico de temperaturas de saída e potência absorvida por cada uma das geometrias estudadas do cabeçote. ....	106
Figura 5.39 – Geometrias Finais. ....	108
Figura 5.40 – Geometrias simuladas; superior, geometria final 1; centro, geometria final 1,5 ou intermédia; inferior, geometria final 2.....	112
Figura 5.41 - Apresentação da velocidade em contexto de volume na geometria final 1. ....	124
Figura 5.42 - Apresentação da velocidade em contexto de volume na geometria final intermédia. ....	124
Figura 5.43 - Apresentação da velocidade em contexto de volume na geometria final 2. ....	125
Figura 5.44 – Velocidade de escoamento através de linhas de corrente na geometria final 1.....	125
Figura 5.45 – Velocidade de escoamento através de linhas de corrente na geometria final intermédia.....	126
Figura 5.46 – Velocidade de escoamento através de linhas de corrente na geometria final 2.....	126
Figura 5.47 – Velocidade de escoamento através de vetores na geometria final 1. ....	127

Figura 5.48 – Velocidade de escoamento através de vetores na geometria final intermédia.....	127
Figura 5.49 – Velocidade de escoamento através de vetores na geometria final 2. ....	128
Figura 5.50 - Apresentação temperatura em contexto de volume na geometria final 1. ....	128
Figura 5.51 - Apresentação temperatura em contexto de volume na geometria final intermédia.....	129
Figura 5.52 - Apresentação temperatura em contexto de volume na geometria final 2. ....	129
Figura 5.53 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano XZ na geometria final 1.....	130
Figura 5.54 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano XZ na geometria final intermédia.....	130
Figura 5.55 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano XZ na geometria final 2.....	131
Figura 5.56 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano YX na geometria final 1.....	131
Figura 5.57 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano YX na geometria final intermédia.....	132
Figura 5.58 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano YX na geometria final 2.....	132
Figura 5.59 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno da parede do cabeçote na geometria final 1.....	133
Figura 5.60 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno da parede do cabeçote na geometria final intermédia.....	133
Figura 5.61 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno da parede do cabeçote na geometria final 2.....	134
Figura 5.62 – Evolução das potências cedidas pelos tubos de calor ao longo do escoamento para cada caso simulado coma a geometria final 1.....	135
Figura 5.63 – Evolução das potências cedidas pelos tubos de calor ao longo do escoamento para cada caso simulado coma a geometria final intermédia.....	136
Figura 5.64 – Evolução das potências cedidas pelos tubos de calor ao longo do escoamento para cada caso simulado coma a geometria final 2.....	137
Figura 5.65 – Temperaturas médias de saída do cabeçote para cada caso e geometria.....	139
Figura 5.66 – Comparação gráfica das potências absorvidas para cada caso de simulação e para cada geometria.....	140

Figura 5.67 - Evolução das temperaturas médias de saída e potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente no Caso 1.....	158
Figura 5.68 - Evolução das temperaturas médias de saída e potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente no Caso 2.....	158
Figura 5.69 - Evolução das temperaturas médias de saída e potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente no Caso 3.....	159
Figura 5.70 - Evolução das temperaturas médias de saída e potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente no Caso 4.....	159
Figura 5.71 - Comparação das temperaturas médias de saída ao longo do tempo em todas as simulações transientes.....	160
Figura 5.72 - Comparação potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo em todas as simulações transientes.....	161

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Parâmetros por defeito para aplicações de CFD. [7] .....	31
Tabela 4.1 – Classificação dos tipos de “Named Selections” e respectivas funções na simulação. ....	62
Tabela 4.2 - Características do material (para o nível de temperaturas utilizado): .....	64
Tabela 4.3 – Exemplo da enumeração dos valores das condições fronteira estabelecidas para a geometria final 2. ....	65
Tabela 4.4 – Características das malhas das geometrias apresentadas. ....	72
Tabela 4.5 – Fluxo de calor em cada geometria. ....	73
Tabela 4.6 – Temperaturas resultantes dos fluxos de calor simulados [°C]. ....	74
Tabela 4.7 – Temperaturas dos tubos de calor em cada um dos quatro casos na geometria original [°C]. ....	75
Tabela 4.8 – Temperaturas dos tubos de calor em cada um dos quatro casos na geometria otimizada [°C]. ....	76
Tabela 5.1 – Tensão, intensidade de corrente e respectivas potências. ....	77
Tabela 5.2 - Tensões, intensidade de corrente e respectivas potências e caudal de água. ....	84
Tabela 5.3 - Tensão, intensidade de corrente e respectivas potências. ....	93
Tabela 5.4 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 1. ....	100
Tabela 5.5 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 1. ....	101
Tabela 5.6 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 1. ....	101
Tabela 5.7 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 2. ....	101
Tabela 5.8 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 2. ....	101
Tabela 5.9 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 2. ....	101
Tabela 5.10 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 3. ....	102
Tabela 5.11 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 3. ....	102
Tabela 5.12 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 3. ....	102
Tabela 5.13 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 4. ....	102
Tabela 5.14 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 4. ....	103
Tabela 5.15 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 4. ....	103
Tabela 5.16 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 5. ....	103

Tabela 5.17 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 5.....	103
Tabela 5.18 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 5.....	104
Tabela 5.19 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 6. .....	104
Tabela 5.20 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 6.....	104
Tabela 5.21 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 6.....	104
Tabela 5.22 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 7. .....	105
Tabela 5.23 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 7.....	105
Tabela 5.24 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 7.....	105
Tabela 5.25 – Temperatura de saída, potência absorvida, e área de permuta. ....	106
Tabela 5.26 – Aumento de potência percentual para cada geometria. ....	107
Tabela 5.27 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1. ....	109
Tabela 5.28 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1. ....	109
Tabela 5.29 – Temperaturas e potências dos tubos de calor com a geometria final 1.	109
Tabela 5.30 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2. ....	110
Tabela 5.31 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2. ....	110
Tabela 5.32 – Temperaturas e potências dos tubos de calor com a geometria final 2.	110
Tabela 5.33 – Aumento de potência percentual para cada geometria final. ....	111
Tabela 5.34 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1. ....	112
Tabela 5.35 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1. ....	112
Tabela 5.36 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 1. ....	113
Tabela 5.37 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1. ....	113
Tabela 5.38 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1. ....	113
Tabela 5.39 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 1. ....	114
Tabela 5.40 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1. ....	114
Tabela 5.41 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1. ....	114
Tabela 5.42 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 1. ....	114

Tabela 5.43 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1. ....	115
Tabela 5.44 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1. ....	115
Tabela 5.45 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 1. ....	115
Tabela 5.46 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final intermédia. ....	116
Tabela 5.47 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final intermédia. ...	116
Tabela 5.48 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final intermédia. ....	116
Tabela 5.49 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final intermédia. ....	117
Tabela 5.50 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final intermédia. ...	117
Tabela 5.51 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final intermédia. ....	117
Tabela 5.52 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final intermédia. ....	117
Tabela 5.53 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final intermédia. ...	117
Tabela 5.54 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final intermédia. ....	118
Tabela 5.55 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final intermédia. ....	118
Tabela 5.56 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final intermédia. ...	118
Tabela 5.57 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final intermédia. ....	119
Tabela 5.58 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2. ....	119
Tabela 5.59 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2. ....	119
Tabela 5.60 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 2. ....	120
Tabela 5.61 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2. ....	120
Tabela 5.62 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2. ....	120
Tabela 5.63 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 2. ....	121
Tabela 5.64 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2. ....	121
Tabela 5.65 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2. ....	121

Tabela 5.66 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 2. ....	122
Tabela 5.67 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2. ....	122
Tabela 5.68 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2. ....	122
Tabela 5.69 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 2. ....	123
Tabela 5.70 – Potências cedidas pelos tubos de calor em cada simulação para a geometria final 1. ....	135
Tabela 5.71 – Potências cedidas pelos tubos de calor em cada simulação para a geometria final intermédia. ....	136
Tabela 5.72 – Potências cedidas pelos tubos de calor em cada simulação para a geometria final 2. ....	137
Tabela 5.73 – Temperaturas médias de saída do cabeçote para cada caso e geometria [°C]. ....	138
Tabela 5.74 – Incremento percentual das temperaturas de saída do cabeçote para cada caso e geometria em relação à primeira geometria [%]. ....	139
Tabela 5.75 – Comparação de potências absorvidas para cada caso de simulação e cada geometria [W]. ....	140
Tabela 5.76 – Incremento percentual das potências absorvidas do cabeçote para cada caso e geometria em relação à primeira geometria [%]. ....	140
Tabela 5.77 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos. ...	141
Tabela 5.78 – Potências calculadas no cabeçote aos 0 segundos. ....	142
Tabela 5.79 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 0 segundos. ....	142
Tabela 5.80 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos. ....	142
Tabela 5.81 – Potências calculadas no cabeçote aos 3600 segundos. ....	142
Tabela 5.82 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 3600 segundos. ....	143
Tabela 5.83 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos. ....	143
Tabela 5.84 – Potências calculadas no cabeçote aos 7200 segundos. ....	143
Tabela 5.85 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 7200 segundos. ....	144
Tabela 5.86 – Evolução das Temperaturas médias de saída e Potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente. ....	145
Tabela 5.87 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos. ...	145
Tabela 5.88 – Potências calculadas no cabeçote aos 0 segundos. ....	146
Tabela 5.89 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 0 segundos. ....	146



Tabela 5.90 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos. .....	146
Tabela 5.91 – Potências calculadas no cabeçote aos 3600 segundos. ....	146
Tabela 5.92 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 3600 segundos. ....	147
Tabela 5.93 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos. .....	147
Tabela 5.94 – Potências calculadas no cabeçote aos 7200 segundos. ....	147
Tabela 5.95 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 7200 segundos. ....	148
Tabela 5.96 – Evolução das Temperaturas médias de saída e Potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente. ....	149
Tabela 5.97 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos. ...	149
Tabela 5.98 – Potências calculadas no cabeçote aos 0 segundos. ....	150
Tabela 5.99 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 0 segundos. ....	150
Tabela 5.100 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos. .....	150
Tabela 5.101 – Potências calculadas no cabeçote aos 3600 segundos. ....	150
Tabela 5.102 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 3600 segundos. ....	151
Tabela 5.103 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos. .....	151
Tabela 5.104 – Potências calculadas no cabeçote aos 7200 segundos. ....	151
Tabela 5.105 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 7200 segundos. ....	152
Tabela 5.106 – Evolução das Temperaturas médias de saída e Potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente. ....	153
Tabela 5.107 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos. .	153
Tabela 5.108 – Potências calculadas no cabeçote aos 0 segundos. ....	154
Tabela 5.109 – Temperaturas, potências e áreas dos tubos de calor aos 0 segundos. ...	154
Tabela 5.110 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos. .....	154
Tabela 5.111 – Potências calculadas no cabeçote aos 3600 segundos. ....	154
Tabela 5.112 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 3600 segundos. ....	155
Tabela 5.113 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos. .....	155
Tabela 5.114 – Potências calculadas no cabeçote aos 7200 segundos. ....	155

Tabela 5.115 – Temperaturas, potências e áreas dos tubos de calor aos 7200 segundos. .....	156
Tabela 5.116 – Evolução das Temperaturas médias de saída e Potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente.....	157
Tabela 5.117 – Comparação das temperaturas médias de saída e potências captadas para cada um dos casos de potência estudados em regime estacionário e transiente.....	162

## NOMENCLATURA

### *Letras Romanas*

A	Área, m <sup>2</sup>
F	Força, N
$\vec{F}$	Vector Força
g	Aceleração da gravidade, m/s <sup>2</sup>
Gr	Número de Grashof
$\vec{i}$	Coordenada no domínio tridimensional perpendicular a $\vec{j}$ e $\vec{k}$
$\vec{j}$	Coordenada no domínio tridimensional perpendicular a $\vec{i}$ e $\vec{k}$
k	Condutividade do material, W/mK
m	Massa, kg
Pr <sub>eff</sub>	Número de Prandtl efectivo
Pr <sub>t</sub>	Número de Prandtl turbulento
Re	Número de Reynolds
Ri	Soma absoluta dos valores residuais com i relaxações
t	Tempo, s
$\Delta t$	Intervalo de tempo, s
T	Temperatura, °C/K
$\Delta T$	Diferença de temperatura, °C/K
u	Componente da velocidade
$\vec{v}$	Vector velocidade para a grandeza em índice ( $u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$ )
V	Magnitude da velocidade, m/s
V	Volume da célula, m <sup>3</sup>
W	Massa do corpo, kg
x	Coordenada no domínio tridimensional perpendicular a y e z
y	Coordenada no domínio tridimensional perpendicular a x e z
z	Coordenada no domínio tridimensional perpendicular a x e y

### *Letras gregas*

$\phi$	Quantidade escalar genérica
--------	-----------------------------

$\Phi$	Função fase
$\Gamma_\phi$	Coefficiente difusivo para $\phi$
$\nabla_\phi$	Gradiente de $\phi = \left( (\partial\phi/\partial x)\hat{i} + (\partial\phi/\partial y)\hat{j} + (\partial\phi/\partial z)\hat{k} \right)$
$\rho$	Massa específica, kg/m <sup>3</sup>

# 1 Introdução

## 1.1 Enquadramento

As mudanças climáticas, a redução das reservas de combustíveis fósseis e o consequente aumento do seu preço tornaram-se um tema de debate a nível global ao longo dos últimos anos. A raiz destes problemas está no aumento da utilização de combustíveis fósseis em todos os sectores económicos, com especial importância no caso das economias emergentes como a China e a Índia. Os combustíveis fósseis (ex: carvão mineral, petróleo, gás natural) são fontes não-renováveis, uma vez que demoram milhões de anos a serem produzidos e estão a ser consumidos muito mais depressa do que conseguem ser formados. Outro problema grave resultante da utilização destes combustíveis consiste na sua combustão, que liberta dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e outros gases de efeito de estufa que contribuem para alterações climáticas, bem como uma panóplia de outros gases nocivos que causam uma variedade de outros problemas tanto para o ecossistema global como directamente ao ser humano. Uma potencial solução para estes problemas é a minimização do uso dos combustíveis fósseis, adoptando medidas de eficiência energética e mudar para fontes de energia alternativas e limpas para todos os sectores.

A eficiência energética é uma das formas mais eficazes, em termos de custos, para melhorar a segurança do aprovisionamento energético e reduzir as emissões de gases com efeito de estufa e outros poluentes. Em muitos aspectos, a eficiência energética pode ser encarada como o maior recurso energético da Europa. Foi por esta razão que a União Europeia fixou um objectivo para 2020 de reduzir de 20% o seu consumo de energia primária em comparação com as suas projecções prévias, e que esse objectivo foi identificado na Comunicação da Comissão «Energia 2020» como etapa fundamental para a prossecução dos nossos objectivos a longo prazo em matéria de energia e de clima. [1]

O maior potencial de poupança de energia é o oferecido pelos edifícios. O plano definido pelo horizonte 2020, incide nos instrumentos destinados a desencadear o processo de renovação em edifícios públicos e privados e a melhorar o desempenho energético dos componentes e equipamentos neles utilizados. Promove um comportamento exemplar do sector público, propondo acelerar a taxa de renovação dos edifícios públicos através de um objectivo vinculativo e introduzir critérios de eficiência energética na despesa pública. Além disso, prevê que as companhias fornecedoras de energia sejam obrigadas a criar condições para permitir que os seus clientes reduzam o seu consumo de energia. [1]

O principal instrumento para atingir esse objectivo no sector residencial é a Directiva relativa ao Desempenho Energético dos Edifícios (EPBD). Esta directiva europeia propõe, entre outras medidas, a introdução da certificação energética de edifícios em todos os países da União Europeia. O certificado energético terá de ser entregue quando uma habitação tiver sido construída, remodelada, vendida ou arrendada. Este certificado

mostra o estado actual de desempenho energético da habitação numa escala de classes de eficiência energética de A a G. Na maioria dos Estados-Membros este certificado inclui conselhos personalizados para melhorar a eficiência da habitação e, por sua vez, reduzir o consumo de energia. Esta directiva (2010/31/UE) considera um conjunto de guias ou linhas instrutivas, algumas destas exemplificadas de seguida mas não limitadas a estas.

- A Directiva 2002/91/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de Dezembro de 2002, relativa ao desempenho energético dos edifícios, foi alterada. Devendo ser introduzidas novas alterações substanciais, é conveniente, por razões de clareza, proceder à sua reformulação. [2]

- Uma utilização prudente, racional e eficiente da energia deverá abranger, nomeadamente, os produtos petrolíferos, o gás natural e os combustíveis sólidos, que constituem fontes de energia essenciais e, simultaneamente, as principais fontes de emissão de dióxido de carbono. [2]

- Os edifícios representam 40 % do consumo de energia total na União. O sector está em expansão, pelo que será de esperar um aumento do seu consumo de energia. Por conseguinte, a redução do consumo de energia e a utilização de energia proveniente de fontes renováveis no sector dos edifícios constituem medidas importantes necessárias para reduzir a dependência energética da União e as emissões de gases com efeito de estufa. Conjugadas com uma utilização de energia proveniente de fontes renováveis, as medidas tomadas para reduzir o consumo de energia na União permitirão à União cumprir o Protocolo de Quioto da Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre as Alterações Climáticas, e honrar o seu compromisso a longo prazo de manter a subida da temperatura global abaixo dos 2 °C e o seu compromisso de reduzir até 2020 as emissões globais de gases com efeito de estufa em pelo menos 20 % em relação aos níveis de 1990, e em 30 % no caso de se alcançar um acordo internacional. A redução do consumo de energia e o aumento da utilização de energia proveniente de fontes renováveis têm igualmente um importante papel a desempenhar na promoção da segurança do aprovisionamento energético, na promoção dos avanços tecnológicos e na criação de oportunidades de emprego e desenvolvimento regional, especialmente nas zonas rurais. [2]

- É necessário instituir acções mais concretas para realizar o grande potencial não concretizado de poupança de energia nos edifícios e para reduzir as grandes diferenças entre os Estados-Membros no que respeita aos resultados neste sector. [2]

- As medidas destinadas a melhorar o desempenho energético dos edifícios deverão ter em conta as condições climáticas e locais, bem como o ambiente interior e a rentabilidade económica. Essas medidas não deverão afectar outros requisitos relativos aos edifícios, tais como a acessibilidade, a segurança e a utilização prevista do edifício. [2]

- O desempenho energético dos edifícios deverá ser calculado com base numa metodologia que poderá ser diferenciada a nível nacional e regional. Esta metodologia abrange, para além das características térmicas, outros factores com influência crescente, como as instalações de aquecimento e ar condicionado, a aplicação de energia proveniente de fontes renováveis, os sistemas de aquecimento e arrefecimento passivo, os sombreamentos, a qualidade do ar interior, a luz natural adequada e a concepção dos próprios edifícios. A metodologia para o cálculo do desempenho energético deverá abranger o desempenho energético do edifício ao longo de todo o ano, e não apenas durante a estação do ano em que o aquecimento é necessário. Essa metodologia deverá ter em conta as normas europeias em vigor. [2]

Um conceito importante na linha de raciocínio para a poupança e eficiência energética é a construção e implementação de edifícios de energia zero, *zero-energy buidlings* (ZEB). Na prática a ideia deste conceito é suprir todas as necessidades energéticas dos edifícios através de recursos de baixo custo, disponíveis no local, não poluidores e renováveis. Num nível mais restrito os ZEB's devem gerar energia renovável suficiente igual ou em excesso ao seu consumo anual. Estes edifícios utilizam fontes de energia como electricidade e gás natural quando a produção local não é a suficiente para cumprir as necessidades. Quando acontece o inverso, o excedente eléctrico é exportado para a rede pública. Em alguns casos é possível abater o valor de um período de produção num valor de um período de consumo, equilibrando o balanço energético do edifício. Alcançar a funcionalidade de um ZEB sem a rede é muito difícil, em especial devido à dificuldade de armazenar energia. Apesar da produção energética no edificio existem alguns que podem necessitar uma outra fonte energética como gás natural, propano ou butano para cozinhar, aquecer águas que não estejam à temperatura necessária ou geradores de emergência por exemplo. Os edifícios *off-grid* não conseguem suprir todas as suas necessidades utilizando os mesmos sistemas que estão ligados à rede pública, não podendo nem fornecer nem consumir energia da rede. Como consequência estes edifícios têm de ter instalados sistemas de produção energética renovável que estão sobredimensionados para fornecer o necessário em períodos de baixa produção como no Inverno, mas isto também significa que não será possível vender os excedentes à rede em épocas de alta produção como no Verão. [3]

Um dos meios mais utilizados para melhorar o desempenho energético dos edifícios, na perspectiva da produção energética, consiste na instalação de painéis solares que podem ser térmicos, fotovoltaicos ou ambos. Isto permite suprir, pelo menos em parte, duas das principais necessidades num edifício, electricidade e calor. E é neste panorama que se enquadra esta dissertação, o estudo aqui desenvolvido procura melhorar a eficiência energética dos painéis solares híbridos (do tipo PV/T) na produção de calor e electricidade.

## 1.2 Âmbito e Motivação

O desenvolvimento e melhoramento de técnicas e tecnologias que permitam a captação *in situ* de recursos energéticos renováveis, para a aplicação de sistemas de produção de energia em edifícios, procurando reduzir ou mesmo apagar, quando possível, a pegada ecológica destes.

Aperfeiçoar sistemas cujos princípios já estejam em utilização, de modo a recolher mais energia das mesmas fontes, aumentando a sua eficiência. O trabalho aqui exposto procura potenciar as aplicações de painéis térmicos com recurso a tubos de calor bem como aplicações que tenham um sistema híbrido para a produção energética (painéis tipo PV/T).

Os trabalhos de campo ou experimentais permitem estudar e demonstrar a eficácia de técnicas e sistemas, podendo inclusive ajudar a desenvolver estudos aprofundados dos fenómenos que estão na base de cada técnica, para produzir modelos físico-matemáticos.

Os trabalhos de simulação numérica são utilizados para estudar as técnicas ou métodos que em condições experimentais seriam economicamente ou temporalmente inaceitáveis ou de outro modo, impossíveis. A simulação numérica recorre contudo aos resultados de trabalhos experimentais, quer utilizando modelos físico-matemáticos previamente validados, quer para a sua validação através da comparação dos resultados numéricos com os resultados experimentais. No entanto, o desenvolvimento tecnológico apenas se consegue através da intermutabilidade destes dois campos.

O desenvolvimento e aumento da capacidade de processamento dos computadores elevaram a importância da utilização de ferramentas de cálculo numérico, criando novos campos de aplicação e capacidade de previsão de comportamentos. Com um desenvolvimento acentuado, novas técnicas numéricas têm sido adaptadas às novas potencialidades.

A simulação numérica surge igualmente como ferramenta para estudar a optimização do escoamento de água e simular condições reais de funcionamento que experimentalmente seriam difíceis de reproduzir e mensurar, possibilitando assim simular diversas situações num intervalo de tempo curto e sem os encargos habituais associados aos estudos experimentais mantendo contudo um grau aceitável de precisão.

O desenvolvimento de novas ou melhores tecnologias para uma melhor captação de recursos solares é em geral um trabalho contínuo, envolvendo trabalhos experimentais, trabalhos de modelação físico-matemática e de simulação numérica de dinâmica de fluidos computacional.



### 1.3 Objectivos

Este estudo tem como objectivo investigar o modo de melhorar os cabeçotes ou permutadores de calor dos colectores solares integrados nos painéis solares PV/T que recorrem a tubos de calor para a produção de água quente, de modo a suprir as necessidades térmicas e eléctricas de um edifício. Isto requer:

1. Investigar o comportamento efectivo dos tubos de calor sob um conjunto de condições controladas e aplicar esta informação no desenvolvimento do objectivo que se segue.
2. Investigar geometrias diferentes para o cabeçote de forma a identificar formatos mais eficientes que permitam uma melhor permuta de calor entre os tubos de calor e a água.

Com estes objectivos base, as tarefas específicas deste estudo consistem em:

1. Analisar o comportamento do tubo de calor sob condições controladas recolhendo e tratando os dados dos ensaios laboratoriais.
2. Construir modelos informáticos num programa de dinâmica de fluidos computacional (CFD) para a simulação de diferentes geometrias dos cabeçotes incluindo a geometria original para comparação sob condições genéricas e idênticas para todas as simulações.
3. Seleccionar a geometria mais eficiente bem como a geometria original e submetelas a simulações com condições iguais baseando-se nos valores obtidos e modelos desenvolvidos em laboratório para comparação.

### 1.4 Estrutura da Dissertação

O trabalho desenvolvido durante a elaboração da tese encontra-se detalhado nos sete capítulos que a compõem.

O primeiro capítulo contém uma introdução ao tema e um enquadramento da temática, a motivação, os objectivos e uma descrição da organização da dissertação.

O segundo capítulo apresenta uma descrição das tecnologias, técnicas e princípios relevantes para a compreensão e interpretação do trabalho desenvolvido.

O terceiro capítulo baseia-se na descrição do equipamento, componentes e *software* utilizados ao longo da dissertação.

O quarto capítulo foca-se na explicação da metodologia abordada para a construção e desenvolvimento dos modelos experimentais e informáticos e dos métodos utilizados durante a construção dos modelos para concretizar a simulação.

O quinto capítulo diz respeito à indicação e desenvolvimento dos resultados obtidos ao longo deste trabalho, expondo e analisando os dados resultantes de todos os passos efectuados no decorrer da tese.

No sexto capítulo apresentam-se as conclusões consequentes do trabalho desenvolvido.

No sétimo capítulo abordam-se os passos a dar para melhorar ou continuar o estudo da aplicação aqui desenvolvida e possível implementação.

A estrutura da tese pretende que a abordagem em cada capítulo seja dedicada a criar uma linha compreensiva e continua ao longo do trabalho, com o intuito de explicar e expor claramente o que foi desenvolvido, com cada capítulo a apresentar conhecimento e a preparar o leitor para a compreensão e interpretação dos capítulos que se lhe seguem.

## 2 Revisão Bibliográfica

### 2.1 Tubos de Calor

Um *tubo de calor* (*heat pipe*) é uma ferramenta de transferência de calor que combina condutibilidade térmica e mudança de fase de um fluido para transportar calor entre dois pontos/locais de permuta.

No ponto quente ou evaporador de um tubo de calor, um líquido em contacto com uma superfície termicamente condutora recebe calor desta e aquece mudando de fase e transformando-se em vapor. O vapor viaja então pelo corpo do tubo até ao ponto frio ou condensador, onde muda de fase novamente, condensando, e cedendo o calor para a superfície desse ponto, voltando novamente à fase líquida. O líquido por sua vez regressa ao ponto quente do tubo de calor através de, acção capilar, força centrífuga, ou gravidade, levando a que o ciclo se repita (Figura 2.1). Os tubos de calor são excelentes transmissores térmicos, devido aos elevados coeficientes de transferência térmica da mudança de fase (evaporação e condensação) e ao calor latente que lhes está associado. A efectiva condutibilidade térmica varia com o comprimento dos tubos de calor e pode aproximar-se dos 100.000 W/m K para tubos de calor mais compridos. Em comparação, o Cobre por si só tem uma condutibilidade de aproximadamente 400 W/m K.

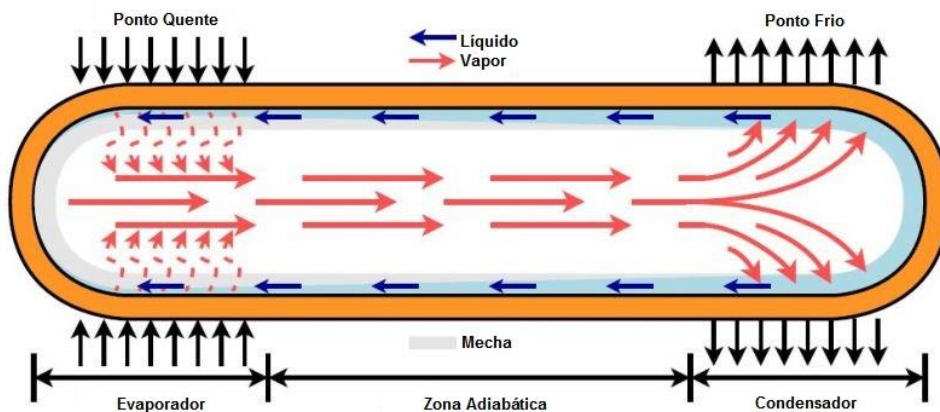


Figura 2.1 - Representação de um tubo de calor. [1]

#### 2.1.1 Estrutura, desenho e construção

Um tubo de calor típico consiste num tubo selado, feito de um material condutor que é compatível com o fluido de trabalho, como o cobre no caso da água, ou alumínio para o caso de amoníaco. Uma bomba de vácuo é utilizada para remover o ar do interior do tubo de calor antes de ser substituído parcialmente pelo fluido de trabalho e posteriormente selado. Na maioria dos casos, os tubos de calor funcionam em vácuo

parcial, sejam quais forem os fluidos de trabalho. Este fluido é escolhido de modo a que o tubo de calor possa ter tanto vapor como líquido dentro da gama de temperaturas necessárias de operação. Os tubos de calor de água são, por vezes, cheios parcialmente com água, aquecidos até que esta comece a evaporar e expulse o ar e depois são fechados e selados ainda a quente.

Rassamakin (2013) advogou a aplicação de tubos de calor de alumínio devido às suas propriedades, nomeadamente a leveza do material em conjunto com a sua transmissividade térmica. Esta combinação traduz-se numa aplicabilidade excelente na construção em coberturas e em fachada. É defendida a utilização de tubos de calor de alumínio extrusivo com alhetas a toda volta do tubo o que levava uma melhor captação térmica mesmo em painéis planos ao em vez de aplicado em sistemas de tubo de vácuo. [4]

Os fluidos de trabalho são escolhidos de acordo com as temperaturas a que o tubo de calor tem de funcionar, com exemplos que variam de Hélio líquido para aplicações criogénicas a temperaturas extremamente baixas (2-4 K), a Mercúrio (523-923 K), Sódio (873-1473 K) e até mesmo Índio (2000-3000 K) para temperaturas extremamente altas. A grande maioria dos tubos de calor para aplicações de temperatura ambiente utilizam amoníaco (213-373 K), álcoois como o metanol (283-403 K) ou o etanol (273-403 K) ou água destilada (303-473 K), como fluido de trabalho. Os Tubos de calor cobre/água são os mais comuns, compostos por uma tubagem de cobre utilizando como fluido de trabalho água e trabalha tipicamente numa gama de temperaturas de 20 a 150°C. Outros fluidos menos convencionais podem ser fluidos frigoríficos como R134a, R407c e R410a. [5][6][7]

Devido ao vácuo parcial que está próximo ou abaixo da pressão de vaporização do fluido, alguns fluidos estarão tanto no estado líquido como no estado gasoso. O vácuo permite eliminar a necessidade do fluido se difundir por um outro gás, pelo que a maioria da transferência térmica do vapor para o condensador do tubo de calor está dependente da velocidade de movimento das moléculas. Neste sentido, o único limite para a transferência de calor no tubo de calor é a rapidez com que as moléculas se podem condensar na superfície do condensador.

Para retornar o líquido condensado ao evaporador, é necessário utilizar a gravidade ou uma outra fonte de aceleração para ultrapassar a tensão de superfície do fluido se estas forças agirem na direcção correcta. Caso contrário, é comum utilizar uma estrutura tipo mecha que exerce pressão capilar no estado líquido do fluido de trabalho. Esta é tipicamente uma malha metálica com uma série de reentrâncias paralelas ao eixo do tubo de calor, mas pode ser qualquer material adequado.

Os tubos de calor não têm qualquer parte móvel e não costumam necessitar qualquer manutenção, apesar de que alguns gases não condensáveis podem-se difundir pelas paredes do tubo, resultando em falha do fluido de trabalho ou, em alguns casos, consequência de impurezas existentes no material, podem resultar numa eventual queda na eficiência na transferência de calor.

A vantagem dos tubos de calor relativamente a outros mecanismos de dissipação/transferência de calor é a sua grande eficiência na transferência de calor. Um tubo de uma polegada de diâmetro e 60cm de comprimento pode transferir 13,32 GJ por hora a 980°C com uma variação de 18 graus entre o condensador e o evaporador. [5] Alguns tubos de calor demonstram um fluxo de calor de mais de 23 kW/cm<sup>2</sup>. [8]

### 2.1.2 Termossifões

Alguns dos tubo de calor utilizam uma mecha e acção capilar para devolver o líquido condensado ao evaporador. O líquido é sugado para o evaporador, de um modo semelhante a como uma esponja absorve água quando é colocada em contacto com esta última. A mecha permite que o tubo de calor opere em qualquer orientação, mas a elevação adversa máxima (posição do evaporador sobre o condensador) é relativamente pequena, normalmente 25cm para um sistema típico a água.

Os tubos de calor mais típicos e mais longos necessitam de ajuda gravítica. Quando o evaporador fica por baixo do condensador, o líquido é drenado através da gravidade em vez de necessitar de uma mecha absorvente. Este sistema é conhecido como termossifão. [9][10] Contudo, é de notar que este termossifão é distinto daquele que transfere calor num fluido numa única fase através da convecção natural num ciclo retroactivo.

Neste termossifão, o líquido do fluido de trabalho é vaporizado pelo calor fornecido ao evaporador na secção inferior do tubo de calor. O vapor viaja então para o condensador no topo do tubo de calor onde condensa. O líquido escorre de novo para o fundo do tubo de calor através da gravidade e o ciclo repete-se. [11]

### 2.1.3 Transferência de calor

Os tubos de calor utilizam arrefecimento evaporativo para transferir energia térmica de um ponto a outro através da evaporação e condensação do fluido de trabalho, dependendo de uma diferença de temperatura entre as extremidades do tubo, não podendo baixar a temperatura em qualquer dos pontos abaixo da temperatura ambiente no caso de aplicações em edificios para a produção de água quente.

Quando uma extremidade do tubo de calor é aquecida, o fluido de trabalho nesse ponto evapora e aumenta a pressão de vapor sobre o fluido de trabalho em condensação no ponto mais frio do tubo. Esta diferença de pressão é o que impele uma rápida transferência de massa para o ponto de condensação onde o vapor condensa, libertando o calor latente, aquecendo o condensador do tubo. Por seu lado, gases não condensáveis (por exemplo, consequência de contaminações) no vapor podem impedir o gás de fluir e reduzir a transferência de calor do tubo de calor, especialmente a baixas temperaturas, onde as pressões de vapor são menores. A velocidade das moléculas num gás é de

aproximadamente a velocidade do som, e na ausência de um gás não condensável esta é o limite superior da velocidade a que se podem deslocar no tubo de calor. Na prática, a velocidade do vapor pelo tubo de calor é limitada pela taxa de condensação no condensador que é bem mais baixa que a velocidade molecular. O fluido condensado flui então para a extremidade quente do tubo, seja por força gravítica seja por acção capilar.

Na construção do tubo de calor nem sempre é necessário induzir um vácuo parcial. Basta levar o fluido de trabalho a evaporar, já dentro do tubo de calor, até que o vapor resultante purgue todos os gases não condensáveis de dentro do tubo e depois selar a extremidade.

Uma propriedade interessante dos tubos de calor é a gama de temperaturas sobre a qual são eficientes. Inicialmente seria de esperar que um tubo de calor que funcione com água apenas funcionasse quando o ponto quente aquecesse até ao ponto de ebulição da água (100°C) e que depois o vapor transferiria o calor no ponto frio. Contudo, a temperatura de evaporação depende da pressão absoluta dentro do tubo. Num tubo em vácuo, a água consegue evaporar da sua temperatura de fusão (0°C) ao seu ponto crítico (374°C), desde que o tubo de calor tenha tanto líquido como vapor. Assim, um tubo de calor pode operar a uma temperatura, no ponto quente, ligeiramente superior ao ponto de fusão do fluido de trabalho, ainda que a potência máxima seja relativamente pequena a temperaturas abaixo de 25°C. De forma semelhante, um tubo de calor com água como fluido de trabalho pode trabalhar bem acima do ponto de ebulição (100°C). A temperatura máxima a longo prazo é de 270°C, com tubos de calor a operar até 300°C por curtos períodos de tempo, em testes. [12]

A principal razão para a eficiência dos tubos de calor vem da evaporação e condensação do fluido de trabalho. O calor de vaporização (latente) excede grandemente a capacidade do calor sensível. Utilizando água como exemplo, a energia necessária para evaporar um grama de água é 540 vezes superior à quantidade de energia necessária para elevar em 1°C esse mesmo grama de água. Quase toda essa energia é rapidamente transferida para o ponto frio onde o fluido condensa, obtendo-se assim um excelente sistema para transferência de calor sem partes móveis.

#### 2.1.4 Aplicações

##### Aeroespacial

O sistema de controlo térmico de um veículo aeroespacial tem como função manter todos os componentes dentro da gama de temperaturas aceitáveis, algo que é complicado devido a:

- Condições exteriores altamente variáveis;
- Ambiente de micro gravidade;

- Remoção de calor da nave por radiação térmica;
- Potencia eléctrica disponível limitada, preferindo-se soluções passivas;
- Tempo de vida útil longo, sem necessidade de manutenção.

Algumas naves espaciais são desenhadas para durarem 20 anos, pelo que a transferência de calor sem necessidade de electricidade e partes móveis é desejável. A dissipação de calor por radiação térmica significa que uma larga área de transferência de calor é necessária. Os tubos de calor são aplicados extensivamente na área aeroespacial, uma vez que não necessitam de nenhuma energia eléctrica para funcionar, operando praticamente isotermicamente, e podendo transportar calor através de longas distâncias.

### Sistemas informáticos

Os tubos de calor começaram a ser aplicados em sistemas informáticos no final dos anos 90, quando um aumento de potência dos processadores e respectiva dissipação térmica resultaram numa maior exigência dos sistemas de refrigeração. São hoje aplicados extensivamente, em sistemas modernos e em especial para retirar calor de processadores (CPUs) e processadores gráficos (GPUs), transferindo o calor para um ponto onde este possa ser dissipado. [13]

### Solar térmico

Os tubos de calor são amplamente aplicados em sistemas solares térmicos para aplicações de águas quentes em combinação com tubos de vácuo. Nestas aplicações a água destilada é normalmente utilizada como fluido de trabalho dentro do tubo de cobre selado, que é colocado no interior do tubo de vácuo e orientado para o sol. [14]

Em aplicações de água quente solar, um sistema como o anteriormente descrito, pode ser até 40% mais eficiente comparativamente aos tipos de colectores de painéis planares quadrados. Isto deve-se principalmente ao vácuo existente nos tubos que reduz a perda de calor por condução e convecção. Contudo, as eficiências relativas são mais reduzidas quando comparadas com os sistemas com painéis planares, já que estes têm uma maior área de captação de calor e podem assim absorver mais energia solar por unidade de área. Isto significa que enquanto o sistema com tubos de vácuo tem um melhor isolamento (menor condutibilidade e convecção) devido ao vácuo, absorve menos energia por unidade devido á menor área de superfície exposta ao sol em consequência do formato arredondado do tubo. Assim sendo, isto faz com que a eficiência em situações reais de ambos os sistemas seja praticamente a mesma.

Apesar das altas eficiências a uma "baixa" gama de temperaturas como as atingidas em painéis de tubos de vácuo, as perdas aumentam significativamente quando trabalham de gamas médias a altas. Isto é devido a maiores perdas por radiação, o que resulta em

limitações no potencial solar térmico destes sistemas. A aplicação de tubos de calor em concentradores solares potencia consideravelmente a capacidade de produção de calor bem como, reduzindo as perdas, é possível alargar o horizonte de aplicações solares térmicas dos tubos de calor para mais processos. [15]

Os sistemas de tubos de vácuo reduzem a necessidade de aditivos anticongelantes devido á baixa perda de calor. Sistemas bem desenhados podem ser protegidos de temperaturas inferiores a  $-3^{\circ}\text{C}$  com aditivos especiais e são aplicados na Antártica para aquecer água.

#### Arrefecimento do *permafrost*

Construir sobre o *permafrost* é difícil pois o calor da estrutura pode resultar no descongelamento da água do solo. Os tubos de calor são utilizados em alguns casos para evitar o risco de destabilização. Por exemplo, em aplicações como oleodutos, o calor residual do petróleo bem como o calor resultante da fricção e da turbulência deste pela tubagem, podem ser transferidos para os suportes do oleoduto e derreter o *permafrost* à volta destes. Isto podia resultar em que o oleoduto se afundasse e ficasse possivelmente danificado. Para prevenir isto, cada membro de suporte deverá ser instalado com quatro tubos de calor, para permitir a dissipação desse calor. [16]

Durante o inverno, o ar é mais frio que o solo à volta dos suportes. O amoníaco líquido no fundo dos tubos de calor é vaporizado arrefecendo o solo em redor e ajudando-o a manter-se frio e congelado. O amoníaco em vapor é condensado pelo ar mais frio em volta do condensador. Durante o verão o sistema deixa de operar já que não há vapor a ascender ao condensador.

Os tubos de calor são também utilizados para manter suportes de vias-férreas que estejam assentes sobre *permafrost*, mantendo o solo nivelado independentemente da radiação solar ou da pressão causada pela passagem das carruagens.

#### Recuperação de calor em ventilação

Em sistemas de ventilação e climatização, quando em modo de aquecimento, os tubos de calor são posicionados dentro de ambos os fluxos de ar de admissão e de exaustão, transferindo algum calor do ar de exaustão para o ar de admissão, recuperando calor e reduzindo assim a necessidade energética dos edifícios para o aquecimento.



### 2.1.5 Limitações

Os tubos de calor devem ser apropriados para as condições de operação. A escolha do material do tubo, as dimensões e o fluido de trabalho, devem permitir o efeito de otimizar o funcionamento às temperaturas a que os tubos de calor trabalham.

Quando aquecidos acima de uma certa temperatura, todo o fluido de trabalho no tubo de calor vaporiza e a condensação pode cair a pique. Nestas condições, a condutibilidade térmica total é reduzida para a condutividade térmica do material sólido do tubo. Como a maioria dos tubos de calor são construídos de cobre (metal com alta condutividade), um tubo de calor sobreaquecido geralmente continuará a transferir calor ainda que a 1/80 da condutividade original.

Além disso, abaixo de uma certa temperatura, o fluido de trabalho não sofrerá uma mudança de fase e a condutibilidade térmica é reduzida para a do tubo metálico envolvente. Um dos critérios chave para a selecção do fluido de trabalho é a gama de temperatura operacional desejada para a aplicação. A temperatura inferior limite é tipicamente alguns graus acima do ponto de fusão do fluido de trabalho.

## 2.2 Tubos de Vácuo

Os tubos de vácuo são compostos por um conjunto de tubos de vidro duplo com vácuo entre eles, contendo cada um destes uma placa absorvedora embutida nos tubos de calor. [17] (Figura 2.2) O calor é depois transmitido para um fluido de trabalho (normalmente água ou uma mistura anticongelante – utilizando-se normalmente o glicol) que transmite o calor para um depósito de água bem isolado para AQS ou aquecimento central. O vácuo dentro dos tubos mostra ser duradouro por mais de 25 anos e o revestimento reflectivo é encapsulado no vácuo dentro do tubo, o qual não se irá degradar até que o vácuo seja perdido. [18] Este vácuo reduz grandemente a perda de calor por convecção e condução, podendo assim alcançar uma maior eficiência do que os colectores planos clássicos, especialmente em ambientes mais frios. Esta vantagem é perdida em climas mais moderados e quentes, exceto em casos onde água muito quente é necessária, como em alguns processos comerciais ou industriais. As elevadas temperaturas que podem ocorrer podem levar a que o sistema tenha um *design* especial para prevenir o sobreaquecimento e consequente danificação deste.

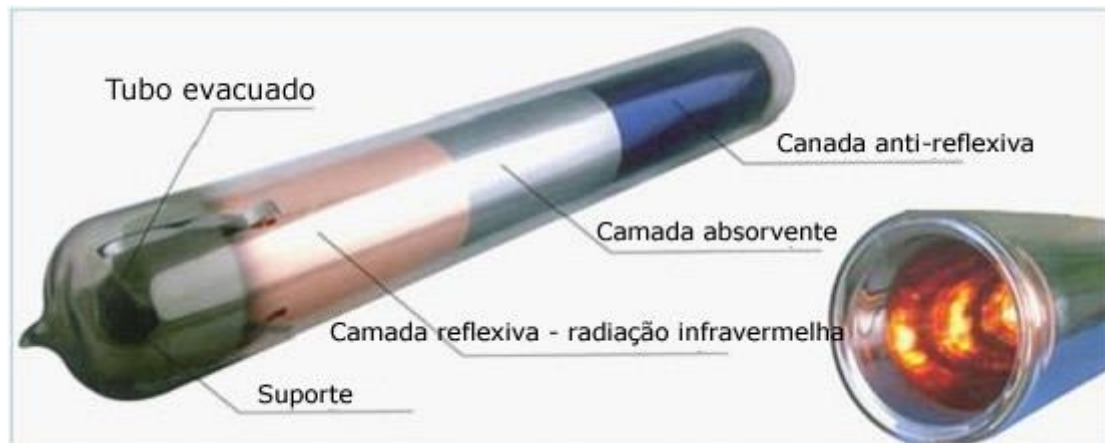


Figura 2.2 Exemplo de um tubo de vácuo.[2]

Alguns tubos de vácuo (vidro-metal) são construídos com uma camada de vidro que é fundida ao tubo de calor na parte superior, bloqueando o mesmo e o absorvedor dentro do vácuo. Outros tubos de vácuo (vidro-vidro) são construídos com uma camada dupla de vidro fundida numa ou em ambas as extremidades, com um vácuo entre as camadas e com o absorvedor e tubo de calor contido no seu interior à pressão atmosférica normal. Os tubos de vidro-vidro têm uma excelente vedação de vácuo, apesar de as duas camadas de vidro diminuir a quantidade de luz que chega ao interior. A humidade pode também entrar dentro da zona sem vácuo e causar corrosão do absorvedor. Tubos de vidro-metal permitem uma melhor entrada de mais luz e protegem o absorvedor e o tubo de calor da corrosão galvânica, mesmo que sejam feitos de materiais semelhantes. Os espaços entre os tubos individuais podem permitir que a neve caia através do colector, minimizando a queda de produção em condições de neve. O calor radiado pelos tubos pode também permitir uma boa forma de derreter e soltar neve acumulada. [19][20]

### 2.3 Painéis Solares Híbridos

Os colectores solares híbridos Termo-fotovoltaicos, também denominados sistemas híbridos F/T (ou PV/T em inglês), são sistemas que convertem radiação solar em energia térmica e eléctrica. (Figura 2.3) Estes sistemas combinam células fotovoltaicas, que convertem a radiação electromagnética (fotões) em electricidade, com um colector solar térmico, que captura a restante energia e remove o calor residual do módulo fotovoltaico. [21]

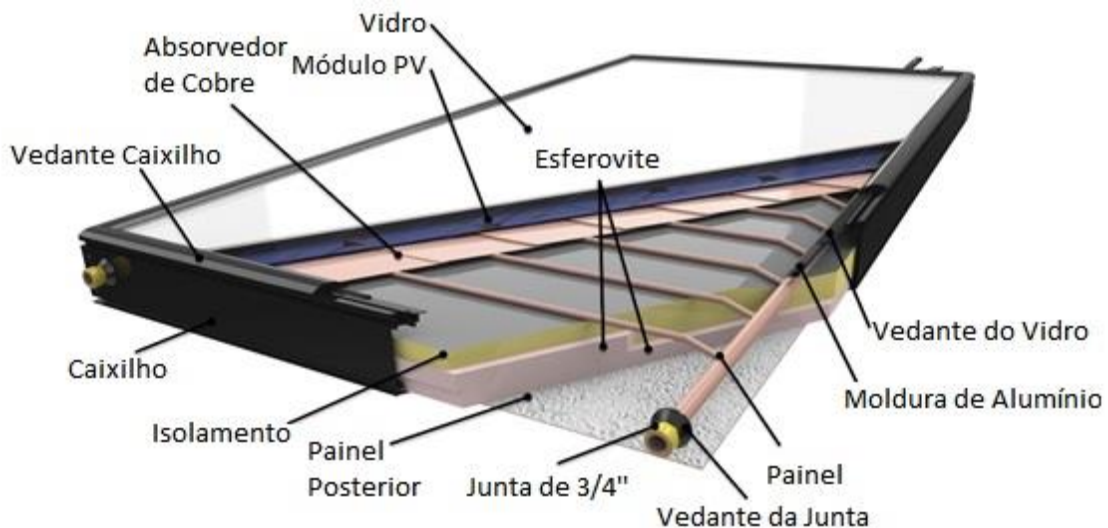


Figura 2.3 – Exemplo de um painel solar híbrido.[3]

As células fotovoltaicas sofrem uma queda de eficiência aquando do aumento da sua temperatura devido ao aumento da resistência eléctrica. Estes sistemas podem ser modificados para poder remover o calor danoso das células permitindo que estas arrefeçam e, conseqüentemente, melhoram a sua eficiência baixando a sua resistividade. [22] Apesar de ser um método eficaz, este tipo de aplicação resulta numa baixa performance da componente térmica quando comparado com um colector solar térmico singular. Pesquisas recentes mostraram que materiais fotovoltaicos com baixos coeficientes de temperatura, como o cristal de silício amorfo, permitem que o sistema PV/T opere a temperaturas elevadas, criando uma melhor simbiose para o sistema. [23][24]

### 2.3.1 Tipos de Sistemas PV/T

Dentro deste tipo de painéis híbridos existem algumas variantes, ainda que operem todos em torno dos mesmos princípios. Geralmente a captação fotovoltaica não muda, recorrendo-se sempre a painéis de silício, quer de cristal amorfo, policristalino ou monocristalino. A maior diferença verifica-se principalmente no modo de captação térmica em que:

- Se aplica um sistema de colectores solares planos, com tubagem condutora de calor sob as células fotovoltaicas. Dentro desta tubagem circula água que irá remover o calor das células e que será aplicada no edifício através de um sistema com depósito e permutador de calor igual aos sistemas térmicos típicos (ver figura anterior). Em alguns casos, ao invés de se aplicarem apenas tubos utiliza-se uma combinação de tubos com placa metálica que permite aumentar a área de permuta de calor sob as células fotovoltaicas. (Figura 2.4)

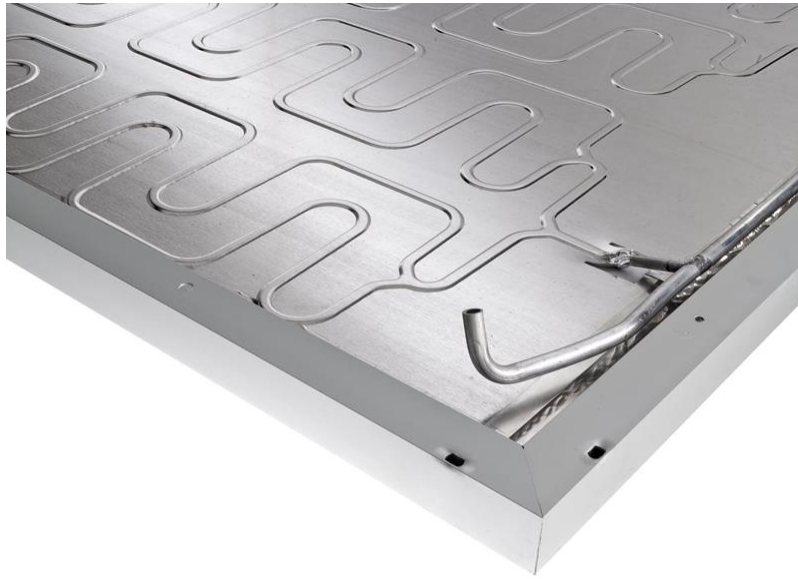


Figura 2.4 – Exemplo de placa térmica com tubagem.[4]

- Outra alternativa é a aplicação de um colector com tubos de calor acoplados a um cabeçote, estando o evaporador dos tubos de calor colocados sob as células fotovoltaicas (Figura 2.5). O restante sistema é igual ao descrito na alternativa anterior, com armazenamento por permuta em depósito. É importante referir que como os tubos de calor removem calor através da mudança de fase de um fluido, estes conseguem retirar mais calor para a mesma potência ainda que possam ter uma maior dificuldade de transferir este calor para a água em circulação.



Figura 2.5 – Exemplo de placa fotovoltaica combinada com tubo de calor.[5]

## 2.4 Mecânica dos Fluidos Computacional

Dinâmica de fluidos computacional, CFD em inglês, é um ramo da mecânica dos fluidos que utiliza métodos numéricos e algoritmos para a resolução e análise de problemas que envolvem escoamento de fluidos. Os computadores são utilizados para efectuar os cálculos necessários para simular a interação dos líquidos e gases com superfícies definidas por condições fronteira. Com supercomputadores de alta velocidade é possível alcançar soluções mais precisas. Uma pesquisa e desenvolvimento contínuo permite criar *software* que melhore a precisão e velocidade de simulações complexas tal como escoamentos turbulentos ou transónicos.

A base fundamental de quase todos os problemas de CFD são as equações de Navier-Stokes, que definem o escoamento numa única fase de gases e líquidos. Estas equações podem ser simplificadas removendo termos que descrevem a viscosidade dando origem às equações de Euler. Uma maior simplificação através da remoção dos termos referentes à vorticidade, permite obter-se as equações de escoamento potencial. Finalmente para pequenas perturbações em escoamentos subsónicos e supersónicos (não em transónicos e hipersónicos) estas equações podem ser linearizadas originando as equações potenciais de escoamento linear. [25]

Um dos tipos de cálculos mais antigos semelhantes a CFD moderna foram desenvolvidos por Lewis Fry Richardson, onde se utilizavam diferenças finitas e o espaço físico fora dividido em células. Apesar de terem falhado dramaticamente, estes cálculos em conjunto com o livro de Richardson "Previsão Meteorológica por processo numérico" *circa* 1922 [26], fundaram as bases para a CFD moderna e meteorologia numérica. O desenvolvimento informático permitiu o desenvolvimento de métodos tridimensionais.

#### 2.4.1 Metodologias Possíveis

Em todos os processos recorrentes a CFD, a metodologia segue a mesma lógica.

No pré-processamento onde:

- A geometria (os limites físicos) do problema é definida;
- O volume ocupado pelo fluido é dividido em células discretas (a malha).
- A modelação física é definida, por exemplo, pelas equações do movimento, entalpia, radiação e conservação de espécies.
- São definidas as condições fronteira, isto envolve especificar o comportamento do fluido e as propriedades nas condições fronteira do problema. Em problemas transientes as condições são também definidas.

A simulação é efectuada e as equações são resolvidas iterativamente seja em regime estacionário ou transiente.

Finalmente um pós processador é utilizado para a análise e visualização da solução resultante.

### 2.4.2 Métodos de discretização

A estabilidade da discretização seleccionada é geralmente estabelecida numericamente, em vez de analiticamente, como simples problemas lineares. É necessária atenção para certificar que a discretização é bem definida com soluções descontínuas. As equações de Euler e de Navier-Stokes admitem choques e superfícies de contacto.

Alguns dos métodos de discretização são:

#### Métodos de Volumes Finitos

O método dos volumes finitos (*FVM* em inglês) é uma abordagem comum usada em códigos CFD, já que tem uma vantagem no uso de memória e velocidade de solução, especialmente para grandes problemas, com elevados números de Reynolds dos escoamentos turbulentos e fluxos dominados pela sua origem (como a combustão).

No método dos volumes finitos, as equações diferenciais parciais regentes (tipicamente as equações de Navier-Stokes, as equações de conservação de massa e energia e as equações de turbulência) são reformuladas de forma conservadora, e depois resolvidas sobre volumes de controlo discreto. Esta discretização garante a conservação dos fluxos através de um volume de controlo especial. As equações de volumes finitos originam equações na seguinte forma,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \int \int Q \, dV + \int \int F \, dA = 0 \quad \text{Eq. 2.1}$$

onde  $Q$  é o vector de variáveis conservadas,  $F$  é o vector de fluxos,  $V$  é o volume do elemento de controlo de volume, e  $A$  é a área da superfície do volume do elemento de controlo.

#### Método de Elementos Finitos

O método dos elementos finitos (*FEM* em inglês) é utilizado na análise estrutural de sólidos, mas é também aplicável a fluidos. No entanto, a formulação de *FEM* requer um cuidado especial para garantir uma solução conservadora. Embora o *FEM* deva ser cuidadosamente formulado para ser conservador, é muito mais estável do que a abordagem dos volumes finitos. [27] No entanto, o *FEM* pode exigir mais memória e tendo também tempos de processamento de soluções mais lentos que o *FVM*. [28]

Neste método, uma equação residual ponderada é:

$$R_i = \int \int \int W_i Q \, dV^e \quad \text{Eq. 2.2}$$

em que  $R_i$  é a equação residual de um elemento vértice  $i$ ,  $Q$  é a equação de conservação expressa numa base elementar,  $W_i$  é o factor de ponderação, e  $V^e$  é o volume do elemento.

### Método de Diferenças Finitas

O método de diferenças finitas (*FDM* em inglês) tem importância histórica e é simples de programar. Actualmente só é utilizado em alguns códigos especializados, que lidam com geometria complexa, com alta precisão e eficiência, utilizando limites embutidos ou malhas sobrepostas (com a solução interpolada em cada malha).

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} = 0 \quad \text{Eq. 2.3}$$

e onde  $Q$  é o vector de variáveis conservadas e  $F$ ,  $G$  e  $H$  são os fluxos nas direcções  $x$ ,  $y$ , e  $z$ , respectivamente.

#### 2.4.3 Modelos de Turbulência

Na modelação computacional de escoamentos turbulentos, um objectivo comum é a obtenção de um modelo que pode prever valores de interesse, tais como a velocidade do fluido, para uso em projetos de engenharia do sistema que está a ser modelado. Para escoamentos turbulentos, a gama de escalas de comprimento e complexidade dos fenómenos envolvidos na turbulência faz com que a maioria das abordagens de modelação sejam proibitivamente caras, sendo que a resolução necessária para resolver todas as escalas envolvidas na turbulência está para além do que é computacionalmente possível. A abordagem principal nesses casos, é criar modelos numéricos para aproximar os fenómenos não resolvidos. Esta secção lista alguns dos modelos computacionais mais usados para os fluxos turbulentos.

Os modelos de turbulência podem ser classificados com base no custo de cálculo computacional. Para os modelos mais turbulentos que são simulados, a melhor solução da simulação traduz-se num maior custo computacional. Se a maioria ou todas as escalas de turbulência não são modeladas, o custo computacional é muito baixo, mas a desvantagem vem na forma de diminuição da precisão da solução simulada.

Além da ampla gama de comprimento e escalas de tempo e o custo computacional associado, as equações que regem a dinâmica dos fluidos contêm um termo de convecção não-linear e um termo de gradiente de pressão não-linear e não-local. Estas equações não-lineares devem ser resolvidas numericamente com o limite e condições iniciais adequadas.

## Equações Médias de Reynolds

As equações Médias de Reynolds (*RANS* em inglês) são o método mais antigo de abordar a modelação turbulenta. Um conjunto de equações regentes é calculado, o que introduz novas tensões aparentes conhecidas como tensões de Reynolds. Isto adiciona incógnitas de um tensor de segunda ordem para as quais vários modelos podem fornecer diferentes níveis de encerramento. É um equívoco comum que as equações *RANS* não se aplicam aos escoamentos do fluxo médio variável no tempo, porque essas equações são 'médias de tempo'. Na verdade, os escoamentos estatisticamente instáveis (ou não-estacionários) podem igualmente ser tratados. Isto, por vezes, é referido como *URANS*. Não há nada inerente nas médias de Reynolds para impedir isso, mas os modelos de turbulência utilizados para fechar as equações são válidos apenas enquanto o tempo durante o qual estas mudanças, na média, ocorrem, é grande em comparação com as escalas de tempo do movimento turbulento que contenham a maioria da energia.

Os modelos *RANS* podem ser divididos em duas abordagens gerais:

### Hipótese Boussinesq

Este método envolve a utilização de uma equação algébrica para as tensões de Reynolds, que incluem a determinação da viscosidade turbulenta e, dependendo do nível de sofisticação do modelo, a resolução de equações de transporte para a determinação da energia cinética turbulenta e de dissipação. Os modelos incluem *k-ε* (Launder e Spalding), [29] Modelo do Comprimento de Mistura (Prandtl), [30] e Modelo de Zero Equações, (Cebeci e Smith). [30] Os modelos disponíveis nesta abordagem são muitas vezes referidos pelo número das equações de transporte associados com o método. Por exemplo, o Modelo do Comprimento de Mistura é um modelo de "Equação Zero", porque nenhuma das equações de transporte é resolvida; o *k-ε* é um modelo de "Two Equation" porque duas equações de transporte são resolvidas (uma para *k* e um para *ε*).

### Simulação Numérica Directa

Simulação numérica directa (*DNS*) resolve toda a gama de escalas de comprimento turbulentas. Isto marginaliza o efeito de modelos, mas é extremamente caro. O custo computacional é proporcional de  $Re^3$ . [31] A *DNS* é intratável para escoamentos com geometrias complexas ou configurações de fluxo.

### Métodos de Função de Probabilidade-Densidade

Os métodos para turbulência de função de probabilidade-densidade (*PDF* em inglês), inicialmente introduzida por Lundgren [32], são baseados na *PDF* da



velocidade num ponto,  $f_v(v; x, t) dv$ , que dá a probabilidade da velocidade no ponto  $x$  entre  $v$  e  $v+dv$ . Esta abordagem é análoga à teoria cinética dos gases, na qual as propriedades macroscópicas de um gás são descritas por um grande número de partículas. Métodos de *PDF* são únicos na medida em que podem ser aplicados no âmbito de uma série de diferentes modelos de turbulência onde as principais diferenças ocorrem na forma da equação de transporte *PDF*. Os métodos *PDF* também podem ser usados para descrever as reacções químicas, [33] [34] e são particularmente úteis para a reacção química que simula escoamentos porque a química de origem é fechada e não necessita de um modelo. A *PDF* é comumente controlada pelo uso de métodos de partículas de Lagrange.

### 3 Equipamento Experimental e Modelo Numérico

#### 3.1 Componentes do Modelo Experimental

##### 3.1.1 Cabeçote

Este elemento é um protótipo representante do típico cabeçote colector de tubos de calor, composto por um tubo de 50mm de diâmetro interceptado por três tubos menores de cerca de 30mm de diâmetro, sendo todo o material deste elemento em cobre (Figura 3.1).



Figura 3.1 – Imagem do cabeçote utilizado neste trabalho.

O cabeçote não foi construído especificamente para este trabalho de investigação mas foi desenvolvido com o intuito de ser aplicado num sistema híbrido de painel térmico e fotovoltaico.

##### 3.1.2 Tubo de calor

Os tubos de calor utilizados no modelo experimental são tubos de calor comuns, feitos de cobre e que têm como fluido de trabalho água em pressão parcial (Figura 3.2).

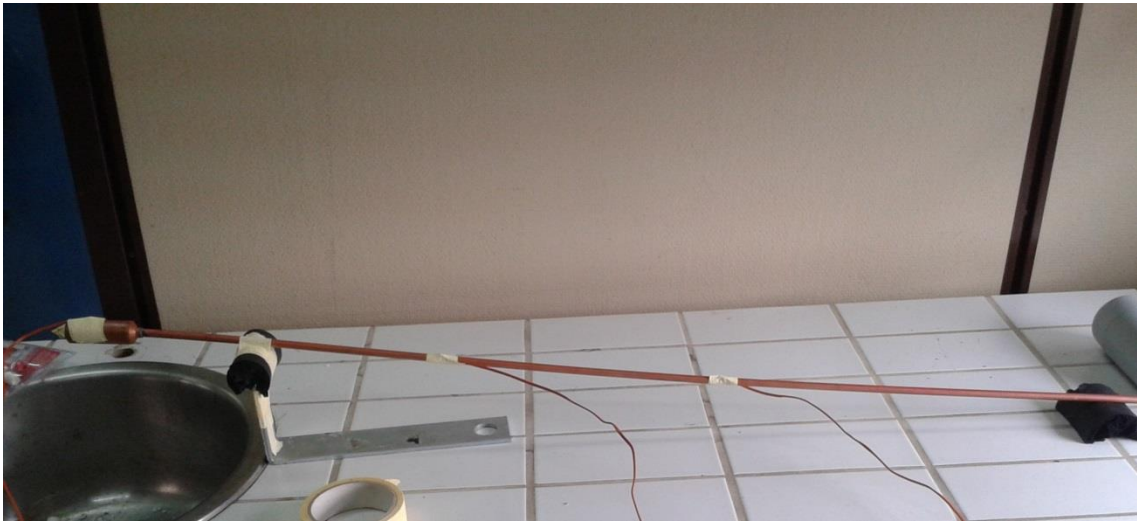


Figura 3.2 – Exemplo de um tubo de calor utilizado num dos ensaios efectuados.

### 3.2 Equipamento de recolha de dados

Para compreender o funcionamento dos tubos de calor foram feitos numerosos ensaios laboratoriais para recolher temperaturas. Para o efeito recorreu-se a um equipamento de recolha de dados *Agilent 34970A Data Acquisition / Data Logger Switch Unit* que em conjunto com o respectivo programa *Agilent BenchLink Data Logger* permitiu a recolha de todos os dados experimentais utilizados nesta dissertação.

Este equipamento consiste numa *mainframe* de três *slots* com um multímetro digital embutido de seis dígitos e meio. Cada canal pode ser configurado independentemente para medir uma de onze funções sem quaisquer acessórios adicionais. Têm a possibilidade de escolher entre oito módulos para criar um gravador de informação compacto. Cada módulo tem terminais que permitem a ligação de sensores através de aparafusamentos dos respectivos cabos para fácil acréscimo e manutenção.

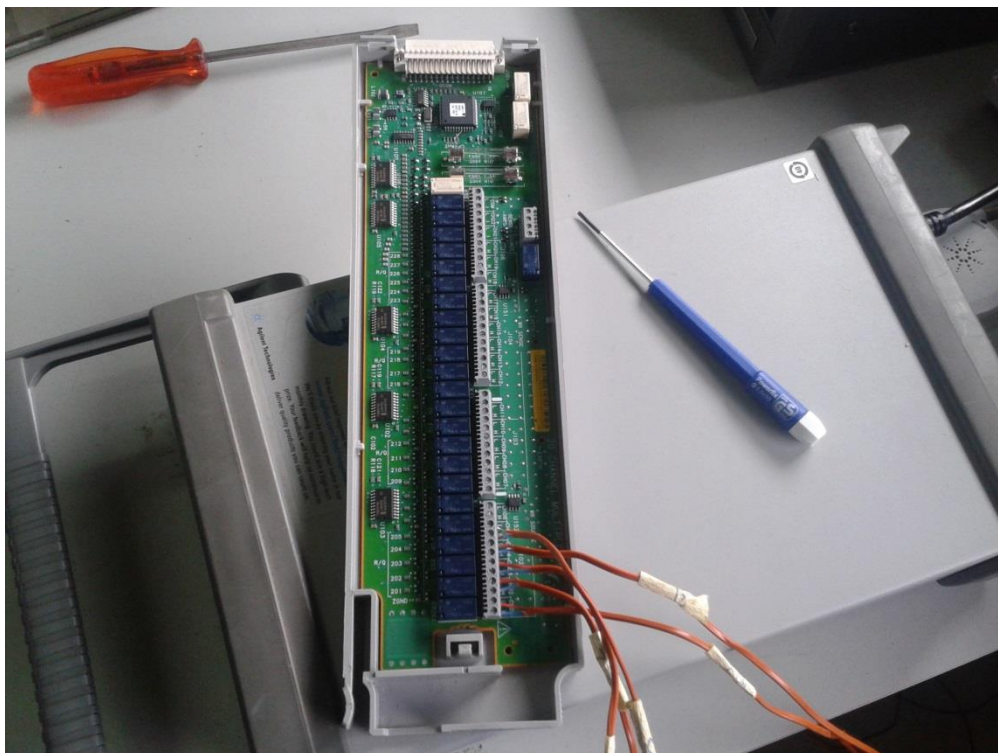


Figura 3.3 – *Mainframe* e *slot* utilizadas nos ensaios experimentais com as ligações aos sensores de temperatura.

### 3.3 Sensores de temperatura

Para o registo e captação de informação de temperatura durante a fase experimental recorreu-se a um conjunto de sensores de termopares. Um termopar é um dispositivo de medida de temperaturas composto por dois condutores metálicos distintos que estão ligados numa das extremidades. Produzem uma tensão quando a temperatura na extremidade interligada difere da temperatura na restante parte do circuito. Os termopares são um tipo de sensores térmicos largamente utilizados para medição e controlo, convertendo um gradiente de temperatura em electricidade. Os termopares comerciais são baratos, intermutáveis e são fornecidos com conectores padronizados, podendo medir uma vasta gama de temperaturas. Em contraste à maioria dos outros métodos de medição de temperatura, os termopares são auto-alimentados e não requerem qualquer forma de estímulo externo. A principal limitação dos termopares é a precisão. Sistemas com erros de menos de um grau Celsius podem ser difíceis de medir. Qualquer liga de metais diferentes pode produzir uma diferença de potencial eléctrica relacionada com a temperatura. Os termopares para medições práticas de temperatura são conjuntos de ligas específicas que têm uma relação entre temperatura e tensão que é previsível e repetível. Diferentes ligas são utilizadas para diferentes gamas de temperaturas. Propriedades como a resistência à corrosão podem ser também um factor determinante na escolha do tipo de termopar. Os termopares são tipicamente padronizados com a referência de 0° Celsius. As variações características dos

termopares podem ser compensadas através de instrumentos electrónicos e assim melhorar a precisão das medições.

### 3.3.1 Tipos de Termopares

Certas combinações de ligas tornaram-se padronizadas na indústria. A escolha da combinação é feita com base no custo, disponibilidade, conveniência, ponto de fusão, propriedades químicas, estabilidade e débito de sinal. Diferentes tipos são adequados para diferentes aplicações, sendo escolhidos normalmente com base na sensibilidade e gama de temperaturas necessárias. Os termopares de baixa sensibilidade têm, conseqüentemente, baixas resoluções.

#### Tipo T

Os termopares utilizados neste estudo são os termopares do tipo T compostos por cobre e *constantan* que são adequados para medidas na gama dos -200 aos 350°C e são utilizados frequentemente como sensores diferenciais, uma vez que só os fios de cobre tocam nas sondas. Dado que ambos os condutores são não-magnéticos, não existe o ponto de Curie e deste modo não existem mudanças abruptas nas suas características com o aumento da temperatura dos sensores. Os termopares do tipo T têm uma sensibilidade de cerca de 43  $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$ .

### 3.4 Controlo de Potência

Para o controlo de potência da resistência eléctrica utilizado nos ensaios experimentais foi utilizado uma fonte de alimentação controlada (Fig. 3.4) que permitiu ter um controlo constante da diferença de potencial que era imposta na resistência. Este equipamento permitiu um controlo preciso da tensão transmitida e como consequência, um bom controlo da potência térmica dissipada pela resistência.



Figura 3.4 – Fonte de alimentação controlada utilizada nos ensaios.

### 3.5 Software de Simulação - *FLUENT*

Os estudos CFD têm sido utilizados em numerosas aplicações envolvendo vários tipos de permutadores de calor, como no caso aqui apresentado, estudando e simulando a distribuição de escoamentos, poluição e contaminação de escoamentos, perdas de carga e análises térmicas, tanto para uma fase de projeto como para uma fase de otimização. Diferentes modelos de turbulência estão disponíveis nos programas de simulação, isto é, *RNG k- $\epsilon$* , e *SST k e  $\epsilon$*  em conjunto com modelos de velocidade-pressão, tais como o *SIMPLE*, *SIMPLEC*, *PISO*, etc. A qualidade das soluções obtidas destas simulações estão bem dentro dos limites aceitáveis provando que a simulação CFD é uma ferramenta eficaz para prever o comportamento e desempenho de uma grande variedade de permutadores de calor. [35]

#### 3.5.1 Generalidades

O programa utilizado para o estudo da eficácia das geometrias do cabeçote foi o *ANSYS* na versão 15. Este programa é um pacote completo de ferramentas de cálculo numérico para diferentes aplicações, em função da licença adquirida. No caso da licença utilizada o pacote inclui o *Workbench*, o *DesignModeler*, o *Meshing*, o *FLUENT* e o *CFD-Post*. O *FLUENT* é, de acordo com a própria *ANSYS*, uma ferramenta de cálculo de CFD (*solver*), de aplicação genérica numa larga gama de processos [36]. Embora existam dentro do pacote de soluções da *ANSYS* outros motores de cálculo para além do *FLUENT* para o estudo realizado e pela longevidade e provas dadas em quase todo o tipo de aplicações este já demonstrou ser uma ferramenta muito válida nos fenómenos de dinâmica de fluidos. O *Workbench* é um ambiente integrado de modelação geométrica (compatível com aplicações e ficheiros *CAD*), geração e manipulação de malhas, análise térmica ou estrutural e de optimização das soluções. O *DesignModeler*

permite a edição do *CAD* na sua preparação para a geração da malha. O programa *Meshing* permite a geração da malha a ser usada pelo *solver*.

No caso de simulações CFD os resultados obtidos como solução dependem essencialmente da qualidade da malha e do refinamento em zonas sensíveis. Contudo, estas características podem elevar a alguns milhões a quantidade de volumes de controlo criados. Preferencialmente deve-se usar uma malha hexaédrica em detrimento da tetraédrica; esta última não contém nós intermédios na aresta dos elementos e utiliza apenas equações de primeira ordem. A malha hexaédrica tem menos de metade dos volumes que a malha tetraédrica e permite o mesmo tipo de resultados na maioria dos escoamentos mais comuns. A malha hexaédrica permite ainda o alinhamento de elementos anisotrópicos ao longo de superfícies com propriedades físicas anisotrópicas como a camada limite e curvaturas da geometria. A malha quadrangular e hexaédrica apresenta menor difusão numérica quando a malha está alinhada com o escoamento. Para a maioria das geometrias simples a opção *Sweep* é suficiente para gerar uma malha hexagonal de boa qualidade, com reduzido tempo de processamento e bons resultados finais. Dado que é filosofia do *ANSYS Meshing* “dividir para conquistar”, pode-se aplicar um tipo de malha a cada parte da geometria. Contudo estas serão do tipo não conforme, ou seja, não serão coincidentes, a não ser que todas as partes pertençam ao mesmo corpo [37].

A *ANSYS* define CFD [36] como “a ciência que prevê o escoamento de fluidos, a transferência de calor e massa, reacções químicas e outros fenómenos, pela resolução numérica de equações matemáticas que governam a conservação de massa, a conservação de quantidade de movimento, a conservação de energia, a conservação de espécies, forças sobre os corpos, etc.” Os motores de cálculo CFD da *ANSYS* baseiam-se no método dos elementos finitos. O domínio em estudo é dividido em inúmeras partes, chamadas de volumes de controlo, para as quais são resolvidas as equações gerais de conservação ou transporte de massa, de quantidade de movimento, conservação de energia, conservação de espécies, etc. Cada equação diferencial parcial é discretizada num sistema algébrico de equações, e em que este sistema é resolvido numericamente para determinar a solução, por iteração e até existir convergência. Os volumes de controlo no *FLUENT* são do tipo *cell-centered*, ou seja, o centro da célula corresponde ao ponto para o qual são calculadas as equações. Na figura apresenta-se a estrutura de qualquer análise CFD.



Figura 3.5 – Fases de trabalho numa análise CFD. [6]

Existem 4 grandes fases de trabalho. A primeira é a identificação do problema e divide-se em dois estágios: a definição dos objectivos e a identificação do domínio da simulação. Na verdade, os objectivos iniciais podem mudar após a obtenção dos primeiros resultados. O pré-processamento é a segunda fase e inclui a criação da geometria, a geração da malha, a introdução das propriedades físicas do modelo (condições iniciais) e a seleção do método de cálculo apropriado (*solver*). Procede-se na terceira fase ao cálculo da solução e na quarta e última fase à análise de resultados. Após a primeira iteração é frequente voltar à fase 2, podendo ser necessário alterar a malha, o que influenciará todo o restante processo. Este processo é repetido até se atingir um nível qualitativo aceitável para o problema em estudo.

Neste trabalho os subprogramas da ANSYS utilizados foram:

Para definição e construção do modelo, este foi inicialmente preparado através do programa *Solid Works* versão 2013 (não pertencente à ANSYS). Após esta construção 3D o ficheiro foi importado para o subprograma “*Design Builder*”;

Concluída a edição e preparação da geometria, a esta foi-lhe implementada a malha com o subprograma “*Mesh*”, que estabelecerá qual a malha que vira a ser aplicada na simulação;

Após a composição da malha procedeu-se à preparação do modelo físico da simulação e os respectivos parâmetros e condições fronteira através do solver “*Fluent*”;



Uma vez concluída a simulação os dados resultantes foram processados de modo a serem mais facilmente assimilados pelo “CFD-Post”.

### 3.5.2 Concepção dos projectos

O objetivo da criação da malha é a decomposição do domínio num número apropriado de volumes por forma a obter um resultado suficientemente preciso. [37] As geometrias base para a criação de malha 3D são os tetraedros (malha não estruturada), os hexaedros (malha tipicamente estruturada), as pirâmides (mistura das duas geometrias anteriores) e os prismas. A malha deve ser detalhada apenas o suficiente, em função dos objectivos, já que a complexidade da malha aumenta consideravelmente o processamento necessário. O refinamento da malha deve ser efectuado nos locais críticos, onde os gradientes são mais complexos.

Em regiões onde a geometria é complexa e as dimensões são reduzidas, alguns volumes são distorcidos. É por isso necessário avaliar a qualidade da malha criada. Essa qualidade pode ser medida por diferentes critérios (as métricas), como por exemplo a *Skewness*, o *Aspect Ratio* e o *Element Quality* [36]. O *Skewness* varia entre 0 (excelente) e 1 (inaceitável) e representa a distorção de um elemento (volume) em relação à forma ideal dessa geometria. Para a malha tetraédrica o *skewness* não deve exceder 0,9 e para os restantes tipos de malha não deverá exceder 0,8. Na figura seguinte apresenta-se uma escala com os valores indicados e desejáveis para o *Skewness*.



Figura 3.6 – Escala e gama de valores para a *Skewness* – indicador da qualidade da malha gerada. [7]

O *Aspect Ratio* é a relação entre o lado mais longo e o lado mais curto de um quadrado ou triângulo. Um *Aspect Ratio* de 1 equivale à melhor proporção entre arestas dos sólidos, onde um valor acima de 40 deve ser evitado.

A *Element Quality* é um parâmetro que analisa a qualidade dos elementos, ou volumes, e a qualidade das geometrias que os compõem, nomeadamente a sobreposição de vértices criados nos nós que interligam as geometrias dos elementos, sendo que a qualidade destes elementos varia entre 0 e 1 (para o todo da malha), onde um representa a melhor qualidade, significando vértices coincidentes e não deslocados. A melhor

forma de reduzir o número de elementos de baixa qualidade é a redefinição das suas fronteiras e ajustar ou eliminar vértices.

A *Orthogonal Quality* é um parâmetro que por sua vez analisa a qualidade das faces que compõem a geometria dos elementos, avaliando dois factores: o produto interno do vetor área de uma face e o vetor do centroide da célula para o centroide dessa face; o produto interno do vetor área de uma face e o vetor do centroide da célula para o centroide da célula adjacente que partilha essa face. Este parâmetro, tal como o anterior, é avaliado entre 0 e 1, sendo um o valor por excelência que dita uma boa qualidade para esta característica da malha.

A geração de malha em 3 dimensões pode ser feita recorrendo a um dos seis métodos disponíveis [36]: automático, tetraedros, *Swept Meshing*, multi-zona, hexagonal dominante e malha *CFX*. O método dos tetraedros tem duas variantes: *Patch Conforming* e *Patch Independent*. Descrevem-se de seguida as linhas gerais de cada um dos métodos, com excepção da malha *CFX* que mais não é do que um método semiautomático com funções limitadas.

No método dos tetraedros *Patch Conforming* a geometria é respeitada. Isto representa a adequada adaptação da malha às faces, arestas e vértices utilizando a abordagem *Delaunay* ou *Advancing Front*. A malha começa a ser criada a partir das fronteiras físicas, podendo ser aplicadas condições para a taxa de crescimento dos volumes (*Expansion Factor*), sendo o volume preenchido por malha a partir do algoritmo *TGRID Tetra*. Para aplicações CFD pode ser usada a técnica *Inflation* e no caso de malhas conformes (para um mesmo corpo) esta pode ser combinada com o método *Sweep*. A técnica *Inflation*, preferencialmente utilizada em análise CFD, provoca o alinhamento dos volumes, com as suas arestas de maior dimensão dispostas ao longo da parede de um canal, da periferia de um fluido ou no exterior de um tubo, com vista ao aumento de resolução da malha nessas zonas.

No método dos tetraedros *Patch Independent* a geometria só é respeitada caso exista alguma condição de fronteira imposta a uma face. Permite criar uma malha relativamente uniforme em grandes volumes de controlo e utilizar as técnicas de controlo do crescimento dos volumes (*Sizing*) e a sua orientação (*Inflation*). É um método tolerante a mal formações do *CAD* cujo algoritmo se baseia no *ICEM CFD Tetra*.

O método *Sweep* cria hexaedros e prismas e, desde que o corpo permita essa decomposição (geometrias mais simples), aceita a utilização da orientação dos volumes (*Inflation*). O método automático combina os tetraedros *Patch Conforming* com o método *Sweep*, em regiões onde tal seja possível. A malha será conforme dentro do mesmo corpo, excepto se forem utilizadas outras funções.

O método hexagonal dominante utiliza volumes com quatro faces na superfície periférica do corpo. O interior deste é preenchido com hexaedros, pirâmides e tetraedros conforme necessário. Deve-se escolher este método quando o corpo é de grandes

dimensões e se pretende uma malha preferencialmente hexagonal. Não permite a utilização do método *Sweep* nem da técnica *Inflation*, o que praticamente impede a sua utilização em CFD. Também não é aceitável quando existem corpos de espessura reduzida ou no caso de sólidos cuja razão volume versus área da superfície, seja baixa.

Qualquer destes métodos tem de ser aplicado a sólidos, caso a geometria seja constituída por faces, sendo necessárias acções adicionais. Cada aplicação física tem uma série de parâmetros ideais, que surgem no programa por defeito conforme a tabela seguinte indica.

Tabela 3.1 – Parâmetros por defeito para aplicações de CFD. [7]

Opção da Preferência Física	Predefinição dos Nós de Meia Face de Elementos Sólidos	Predefinição dos Centros de Relevância	Suavidade	Transição
CDF	"Dropped"	Grosseira	Média	Lenta

As *Named Selections* são etiquetas atribuídas a superfícies, vértices ou arestas no programa de *Meshing* e que permitem depois aplicar-lhes determinadas condições ou métodos (condições de fronteira) no *FLUENT*.

As equações de conservação são resolvidas pelo método iterativo, até se obter convergência da solução. Entende-se por convergência a variação desprezável entre dois resultados consecutivos de cada variável da solução. Os resíduos são a forma simples e automática de identificar que se atingiu a convergência. Por resíduos entende-se, as diferenças no valor de uma quantidade entre duas iterações. A precisão dos resultados de uma simulação que convergiu depende da resolução da malha, da exactidão dos dados de entradas e das condições físicas impostas ao *solver*. Os balanços mássicos e a visualização gráfica de linhas de corrente são alguns dos mecanismos de avaliação dos resultados.

Todas as dimensões no *FLUENT* estão no Sistema Internacional (SI). Caso alguma geometria não esteja nesta unidade, deverá ser convertida. É possível no *FLUENT* transformar malhas tetraédricas em poliédricas, melhorando a qualidade da malha e reduzindo o número de células, contudo esta opção não é reversível, nem permite depois efectuar modificações à malha. É possível apenas converter as células com maior valor de *Skewness*. Uma solução única para um problema só é possível com a correcta identificação das fronteiras do sistema e com a especificação das propriedades certas. É obrigatório seleccionar o material constituinte de cada *Cell Zone* existente (fluido); se existirem espécies, o material é automaticamente seleccionado

como uma mistura de substâncias. É recomendável a utilização de velocidades constantes em fronteiras do tipo *Velocity Inlet* (adequadas a escoamentos incompressíveis). As fronteiras do tipo *Pressure Outlet* podem ser usadas tanto para escoamentos compressíveis como incompressíveis e são também adequadas para superfícies livres. A transferência de calor através das fronteiras dá-se apenas a uma dimensão.

O *FLUENT* tem disponíveis dois tipos de cálculo: *Pressure Based* e *Density Based* [36]. Apenas será referido o primeiro dos dois tipos já que foi o tipo de *solver* escolhido. Este *solver* usa a pressão e a quantidade de movimento como variáveis principais. As derivadas do par pressão-velocidade são feitas por arranjo da equação da continuidade. Este *solver* tem disponíveis dois algoritmos de cálculo: *Segregated* e *Coupled*. No primeiro caso as correcções à pressão e quantidade de movimento são feitas sequencialmente, enquanto no segundo caso são feitas em simultâneo. O *solver Pressure Based – Segregated* requer menos recursos físicos para o processamento e pode ser aplicado a todo o tipo de escoamento em qualquer regime de turbulência.

Os esquemas de interpolação do termo de convecção utilizados foram o *First-Order Upwind* e o *Second-Order Upwind*. O primeiro tem facilidade em convergir mas tem apenas precisão de primeira ordem. O segundo tem precisão de segunda ordem mas a convergência torna-se difícil e lenta, sendo essencial utilizá-lo quando o escoamento não está alinhado com a malha. Foram usados os esquemas de interpolação *Standard* e *Second-Order*, para a pressão nas faces das células com o *solver Segregated*.

Foi utilizado o gradiente *Least-Squares Cell-Based* para as variáveis da solução por minimizar a falsa difusividade. O par pressão-velocidade refere-se à combinação das equações da continuidade e da quantidade de movimento para derivar uma equação para a pressão. Os algoritmos utilizados foram o *SIMPLE - Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* sendo o algoritmo mais robusto.

Os modelos de turbulência disponíveis no *FLUENT* são apresentados na figura abaixo. No estudo apresentado nesta tese optou-se pelo modelo *standard k-ε*.

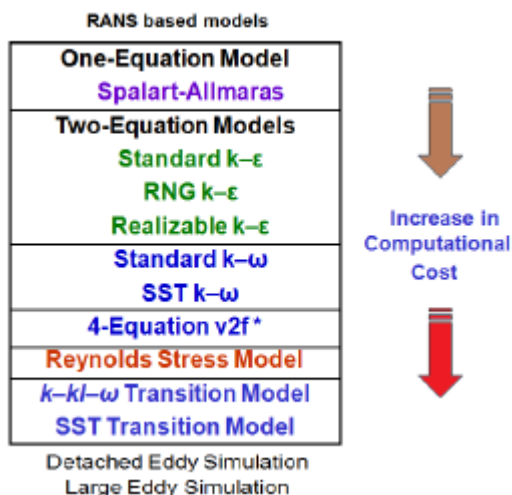


Figura 3.7 – Modelos de turbulência disponíveis no *FLUENT*. [6]

### 3.5.3 Malhas Numéricas

Em dinâmica de fluidos computacional, as malhas são uma representação discreta da geometria que está envolvida no problema a estudar. Essencialmente atribui células ou pequenas regiões por onde o fluxo do fluido é calculado para os parâmetros atribuídos ao caso. Várias partes da malha são agrupadas em regiões onde as condições de fronteira podem ser aplicadas para a resolução do problema. Além disso, a aplicação de malhas não é limitada à dinâmica de fluidos computacional. Tem também uma extensa aplicação em análises de informação geográfica e cartográfica. As malhas podem também ser utilizadas para ajudar a solucionar equações diferenciais parciais utilizando métodos numéricos.

#### Qualidade da Malha

A qualidade da malha pode ser conclusivamente determinada com base nos factores seguintes:

**Taxa de convergência** - Quanto maior a taxa de convergência, melhor a qualidade da malha. Significa que a solução correcta para o problema foi alcançada mais depressa. Uma malha de qualidade inferior pode deixar de fora alguns fenómenos importantes como a camada limite que ocorre no escoamento de um fluido. Neste caso a solução pode não convergir ou a taxa de convergência será afectada.

**Precisão da Solução** - Uma malha melhor garante uma solução mais precisa. Para melhorar a qualidade da malha para uma solução precisa, pode ser necessário refinar a malha em certas áreas da geometria onde os gradientes do campo de escoamento para a solução têm uma maior relevância. Isto também significa que, se uma malha não for suficientemente refinada, a precisão da solução é mais limitada. Como tal, a precisão necessária indica qual deverá ser a qualidade da malha.

**Tempo de Processamento** - O tempo para o processamento da CPU (Unidade Central de Processamento ou Processador) é um factor necessário mas indesejável. Para uma malha altamente refinada, onde o número de células por unidade de área é máxima, o tempo de processamento necessário será relativamente grande. Geralmente, se o tempo de processamento necessário for maior indica que a solução que está a ser gerada terá uma boa precisão. Contudo, para a solução de uma dada precisão e taxa de convergência, um maior tempo de processamento é indicativo de uma malha com qualidade inferior.

#### Formato das Células

## Bidimensionais

Existem dois tipos de células bidimensionais (Fig. 3.8) que são utilizadas tipicamente: triangulares e quadrilaterais.

Triangulares - Esta célula consiste em 3 lados e é um dos tipos de malha mais simples. Uma malha de superfície triangular é sempre rápida e fácil de criar. É o tipo mais frequentemente aplicado em malhas não-estruturadas.

Quadrilaterais - Como o nome indica são células básicas de 4 lados, representado ou quadrados ou retângulos. É mais frequentemente aplicada em malhas estruturadas.

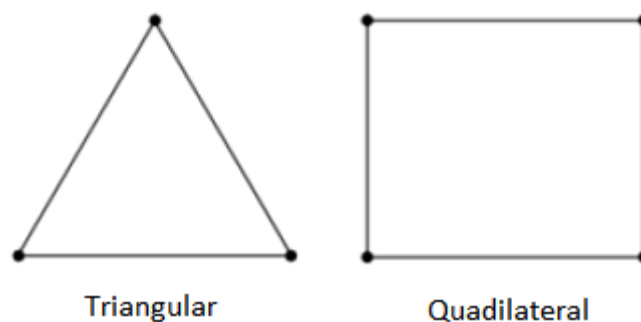


Figura 3.8 – Exemplos das células bidimensionais. [8]

## Tridimensionais

Piramidais – Estas células são aplicadas efectivamente como elementos de transição entre um tipo de componentes de outras malhas e de malhas híbridas.

Prismáticas de Base Triangular - A vantagem deste tipo de células é que resolve eficientemente as camadas limite dos escoamentos.

Tetraédricas - Na maioria dos casos uma malha de volume tetraédrico é gerado automaticamente.

Hexaédricas - Para a mesma quantidade de células, a precisão das soluções em malhas hexaédricas é a mais alta.

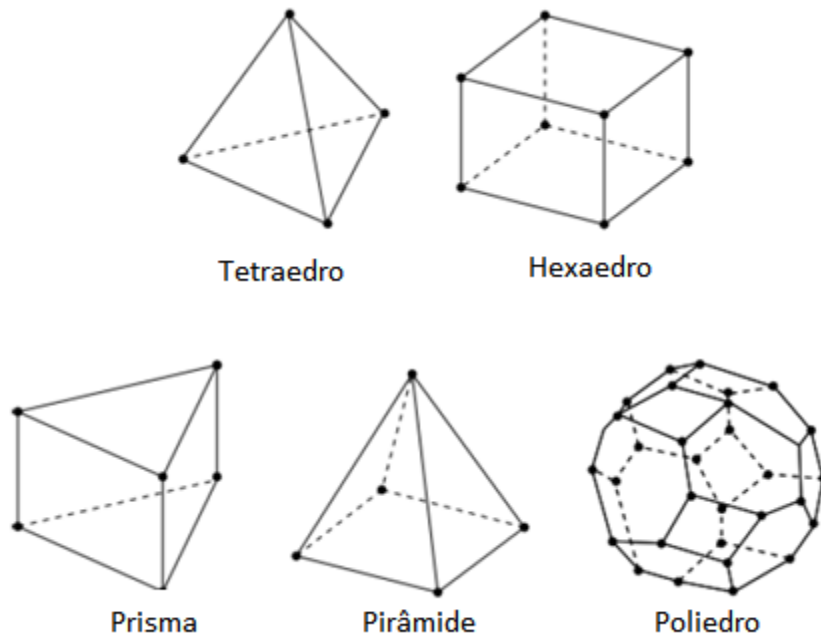


Figura 3.9 – Exemplos das células tridimensionais. [8]

### Classificação das Malha Numéricas

Malhas Estruturadas - Malhas estruturadas (Fig. 3.10) são identificadas por uma conectividade regular. A escolha dos elementos possíveis são tipicamente quadrilaterais em 2D e hexaédricas em 3D. Este modelo é altamente eficiente já que, por exemplo, as relações com a vizinhança são definidas pelo arranjo do armazenamento. [38][39]

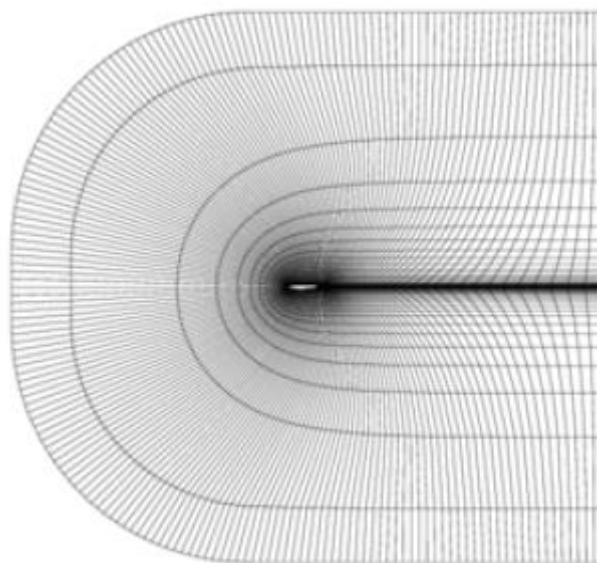


Figura 3.10 – Exemplo de uma malha estruturada. [8]

Malhas Não Estruturadas - Um malha não estruturada (Fig. 3.11) é identificada por uma conectividade irregular. Não consegue ser facilmente expressa como matrizes bidimensionais ou tridimensionais em memória de computador. Isto permite que qualquer elemento possível possa ser utilizado para solucionar o problema. Comparativamente com as malhas estruturadas, este modelo pode ser altamente ineficiente uma vez que pede armazenamento explícito das relações com a vizinhança. Estas malhas normalmente empregam triângulos em 2D e tetraedros em 3D. [40]

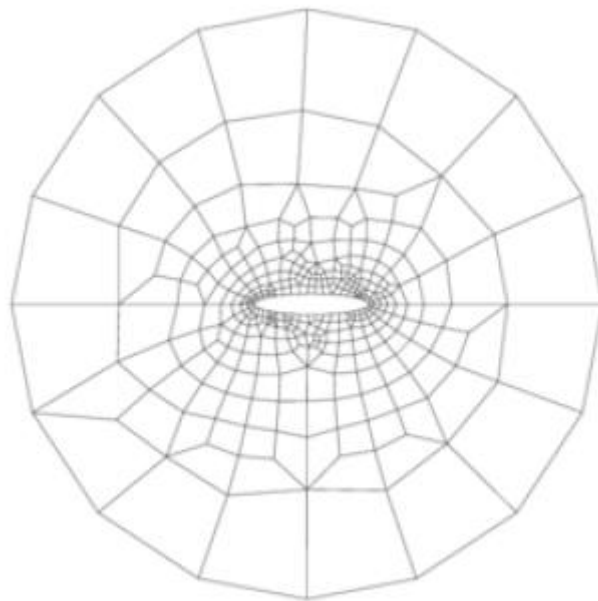


Figura 3.11 - Exemplo de uma malha não estruturada. [8]

Malhas Híbridas - Uma malha híbrida contém uma mistura de porções estruturadas e porções não estruturadas. Integra as malhas estruturadas e não estruturadas de uma maneira eficiente. As partes da geometria que são regulares têm malhas estruturadas e as partes complexas podem ter malhas não estruturadas. Estas malhas podem ser não conformes, o que significa que as linhas da malha não precisam de se encontrar nas fronteiras dos blocos. [41]

#### Escolha do Tipo de Malha

Se a precisão é de uma elevada importância então malhas hexaédricas são o tipo mais preferível. A densidade da malha tem de ser suficientemente alta para poder reter todas as características do escoamento. Da mesma maneira, deverá não ser tão alta que retenha detalhes desnecessários do escoamento, resultando num maior tempo de



processamento. Quando uma parede (ou superfície limitadora) está presente, a malha adjacente à parede deve ser refinada (ou apertada/fechada) o suficiente para resolver o escoamento da camada limite e geralmente células quadrilaterais, hexaédricas, e prismáticas são preferíveis às triangulares, tetraédricas e piramidais. Células quadrilaterais e hexaédricas podem ser expandidas onde o escoamento estiver já completamente desenvolvido e unidimensional. A escolha das malhas pode ser feita com base em alguns factores como a assimetria, a suavidade e adequabilidade. [42]

### Assimetria

A assimetria de uma malha é um indicador adequado da qualidade e adequabilidade de uma malha. Uma grande assimetria compromete a precisão de regiões interpoladas. Há três métodos para determinar a assimetria de uma malha.

Volume equilateral - Este método é aplicável apenas a triângulos e tetraedros e é o método por definição.

Desvio do triângulo equilátero normalizado - Este método aplica-se a todas as células e formas de faces e é quase sempre utilizado para prismas ou pirâmides.

Inclinação equiangular - Uma assimetria de zero é o melhor possível e uma assimetria de um é quase sempre a pior. Para células hexaédricas e quadrilaterais, a assimetria não deve exceder 0,85, para se obter uma solução razoavelmente precisa. Para células triangulares, a assimetria não deve exceder 0,85 e para células tetraédricas a assimetria não deve exceder 0,9.

### Suavidade

A mudança do tamanho das células deve também ser suave. Não deverão existir saltos súbitos na dimensão das células uma vez que isto pode causar resultados erróneos em nós próximos.

### Razão de Aspeto (*Aspect ratio*)

É a relação entre os lados maior e menor numa célula. Idealmente, deverá ser igual à unidade para assegurar os melhores resultados. Para escoamentos multidireccionais, deverá ser um valor perto da unidade. A variação do tamanho das células locais também deve ser mínima. Por exemplo, células adjacentes entre si não devem ter uma variação de dimensão superior a 20%. Ter um alto *Aspect ratio* pode resultar num erro de interpolação de magnitude inaceitável, produzindo falsas difusões numéricas.

### 3.5.4 Considerações teóricas do *FLUENT*

#### Modelação Físico-Matemática

As equações de Navier-Stokes descrevem o movimento de um fluido e resultam da aplicação da 2<sup>a</sup> Lei de Newton para o movimento juntamente com a tensão do fluido que resulta dos termos difusivos viscosos (proporcionais aos gradiente de velocidade) e do termo pressão. A solução numérica obtida das equações de Navier-Stokes resulta no campo de escoamento ou velocidades, descrevendo a velocidade do fluido num determinado ponto no espaço e no tempo. A partir da obtenção do campo de velocidades é possível obter outras quantidades como os gradientes de pressão ou fluxos mássicos.

As equações Navier-Stokes são resolvidas para o transporte de massa, quantidade de movimento, espécies e energia para escoamentos laminares com transferência de calor. Equações de transporte adicionais são resolvidas quando o escoamento é turbulento ou quando a troca de calor por radiação é incluída.

#### Equação de conservação da massa

A equação para a conservação da massa, ou equação da continuidade, pode ser escrita através da equação (3.8).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad \text{Eq. 3.8}$$

#### Equações da quantidade de movimento

O transporte da quantidade de movimento num quadro de referência inercial (sem aceleração) é descrito por (3.9).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} \quad \text{Eq. 3.9}$$

Onde  $\vec{v}$  é a componente vetorial da velocidade,  $p$  a pressão estática,  $\vec{\tau}$  o termo tensor de tensões viscosas e  $\rho \vec{g}$  a força gravitacional. O primeiro termo do lado esquerdo da equação descreve a aceleração, com dependência do tempo e dos efeitos convectivos. O segundo termo do lado esquerdo da equação representa a aceleração convectiva, resultando no tensor derivado do vetor velocidade numa quantidade não linear, sem

dependência do factor tempo. O lado direito da equação representa o efeito composto pelas forças gravitacionais e a divergência da tensão (pressão e tensão).

A derivação das equações de Navier-Stokes é iniciada com a aplicação da 2ª Lei de Newton ao movimento do fluido juntamente com a consideração de que a tensão do fluido é composta pelo termo de viscosidade difusiva (proporcional ao gradiente de velocidade) e pelo termo pressão.

O efeito da tensão no fluido é representado pelos termos  $\nabla p$  e  $\nabla \bar{\tau}$ . Estes valores são gradientes de forças de superfície resultando numa dinâmica de fluidos. O termo  $\nabla p$  é designado por gradiente de pressão e aumenta a partir da parte isotrópica da tensão, transformando-se em movimento ou não. A parte anisotrópica da tensão é dada pelo termo  $\nabla(\bar{\tau})$ , que descreve o efeito das forças viscosas. O termo do tensor de tensões viscosas  $\bar{\tau}$  é dado por (3.10). O gradiente de pressão efectivamente é o termo mais representativo com o escoamento do fluido a deslocar-se no sentido do ponto de maior pressão para o ponto de menor pressão.

$$\bar{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I_{ID} \right] \quad \text{Eq. 3.10}$$

Onde  $\mu$  representa a viscosidade molecular,  $I_{ID}$  a matriz identidade da tensão e o segundo termo da equação representa o efeito da dilatação de volume.

A equação em (3.9) pode ser reescrita nas três componentes cartesianas, conforme (3.11).

$$\text{Componente x: } \frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \nabla \cdot (\rho u V) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \rho f_x$$

$$\text{Componente y: } \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla \cdot (\rho v V) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \rho f_y \quad \text{Eq. 3.11}$$

$$\text{Componente z: } \frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \nabla \cdot (\rho w V) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \rho f_z$$

### Modelação do fluido

A modelação baseia-se na resolução de equações de balanço num sistema de coordenadas ortogonais e rectangulares.

Balanço de quantidade de movimento e de massa

A equação que rege o balanço da quantidade de movimento em cada direcção em regime turbulento, com coordenadas ortogonais e rectangulares é a seguinte:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \overline{\rho u''_j u''_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \bar{\rho} g_i + S_{u_i, p}$$

Eq. 3.12

Nestas equações de balanço de quantidade de movimento o segundo termo do segundo membro envolve os valores médios de correlações de flutuações designadas por tensores de Reynolds, que são calculados com base num modelo de turbulência.

Modelação da turbulência

As tensões de Reynolds que surgem na equação (3.12) podem ser estimadas a partir de equações de balanço que introduzem correlações de ordem superior ou são modeladas. Para tal utiliza-se a aproximação de Boussinesq que considera que as tensões de Reynolds podem ser consideradas proporcionais à taxa de deformação sendo a constante de proporcionalidade a viscosidade turbulenta.

$$\overline{\rho u''_j u''_i} = -\mu_t \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right] \quad \text{Eq. 3.14}$$

Sendo assim, define-se a viscosidade efectiva como sendo a soma da viscosidade molecular com uma viscosidade turbulenta.

$$\mu_{ef} = \mu_t + \mu \quad \text{Eq. 3.15}$$

Considerando estas tensões na equação (3.12) obtém-se uma equação introduzindo a viscosidade turbulenta da equação anterior.

$$\frac{\partial \rho \vec{u}_j \cdot \vec{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \vec{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \overline{\rho u''_j u''_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{ef} \left( \frac{\partial \vec{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \vec{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \bar{\rho} g_i + S_{u_i, p}$$

Eq. 3.16

### Modelo k-ε

O modelo de turbulência utilizado para definir a viscosidade turbulenta foi o modelo k-ε, que se baseia no cálculo da energia cinética turbulenta  $\tilde{k}$  e da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta  $\tilde{\epsilon}$ , definidas por:

$$\vec{k} = \frac{1}{2} \left( \overline{u''^2} \right) \quad \text{Eq. 3.17}$$

$$\vec{\epsilon} = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial u''_i}{\partial x_j} \right)^2 \quad \text{Eq. 3.18}$$

A viscosidade turbulenta é calculada através da equação de Prandtl-Kalmogorov. Considerando  $\sqrt{\tilde{k}}$  como escala de velocidade e  $\tilde{k}^{3/2}/\tilde{\epsilon}$  como escala de comprimentos. Fazendo uma análise dimensional obtém-se:

$$\mu_t = C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\epsilon}} \quad \text{Eq. 3.19}$$

Em que  $C_\mu$  é uma constante do modelo de turbulência.

A tensão de Reynolds é definida pela hipótese de Bousinesq estendida.

$$-\rho \vec{u}_i \overline{u''_i u''_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \vec{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \vec{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \bar{\rho} \vec{k} + \mu_t \frac{\partial \vec{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad \text{Eq. 3.20}$$

O termo extra relativamente à equação (3.14) serve para tornar a fórmula aplicável ao caso das tensões normais.

O cálculo de  $\mu_t$  será obtido através dos valores das quantidades  $k$  e  $\varepsilon$  calculadas pela resolução das suas equações de transporte.

A equação de balanço da quantidade de movimento instantânea é multiplicada pela flutuação da velocidade na mesma direcção e posteriormente é realizada uma média temporal. Este procedimento permite obter uma equação da tensão normal de Reynolds. A partir da semi-soma das equações para cada componente obtém-se a equação de balanço da energia cinética turbulenta. É efectuada uma modelação a esta equação permitindo chegar a:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_j \bar{k}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{k,ef} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right) + G - \frac{\mu_t}{\bar{\rho}^2} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \bar{\rho} \bar{\varepsilon} \quad \text{Eq. 3.21}$$

em que  $\Gamma_{k,ef}$  representa o coeficiente de difusão efectiva tal como tinha sido definido anteriormente para a viscosidade. O termo G representa a geração de energia turbulenta que é calculado através de:

$$G = -\bar{\rho} u''_j u''_i \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad \text{Eq. 3.22}$$

O cálculo da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta envolve termos com flutuações de variáveis de ordem superior que são modelados, permitindo obter a equação:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_j \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{\varepsilon,ef} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right) + C_1 \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} G - C_1 \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} \frac{\mu_t}{\bar{\rho}^2} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} - C_2 \bar{\rho} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{k}} \quad \text{Eq. 3.23}$$

Os valores das constantes do modelo  $C_\mu$ ,  $C_1$  e  $C_2$  são 0,09, 1,44 e 1,92, respectivamente e os valores do coeficiente de difusão efectiva da propriedade  $\phi$  são calculados por:

$$\Gamma_{\phi,ef} = \Gamma_\phi + \frac{\mu_t}{P_{\Gamma_\phi,j}} \quad \text{Eq. 3.24}$$

Lei da parede.

Nas zonas perto de superfícies existem gradientes importantes que só se conseguem representar com uma resolução elevada nessa zona. Para contornar esta questão considera-se uma lei de parede. Existe uma zona da camada limite em que a tensão de corte apresenta uma distribuição que pode ser aproximada por uma zona linear e outra constante e igual ao valor que toma junto à parede.

As componentes da velocidade paralelas à parede obedecem à lei logarítmica:

$$\text{Para } y^+ < 5 \quad \frac{u_p}{u_\tau} = y^+ \quad \text{Eq. 3.25}$$

$$\text{Para } y^+ > 30 \quad \frac{u_p}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(E \cdot y^+) \quad \text{Eq. 3.26}$$

onde

$$y^+ = \frac{u_\tau y_p}{V}$$

$$u_\tau = \sqrt{\tau_p / \rho} \quad \text{Eq. 3.27}$$

em que K é a constante de von Karman, sendo igual a 0,4187, E é uma constante de integração que depende da rugosidade, sendo igual a 9,8 para uma parede lisa e impermeável.

$$\vec{k}_p = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{c_\mu}} \quad \text{Eq. 3.28}$$

$$\vec{\varepsilon}_p = \frac{u_\tau^2}{\tilde{k} y_p} \quad \text{Eq. 3.29}$$

Forma geral das equações de balanço

A equação que rege o transporte de uma grandeza escalar genérica f, é escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_j \bar{\phi}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{\phi,ef} \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_j} \right) + S_{\phi,g} + S_{\phi,p} \quad \text{Eq. 3.30}$$

Onde  $\Gamma_{\phi,ef}$  é o coeficiente de difusão efectiva dessa propriedade e que é calculado pela equação (3.23). As equações de balanço de quantidade de movimento (equação (3.16)) e das grandezas turbulentas, k e  $\varepsilon$  (3.22) e (3.23)) também podem ser escritas na forma da equação (3.21). Para as espécies e energia utilizou-se o valor de 0,9 para o número de Prandtl turbulento.

## 4 Metodologia

Neste capítulo é descrita a metodologia utilizada no decorrer deste estudo. O objetivo desta metodologia é formar um procedimento geral para a análise e desenho de um melhor cabeçote de captação térmica que pode ser aplicado tanto a painéis/coletores térmicos como a painéis híbridos (PV/T), utilizando os mesmos recursos disponíveis mas tirando maior proveito destes. Para poder alcançar este objetivo, vários procedimentos foram desenvolvidos utilizando ferramentas de análise e recolha de dados, combinando-os para alcançar o objetivo final. A secção que se segue apresenta um sumário explícito da metodologia, nomeadamente os procedimentos, o trabalho experimental e a modelação numérica utilizados para adquirir o necessário ao desenvolvimento da dissertação.

### 4.1 Metodologia Experimental

Este segmento destina-se a explicar e detalhar os procedimentos experimentais efetuados em laboratório no decorrer desta dissertação. Para o primeiro modelo foi escolhido um protótipo de um cabeçote de coleta ao qual são acoplados tubos de calor. Estes recolhem a energia solar e transmitem-na para a água que flui dentro do cabeçote. Por outras palavras o cabeçote é um permutador de calor. Esta água fluente é posteriormente aplicada em qualquer necessidade ou processo desejados.



Figura 4.1 – Protótipo estudado com três orifícios de encaixe para tubos de calor.



Devido a anteriores utilizações já era conhecido que o protótipo de coletor não era particularmente eficiente, não se sabendo exactamente o porquê nesta altura, uma vez que esta estrutura é a normalmente aplicada em painéis solares com tubos de vácuo e que opera com razoável eficácia. Uma vez que o estudo aqui desenvolvido reside tanto em melhorar a eficiência deste permutador de calor como compreender o real comportamento dos tubos de calor, foram feitas uma série de experiências e testes para recolher dados que permitissem compreender os seus funcionamentos e desempenhos. O foco deste trabalho viria nesta sequência onde se procuraria então desenvolver uma geometria alternativa para uma versão real deste cabeçote de forma a tirar o máximo de partido das condições em que operasse.

Os tubos de calor estarão muito em foco nestes testes laboratoriais uma vez que é deles que transmitido o calor a permutar pelo cabeçote para a água. Assim, para melhorar a geometria deste componente, é importante compreender como funciona um tubo de calor e que condições térmicas consegue transmitir ao cabeçote. Deste modo, foram desenvolvidos e construídos modelos em laboratório para testar e avaliar o comportamento dos tubos de calor sob condições controladas. Nesse sentido, os tubos de calor foram testados quer individualmente, quer numa aplicação com um cabeçote, procurando saber como estes componentes respondem do ponto de vista térmico.

Uma vez que não foi encontrado qualquer trabalho académico que apresentava ou expunha concretamente o que está aqui a ser tratado, tanto a construção como os primeiros testes e ensaios constituíram um processo de aprendizagem contínuo, dependendo tanto dos conhecimentos, como dos equipamentos e materiais disponíveis para o efeito. Isto resultou num modelo experimental em melhoria e evolução constante, levando a que alguns dos testes efectuados não tivessem nenhum valor relevante para o objectivo final, mas permitiram uma compreensão mais aprofundada de como o equipamento e o material se comportavam e como era possível melhorar o modelo.

#### 4.1.1 Modelo Experimental

Com vista a efetuar os ensaios iniciais, a forma escolhida para criar uma fonte de calor artificial nos tubos de calor foi a utilização de um condutor eléctrico com uma resistividade eléctrica razoavelmente elevada ( $2,7 \Omega/\text{m}$ ), para construir uma resistência eléctrica, que foi envolvida em torno do tubo de calor. Originalmente, para efeitos de teste de iniciação, foi feita uma resistência de 1 metro enrolada em torno do fundo do tubo de calor (Figura 4.2), sendo o restante comprimento do tubo isolado.

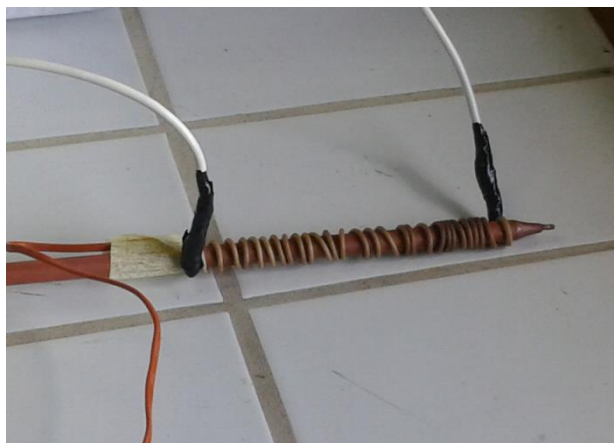


Figura 4.2 – Resistência eléctrica colocada no fundo do tubo de calor.

No tubo de calor foram também instalados três sensores de temperatura do tipo termopar, que foram colocados ao longo do seu comprimento. (Figura 4.3)

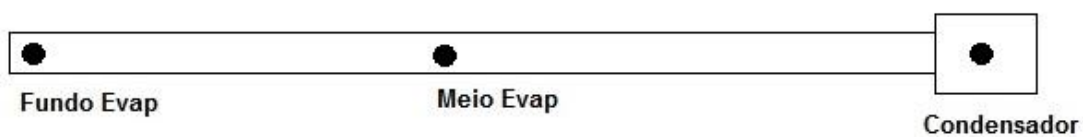


Figura 4.3 – Posicionamento dos sensores de temperatura ao longo do tubo de calor.



Figura 4.4 – Foto dos sensores colocados no tubo de calor.

Com vista a produzir potência térmica por meio do efeito Joule para, recorreu-se a uma bateria de automóvel de 12V para fornecer energia a uma resistência elétrica (Fig. 4.5). Foram efetuados ensaios para aferir o comportamento e segurança do modelo e recolhidos os dados que mostravam a evolução térmica em funcionamento.



Figura 4.5 – Primeiro modelo de teste do tubo de calor.

O passo seguinte foi acoplar o tubo de calor ao cabeçote e recolher leituras tanto no tubo de calor como na entrada e saída de água do cabeçote (Fig. 4.6 e 4.7). Nesta altura, devido à natureza de desgaste da carga da bateria, esta foi substituída por um retificador manual que permitia ajustar a diferença de potencial, consoante o necessário, dentro de um limite estabelecido pelo aparelho. Uma vez que o retificador não possuía qualquer indicador de funcionamento recorreu-se a um multímetro para a verificação da adequada tensão na resistência.



Figura 4.6 – Cabeçote com sensores de temperatura à entrada (azul) e saída (verde)



Figura 4.7 – Cabeçote e tubo de calor acoplados sem isolamento.

Com os componentes acoplados isolaram-se todas as áreas expostas ao ar com exceção da resistência (Fig. 4.8 e 4.9), e procedeu-se a mais um série de ensaios com e sem água,

vinda directamente da rede a fluir pelo cabeçote. É importante que o ensaio que foi agora referido foi apenas para testar inicialmente o comportamento do tubo de calor.



Figura 4.8 – Tubo de calor acoplado e isolado.



Figura 4.9 – Cabeçote com tubo de calor acoplado e isolado.

Rapidamente se verificou, por meio dos dados recolhidos, que a pequena resistência utilizada não era capaz de fornecer calor suficiente para alterar a temperatura da água corrente no cabeçote. Por seu lado, e devido à utilização nos ensaios, o retificador manual, que registava já alguns anos de idade e de utilização, entrava em aquecimento

substancial, o que deu origem à sua avaria, tendo sido necessário encontrar uma outra alternativa para o controlo da tensão.

O modelo foi então novamente reconstruído e durante o período em que se encontrava desmontado procedeu-se a um teste de calibração dos sensores térmicos de termopares, recorrendo-se a gelo fundente ( $0^{\circ}\text{C}$ ). Verificou-se que todos os sensores tinham uma sensibilidade não inferior a  $0,4^{\circ}\text{C}$  e não superior a  $1,2^{\circ}\text{C}$ .

Após a reconstrução do modelo, aplicou-se uma resistência que cobria uniformemente a totalidade do tubo de calor de modo a conseguir uma boa distribuição de calor ao longo do evaporador do tubo e de forma a simular a potência que o tubo de calor receberia quando exposto à radiação solar numa aplicação real. (Figura 4.10)

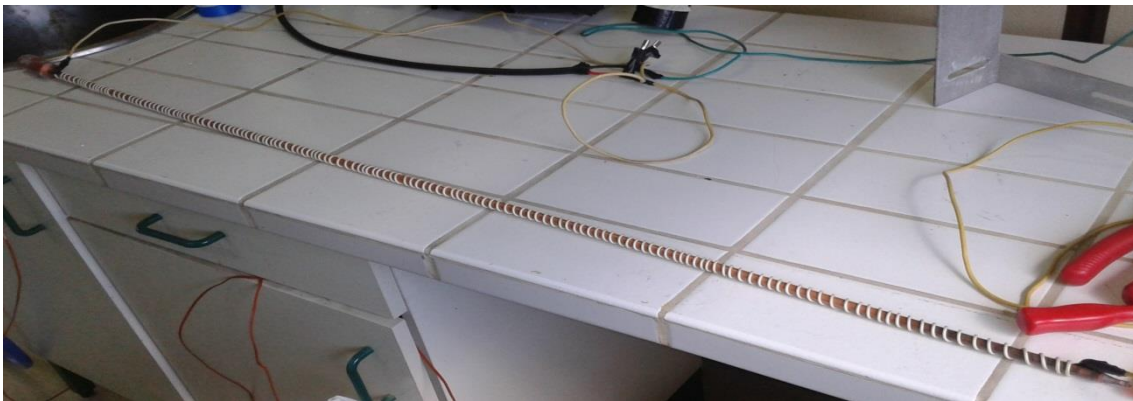


Figura 4.10 – Resistência Eléctrica no tubo de calor.

Em alternativa ao rectificador manual foi possível adquirir um auto-rectificador electrónico utilizado, entre outras coisas, para o carregamento de baterias. Este dispositivo permitiu um ajuste preciso na tensão fornecida à resistência, sendo possível efectuar ensaios muito mais precisos e em melhores condições.

Apesar de um modelo melhor construído, surgiu um imprevisto diferente, em que o isolamento negro de polietileno de baixa densidade não conseguia resistir ao calor intenso emitido pela resistência que o envolvia durante os ensaios. Como alternativa recorreu-se a um isolamento de aglomerado de cortiça com 1,8 mm de espessura que permitiu isolar bem a resistência sem que se degradasse com o calor, permitindo que a potência dissipada por efeito Joule fosse melhor transmitida ao tubo de calor. (Figura 4.11)



Figura 4.11 – Conjunto cabeçote-tubo de calor com isolamento de cortiça e polietileno de baixa densidade.

Com este novo modelo foram efectuados ensaios formais para estudar o comportamento do tubo de calor e do cabeçote sobre diferentes escalões de potência de forma a traçar curvas de comportamento, nas melhores condições possíveis e com registo dos caudais de água. Cada ensaio foi feito em períodos de uma hora e meia, com intervalos de registo de dez em dez segundos. O tempo do ensaio foi escolhido de modo a que permitisse uma estabilização das temperaturas no sistema, mas verificou-se que ao fim de uma hora o sistema já estava estabilizado e como tal nas séries de ensaios que se seguiram foi estabelecido um período de uma hora por ensaio. O intervalo original de recolha de valores seria de um segundo mas foi alterado para dez, pois num espaço de tempo inferior as temperaturas oscilavam demasiado, ao passo que um intervalo de dez segundos permitia alguma estabilização bem como um melhor processamento de dados.

Verificou-se contudo que não foi possível registar alterações palpáveis na temperatura de saída da água. Conjugando o facto de ser apenas um tubo de calor, um caudal de água contínuo e não recirculado, a ineficiência do próprio cabeçote e uma sensibilidade dos termopares demasiado baixa, fez com que não fosse possível detectar uma alteração apreciável da temperatura da água. Convém notar que em sistemas reais, não só o cabeçote coletor é maior (três a quatro vezes maior) como é um sistema fechado com recirculação em depósito, algo que não foi possível introduzir no modelo de ensaio. Estes dois fatores contribuíram grandemente para a temperatura da água se manter inalterada.

Ainda assim, os dados adquiridos com a finalidade de analisar o comportamento do tubo de calor continuaram a permitir conhecer melhor o seu funcionamento, partindo deste ponto para o próximo conjunto de testes.

Para verificar efetivamente o comportamento do tubo de calor procedeu-se a um novo teste de potência para inferir as curvas de funcionamento do tubo de calor individualmente sem o cabeçote acoplado, perdendo calor directamente para o ar atmosférico. Para tal considerou-se uma gama de potências aceitáveis de entre, aproximadamente, 2 W a 150 W, para verificar se o comportamento deste se alterava. A gama de potências foi assim escolhida para incluir a maior janela de funcionamento útil

típico de um tubo de calor que normalmente se encontra entre os 75W e os 120W de potência, dependendo obviamente do grau de exposição e intensidade solar.

Este conjunto de ensaios foi realizado com o tubo de calor numa posição quase horizontal, com uma pequena inclinação (inferior a  $10^\circ$ ) de modo a permitir mais facilmente a deslocação do fluido, na fase de vapor, para o condensador, uma vez que na posição completamente horizontal o vapor do fluido tem uma maior dificuldade em deslocar-se do evaporador para o condensador. Adiante será realizado um estudo mais aprofundado relativamente à inclinação do tubo de calor e às consequências da troca de calor deste.

Concluída esta fase de testes individuais do tubo de calor, passou-se ao teste deste com o cabeçote acoplado e funcional, com circulação de água mas sem recirculação desta ao cabeçote, mantendo a temperatura de entrada no cabeçote constante. Os sensores de termopar para a recolha dos dados encontram-se distribuídos da forma apresentada na figura abaixo:

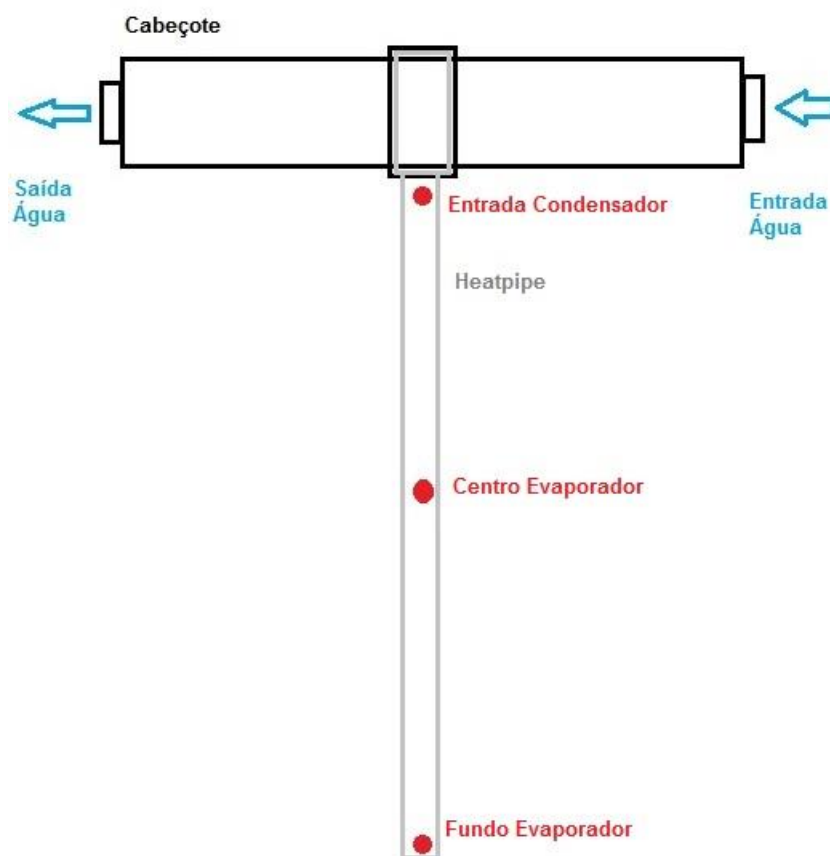


Figura 4.12 – Esquemática do tubo de calor com os respectivos sensores e o cabeçote acoplado.



De modo a melhorar a compreensão do funcionamento do tubo de calor procurou-se testar um novo parâmetro. A característica a estudar neste novo conjunto de ensaios seria a influência que a inclinação do tubo de calor tem na transmissão de calor, para o que foi escolhida uma potência genérica (113,43W) e mantendo essa mesma potência fixa foram feitos cinco testes ao tubo de calor, sendo cada um feito com uma inclinação diferente a 0°, 30°, 45°, 60° e 90° de inclinação em relação ao plano horizontal. Isto permitiu verificar qual a inclinação que se traduzia numa temperatura do condensador mais elevada, e qual transmitiria mais calor ao cabeçote e consequentemente à água que nele circula. Como foi referido anteriormente, os ensaios neste grupo têm um intervalo de registo de dez segundos. Neste grupo de ensaio o tubo de calor estará de novo individualizado, não estando acoplado ao cabeçote e dissipando o calor para o ar.

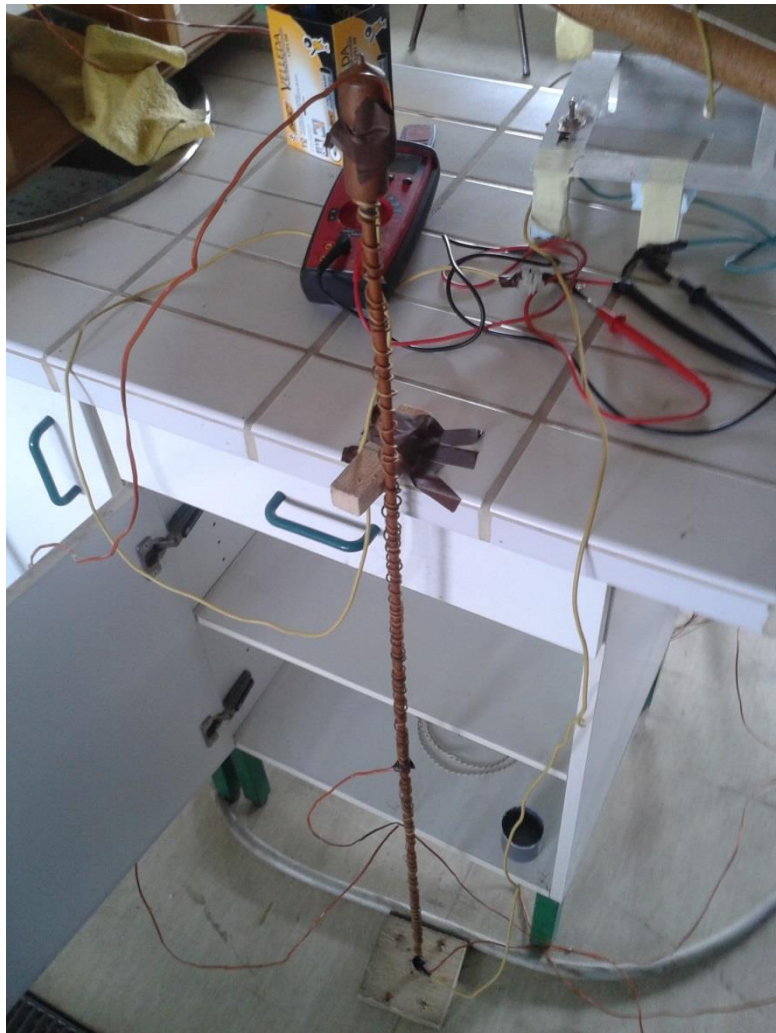


Figura 4.13 – Exemplo de teste com o tubo de calor inclinado a 90°.

Finalmente, considerando a inclinação mais favorável, foram efectuados ensaios de potência variada, como os que já foram abordados, com a inclinação constante de 60° para observar o comportamento do tubo de calor com este declive.

Todos os valores aqui referidos sejam potências, temperaturas, tensões, etc. e figuras que não estejam representadas, serão apresentados no capítulo do desenvolvimento e resultados.

## 4.2 Metodologia da Simulação Numérica

Esta secção é dedicada a detalhar a componente de simulação numérica desenvolvida, nomeadamente a construção e desenvolvimento dos modelos informáticos produzidos no *software* de simulação *Fluent*. O objectivo nesta parte do trabalho é desenvolver geometrias novas, com características que permitam melhorar a captação térmica do cabeçote sob as condições verificadas nos ensaios laboratoriais, nomeadamente as condições de operação dos tubos de calor.

### 4.2.1 Modelos Informáticos Iniciais de Simulação

Para uma boa avaliação do desempenho do cabeçote bem como de possíveis alternativas melhoradas foi necessário o desenho em *software* 3D, e posterior importação dos mesmos para o programa de simulação de dinâmica de fluidos, o programa *Fluent*. Foram escolhidas no total sete geometrias, incluindo a geometria original que servira de termo de comparação com as restantes. O cabeçote original é um protótipo, que ao contrário dos cabeçotes empregues em aplicações reais com cerca de dez ou doze tubos de calor agrupados, tem apenas três orifícios para tubos de calor. (Figura 4.14)

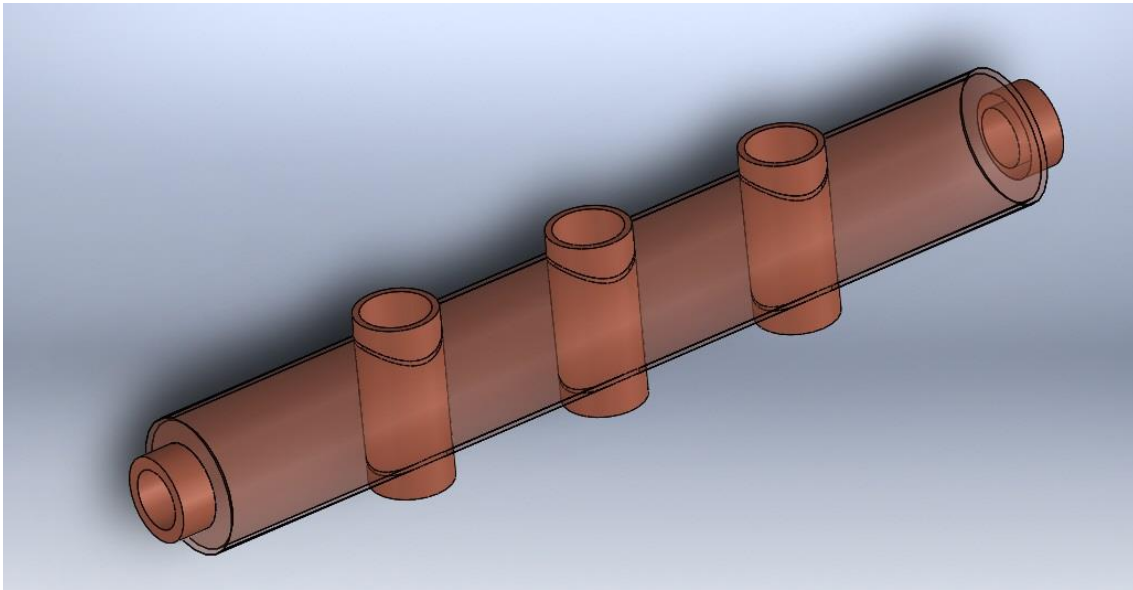


Figura 4.14 – Geometria Original ou Geometria 1.

As geometrias alternativas são versões mais ou menos modificadas do cabeçote original, sempre numa tentativa de melhorar a permuta de calor entre os tubos de calor e a água circulante no interior do cabeçote. Em alguns casos foram acrescentadas batentes internos para forçar o fluido a uma circulação alternativa e noutros casos o cabeçote foi modificado para prolongar o tempo que uma unidade de fluido permanece dentro deste para permitir uma oportunidade maior de trocar calor. Outras geometrias, por seu turno, foram alteradas de modo a aumentar a área de superfície pela qual o calor pode ser trocado.

De seguida são apresentadas as geometrias alternativas que foram desenhadas e para as quais foram feitos modelos de simulação.

Geometria 2 – Esta geometria é de dimensão e especificações iguais à original onde, contudo, foram acrescentados batentes em formato de meia-lua para alterar o fluxo de água, procurando abrandar e aumentar o tempo de residência desta, de modo a que consiga retirar mais calor dentro do cabeçote.

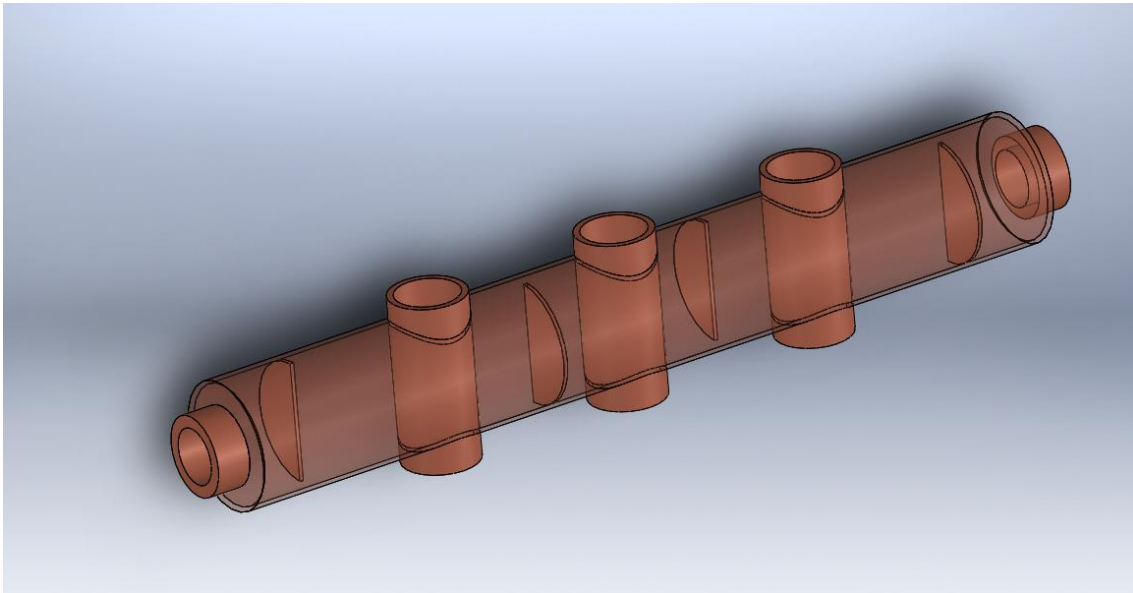


Figura 4.15 – Geometria 2.

Geometria 3 – Esta geometria é igual à anterior com a diferença de que os batentes estarem posicionados horizontalmente em vez de verticalmente como indica a figura 4.16.

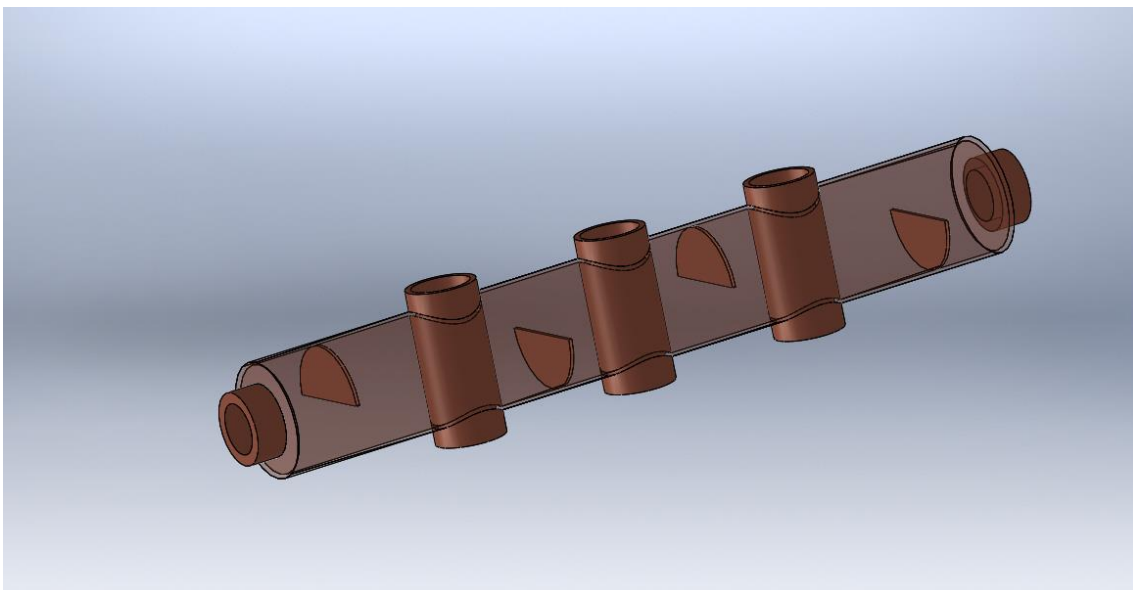


Figura 4.16 – Geometria 3.

Geometria 4 – Esta geometria é de dimensão e especificações iguais à original, nomeadamente no corpo e tubos de encaixe dos tubos de calor. Contudo, neste caso foram acrescentados separadores que forçam a que a água percorra três vezes o comprimento do cabeçote, tendo também a entrada e saída de água um menor diâmetro com é indicado na figura 4.17.

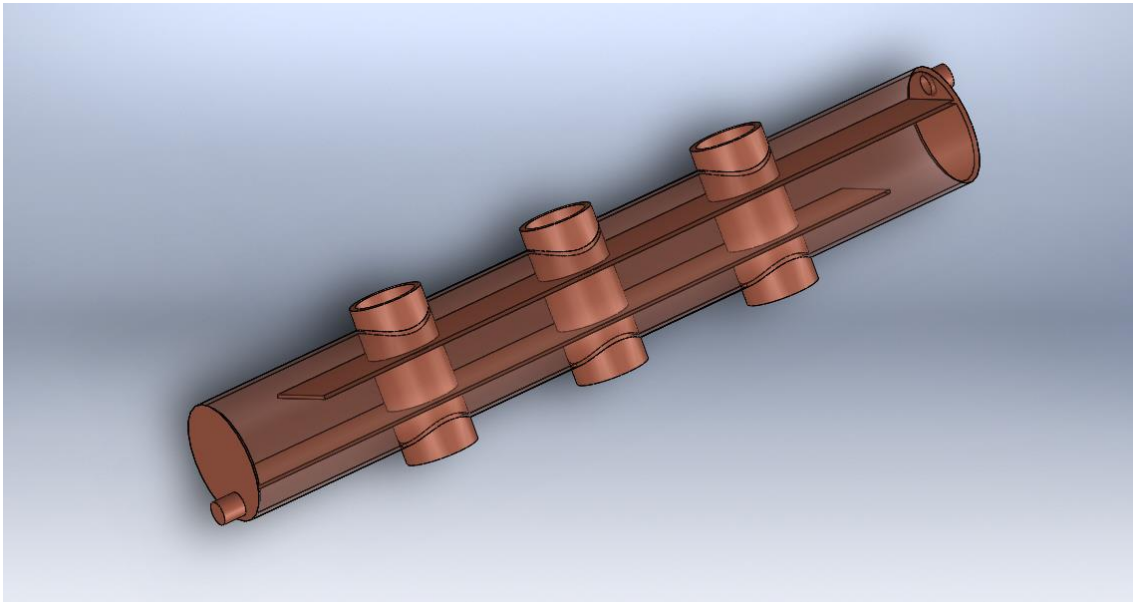


Figura 4.17 – Geometria 4.

Geometria 5 – Esta geometria tem uma dimensão do corpo igual à original, contudo os encaixes dos tubos de calor foram posicionados para que o seu topo ficasse também submerso em água mas perdendo um pouco da superfície lateral que estava dentro do cabeçote.

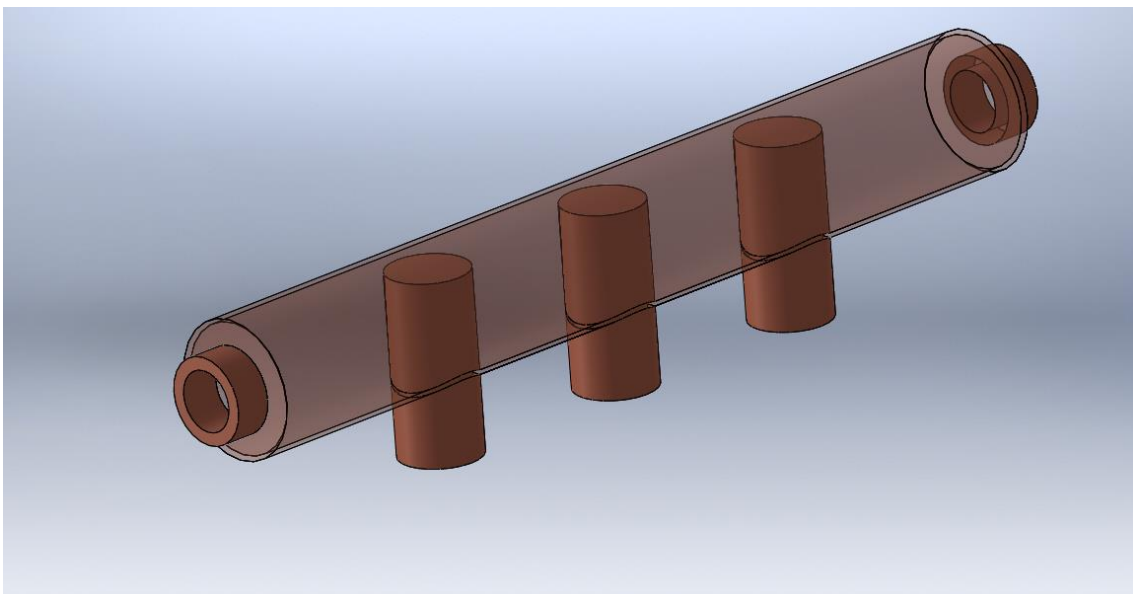


Figura 4.18 - Geometria 5.

Geometria 6 – Esta geometria tem uma dimensão do corpo diferente da original, com um maior diâmetro e onde os encaixes dos tubos de calor foram posicionados para que o seu topo ficasse também submerso em água. No entanto, devido ao maior diâmetro

desta geometria os encaixes têm uma maior área de permuta (cerca do dobro da original) dentro do cabeçote, do que na geometria anterior.

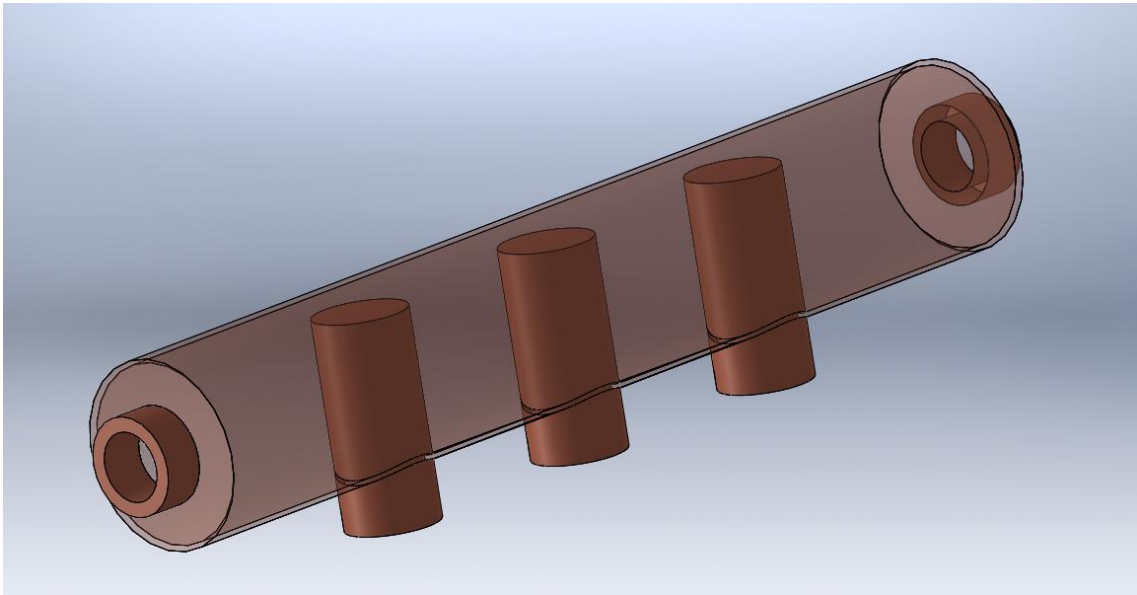


Figura 4.19 – Geometria 6.

Geometria 7 – Esta geometria é a mais distinta de todas, com um perfil ovalizado em vez de circular. Outra diferença está nos encaixes dos próprios tubos de calor que foram modificados também para ter um perfil ovalizado e de modo a que ficassem com a maior superfície possível de permuta incluindo o topo submerso. O objetivo desta geometria é aumentar a área de permuta, diminuir o fator de *bypass*, ou seja da quantidade de água sem estar em contacto efetivo com o topo dos tubos de calor e tornar o fluxo menos turbulento, diminuindo deste modo a perda de carga.

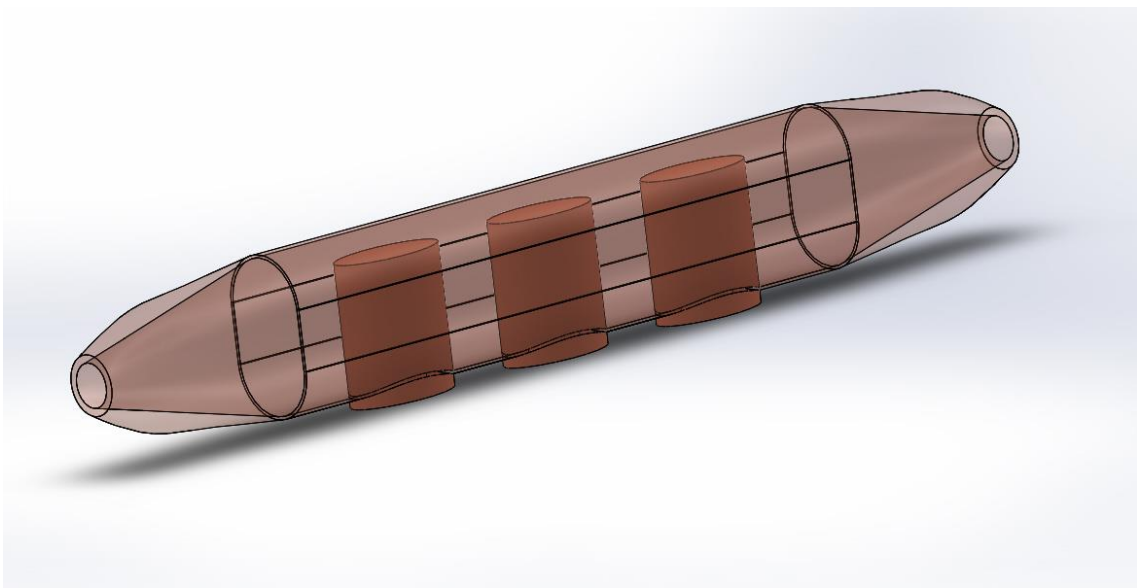


Figura 4.20 – Geometria 7.

Após os desenhos das geometrias concluídos, estes são importados para o *software* de CFD onde, partindo da geometria, foram construídos os modelos para cada caso e foram feitas as simulações em condições idênticas para todos. As condições com a maior relevância para este estudo eram as temperaturas mais elevadas que os tubos de calor poderiam atingir e que determinariam a quantidade de calor transmitido para uma unidade de fluido. Uma outra condição importante é o caudal de fluido corrente no cabeçote, mas devido à possibilidade de modelar esta condição não têm tanta importância como a primeira.

Nas primeiras modelações e simulações efectuadas atribuiu-se valores genéricos mas plausíveis a estas duas condições já referidas. Desta forma e como todas as simulações operaram com os mesmos parâmetros, foi possível determinar quais as potências térmicas retiradas por cada cabeçote e qual das geometrias era efectivamente a melhor para alcançar o objetivo desejado.

#### Construção do modelo de simulação numérica

De seguida apresenta-se um guia genérico simplificado de como o modelo de simulação de uma geometria é desenvolvido. Para iniciar a construção do modelo utilizou-se a função “*Geometry*” do *Workbench* (Figura 4.21) do *Fluent*.

Nota: Há que ter em conta que quando se refere nesta secção da metodologia aos tubos de calor está-se a referir aos encaixes dos tubos de calor no cabeçote e não aos tubos de calor em si.

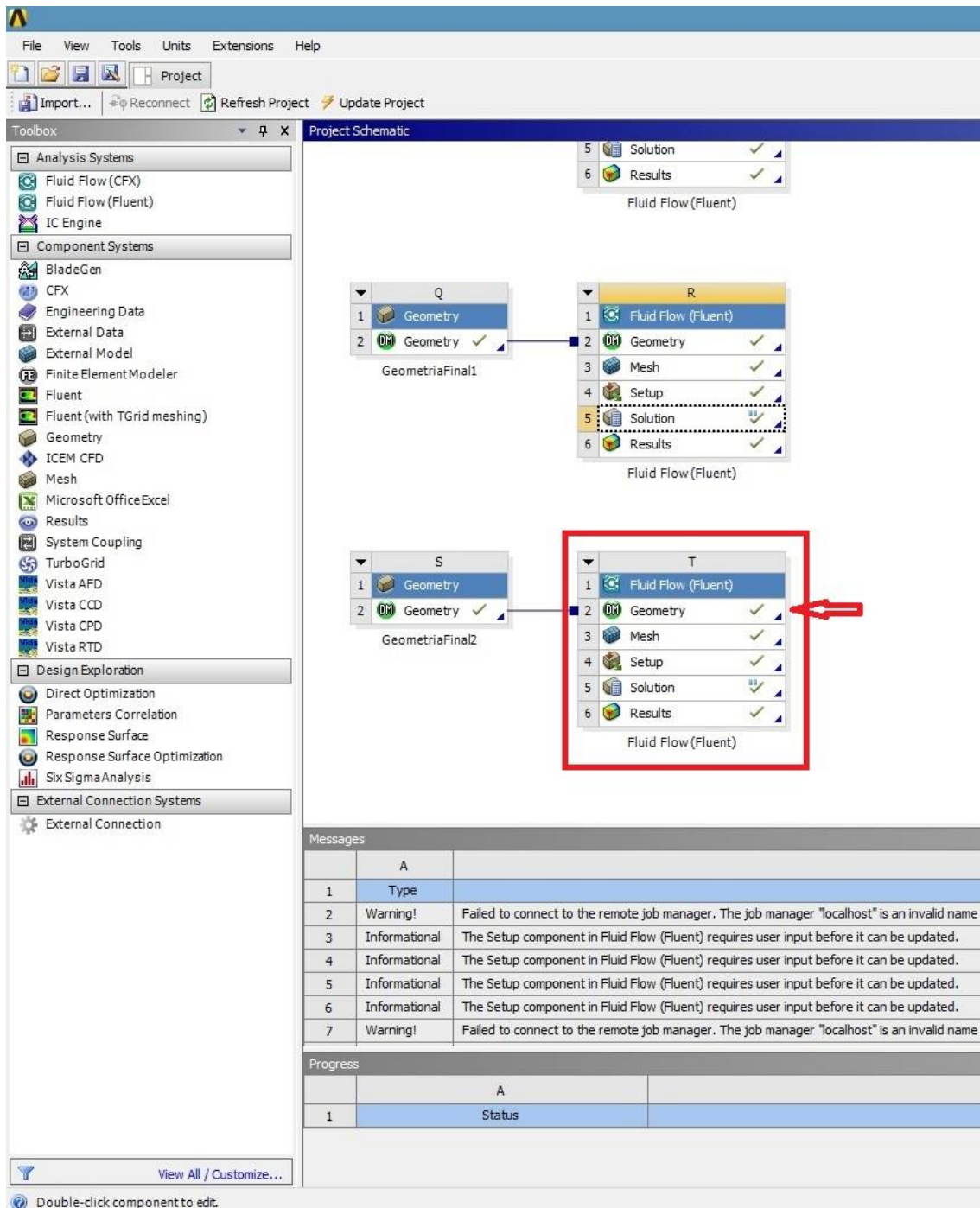


Figura 4.21 – *Workbench* da ANSYS indicando a função *Geometry*.

Nesta função procede-se à importação do desenho 3D para o programa (Figura 4.22), onde é feita a “geração” de elementos componentes do desenho. De modo a preparar a geometria para o passo seguinte, é necessário a remoção de alguns elementos sólidos da peça, neste caso o cabeçote. Assim, a peça é decomposta, removendo os elementos exteriores e deixando apenas aquilo que virá a ser o volume interno que vai ser estudado. Iremos então obter um corpo com o mínimo de elementos (Figura 4.23), e com a entrada e a saída de fluido categorizadas.



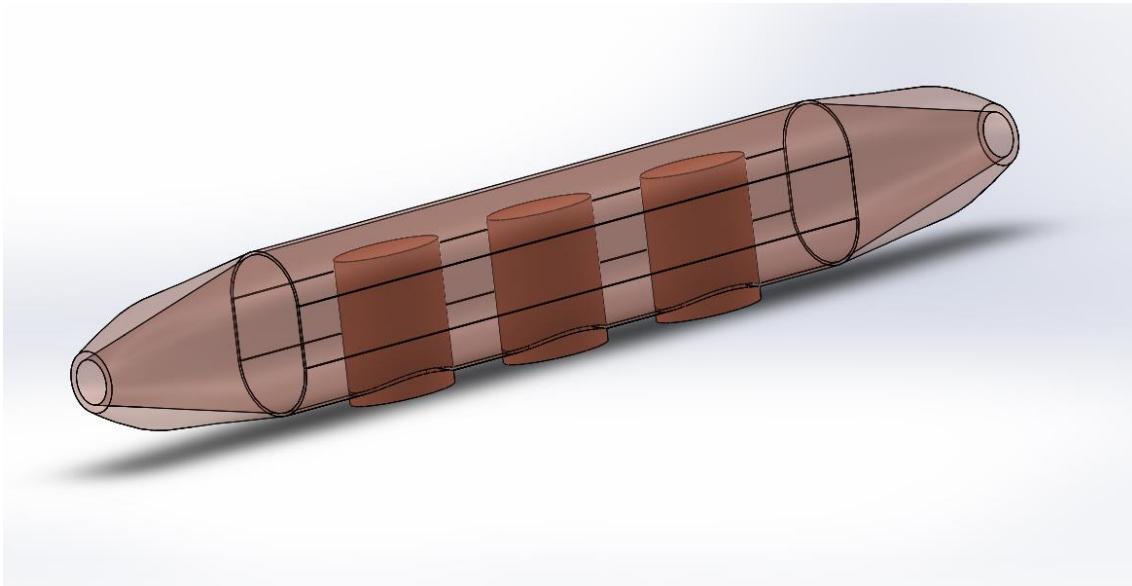


Figura 4.22 – Exemplo de desenho 3D previa à sua inserção e processamento no *Design Builder*.

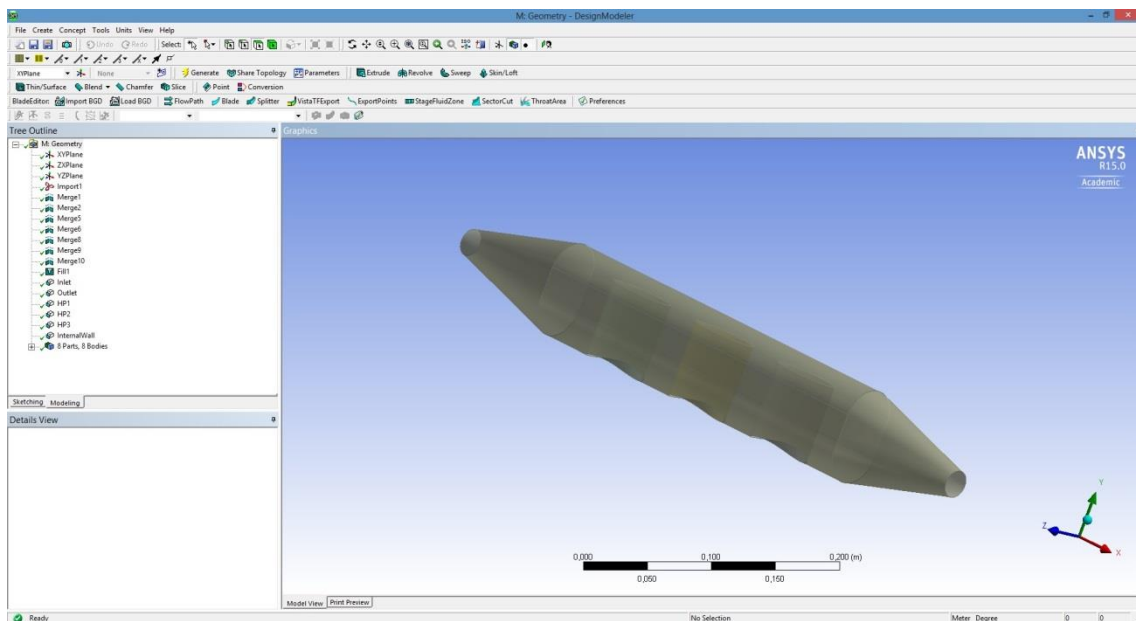


Figura 4.23 – *Geometry : Design Builder* apresentando a geometria já processada, tratada e pronta para a construção da malha.

Passando para a função “*Mesh*” do *Fluent* procede-se à construção da malha, e após a utilização daquela é gerada uma malha para a geometria. Nesta fase também é necessário mais algum processamento da geometria definindo as “*Named Selections*”. Estas seleções têm uma grande importância pois irão estabelecer os elementos que iremos sujeitar às condições fronteira de interesse para a simulação. Assim, são feitas “*Named Selections*” para cada um dos tubos de calor, para a parede do cabeçote e para a

entrada e saída de fluido, uma vez que cada um destes elementos terá as suas próprias condições. Para as características da malha foram utilizadas as predefinições do programa que gera uma malha de células 3D tetraédricas e não estruturada. (Figura 4.24) A malha gerada nas simulações realizadas neste trabalho foi escolhida por conjugar um nível admissível de precisão da solução com um tempo de computação aceitável.

Tabela 4.1 – Classificação dos tipos de “Named Selections” e respetivas funções na simulação.

<b>Named Selection</b>	<b>Função</b>
Entrada	Estabelecer um caudal mássico constante.
Saída	Estabelecer uma saída à pressão atmosférica.
Parede interior do cabeçote	Meio de interação com o ambiente exterior e coeficiente de convecção do escoamento.
Tubos de calor	Impor a condição de temperatura constante.

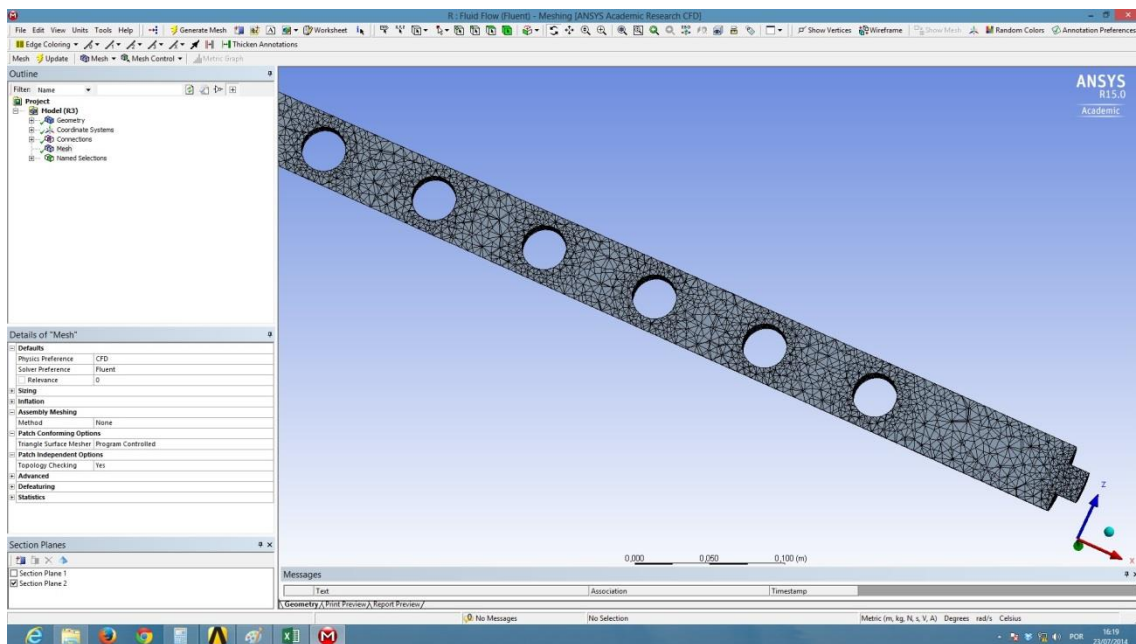


Figura 4.24 – Apresentação de uma das malhas geradas na função “Mesh”.

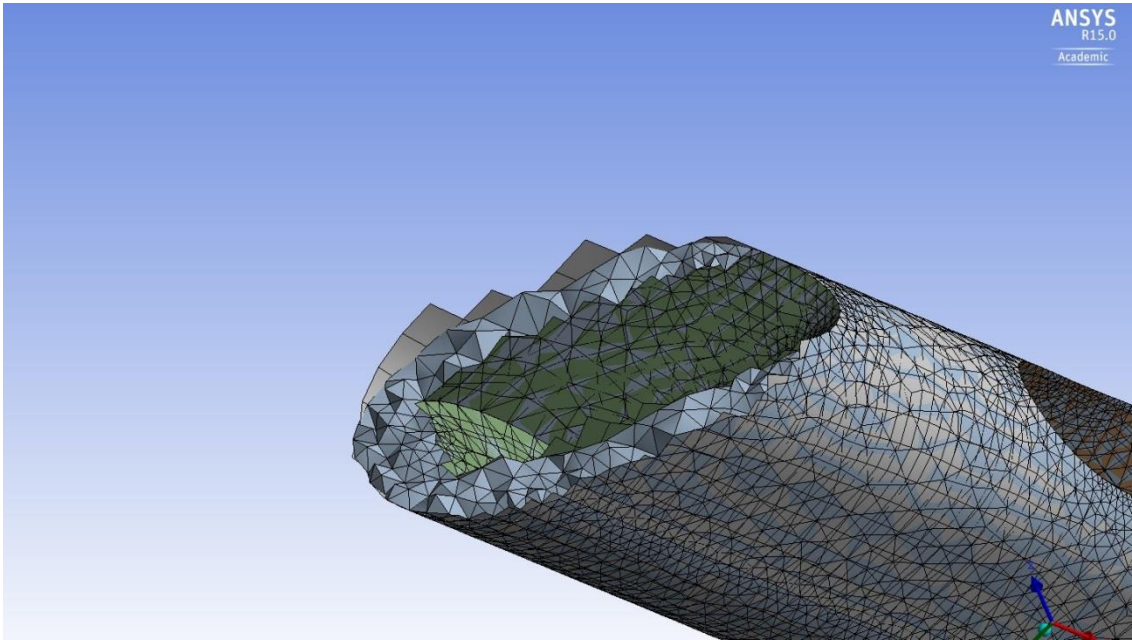


Figura 4.25 – Corte da geometria mostrando em pormenor um exemplo de malha com células 3D tetraédricas, não estruturada.

Estando com a malha definida procede-se à configuração do modelo em si. Será nesta fase que se irão introduzir todos os valores de relevância para as condições fronteira, bem como critérios de tolerância, entre outros.

São escolhidos os modelos que serão aplicados durante as simulações, e neste caso os modelos utilizados serão o modelo de energia e o modelo de viscosidade  $k-\epsilon$ . O modelo de turbulência  $k-\epsilon$  foi escolhido para esta simulação pois é o modelo padrão, frequentemente aplicado em escoamentos interiores ou em conduta com bom nível de precisão na solução e com um tempo de computação razoável.

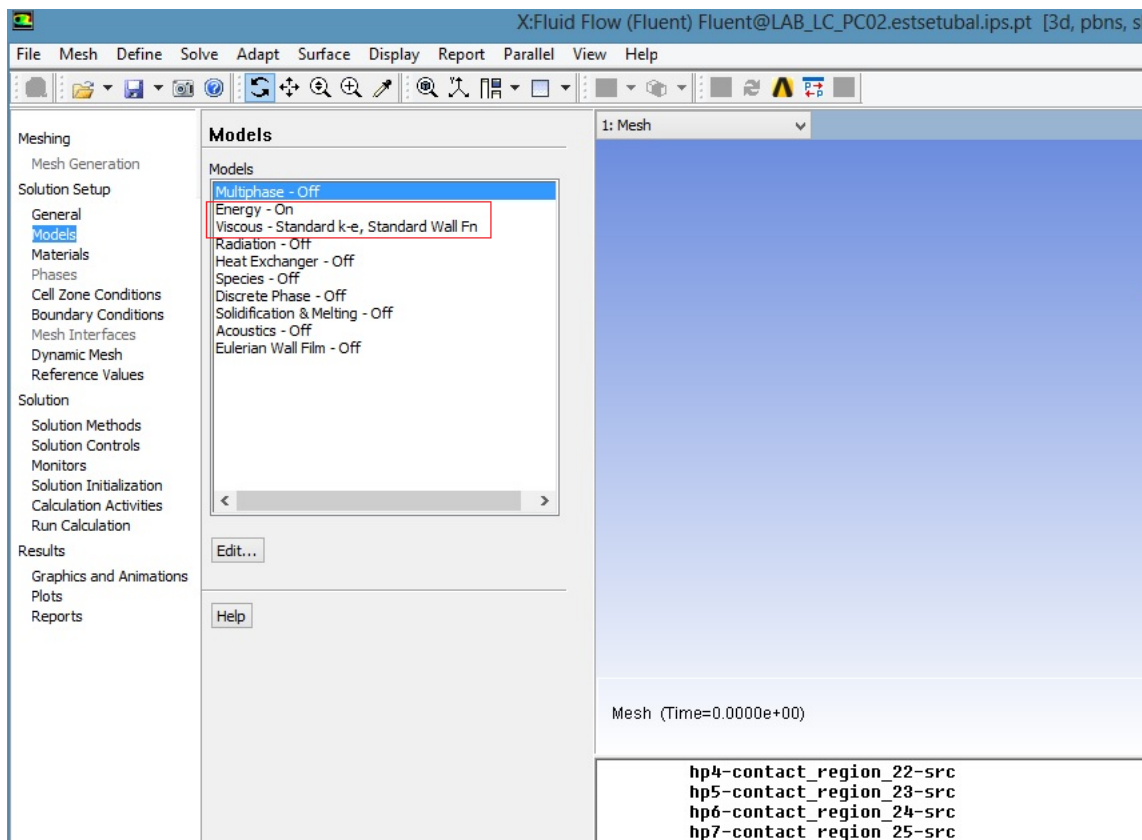


Figura 4.26 – Selecção dos modelos para a simulação.

Após a escolha do modelo avança-se para a escolha de materiais, nomeadamente o fluido do escoamento, que neste caso será água em estado líquido e escolhe-se também o material de que é composta a peça. O material neste tipo de peça é tipicamente algum metal neste caso em particular, o Cobre. Contudo, devido à condutibilidade do Cobre, numa peça com este material rapidamente o calor transmitido para a água seria perdido para o exterior. Considerou-se então que a peça estaria isolada termicamente, tendo-se decidido atribuir como material exterior o isolamento projetado para a peça. O isolamento escolhido é polietileno de baixa densidade.

Tabela 4.2 - Características do material (para o nível de temperaturas utilizado):

Material	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [J/kg.K]	$k$ [W/m.K]
Polietileno	30	600	0,055

Após a escolha de materiais procede-se à definição dos valores das condições fronteira para os elementos relevantes. Há que ter em conta quatro tipos distintos de condição fronteira, as condições fronteira para os tubos de calor, que numa fase inicial terão todas a mesma temperatura, a superfície da parede da peça que está em contacto com o fluido, a entrada do fluido na peça e a saída do fluido da peça.

Tabela 4.3 – Exemplo da enumeração dos valores das condições fronteira estabelecidas para a geometria final 2.

Named Selection	Valor da Condição Fronteira
Entrada	Caudal Mássico de 0,0042 kg/s.
Saída	Pressão Atmosférica (101325 Pa).
Parede interior do cabeçote	Coefficiente de Convecção 20 W/m <sup>2</sup> K; Espessura da Parede interior 0,025 m.
Tubo de calor	Temperatura:
1	348 K
2	354 K
3	360 K
4	367 K
5	373 K
6	380 K
7	386 K
8	392 K
9	399 K
10	405 K
11	412 K
12	418 K

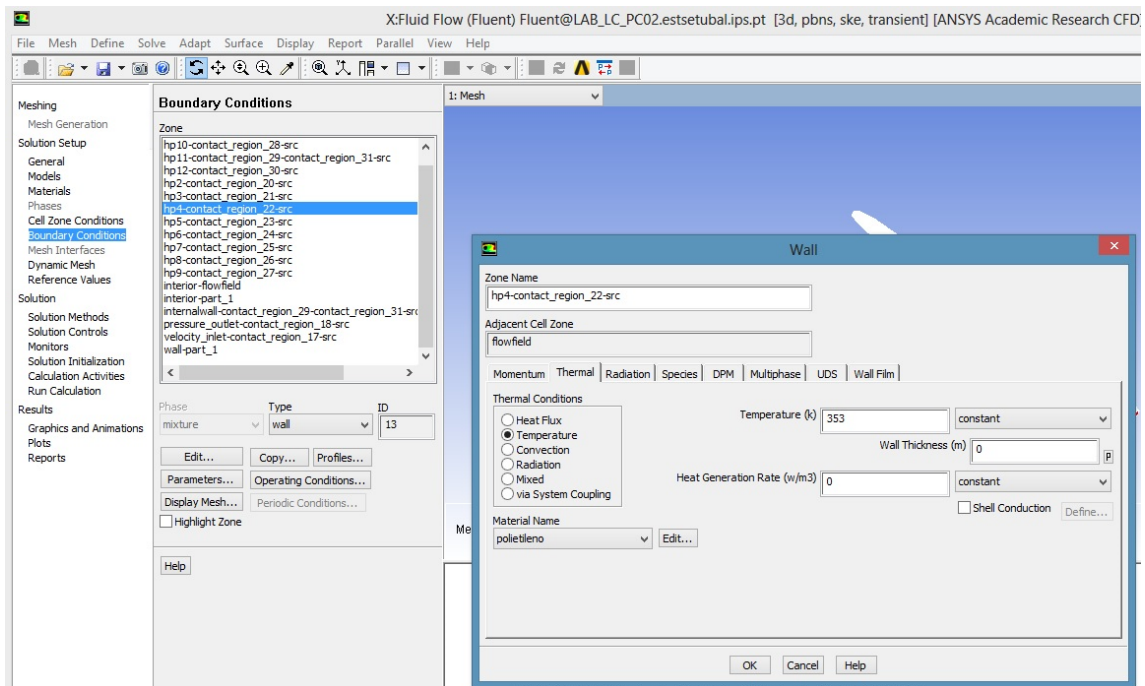


Figura 4.27 - Exemplo das condições fronteira dos tubos de calor, neste caso a uma temperatura de 353K.

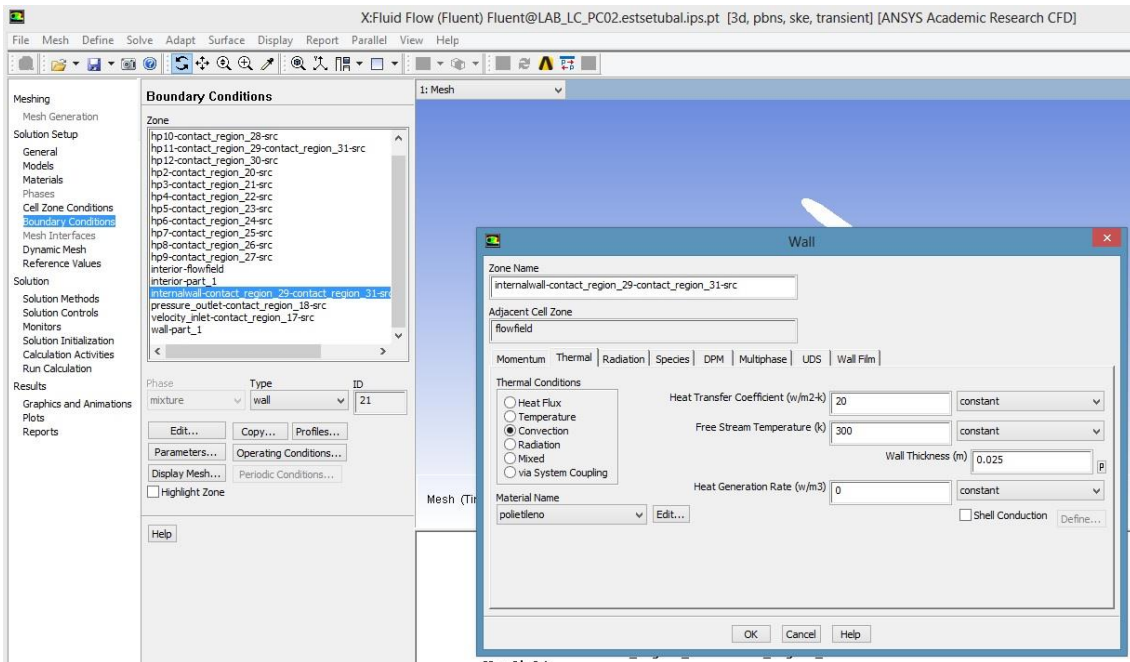


Figura 4.28 – Selecção das condições fronteira da parede interna em contacto com o fluido, com o coeficiente de transferência de calor de 20 [W/m<sup>2</sup>K].

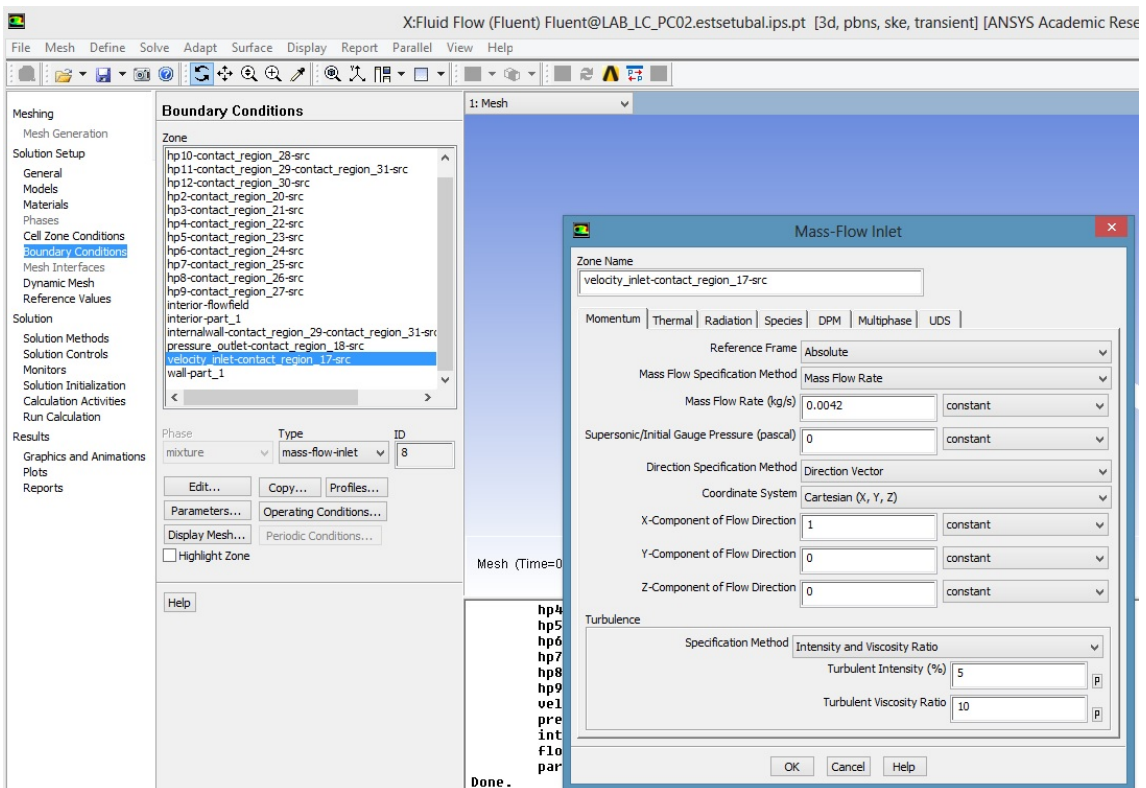


Figura 4.29 – Selecção das condições fronteira da entrada de caudal do fluido, com 0,0042 kg/s.

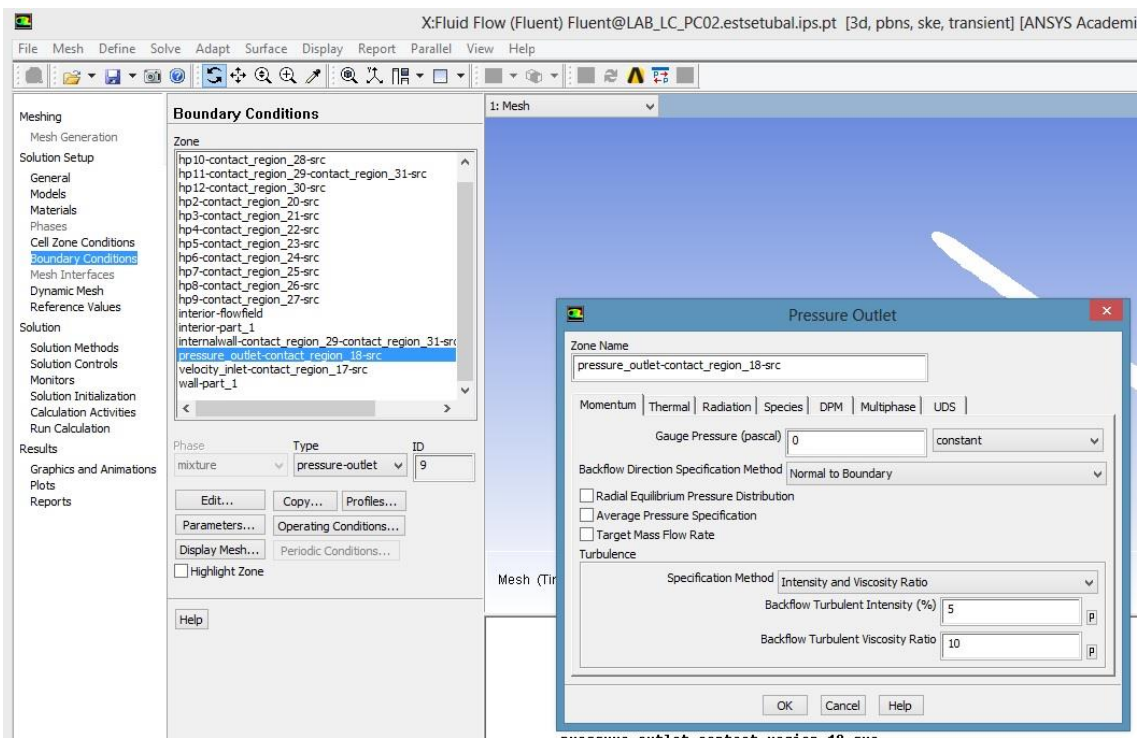


Figura 4.30 – Selecção das condições fronteira da saída de caudal, com uma pressão relativa de saída de 0 pascal (pressão relativa).

Após a definição das condições fronteira passa-se à configuração dos coeficientes de relaxação para os diferentes fatores. É importante referir que os coeficientes de relaxação podem variar ao longo do processo de convergência tendo também diferentes valores para grandezas distintas. Estes coeficientes devem ser inicialmente baixos, de modo a evitar a divergência da solução no arranque da simulação e sendo aumentados progressivamente quando o modelo já esta estabelecido de modo a acelerar um pouco o cálculo. Quando concluída a simulação o valor dos coeficientes de relaxação podem voltar a ser ajustados de modo a “apertar” a solução para que fique mais precisa.

The image shows a software interface titled "Solution Controls" with a sub-section "Under-Relaxation Factors". It contains several input fields with the following values:

Variable	Value
Pressure	0.5
Density	0.7
Body Forces	0.7
Momentum	0.5
Turbulent Kinetic Energy	0.6
Turbulent Dissipation Rate	0.6
Turbulent Viscosity	0.6
Energy	0.8

Figura 4.31 – Exemplo dos valores dos factores de relaxação.

Após estas e outras configurações menos importantes estarem completas, executar-se-ia o *solver* para procurar encontrar uma convergência durante um tempo suficiente para minimizar o erro das soluções encontradas, estabelecendo para isso critérios de convergência que têm a ver com os erros relativos de cada grandeza simulada. Neste trabalho foi considerado que o valor de convergência inicial para a pressão é de 0,2, para a quantidade de movimento é de 0,5, para o modelo k- $\epsilon$  0,5, e para a energia e outras variáveis 0,8. Posteriormente é possível aumentar estes valores, na mesma proporção, para acelerar o cálculo da solução.

Aquando da conclusão da simulação procede-se à utilização da função do programa, *CFD-Post*. Esta função permite trabalhar os valores obtidos na simulação e convertê-los em dados e imagens que permitem uma melhor interpretação dos resultados obtidos. De seguida é apresentada uma dessas imagens onde é possível ver a evolução da temperatura do fluido ao longo do escoamento na parede do cabeçote.



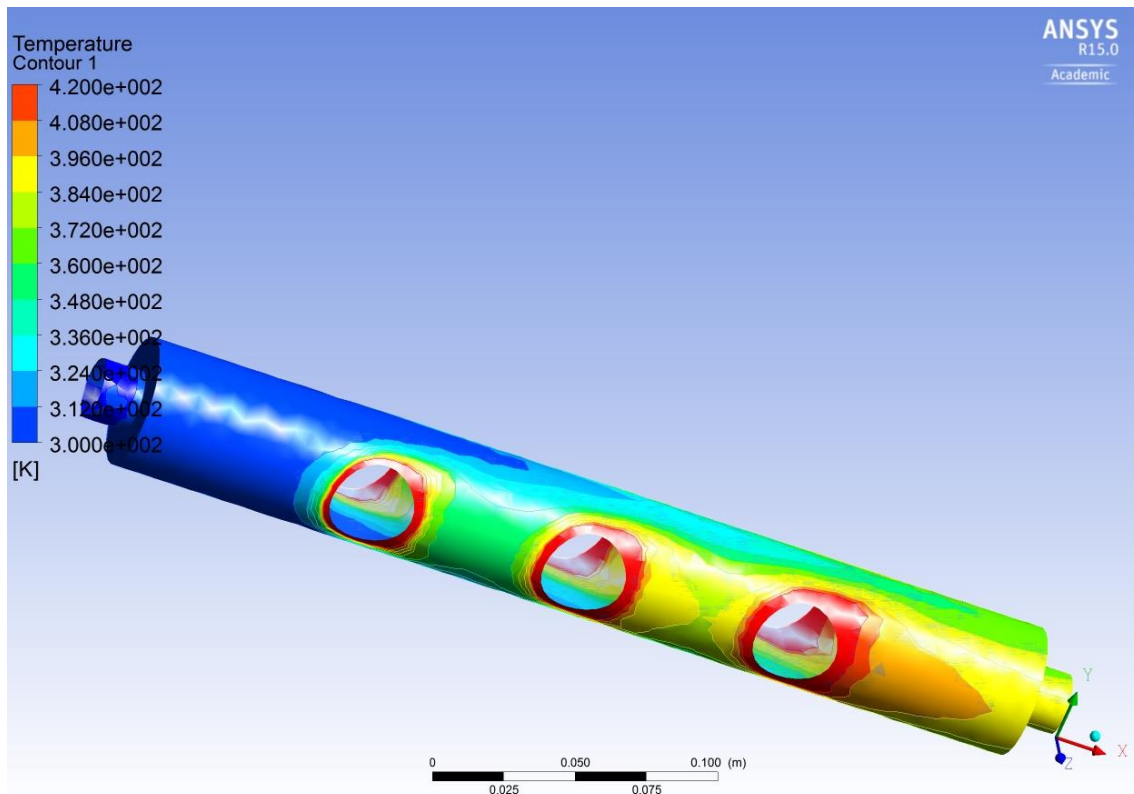


Figura 4.32 – Exemplo imagem com gradiente de temperatura resultante dos dados da simulação.

#### 4.2.2 Modelos Informáticos Finais de Simulação

Após estudadas as diferentes geometrias e traçado o perfil e equação matemática de comportamento do condensador do tubo de calor a partir dos ensaios laboratoriais, passou-se à fase seguinte no estudo. Aqui foi escolhida a geometria mais promissora de todas as geometrias simuladas na fase inicial dos modelos informáticos que foram baseados no protótipo do cabeçote de três tubos de calor, tendo sido também escolhida uma outra geometria com características intermédias. Procedeu-se depois ao desenho 3D de um cabeçote “real” com doze tubos de calor, tanto para a geometria original como para a geometria otimizada e intermédia. Foram escolhidos doze tubos de calor para o cabeçote pois os colectores geralmente utilizam ou dez ou doze tubos de calor nas aplicações práticas.

De seguida são apresentadas as geometrias que foram desenhadas para esta última fase de simulação.

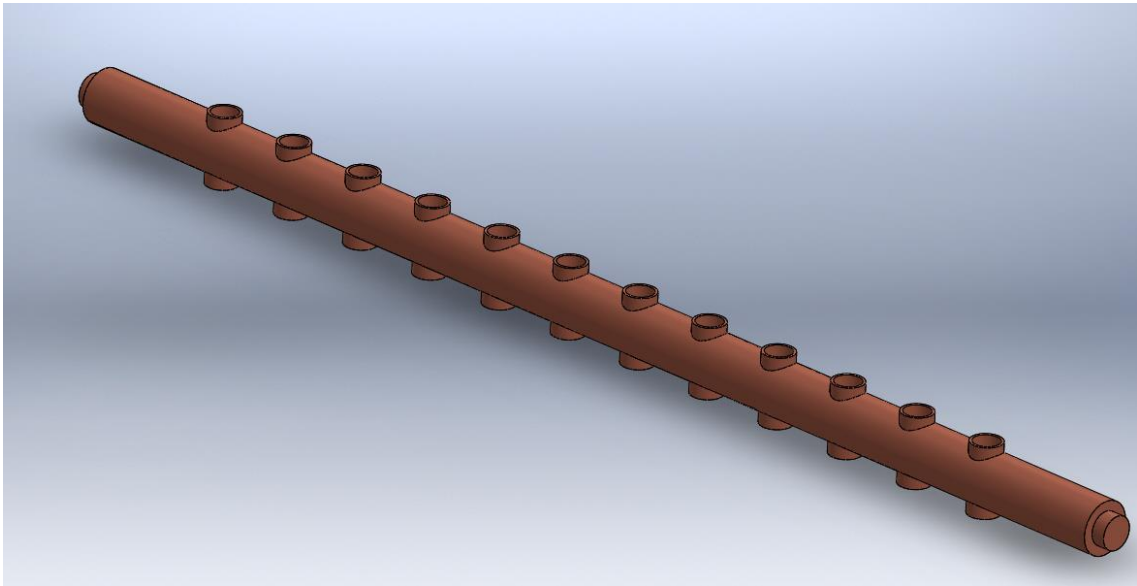


Figura 4.33 – Geometria original para aplicação prática.

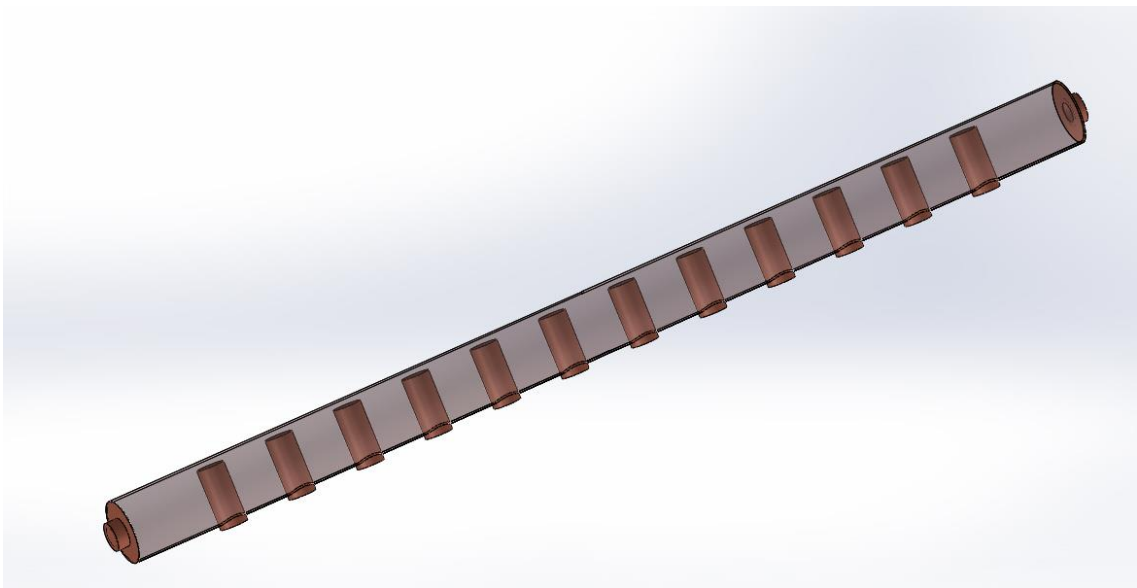


Figura 4.34 – Geometria com características intermédias.



Figura 4.35 – Geometria otimizada para aplicação prática.

Uma vez desenhadas as geometrias em *software* 3D estes são importados para o *Fluent* e construídos os respectivos modelos informáticos de simulação do mesmo modo que os primeiros. A malha numérica utilizada é idêntica à utilizada nas simulações anteriores. A tabela seguinte mostra as características principais das malhas utilizadas. Devido ao facto de se testarem várias geometrias optou-se, como exemplo, mostrar apenas para a geometria 1 e a geometria 7 para o protótipo e para as geometrias finais, a geometria final 1 e geometria final otimizada (geometria final 2).

Tabela 4.4 – Características das malhas das geometrias apresentadas.

		Qualidade dos Elementos	<i>Aspect Ratio</i>	Assimetria	Qualidade Ortogonal	Nós	Elementos
Geometria 1	Mínimo	0,343	1	3,64E-04	0,36	5309	23587
	Máximo	0,999	6,488	0,824	0,999		
	Média	0,835	1,809	0,226	0,865		
	Desvio Padrão	0,1	0,503	0,131	0,092		
Geometria 7	Mínimo	6,74E-02	1	1,31E-04	0,172	19288	95391
	Máximo	0,999	14,17	0,991	0,999		
	Média	0,787	2,063	0,29	0,819		
	Desvio Padrão	0,146	0,845	0,182	0,136		
Geometria Final 1	Mínimo	0,053	1	1,58E-04	0,127	38921	139703
	Máximo	0,999	20,94	0,994	0,999		
	Média	0,748	2,268	0,329	0,779		
	Desvio Padrão	0,182	1,077	0,221	0,176		
Geometria Final 2	Mínimo	4,38E-02	1	3,21E-05	0,108	167205	746203
	Máximo	0,999	24,97	0,993	0,999		
	Média	0,793	2,017	0,283	0,825		
	Desvio Padrão	0,135	0,733	0,171	0,125		

Na tabela anterior (4.4) é possível verificar as diferentes características da malha para cada uma das geometrias indicadas e avaliá-las de acordo com o que foi referido na revisão bibliográfica. O aumento da dimensão (geometria final 1 e 2) bem como o aumento da complexidade da geometria (geometria 7 e geometria final 2) traduz-se num aumento tanto no número de elementos e consequentemente no número de nós que os interligam. No que se refere à *Element Quality* temos qualidades médias bastante boas, todas elas superiores a 70%. Os valores *Aspect Ratio* máximos das médias são inferiores a 3 e o máximo registado é 24,97 bem abaixo de 40. A *skewness* tem valores médios inferiores a 0,5 o que de acordo com a figura 3.6 no capítulo 3.5.2, exprime uma malha muito satisfatória. Finalmente na *Orthogonal Quality* vemos valores médios acima dos 0,7 o que é bastante aceitável.

Voltando às condições fronteira anteriormente abordadas, a condição chave foi alterada em relação aos ensaios originais em que a temperatura considerada para os tubos de calor foi estabelecida como sendo a máxima atingida nos ensaios laboratoriais numa primeira fase de simulação. Por outras palavras todos os tubos de calor estariam com mesma temperatura no condensador, dentro do cabeçote.

Cada uma das geometrias tem um aumento contínuo da área de permuta dos tubos de calor, sendo que na geometria intermédia tínhamos uma área duas vezes maior que a geometria original, e na geometria otimizada temos uma área aproximadamente duas

vezes maior que na geometria intermédia. Uma vez feitas as simulações das três geometrias, foi comparado o calor retirado por cada uma, nas mesmas condições, e continuou a verificar-se que se mantinha a vantagem da geometria otimizada em relação à intermédia, que por sua vez era melhor que a original. Assim, a geometria intermédia foi também descartada de modo a clarificar e justificar esta decisão de forma “numérica”. Mais adiante será apresentada uma tabela com os valores comparativos das geometrias.

Nesta fase, de forma a tornar o modelo de estudo mais realista, foi desenvolvido um modelo matemático que iria fazer com que cada tubo de calor tivesse a sua temperatura diferente, porque em casos realistas e à medida que o fluido escoava pelo cabeçote, este vai trocando cada vez menos calor, pois a sua temperatura vai subindo progressivamente ao longo do escoamento.

Para o efeito foram escolhidas quatro potências genéricas mas plausíveis e que foram divididas pelas áreas de permuta de cada uma das duas geometrias restantes, a original e a otimizada. Assim resultou numa potência por unidade de área, ou por outras palavras, num fluxo de calor por área, de forma a entrar como condição fronteira no modelo de simulação numérica.

A razão pela qual foram escolhidas as potências por tubo de calor de 75W, 85W, 95W e 105W foi o facto de corresponderem a potências intermédias que um painel solar recebe, oscilando tipicamente entre 20 a 150 W por tubo de calor. Um painel solar raramente recebe uma potência máxima superior a que 100W. Assim, estes valores conseguem reflectir as potências mais prováveis de serem recebidas pelo equipamento. Outra razão reside no facto de que frequentemente a unidade de painéis solares tem aproximadamente dois metros quadrados de área com dez ou doze tubos de calor.

Tabela 4.5 – Fluxo de calor em cada geometria.

Caso	Geometria Original		Geometria Otimizada	
	Área [m <sup>2</sup> ] = 0,003925		Área [m <sup>2</sup> ] = 0,01018	
	Potência	Fluxo	Potência	Fluxo
	W	W/m <sup>2</sup>	W	W/m <sup>2</sup>
1	75	<b>19108,3</b>	75	<b>7367,4</b>
2	85	<b>21656,1</b>	85	<b>8349,7</b>
3	95	<b>24203,8</b>	95	<b>9332,0</b>
4	105	<b>26751,6</b>	105	<b>10314,3</b>

Com esta nova gama de valores, o modelo de simulação foi alterado de modo a que não tenha uma temperatura constante e igual em todos os tubos de calor mas antes um fluxo constante de calor por metro quadrado. Isto permitiu um novo conjunto de dados interessantes, nomeadamente, a obtenção de novas temperaturas para cada tubo de calor.

Com estas temperaturas foi possível traçar um gráfico exemplificando como a temperatura evoluía de um tubo de calor para o que se seguia no escoamento.

Tabela 4.6 – Temperaturas resultantes dos fluxos de calor simulados [°C].

HP	G. Original	G. Otimizada
1	87,35	60,95
2	96,45	71,65
3	101,95	78,85
4	107,25	86,45
5	114,45	91,65
6	120,05	99,35
7	126,45	106,95
8	131,35	112,55
9	136,95	119,35
10	143,45	125,15
11	149,25	132,05
12	155,25	137,35

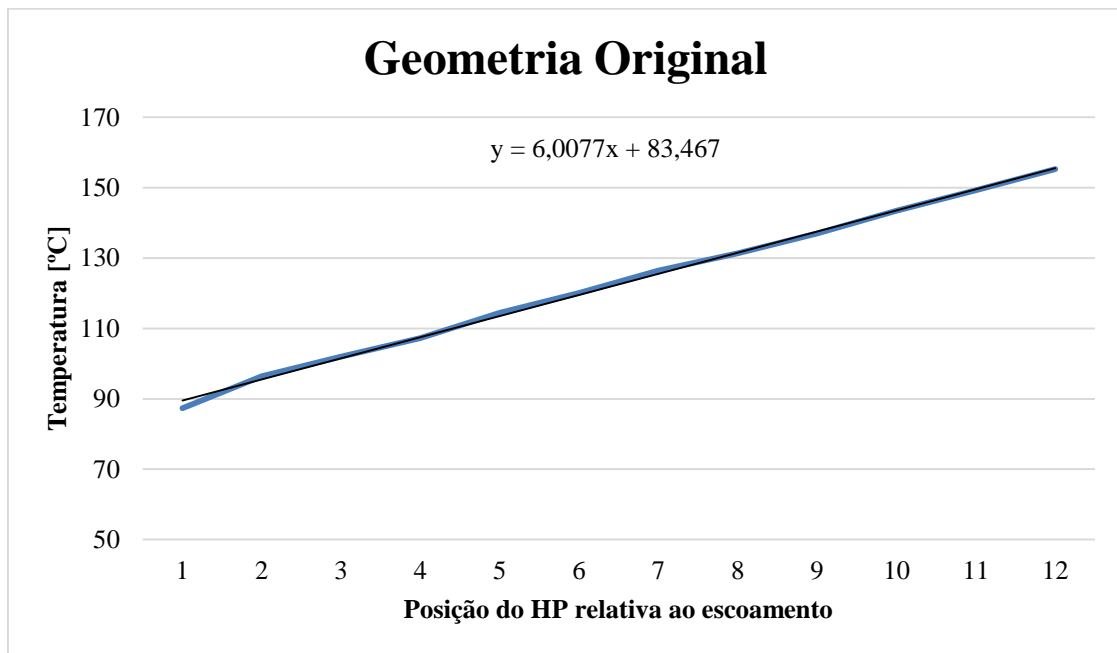


Figura 4.36 – Figura apresentando a evolução das temperaturas ao longo do escoamento nos tubos de calor na geometria original.

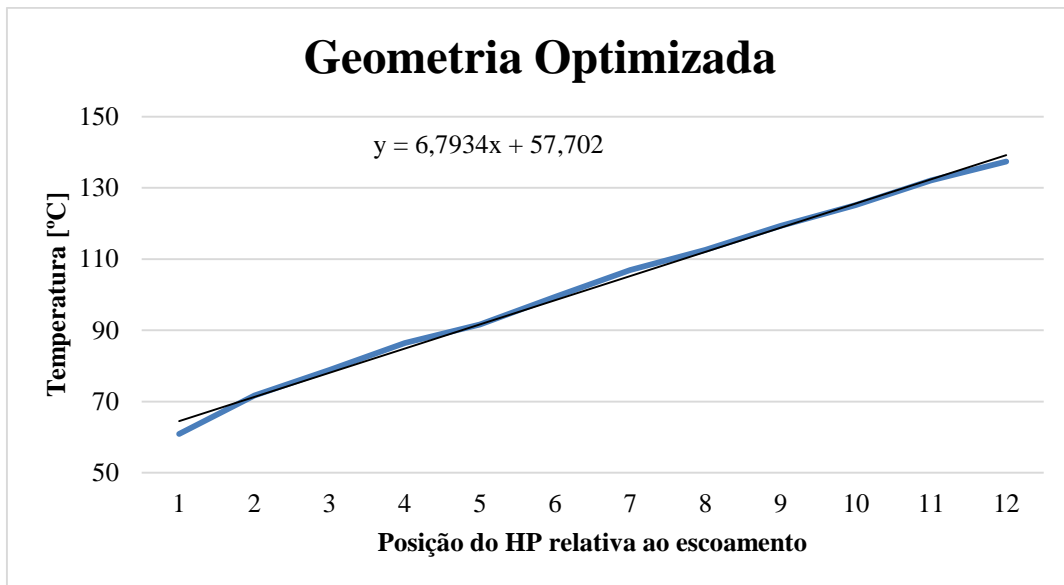


Figura 4.37 – Figura apresentando a evolução das temperaturas ao longo do escoamento nos tubos de calor na geometria otimizada.

Para cada um dos gráficos foi obtida a equação representativa da evolução das temperaturas nos tubos de calor, isto é,  $y = 6,0077x + 83,467$  para o caso original e  $y = 6,7934x + 57,702$  para o caso otimizado e simplificando temos  $y = 6,00x + T1$  e  $y = 6,79x + T1$  respectivamente. Recorrendo a estas expressões simplificadas é possível estimar as temperaturas em cada um dos tubos de calor para cada uma das potências nos tubos de calor. Com as temperaturas estimadas, as novas condições fronteira utilizadas para os tubos de calor foram as temperaturas estabelecidas de acordo com a tabela seguinte:

Tabela 4.7 – Temperaturas dos tubos de calor em cada um dos quatro casos na geometria original [°C].

HP	Geometria Original			
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
1	70	76	84	88
2	82	88	96	100
3	88	94	102	106
4	94	100	108	112
5	100	106	114	118
6	106	112	120	124
7	112	118	126	130
8	118	124	132	136
9	124	130	138	142
10	130	136	144	148
11	136	142	150	154
12	142	148	156	160

Tabela 4.8 – Temperaturas dos tubos de calor em cada um dos quatro casos na geometria otimizada [°C].

HP	Geometria Otimizada			
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
1	51	55	58	61
2	64	68	71	74
3	71	75	78	81
4	78	82	85	88
5	85	89	92	95
6	92	96	99	102
7	98	102	105	108
8	105	109	112	115
9	112	116	119	122
10	119	123	126	129
11	126	130	133	136
12	132	136	139	142

Com esta nova gama de temperaturas retrocedeu-se ao método anterior de simulação em que cada tubo de calor teria uma temperatura constante. Contudo, doravante cada tubo de calor teria uma temperatura exclusivamente sua, ainda que constante, para cada caso.

Após feita esta série de simulações e atestada a qualidade da geometria otimizada, a geometria original é descartada. Até esta fase todas as simulações foram feitas em regime estacionário. No entanto, para atestar a veracidade destas simulações procedeu-se à simulação da geometria otimizada em regime transiente. Finalmente esta simulação, para cada uma dos quatro casos de potência (1, 2, 3 e 4), será posteriormente comparada com as simulações em regime estacionário de modo a verificar a qualidade da simulação dos valores obtidos.

NOTA: Todos os dados e figuras aqui referidos estão apresentados em detalhe no capítulo “Desenvolvimento e Análise de Resultados”.



## 5 Desenvolvimento e Análise de Resultados

Neste capítulo serão apresentados os resultados do trabalho experimental e das simulações numéricas para as diferentes geometrias do cabeçote testadas ao longo deste trabalho, procurando apresentar uma linha coerente na evolução da geometria até ao formato final. As figuras e as análises apresentadas nesta secção têm como objetivo caracterizar o funcionamento das geometrias mencionadas e fornecer elementos que ajudem à comparação com os outros casos que vão sendo apresentados e que revelem a qualidade com que permutam calor.

### 5.1 Resultados da Metodologia Experimental

Nesta secção serão apresentados os resultados que foram aludidos na secção da metodologia experimental no decorrer dos ensaios laboratoriais.

Todos os escalões aqui referidos foram estipulados dentro de uma gama de valores que se acreditam plausíveis que um tubo de calor possa receber em condições reais de irradiância solar.

#### 5.1.1 Teste Individual Horizontal do Tubo de calor

A primeira sequência de figuras apresenta a evolução das temperaturas em três pontos no tubo de calor nomeadamente no bolbo (condensador), ou topo do tubo de calor, a meio vão do tubo (evaporador) e por fim no ponto mais afastado do condensador.

Cada figura foi obtida variando a tensão e conseqüentemente a potência de uma resistência eléctrica (10,8 Ohm) em diferentes ensaios mas sempre com o mesmo tubo de calor. Os valores considerados para os ensaios são os seguintes:

Tabela 5.1 – Tensão, intensidade de corrente e respectivas potências.

V	A	P [W]
5	0,46	2,31
10	0,93	9,26
15	1,39	20,83
20	1,85	37,04
25	2,31	57,87
30	2,78	83,33
35	3,24	113,43
40	3,70	148,00

Seguem-se então as figuras com a evolução das temperaturas ao longo do tempo, onde cada unidade das abcissas equivale a dez segundos. No eixo das ordenadas temos a escala de temperatura.

Vale a pena indicar que a linha de gráfico mais relevante para a avaliação do tubo de calor que devemos observar é a linha indicativa do condensador pois é ela que mostra o potencial para a transmissão de calor pela parte do tubo de calor.

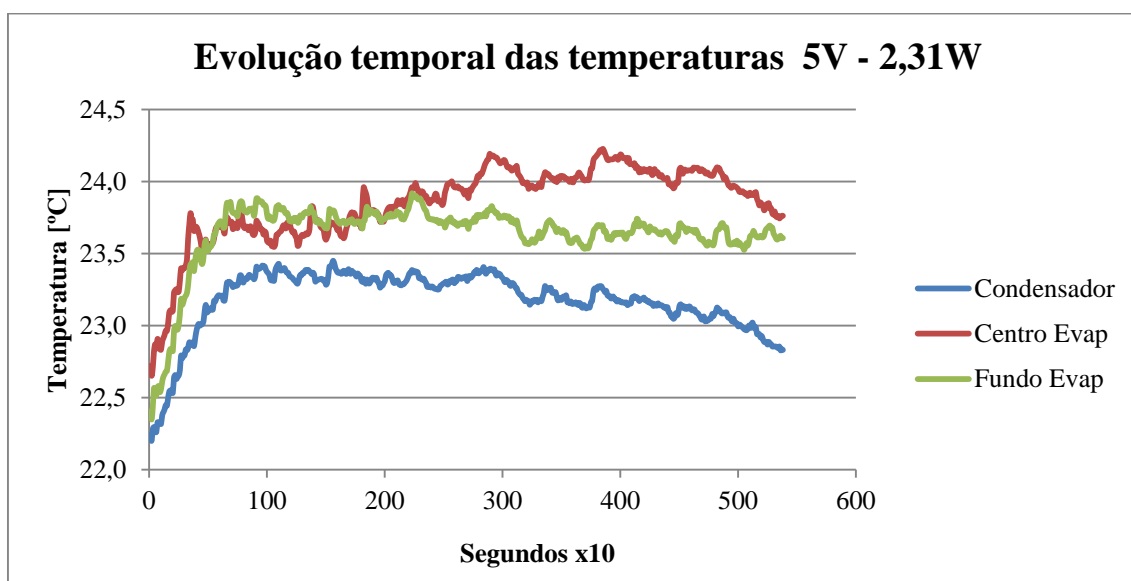


Figura 5.1 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 2,31 Watt.

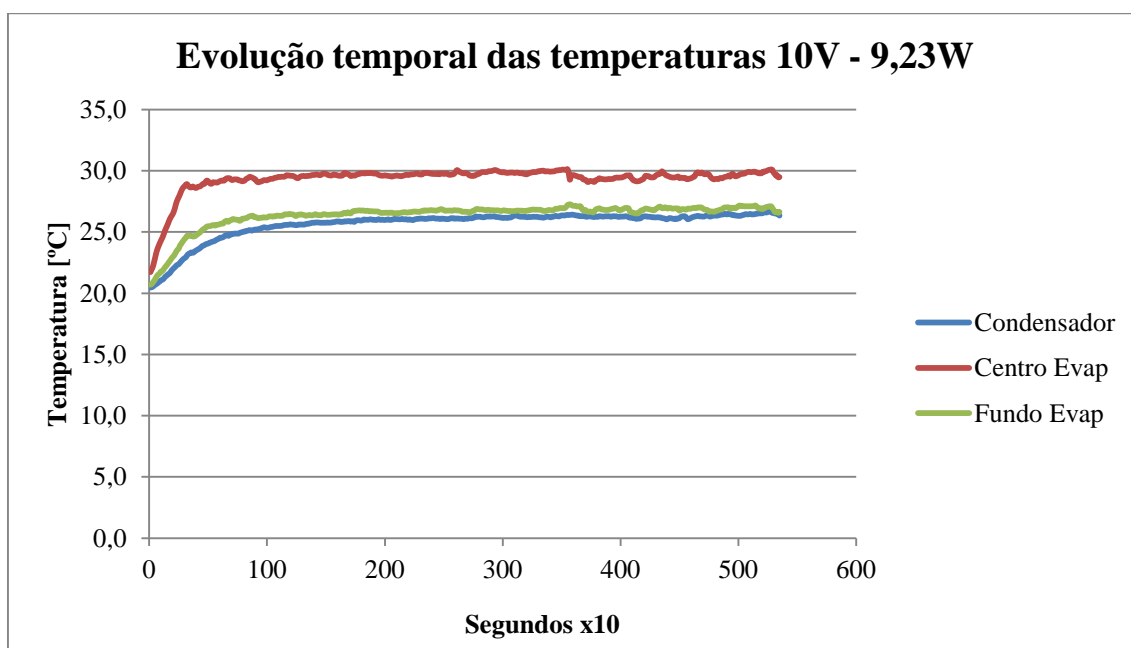


Figura 5.2 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 9,23 Watt.

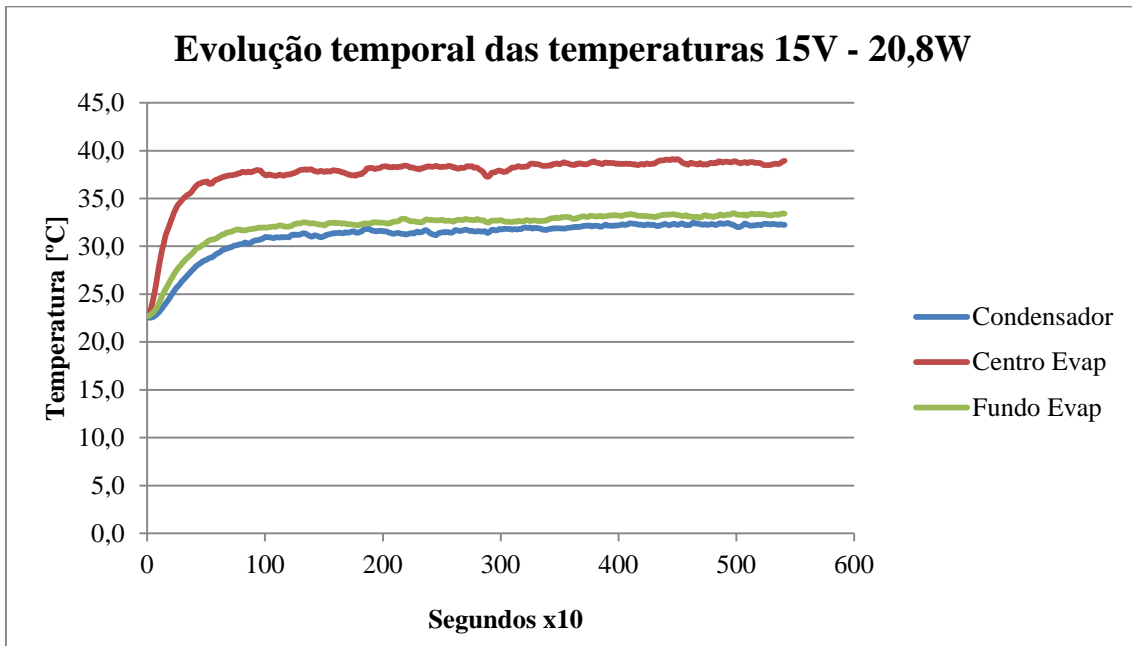


Figura 5.3 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 20,8 Watt.

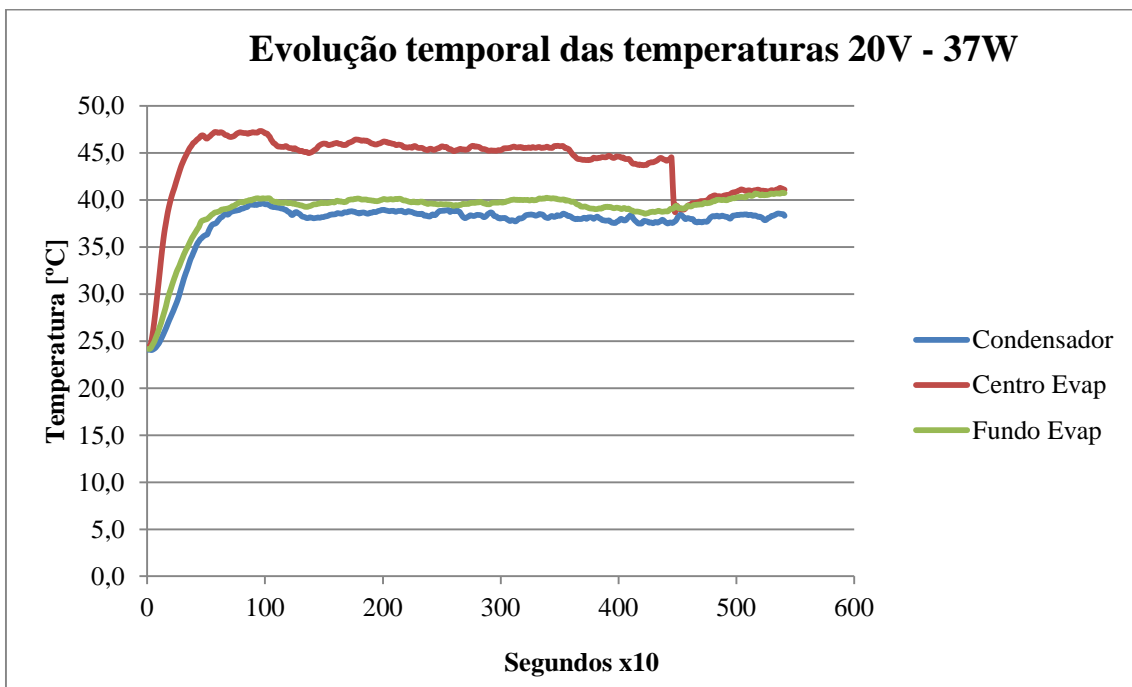


Figura 5.4 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 37 Watt.

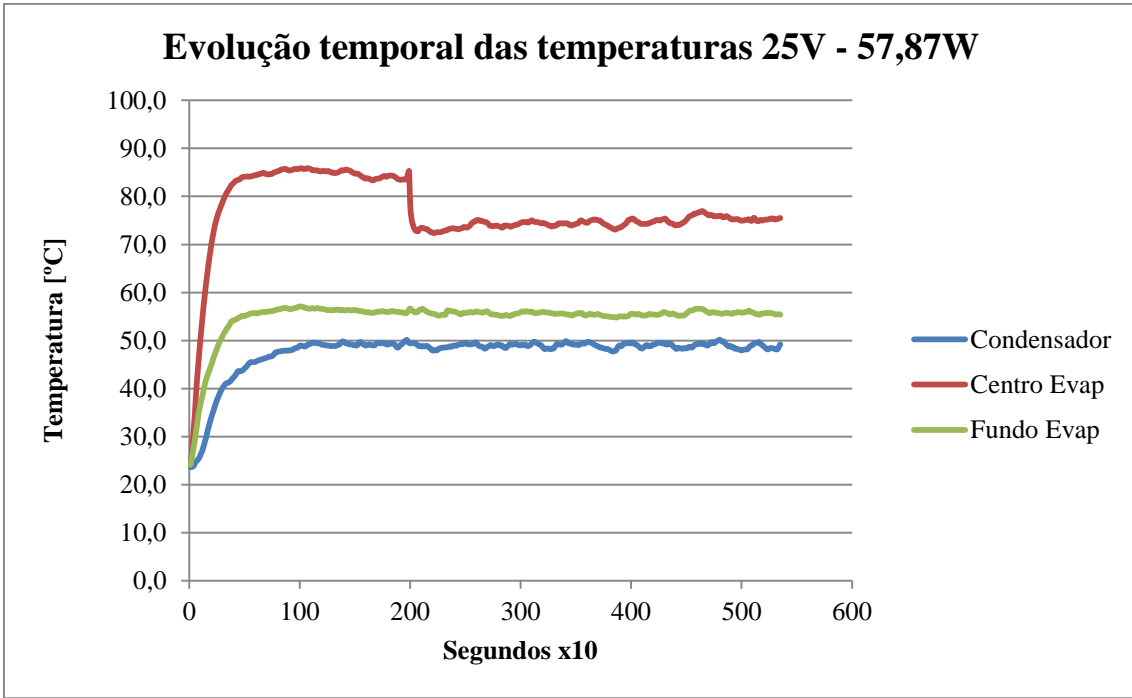


Figura 5.5 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 57,87 Watt.

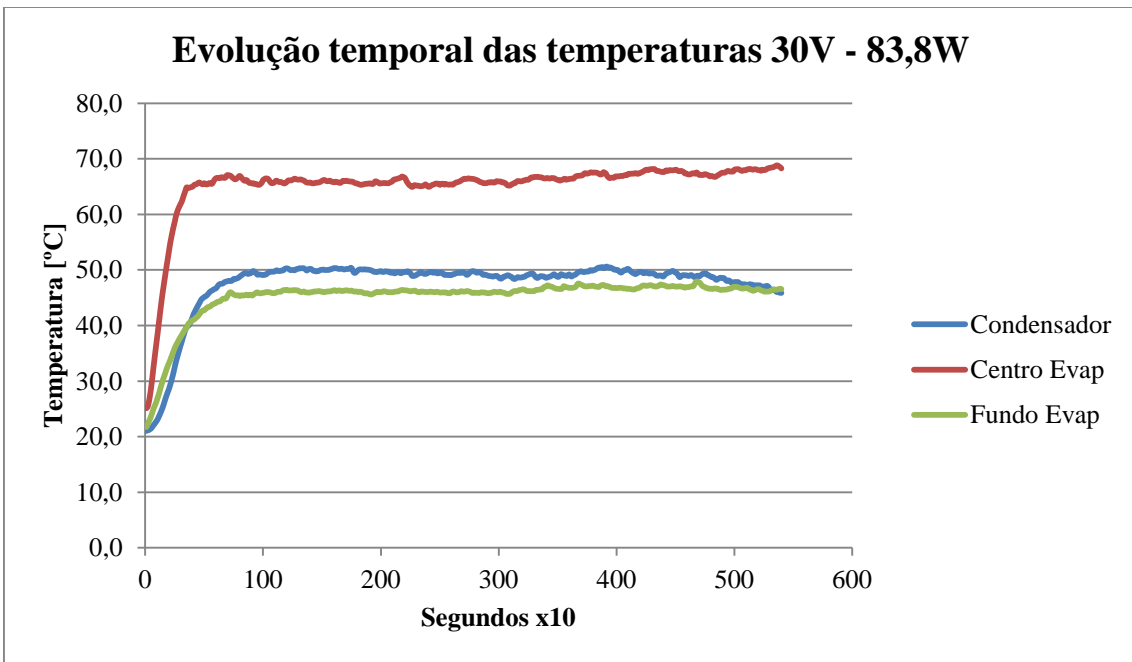


Figura 5.6 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 83,8 Watt.

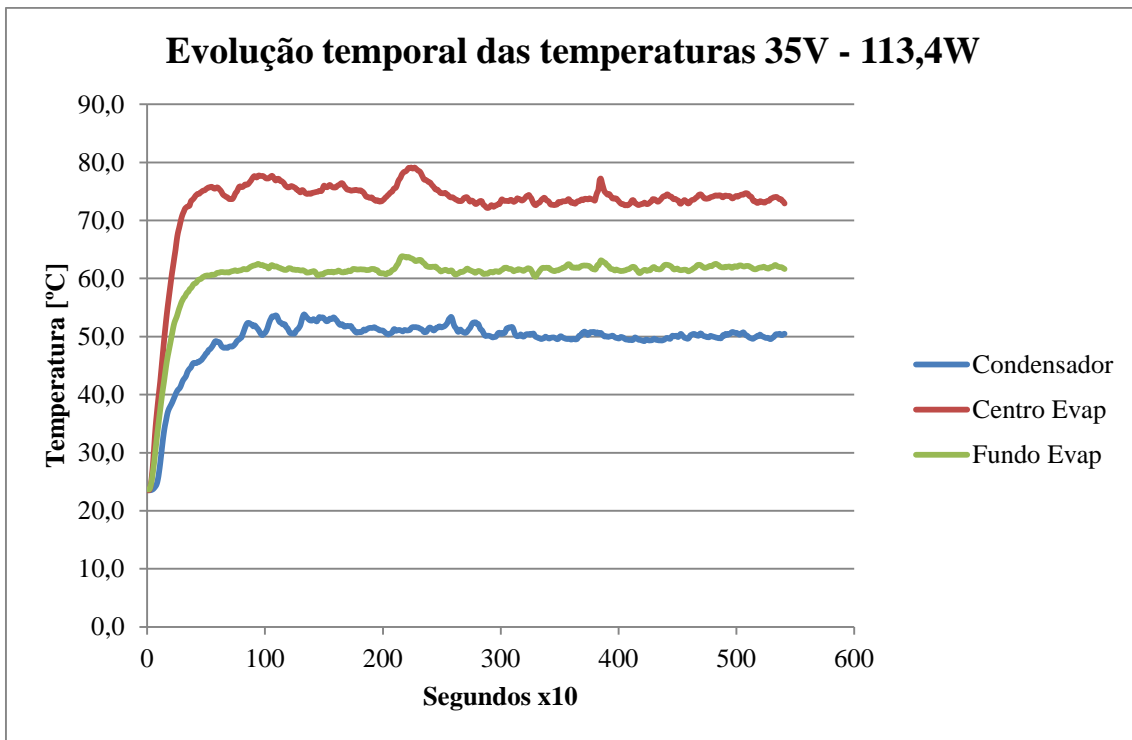


Figura 5.7 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 113,4 Watt.

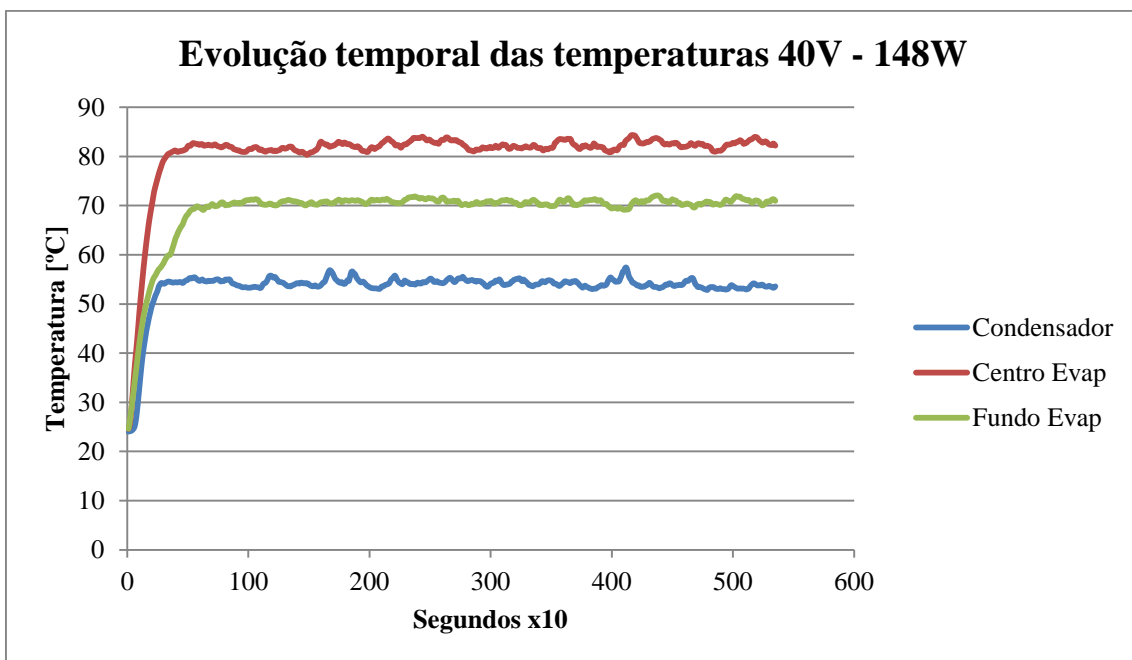


Figura 5.8 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 148 Watt.

Em alguns das figuras é possível constatar quedas abruptas nas linhas de temperatura. A razão para estas variações não é clara, podendo ter a ver com um eventual movimento

acidental do tubo de calor durante os testes. De seguida apresenta-se a figura que ilustra a evolução da temperatura do condensador em todos os ensaios efectuados.

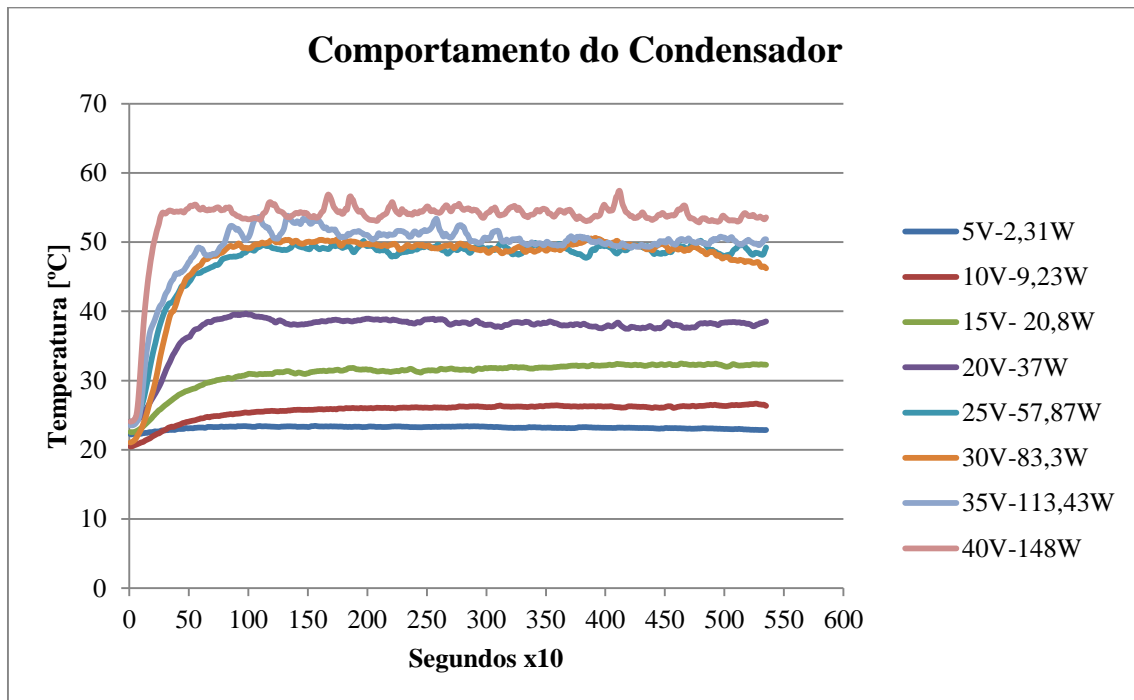


Figura 5.9 – Comportamento do Condensador.

Finalmente temos a curva de funcionamento do condensador, mostrando como evolui a temperatura em relação à potência fornecida ao evaporador, recorrendo aos valores médios estabilizados no condensador para todos os ensaios anteriores.

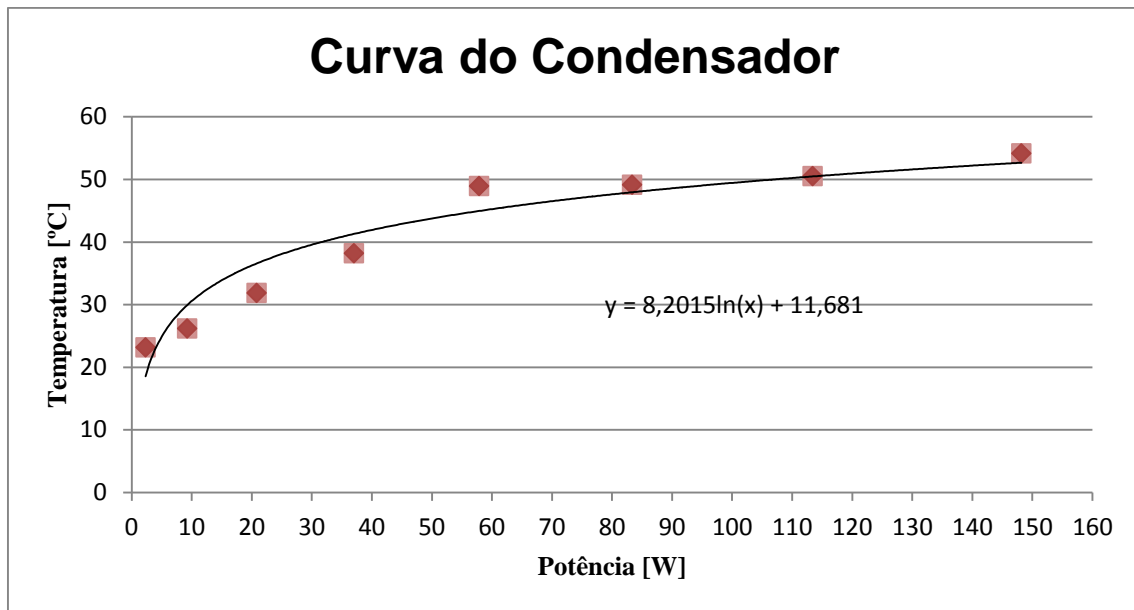


Figura 5.10 – Curva de funcionamento do condensador.

É verificável que a linha do condensador tende a atingir uma linearização numa assíntota horizontal conforme é aumentada a potência térmica e consequentemente a temperatura. Isto acontece quando a quantidade máxima de calor transportada pelo vapor dentro do condensador do tubo de calor é superior à capacidade de transmissão de calor para o cabeçote pela parte do material de que compõe o condensador.

#### 5.1.2 Teste Tubo de Calor com Cabeçote Acoplado

Cada figura seguinte foi obtida variando a tensão e consequentemente a potência dissipada por uma resistência eléctrica (13,5 Ohm) em diferentes ensaios mas sempre com o mesmo tubo de calor. Para este ensaio recorreu-se a uma nova resistência e como tal os valores dependentes desta são diferentes mas com curvas de comportamento semelhantes para o caso do tubo de calor. Os valores considerados para os ensaios são os seguintes:

Tabela 5.2 - Tensões, intensidade de corrente e respectivas potências e caudal de água.

V	A	P [W]	Q [l/s]
5	0,37	1,85	0,025
10	0,74	7,41	0,029
15	1,11	16,67	0,029
20	1,48	29,63	0,029
25	1,85	46,30	0,029
30	2,22	66,67	0,029
35	2,59	90,74	0,027
40	2,96	118,52	0,028

Como no conjunto de ensaios anteriores, as figuras com a evolução das temperaturas ao longo do tempo resultante deste conjunto de ensaios, temos que cada unidade das abcissas equivale a dez segundos. No eixo das ordenadas temos a escala de temperatura em Celsius.

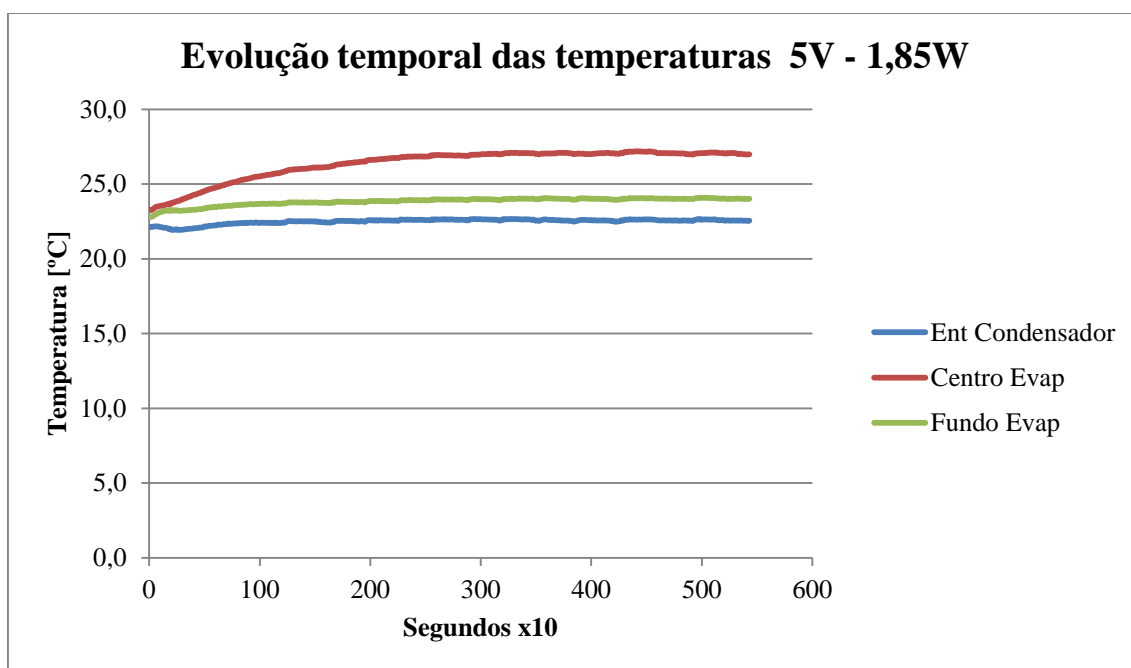


Figura 5.11 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 1,85 Watt.



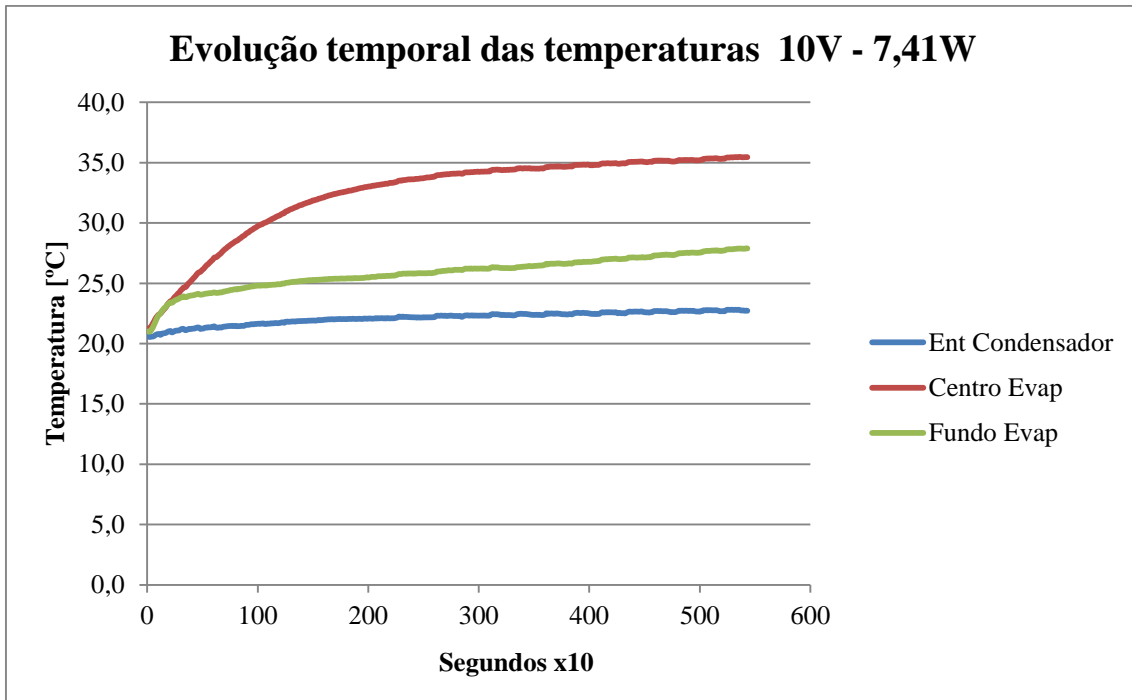


Figura 5.12 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 7,41 Watt.

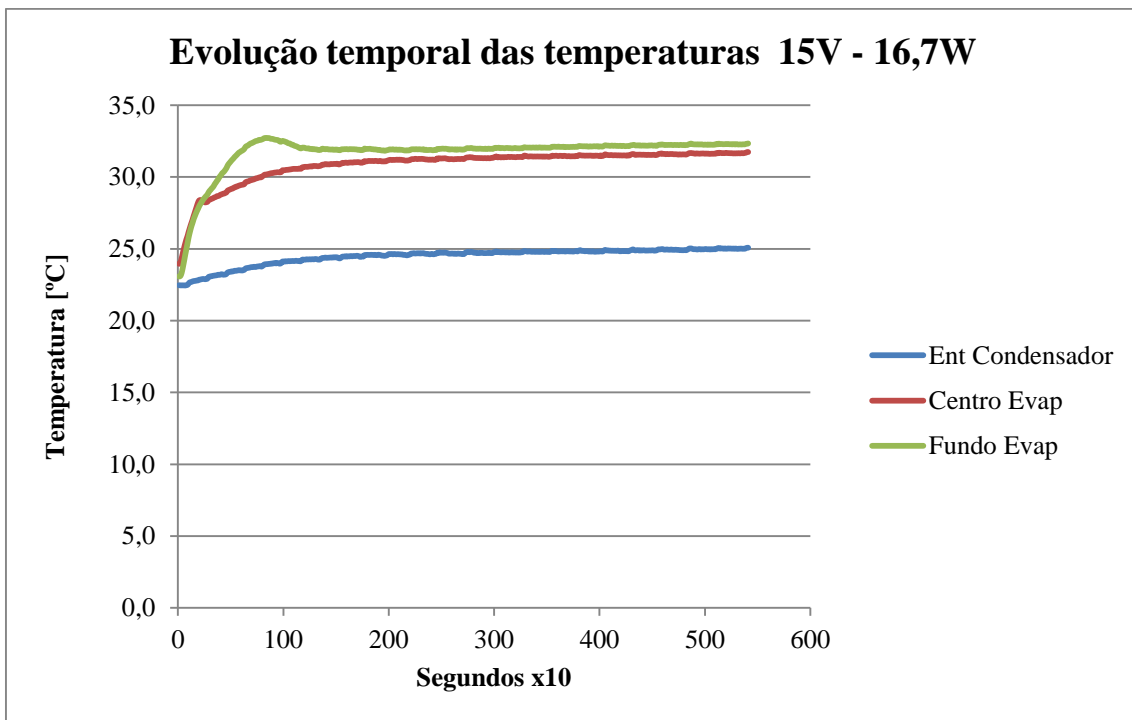


Figura 5.13 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 16,7 Watt.

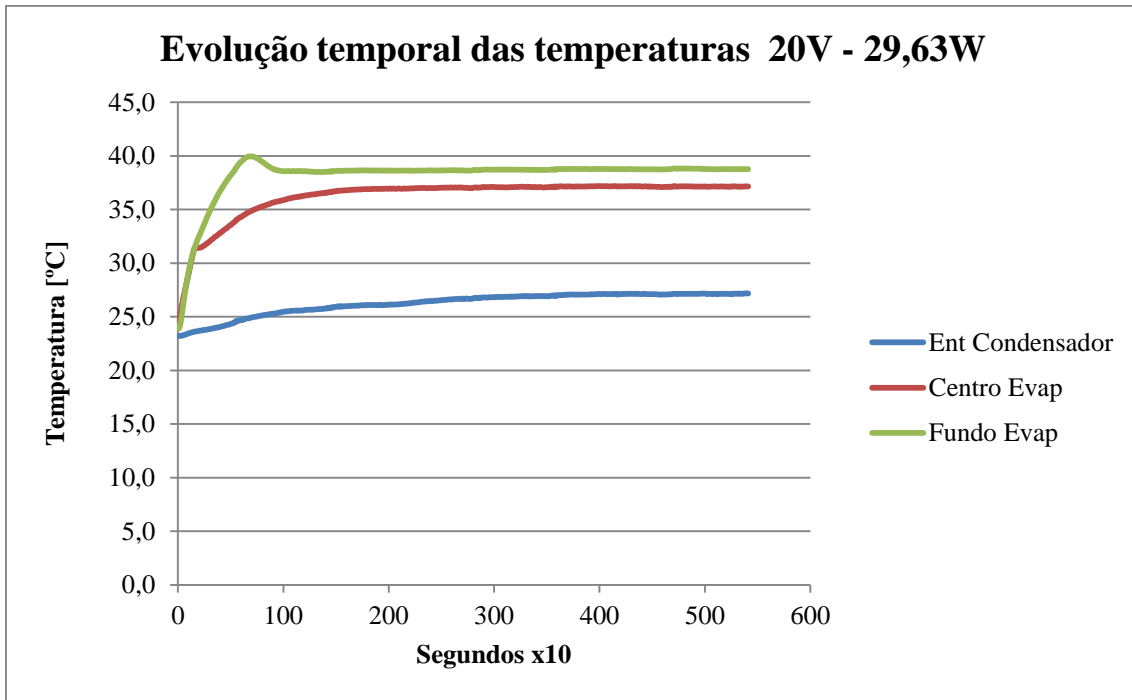


Figura 5.14 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 29,63 Watt.

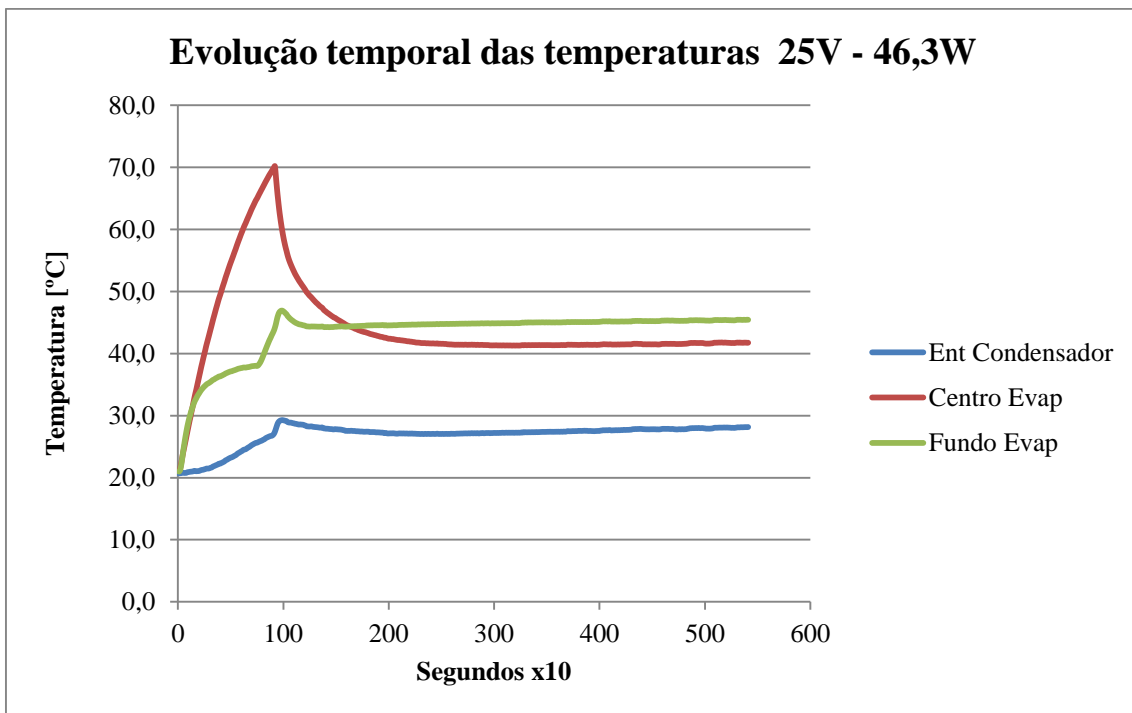


Figura 5.15 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 46,3 Watt.

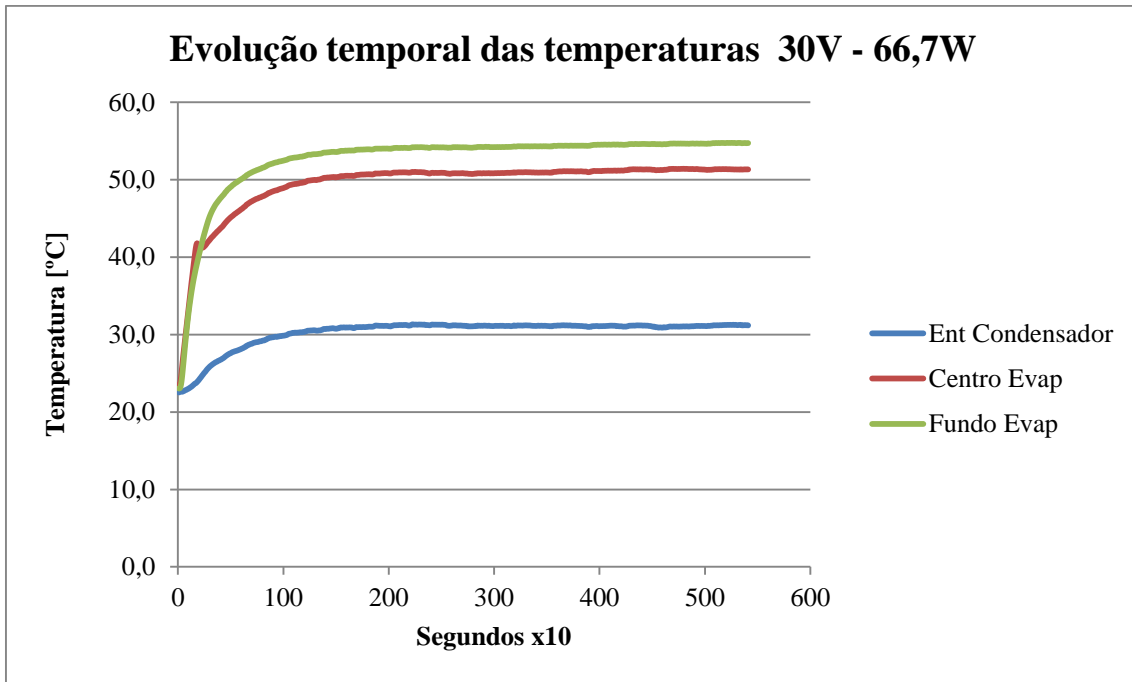


Figura 5.16 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 66,7 Watt.

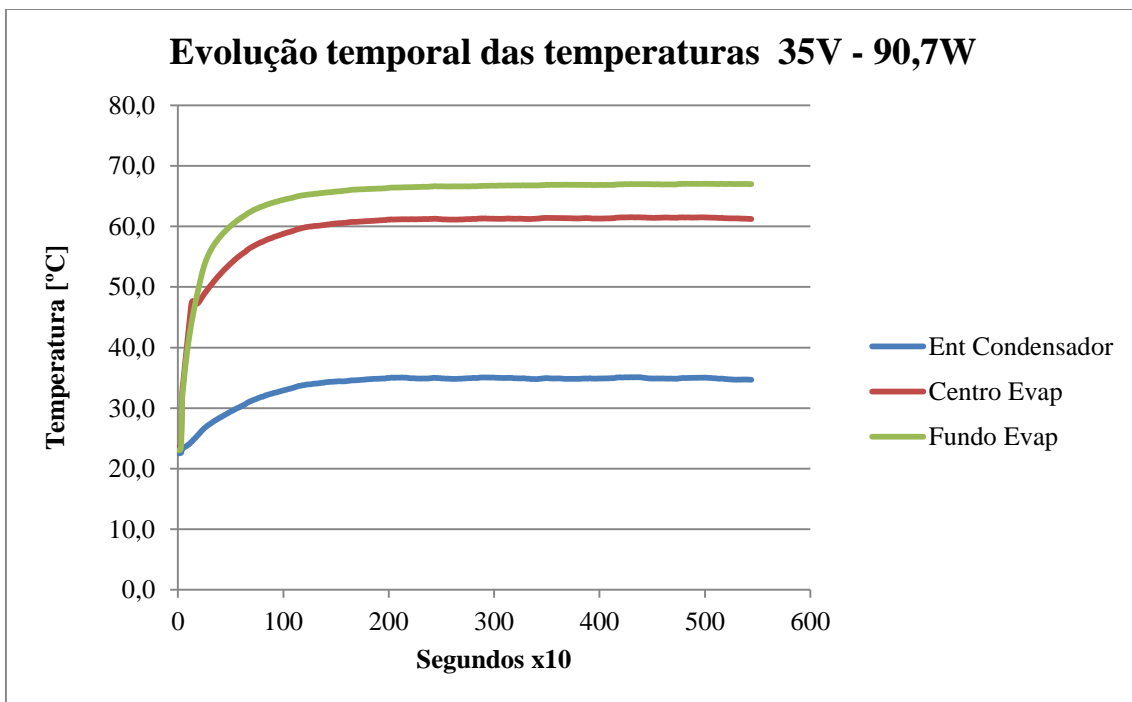


Figura 5.17 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 90,7 Watt.

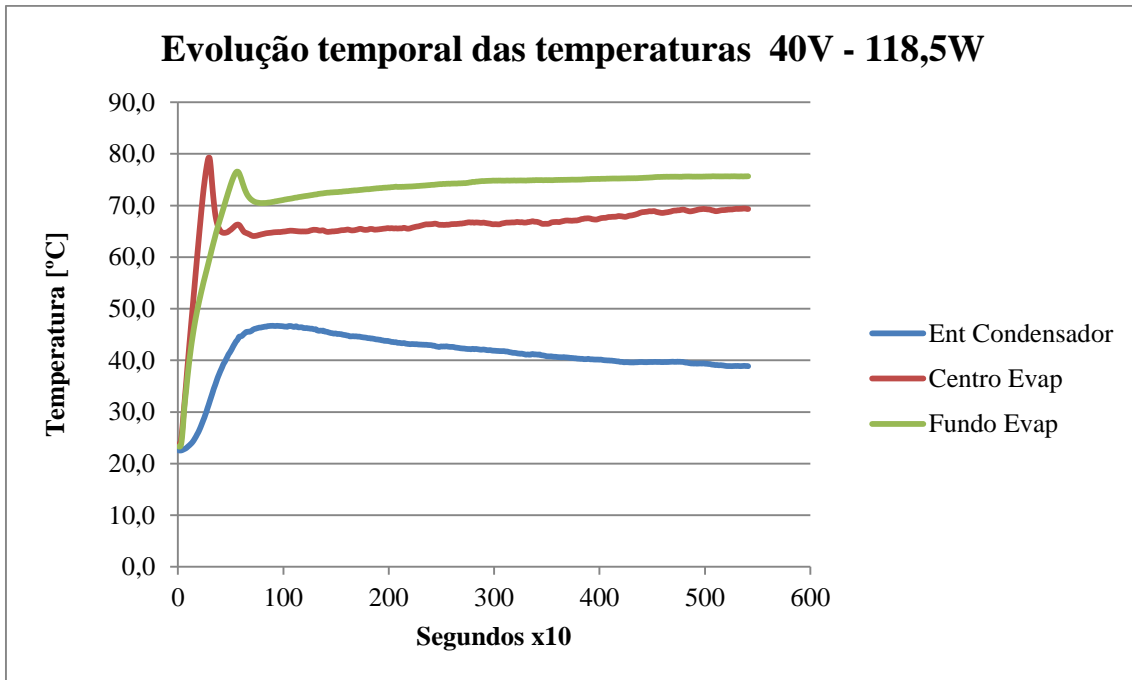


Figura 5.18 – Evolução das temperaturas ao longo do tempo para a potência 118,5 Watt.

Mais uma vez durante alguns dos ensaios ocorreram quedas e picos inesperados das temperaturas, os quais não foram possíveis identificar a sua origem no decorrer do estudo.

De seguida apresenta-se o gráfico que ilustra a evolução da temperatura do condensador em todos os ensaios efectuados.

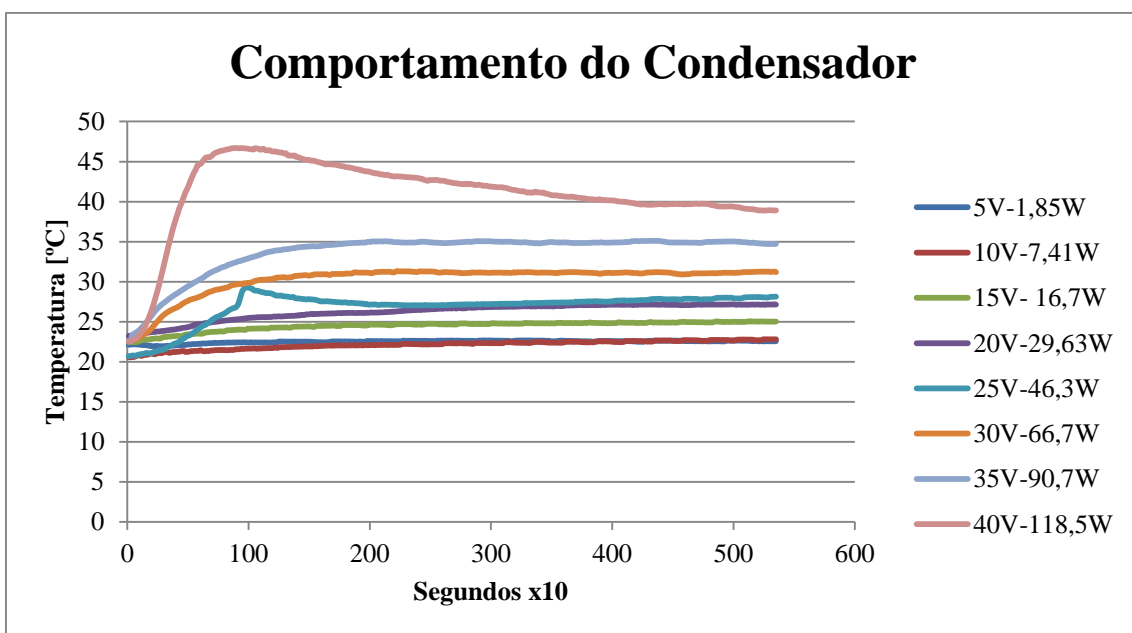


Figura 5.19 – Comportamento do Condensador.

Finalmente temos a curva de funcionamento do condensador, mostrando como evolui a temperatura em relação à potência fornecida ao evaporador, recorrendo aos valores médios estabilizados no condensador, para todos os ensaios.

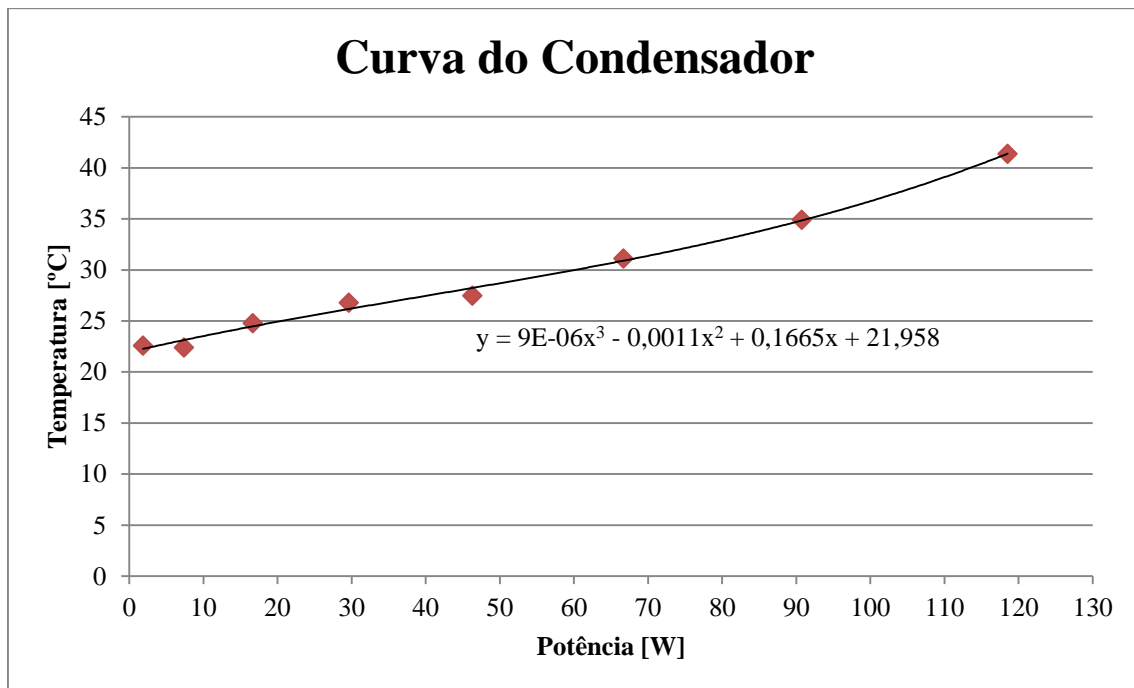


Figura 5.20 – Curva de funcionamento do condensador.

Ficamos assim com o comportamento do condensador do tubo de calor mapeado, verificando quais as temperaturas que este atinge quando o evaporador está submetido a potências designadas bem como a um fluxo de água razoavelmente constante.

### 5.1.3 Teste de Inclinação do Tubo de Calor a Potência Constante

A primeira sequência de figuras apresenta a evolução das temperaturas em três pontos no tubo de calor nomeadamente no bolbo (condensador), ou topo do tubo de calor, a meio vão do tubo (evaporador) e por fim no ponto mais afastado do condensador, considerando uma potência constante de 113,43W.

Cada figura foi obtida variando apenas a inclinação do tubo de calor mantendo os restantes fatores, como a potência fornecida, constantes. Nas figuras, cada unidade das abscissas equivale a dez segundos. No eixo das ordenadas temos a escala de temperatura.

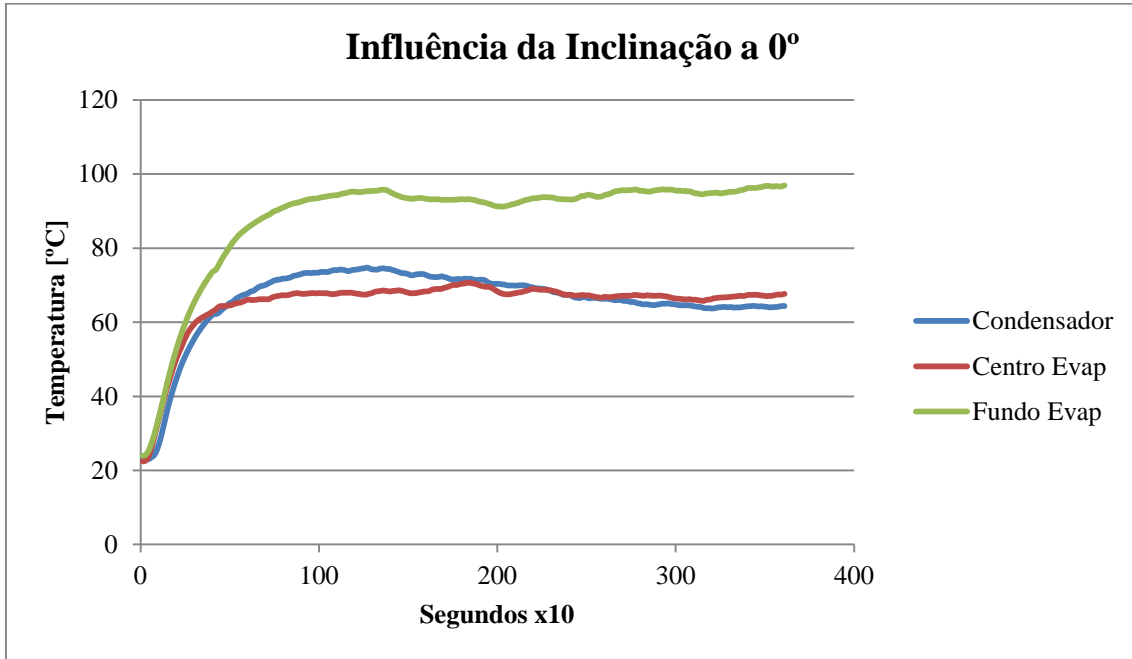


Figura 5.21 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 0°.

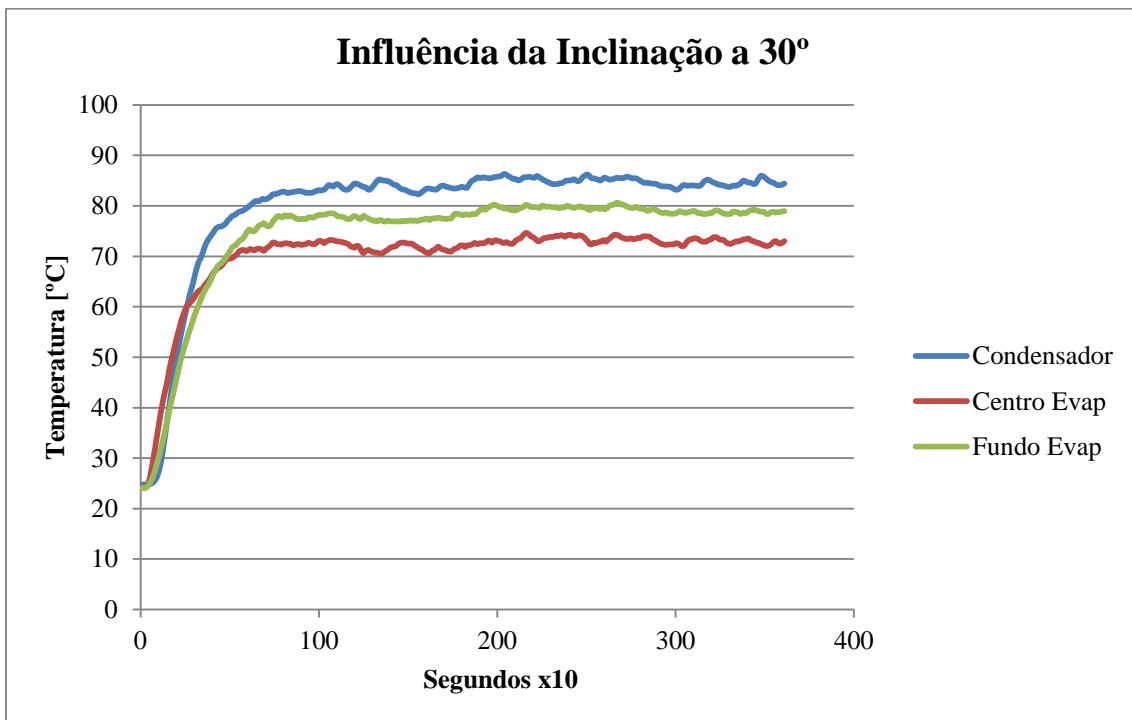


Figura 5.22 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 30°.

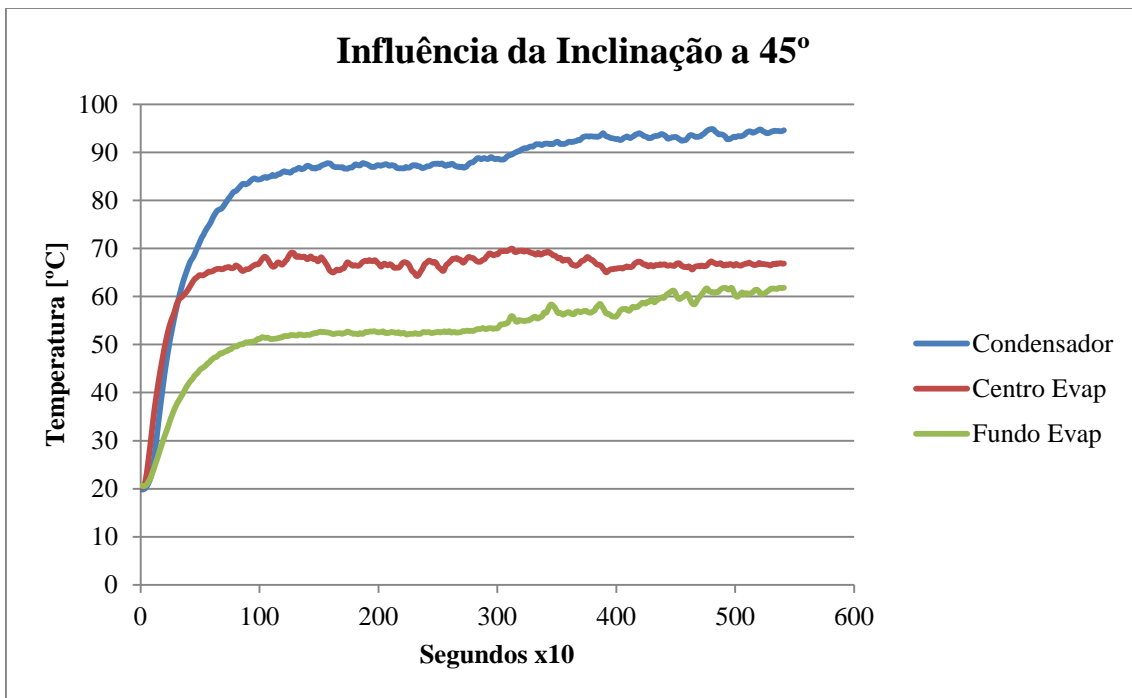


Figura 5.23 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 45°.

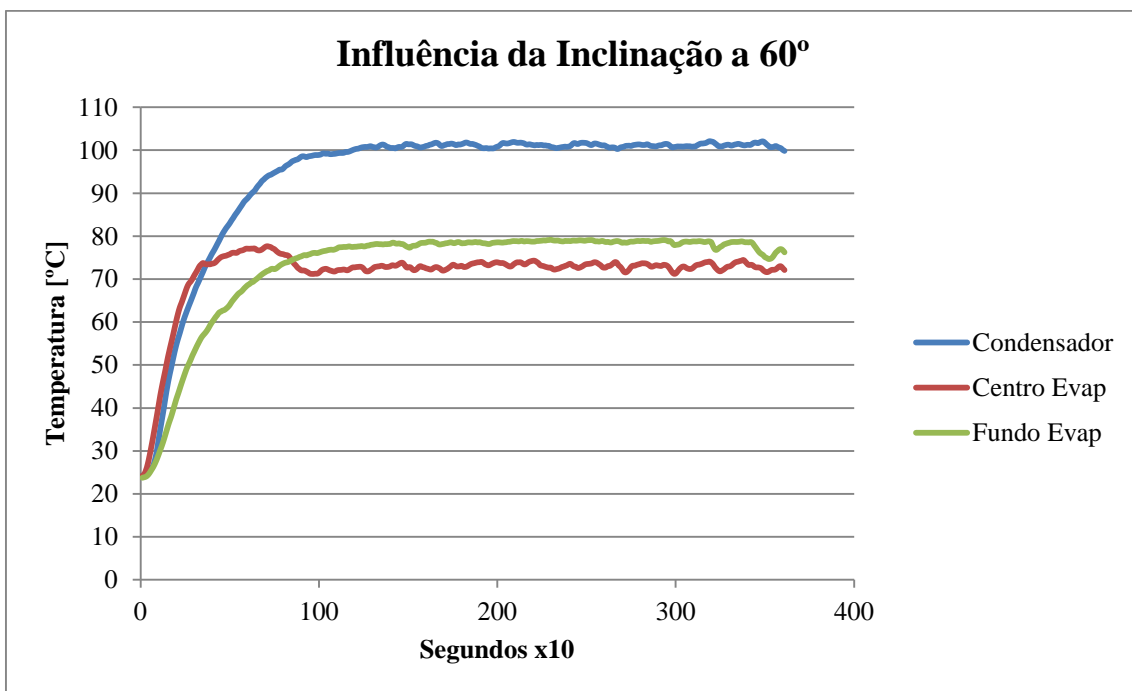


Figura 5.24 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 60°.

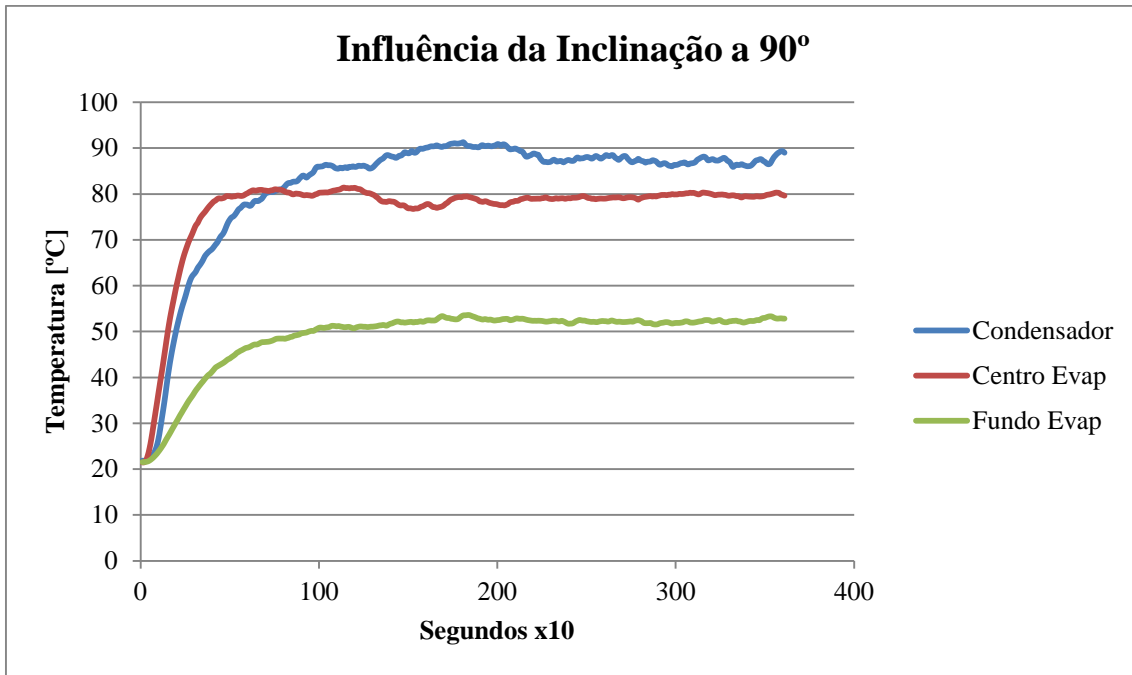


Figura 5.25 – Temperaturas ao longo do tempo com inclinação de 90°.

De seguida apresenta-se o figura que ilustra a evolução da temperatura do condensador em todos os ensaios efectuados para comparação.

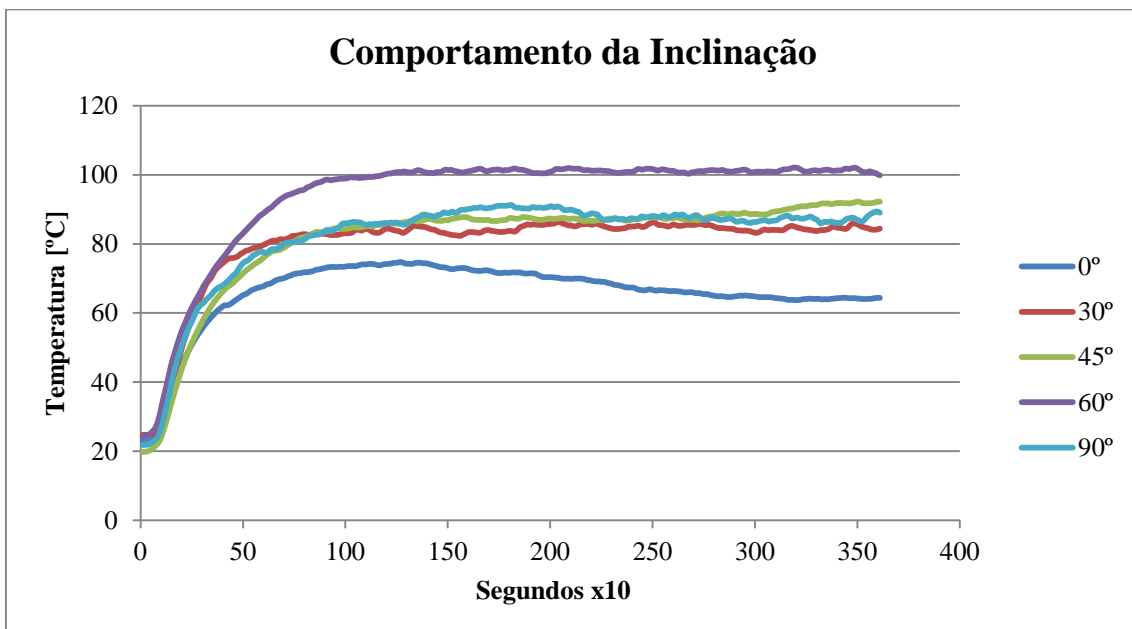


Figura 5.26 – Influência da inclinação nas temperaturas.



Em consequência deste conjunto de experiências verificou-se que das cinco inclinações testadas a mais favorável foi a de 60° de declive. Assim sendo, procedeu-se ao ensaio desta mesma inclinação com uma variação de escalões de potência.

#### 5.1.4 Teste da Inclinação Constante com Variação de Potência

Considerando a inclinação mais favorável foram efectuados ensaios de potência variada, como os que já foram abordados, com a inclinação constante de 60° para observar o comportamento do tubo de calor com este declive. Deste modo, desenvolveu-se um novo conjunto de ensaios, sendo as potências aplicadas nos ensaios definidas na seguinte tabela:

Tabela 5.3 - Tensão, intensidade de corrente e respectivas potências.

V	A	P [W]
5	0,46	2,31
10	0,93	9,26
15	1,39	20,83
20	1,85	37,04
25	2,31	57,87
30	2,78	83,33
35	3,24	113,43
40	3,70	148,00

De seguida são apresentados as figuras com a evolução das temperaturas ao longo do tempo, onde cada unidade das abcissas equivale a dez segundos. No eixo das ordenadas temos a escala de temperatura.

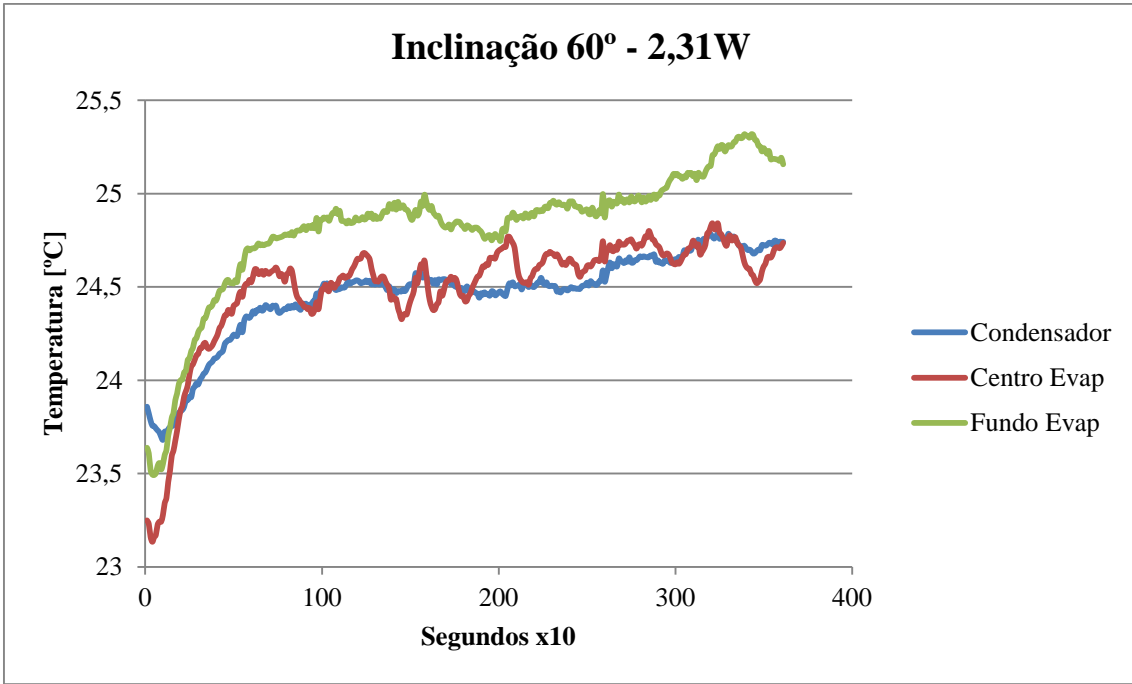


Figura 5.27 – Potência 2,31 Watt com inclinação a 60°.

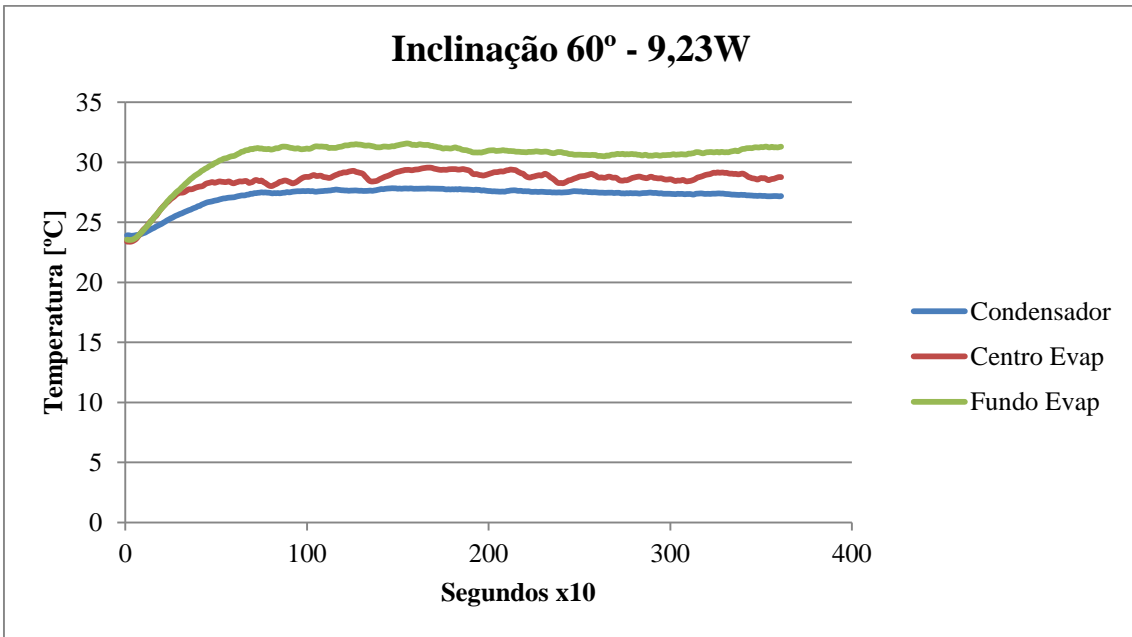


Figura 5.28 – Potência 9,23 Watt com inclinação a 60°.

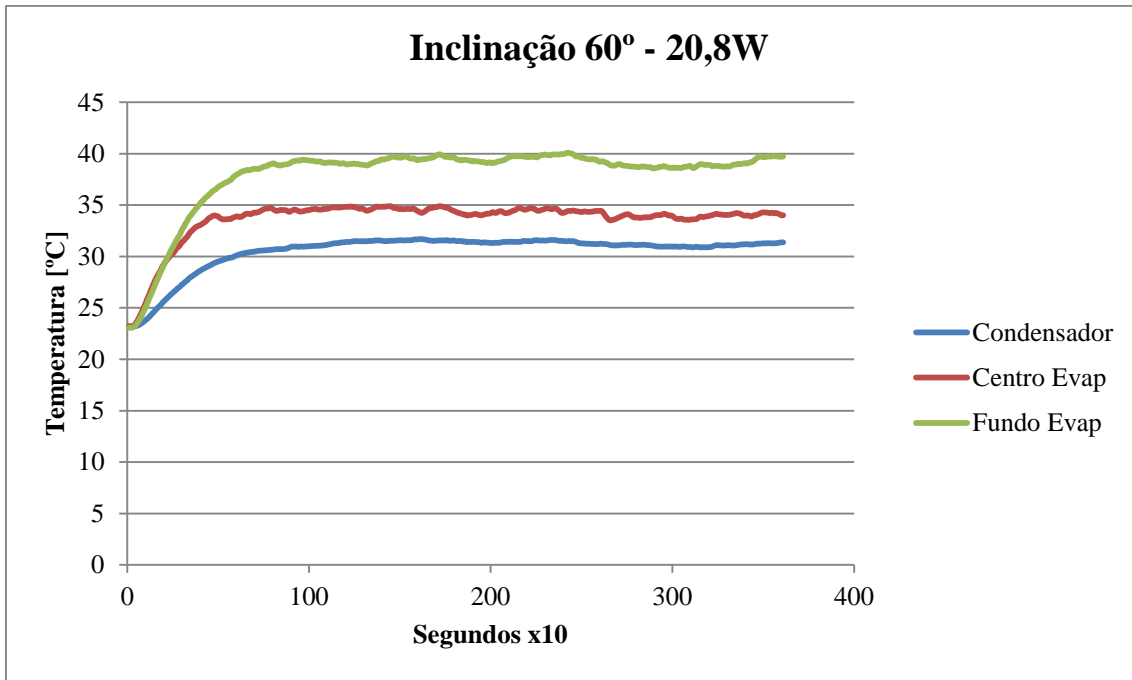


Figura 5.29 – Potência 20,8 Watt com inclinação a 60°.

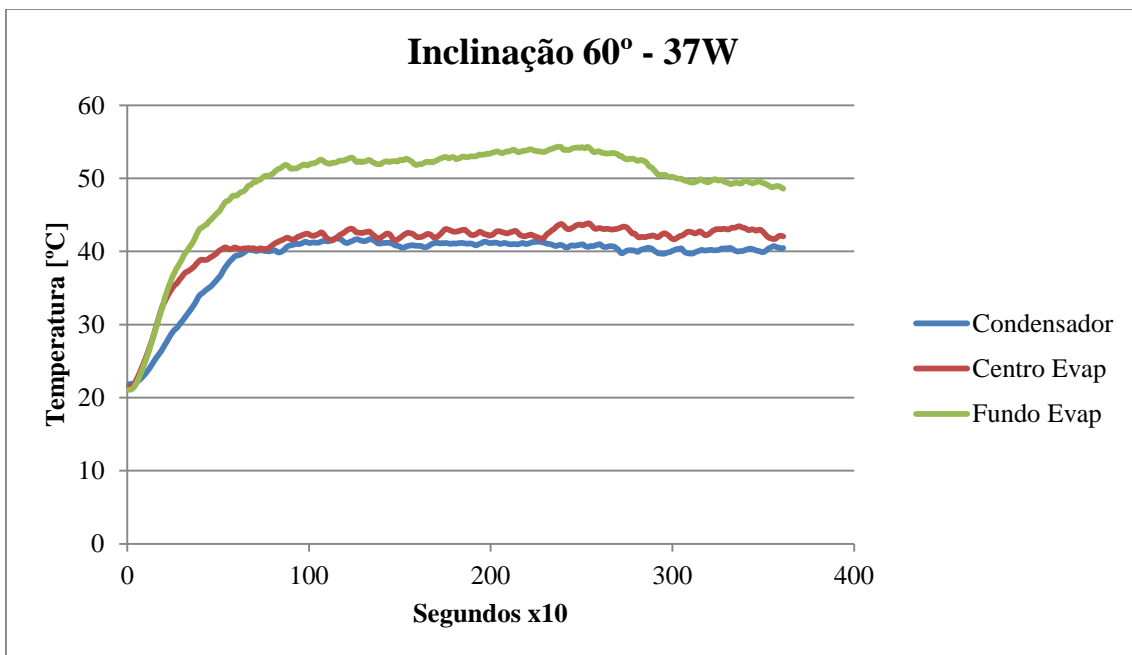


Figura 5.30 – Potência 37 Watt com inclinação a 60°.

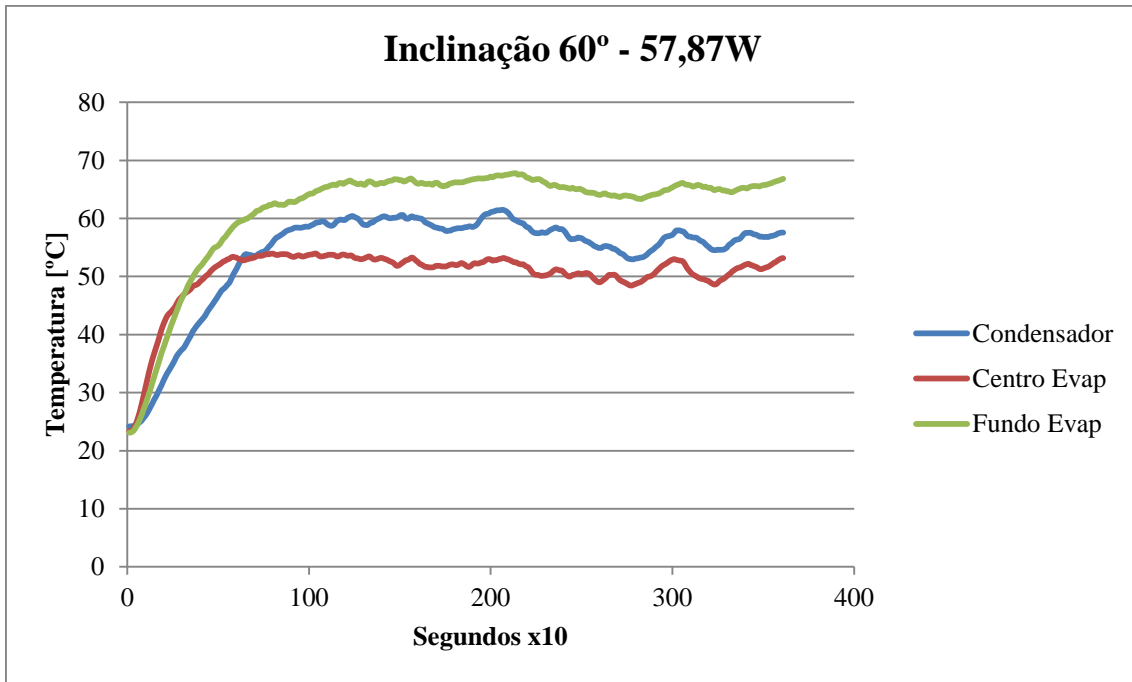


Figura 5.31 – Potência 57,87 Watt com inclinação a 60°.

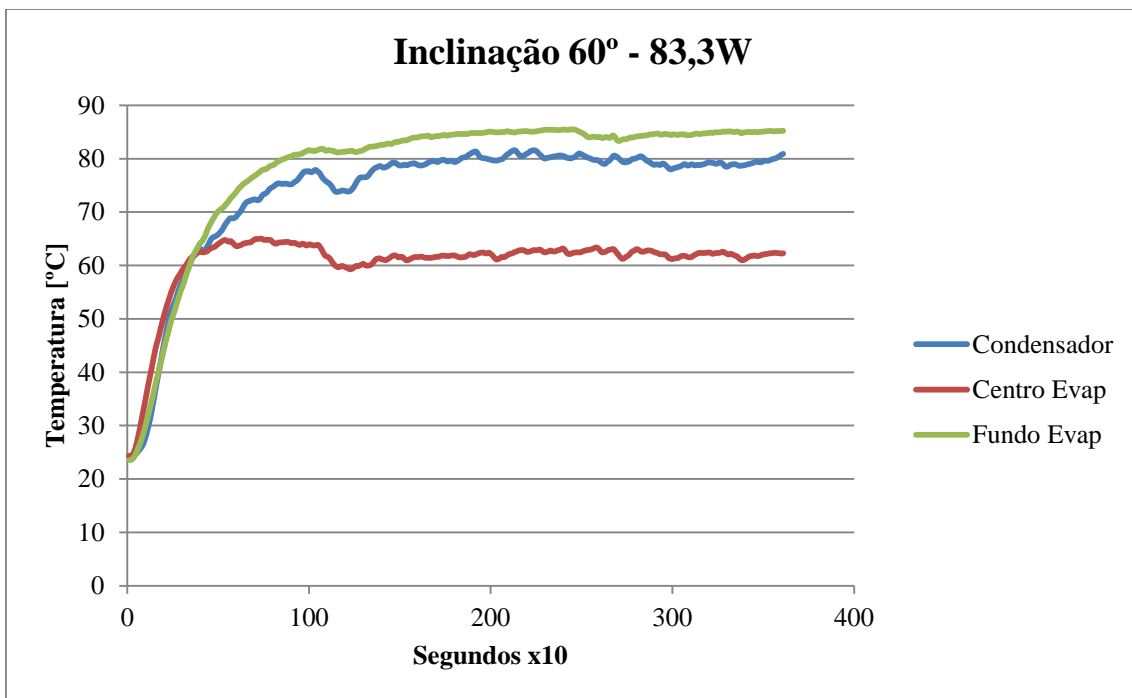


Figura 5.32 – Potência 83,3 Watt com inclinação a 60°.

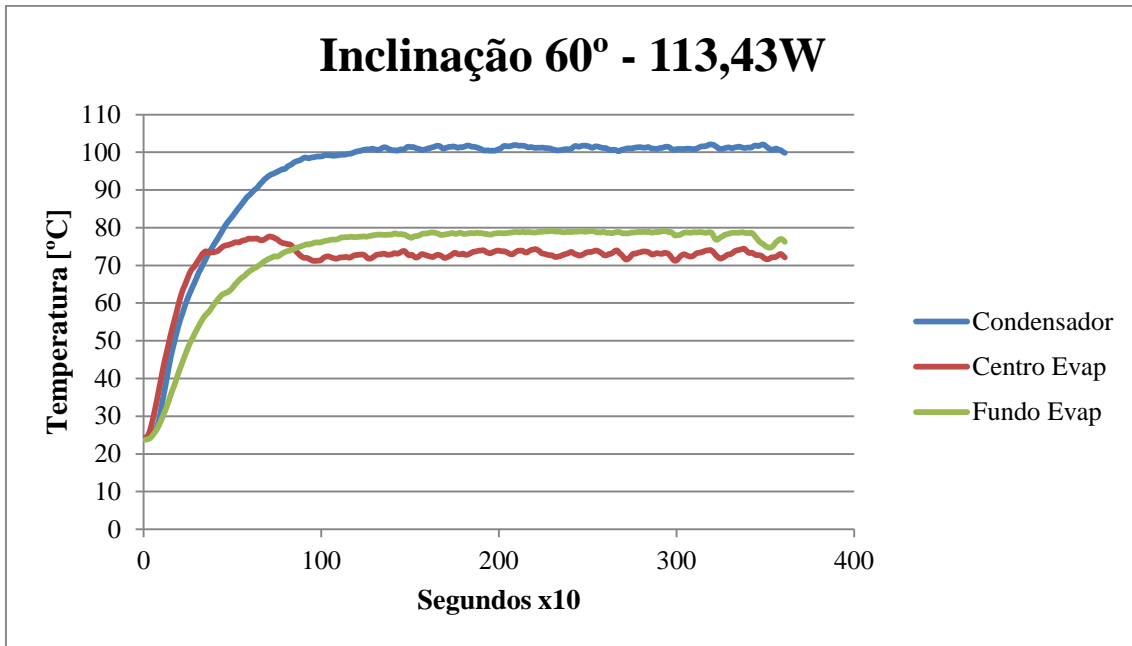


Figura 5.333 – Potência 113,43 Watt com inclinação a 60°.

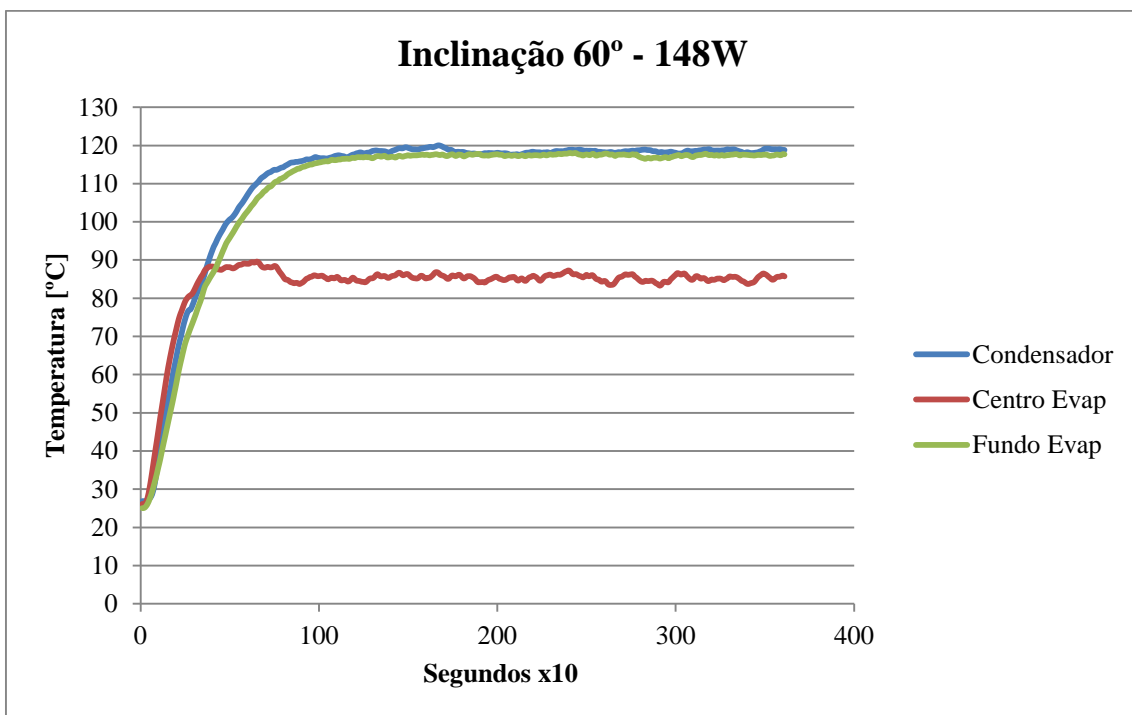


Figura 5.34 – Potência 113,43 Watt com inclinação a 60°.

Seguidamente, apresenta-se a figura que ilustra a evolução da temperatura do condensador em todos os ensaios efectuados.

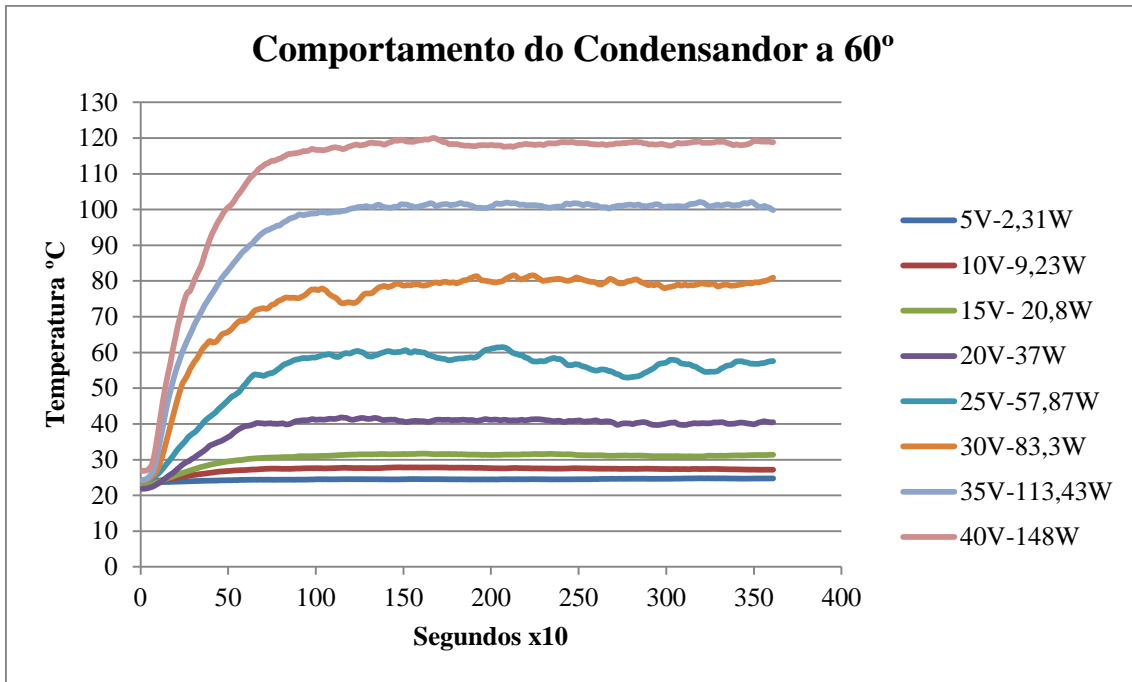


Figura 5.35 – Comportamento do condensador com inclinação a 60° nos diferentes ensaios de potência.

Finalmente temos a linha de funcionamento do condensador, mostrando como evolui a temperatura em relação à potência fornecida ao evaporador recorrendo aos valores médios estabilizados no condensador para todos os ensaios.

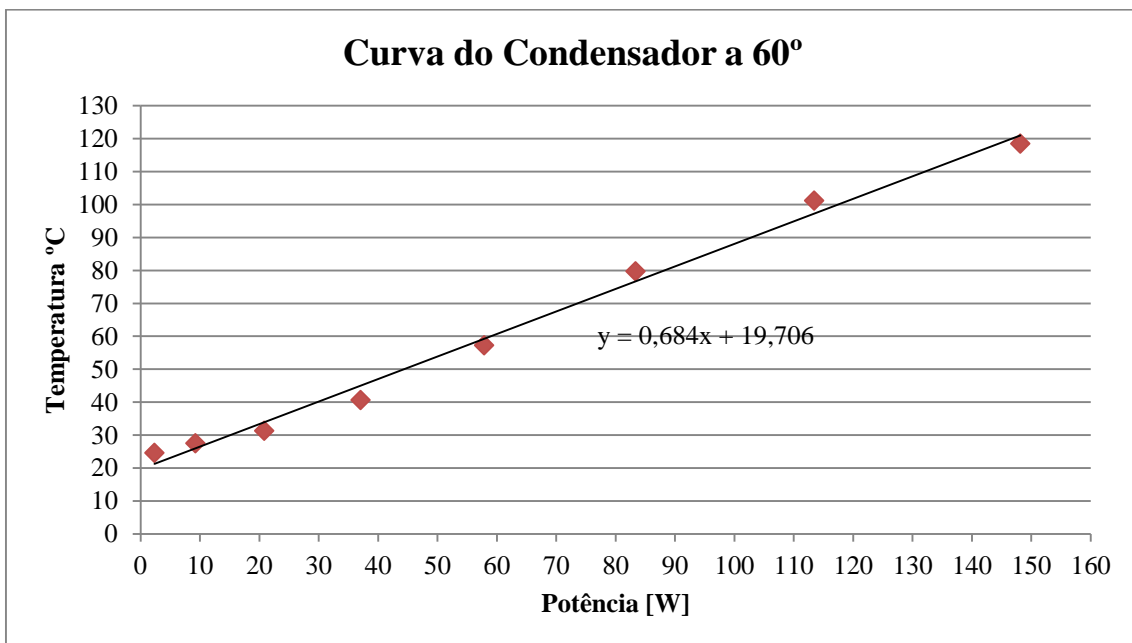


Figura 5.36 – Linha de funcionamento do condensador com inclinação a 60°.

Esta série de ensaios concluiu a componente experimental desta dissertação, onde o foco das experiências feitas nesta fase foi também encontrar a temperatura máxima atingida no condensador do tubo de calor. Esta temperatura seria aquela que viria a ser aplicada nas simulações e modelos informáticos construídos no *software Fluent* permitindo simular diferentes geometrias desenvolvidas do cabeçote permutador, todas às mesmas condições de operação, permitindo encontrar qual a mais favorável e eficiente. Todos os dados relevantes foram tratados e processados transformando-os em figuras, de modo a facilitar a compreensão do comportamento dos componentes estudados.

## 5.2 Resultados Numéricos

Começar-se-á a analisar primeiro as geometrias de protótipo de forma a observar como cada geometria melhora, (ou piora), a capacidade de permutação de calor do cabeçote coletor. Posteriormente, como já abordado, passar-se-á às três geometrias finais para avaliar e comparar os resultados destas. Os valores a apresentar são os resultados da simulação CFD, que serão as temperaturas chave, bem como as potências trocadas no cabeçote, sendo o valor mais importante a “Potência absorvida” que traduz o calor efectivamente recolhido pelo cabeçote e a “Temperatura média de saída”, que irão ser alvo de comparação em todas geometrias. Outros valores relevantes incluem ainda, as temperaturas, as áreas e as potências locais. Na figura seguinte reapresentam-se as geometrias já mencionadas que tiveram como temperatura constante nos tubos de calor 600K, que na fase inicial de simulação ainda não era conhecida a gama de temperaturas mais realista. Como tal, foi escolhido este valor que representa o máximo teórico alcançado por este tipo de tubos de calor como ponto de partida.

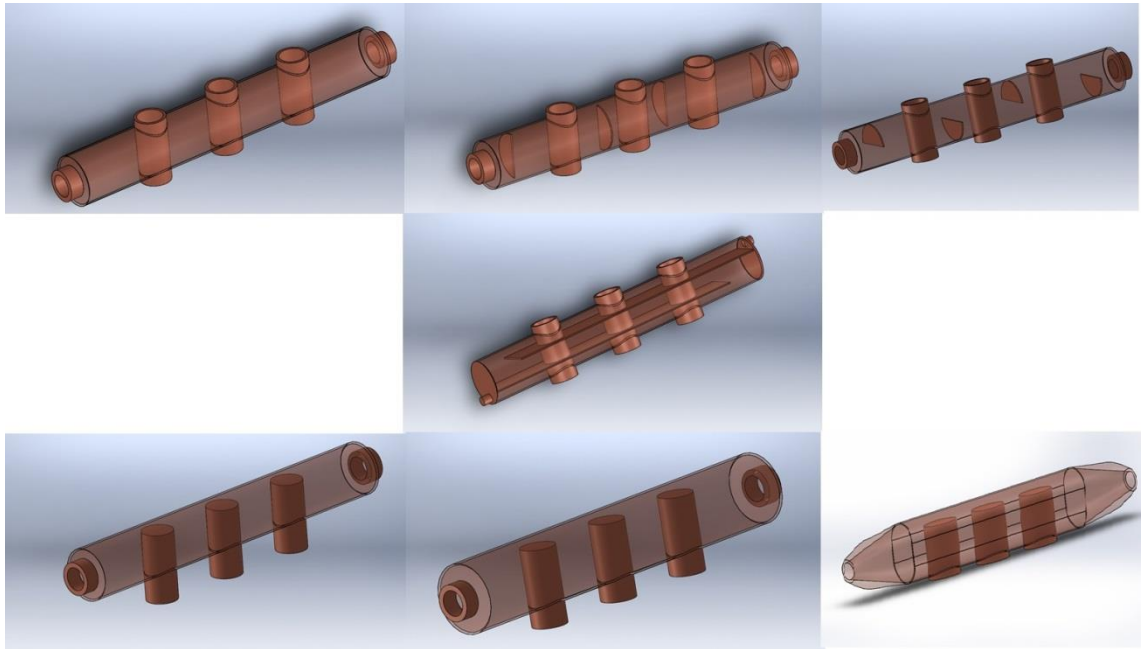


Figura 5.37 – Conjunto das geometrias protótipo iniciais (Da esquerda para a direita e na 1ª linha, as geometrias 1,2 e 3; ao centro, a geometria 4; na 3ª linha, as geometrias 5,6 e 7).

Nota: O termo “Área” presente nas tabelas seguintes é representativo da área de permuta de calor dos tubos de calor dentro do cabeçote, isto é, expostos à água.

Nota 2: Os valores das tabelas seguintes são os dados resultantes das simulações feitas no *Fluent* tendo sido apenas editados na sua apresentação de modo a serem mais inteligíveis.

De modo a minimizar a repetição de valores, todas as simulações aqui descritas, abordadas e analisadas, têm um caudal mássico igual de cerca de 0,0042 kg/s.

### Geometria 1

Tabela 5.4 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 1.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>108,75</b>



Tabela 5.5 – Potências medidas no cabeçote com a geometria 1.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6723,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1447,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	5,3

Tabela 5.6 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 1.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	560,0	326,85
2	467,8	326,85
3	423,5	326,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1451,3	

Área de contacto de cada tubos de calor: 3,92E-03 m<sup>2</sup>

## Geometria 2

Tabela 5.7 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 2.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,55</b>

Tabela 5.8 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 2.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6785,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1509,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	4,9

Tabela 5.9 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 2.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	560,0	326,85
2	467,8	326,85
3	423,5	326,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1512,0	

Área de contacto de cada tubo de calor:  $3,92E-03 \text{ m}^2$

### Geometria 3

Tabela 5.10 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 3.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>109,65</b>

Tabela 5.11 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 3.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6734,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1458,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	6,0

Tabela 5.12 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 3.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	556,6	326,85
2	476,1	326,85
3	430,0	326,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1462,7	

Área de contacto de cada tubo de calor:  $3,92E-03 \text{ m}^2$

### Geometria 4

Tabela 5.13 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 4.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>115,65</b>

Tabela 5.14 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 4.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6841,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1565,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	8,6

Tabela 5.15 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 4.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	508,0	326,85
2	511,8	326,85
3	552,4	326,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1572,2	

Área de contacto de cada tubo de calor: 3,92E-03 m<sup>2</sup>

#### Geometria 5

Tabela 5.16 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 5.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>114,05</b>

Tabela 5.17 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 5.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6813,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1537,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	50,0

Tabela 5.18 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 5.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	614,3	326,85
2	513,7	326,85
3	459,4	326,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1587,4	

Área de contacto de cada tubo de calor: 4,16E-03 m<sup>2</sup>

### Geometria 6

Tabela 5.19 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 6.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>113,25</b>

Tabela 5.20 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 6.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6806,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1530,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	62,0

Tabela 5.21 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 6.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	663,6	326,85
2	496,0	326,85
3	431,0	326,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1590,6	

Área de contacto de cada tubo de calor: 5,06E-03 m<sup>2</sup>

## Geometria 7

Tabela 5.22 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria 7.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>164,15</b>

Tabela 5.23 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria 7.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	7680,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>2404,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	137,7

Tabela 5.24 – Temperaturas, e potências dos tubos de calor na geometria 7.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	1104,0	326,85
2	801,5	326,85
3	634,7	326,85
Potência cedida pelos tubos de calor	2540,2	

Área de contacto de cada tubo de calor: 1,02E-02 m<sup>2</sup>

Tendo os valores necessários de todas as geometrias estudadas para o cabeçote procedeu-se a um tratamento de dados. De seguida apresenta-se uma tabela com os dados de maior importância para a escolha da geometria, passo seguinte no desenvolvimento dos trabalhos.

Tabela 5.25 – Temperatura de saída, potência absorvida e área de permuta.

Geometria	Temperatura [°C]	Potência Absorvida [W]	Área Permuta por tubo de calor [m <sup>2</sup> ]
1	108,8	1448	3,92E-03
2	112,6	1509	3,92E-03
3	109,7	1458	3,92E-03
4	115,7	1565	3,92E-03
5	114,1	1537	4,16E-03
6	113,3	1530	5,06E-03
7	164,2	2405	1,02E-02

De forma a facilitar a avaliação das geometrias, os valores foram dispostos numa figura que permite comparar facilmente as diferenças.

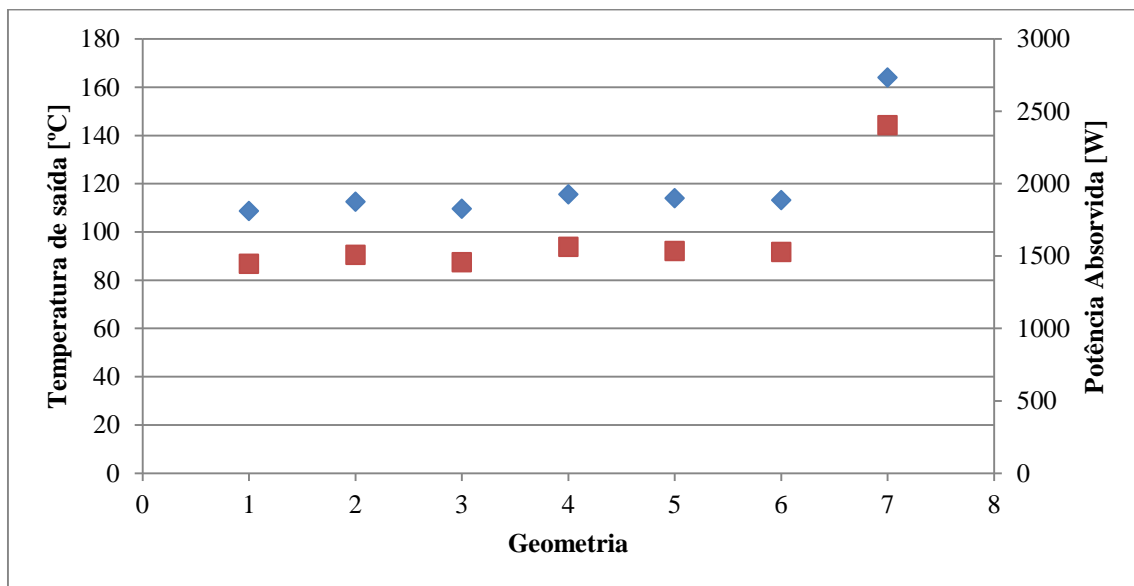


Figura 5.38 – Gráfico de temperaturas de saída e potência absorvida por cada uma das geometrias estudadas do cabeçote.

Analisando a figura anterior, salta à vista que a sétima geometria é sem dúvida a mais favorável para melhorar troca de calor no cabeçote, já que é aquela que apresenta maiores valores de temperatura e de potência absorvida pela água.

Tabela 5.26 – Aumento de potência percentual para cada geometria.

Geometria	Potência Absorvida [W]	Variação [%]
1	1448	0,00
2	1509	4,21
3	1458	0,69
4	1565	8,08
5	1537	6,15
6	1530	5,66
7	2405	66,09

A tabela anterior exprime de forma clara o aumento, em percentagem, da captação de calor em cada geometria. Todas as geometrias conseguiram aumentar a captação térmica do cabeçote relativamente à geometria original. No entanto, todas geometrias com a exceção da sétima não ultrapassaram mais do que 10%. Nesta fase de simulação a sétima geometria conseguiu aumentar em 66% a captação de calor para as mesmas condições, e como tal será a candidata para passar à próxima fase de simulações. A geometria original também será posta à prova nas mesmas condições que a geometria 7 para manter a comparação e validação.

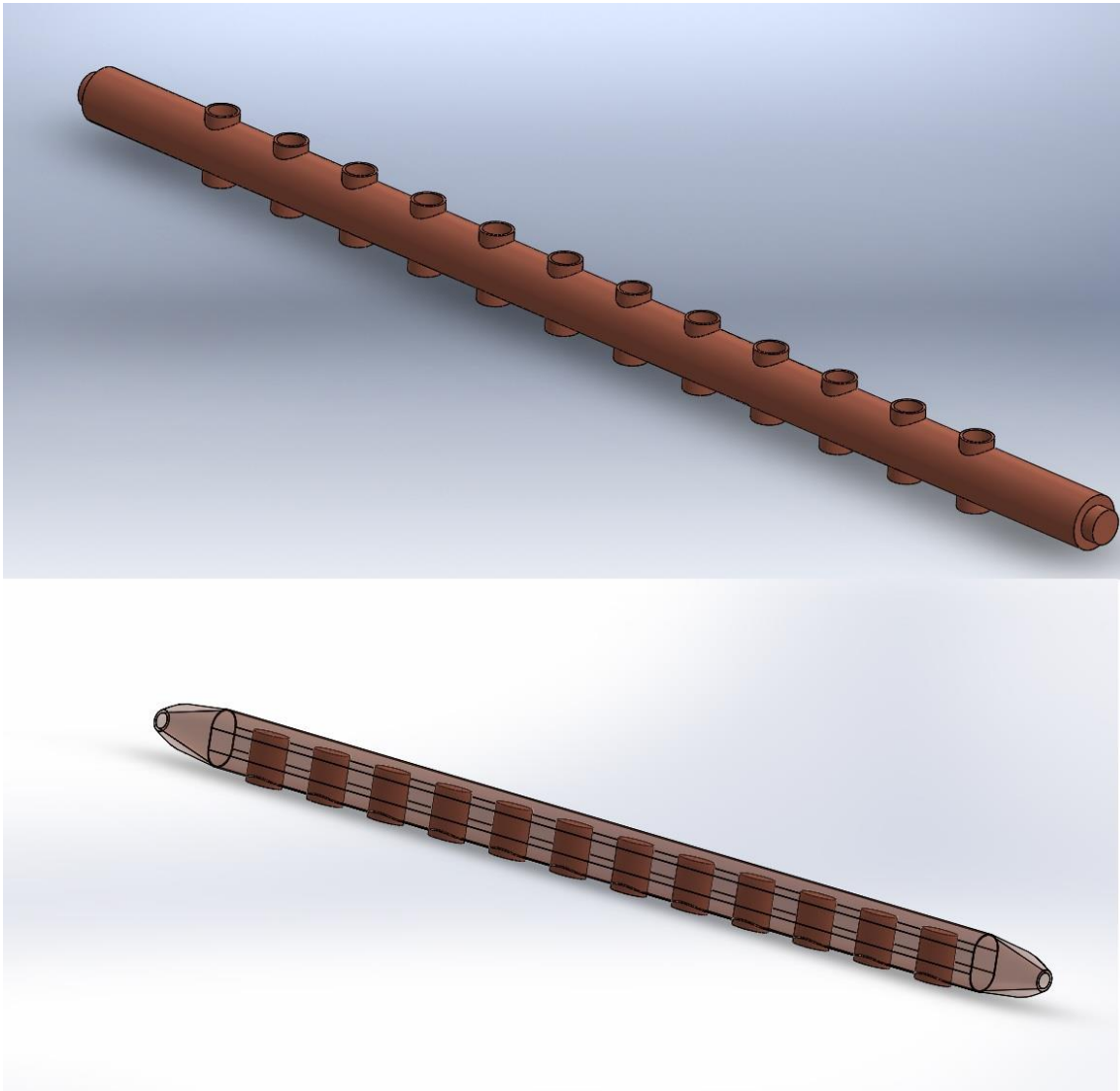


Figura 5.39 – Geometrias Finais.

Na fase seguinte de simulação ir-se-ão apresentar os resultados das simulações e as novas geometrias alteradas, para terem uma dimensão de aplicações reais e não de protótipos. Apesar desta alteração, as condições fronteira a que serão submetidas serão as mesmas que as geometrias protótipo.

De seguida é apresentada os resultados desta simulação:



## Geometria Final 1

Tabela 5.27 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>89,15</b>

Tabela 5.28 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6372,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1096,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	116,7

Tabela 5.29 – Temperaturas e potências dos tubos de calor com a geometria final 1.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	170,4	119,85
2	145,0	119,85
3	134,1	119,85
4	121,7	119,85
5	107,2	119,85
6	98,3	119,85
7	88,5	119,85
8	82,6	119,85
9	75,6	119,85
10	67,8	119,85
11	62,8	119,85
12	57,7	119,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1211,7	

Área de contacto de cada tubo de calor: 3.925E-03 m<sup>2</sup>

## Geometria Final 2 (Geometria Otimizada)

Tabela 5.30 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>104,25</b>

Tabela 5.31 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6776,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1500,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	34,12

Tabela 5.32 – Temperaturas e potências dos tubos de calor com a geometria final 2.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	350,42	119,85
2	250,54	119,85
3	201,77	119,85
4	159,72	119,85
5	129,49	119,85
6	103,63	119,85
7	83,73	119,85
8	68,18	119,85
9	56,53	119,85
10	46,82	119,85
11	36,81	119,85
12	30,73	119,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1518,37	

Área de contacto de cada tubo de calor: 1.018E-02 m<sup>2</sup>

A tabela subsequente permite verificar o aumento percentual da potência absorvida nesta fase de simulação. Contudo, o valor não foi o mesmo ou aproximado ao obtido na fase de protótipos, sendo consideravelmente menor, mas mesmo assim mostrando uma vantagem de 16% relativamente à geometria original.

Tabela 5.33 – Aumento de potência percentual para cada geometria final.

	Temperatura [°C]	Potência Absorvida [W]	%
Geometria Final 1	93,25	1169	0
Geometria Final 2	104,25	1367	16,94

Após a conclusão desta fase de simulação procurou-se estudar a capacidade de permuta de calor do cabeçote sob condições mais realistas, nomeadamente retirando as temperaturas constantes nos tubos de calor de 600K (327 °C) e através das potências obtidas nesta simulação construir um modelo que permita que a temperatura em cada uma dos tubos de calor se comporte de forma mais prática.

Para conferir um resultado mais verosímil foram testadas três geometrias finais, a original, a intermédia baseada na geometria 6, e a geometria que provou ser mais favorável nas simulações feitas anteriormente, cada uma adaptada e modificada de modo a ter um total de doze tubos de calor, representativa de um sistema real. (Figura 5.40) Cada uma das geometrias tem um aumento contínuo da área de permuta dos tubos de calor, sendo que na geometria intermédia dispúnhamos de uma área duas vezes maior que a geometria original, e na geometria otimizada temos uma área aproximadamente duas vezes maior que na geometria intermédia. Para a nova fase de simulações foram desenvolvidas um novo conjunto de temperaturas para cada geometria consequente de quatro potências por metro quadrado, de 75W, 85W, 95W e 105W. Todo o procedimento foi descrito na metodologia da simulação numérica. De seguida são apresentados os resultados das simulações para cada uma das três geometrias em cada uma das quatro potências.



Figura 5.40 – Geometrias simuladas; acima, geometria final 1; ao centro, geometria final 1,5 ou intermédia; embaixo, geometria final 2 (otimizada).

### **Geometria Final 1**

Caso 1:

Tabela 5.34 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>81,85</b>

Tabela 5.35 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6243,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>967,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	8,5

Tabela 5.36 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 1.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	62,2	60,85
2	63,6	66,85
3	69,4	72,85
4	75,3	79,85
5	76,4	85,85
6	81,8	92,85
7	83,3	98,85
8	87,6	104,85
9	91,6	111,85
10	91,2	117,85
11	95,4	124,85
12	96,7	130,85
Potência cedida pelos tubos de calor	974,3	

Caso 2:

Tabela 5.37 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>85,45</b>

Tabela 5.38 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6305,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1029,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	9,2

Tabela 5.39 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 1.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	71,3	65,85
2	71,4	71,85
3	76,5	77,85
4	81,8	84,85
5	82,1	90,85
6	86,9	97,85
7	87,9	103,85
8	91,9	109,85
9	95,5	116,85
10	94,6	122,85
11	98,5	129,85
12	99,5	135,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1037,6	

Caso 3:

Tabela 5.40 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>89,25</b>

Tabela 5.41 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6372,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1096,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	10,0

Tabela 5.42 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 1.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	80,4	70,85
2	79,1	76,85
3	85,5	83,85

4	87,9	89,85
5	89,4	96,85
6	91,7	102,85
7	92,2	108,85
8	97,7	115,85
9	98,8	121,85
10	99,4	128,85
11	101,0	134,85
12	101,8	140,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1105,1	

Caso 4:

Tabela 5.43 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 1.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>91,85</b>

Tabela 5.44 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 1.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6418,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1142,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	10,4

Tabela 5.45 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 1.

Tubo de calor	Potência	Temperatura
	W	°C
1	87,8	74,85
2	85,3	80,85
3	89,4	86,85
4	93,4	93,85
5	92,3	99,85
6	96,2	106,85
7	96,2	112,85
8	99,5	118,85
9	102,4	125,85
10	100,7	131,85
11	104,1	138,85

12	104,5	144,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1151,8	

### Geometria Final Intermédia

#### Caso 1:

Tabela 5.46 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final intermédia.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>81,95</b>

Tabela 5.47 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final intermédia.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6245,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>969,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	12,7

Tabela 5.48 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final intermédia.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	70,6	60,85
2	66,8	66,85
3	69,2	72,85
4	74,0	79,85
5	76,9	85,85
6	80,6	92,85
7	83,6	98,85
8	86,6	104,85
9	90,3	111,85
10	92,5	117,85
11	94,5	124,85
12	94,9	130,85
Potência cedida pelos tubos de calor	980,6	

#### Caso 2:



Tabela 5.49 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final intermédia.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>85,55</b>

Tabela 5.50 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final intermédia.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6307,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1031,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	13,7

Tabela 5.51 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final intermédia.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	80,9	65,85
2	74,8	71,85
3	76,2	77,85
4	80,2	84,85
5	82,5	90,85
6	85,5	97,85
7	88,1	103,85
8	90,7	109,85
9	94,0	116,85
10	95,9	122,85
11	97,5	129,85
12	97,6	135,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1044,0	

Caso 3:

Tabela 5.52 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final intermédia.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>85,55</b>

Tabela 5.53 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final intermédia.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6374,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1098,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	14,8

Tabela 5.54 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final intermédia.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	91,3	70,85
2	82,8	76,85
3	85,2	83,85
4	85,9	89,85
5	89,9	96,85
6	89,9	102,85
7	92,3	108,85
8	96,6	115,85
9	97,0	121,85
10	100,9	128,85
11	99,7	134,85
12	99,8	140,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1111,3	

Caso 4:

Tabela 5.55 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final intermédia.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>91,85</b>

Tabela 5.56 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final intermédia.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6420,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1144,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	15,5

Tabela 5.57 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final intermédia.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	96,7	70,85
2	89,2	76,85
3	88,7	83,85
4	91,2	89,85
5	92,5	96,85
6	94,4	102,85
7	96,3	108,85
8	98,1	115,85
9	100,7	121,85
10	102,0	128,85
11	102,9	134,85
12	102,5	140,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1155,1	

## **Geometria Final 2**

Caso 1:

Tabela 5.58 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,55</b>

Tabela 5.59 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6625,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1349,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,2

Tabela 5.60 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 2.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	128,0	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,4	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,6	111,85
10	113,7	117,85
11	112,1	124,85
12	113,1	130,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1371,4	

Caso 2:

Tabela 5.61 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>108,15</b>

Tabela 5.62 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6705,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1429,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,0

Tabela 5.63 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 2.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	146,8	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,1	109,85
9	117,6	116,85
10	116,2	122,85
11	114,0	129,85
12	114,8	135,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1452,7	

Caso 3:

Tabela 5.64 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,95</b>

Tabela 5.65 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6790,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1514,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	27,0

Tabela 5.66 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 2.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	165,7	70,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130,0	89,85
5	129,7	96,85
6	124,0	102,85
7	120,0	108,85
8	120,8	115,85
9	119,1	121,85
10	121,5	128,85
11	114,3	134,85
12	115,3	140,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1539,4	

Caso 4:

Tabela 5.67 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote com a geometria final 2.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>116,35</b>

Tabela 5.68 – Potências calculadas no cabeçote com a geometria final 2.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6849,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1573,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,3

Tabela 5.69 – Temperaturas e potências dos tubos de calor na geometria final 2.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	180,7	74,85
2	151,5	80,85
3	143,2	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130,0	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,1	125,85
10	102,7	131,85
11	117,6	138,85
12	117,8	144,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1600	

Em seguida são exibidas um conjunto de figuras que apresentam diferentes aspectos do escoamento, resultantes da interpretação dos dados da simulação pelo subprograma da *ANSYS*, *CFD-Post*. Para uma fácil interpretação das imagens é importante indicar que o escoamento ilustrado dá-se no sentido negativo-positivo do eixo das abcissas (*XX*). Todas as imagens têm uma escala correspondente bem como um eixo tridimensional ortonormado. De modo a permitir uma fácil comparação de cada um desses mesmos aspectos, serão apresentadas as imagens relativas às três geometrias estudadas anteriormente. As imagens foram captadas de modo a que os escoamentos e geometrias ficassem com uma disposição e orientação relativamente igual.

## Contexto de Volume - Velocidade

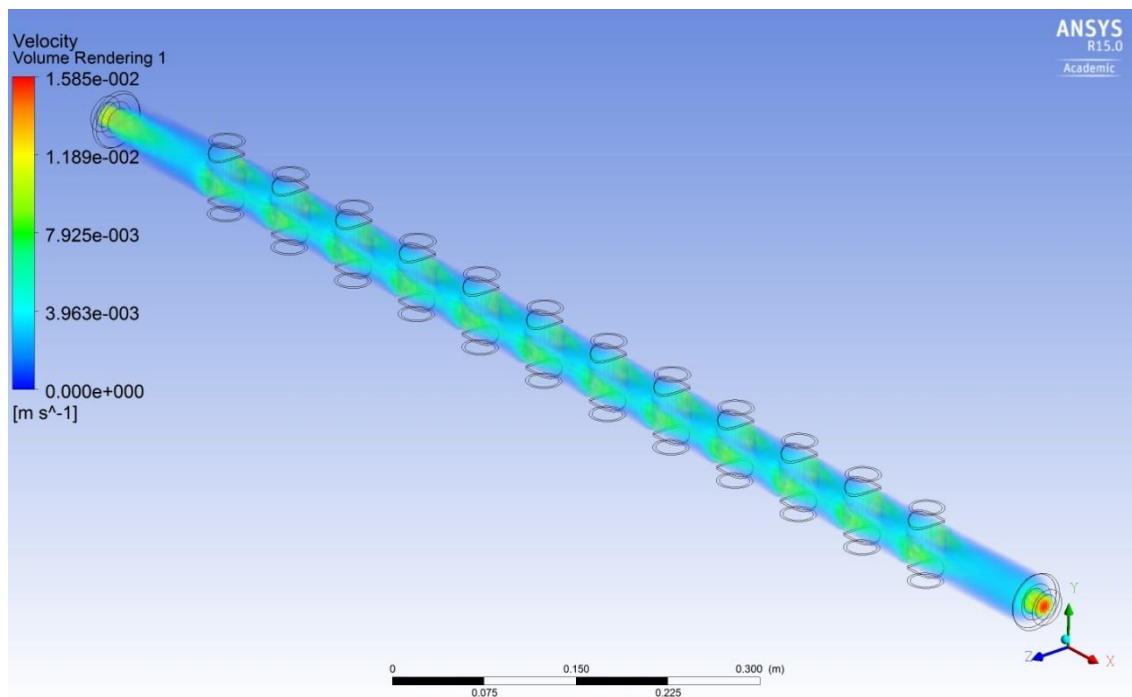


Figura 5.41 - Apresentação da velocidade em contexto de volume na geometria final 1.

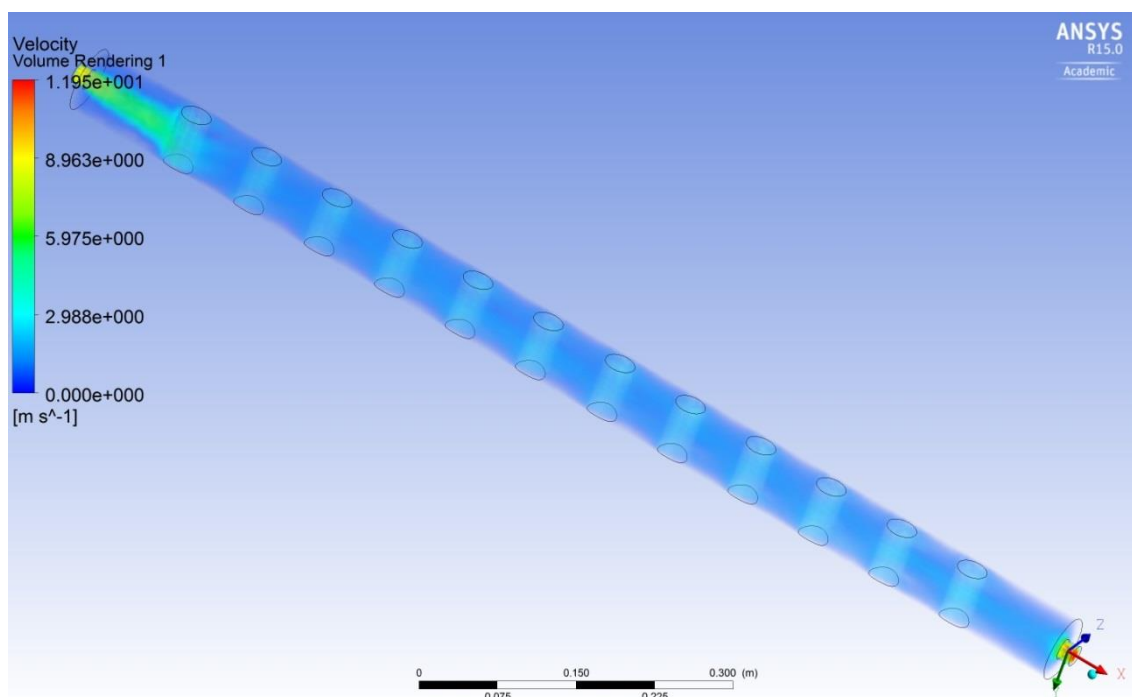


Figura 5.42 - Apresentação da velocidade em contexto de volume na geometria final intermédia.



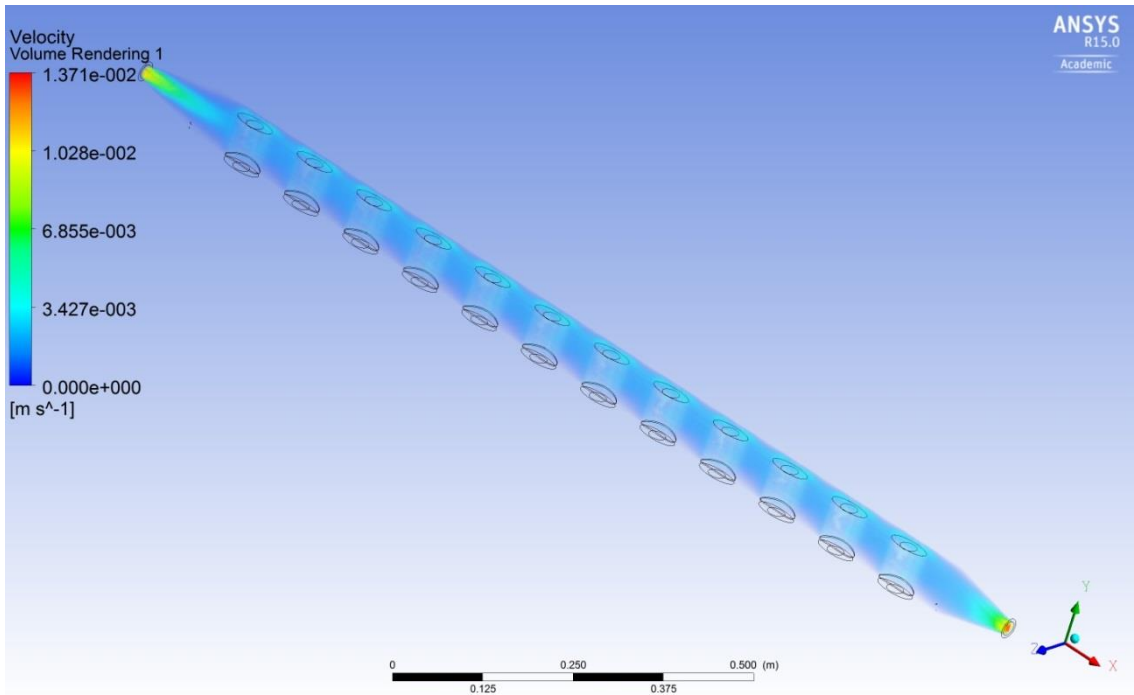


Figura 5.43 - Apresentação da velocidade em contexto de volume na geometria final 2.

### Linhas de Corrente - Velocidade

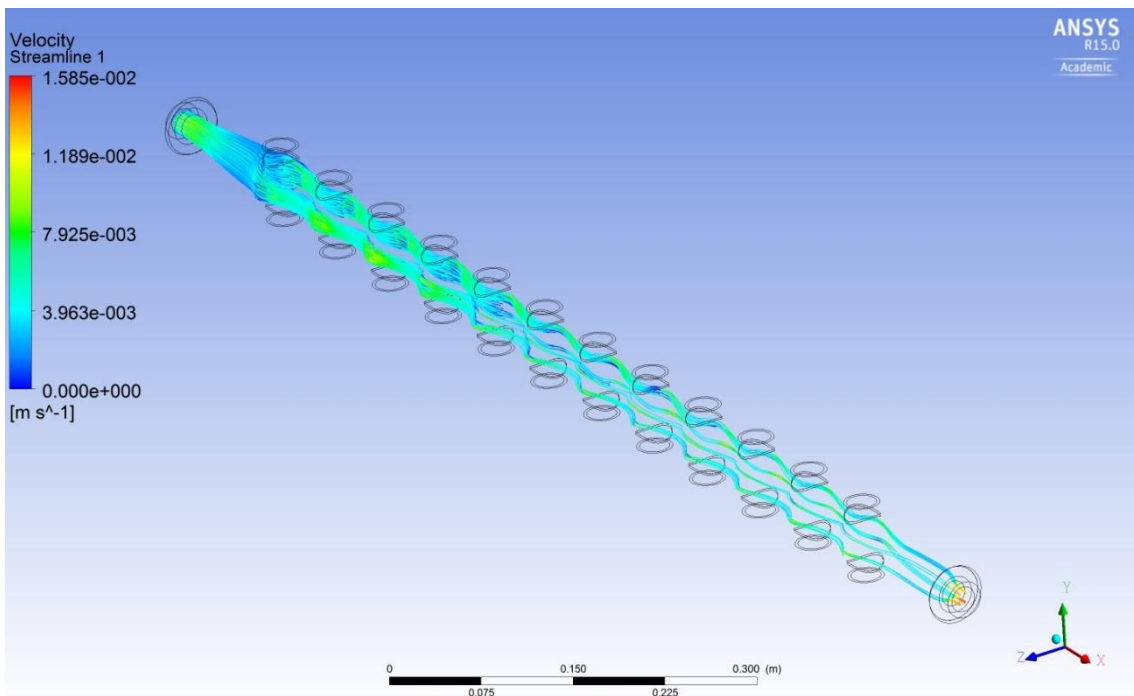


Figura 5.44 – Velocidade de escoamento através de linhas de corrente na geometria final 1.

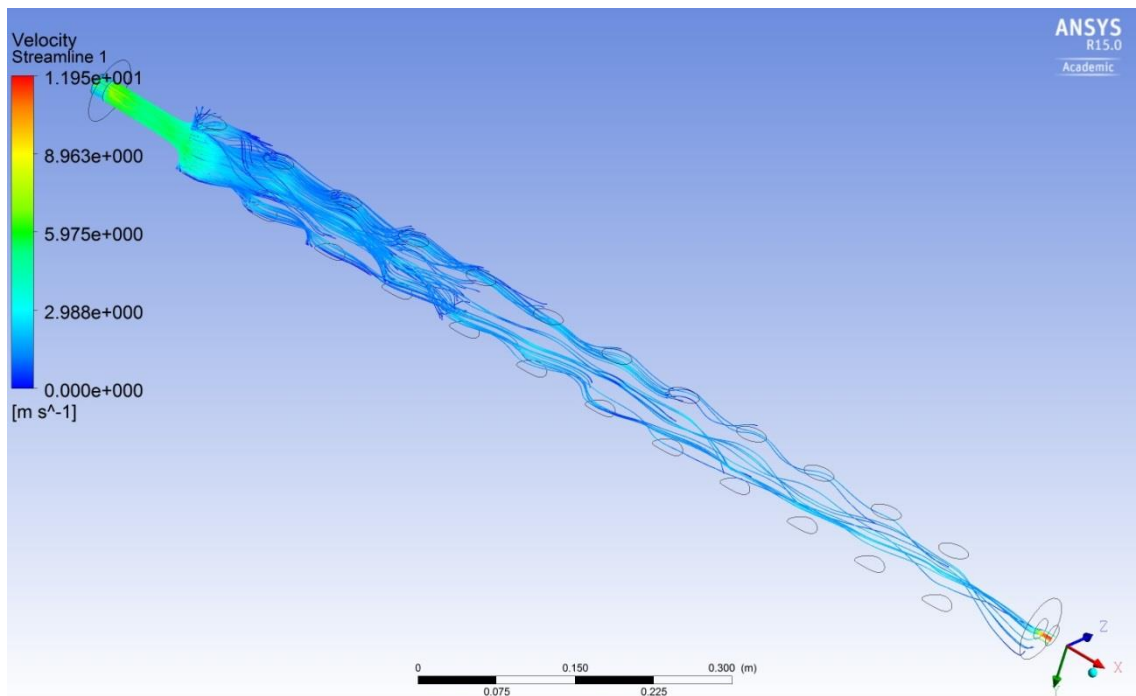


Figura 5.45 – Velocidade de escoamento através de linhas de corrente na geometria final intermédia.

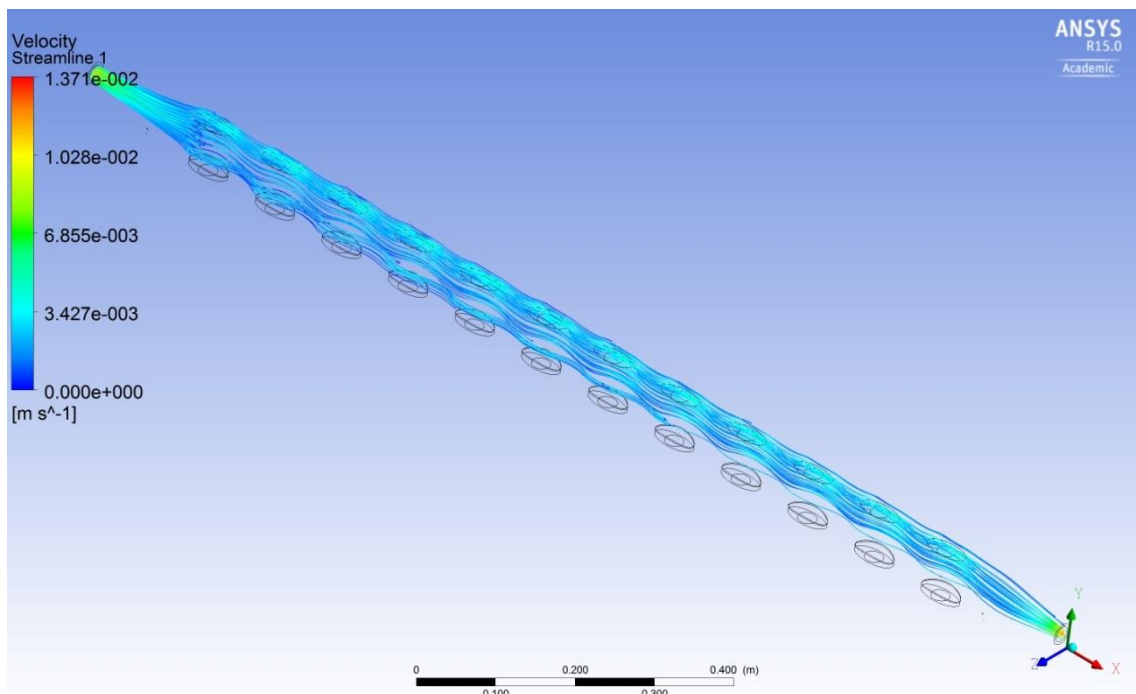


Figura 5.46 – Velocidade de escoamento através de linhas de corrente na geometria final 2.

## Vetores - Velocidade

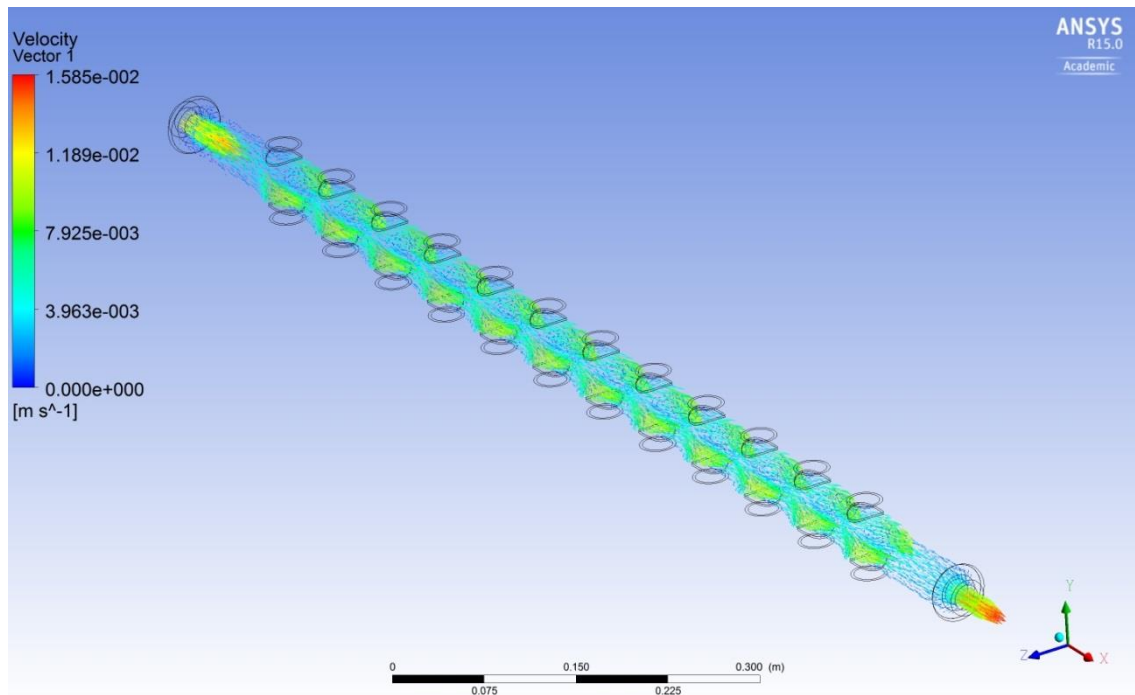


Figura 5.47 – Velocidade de escoamento através de vetores na geometria final 1.

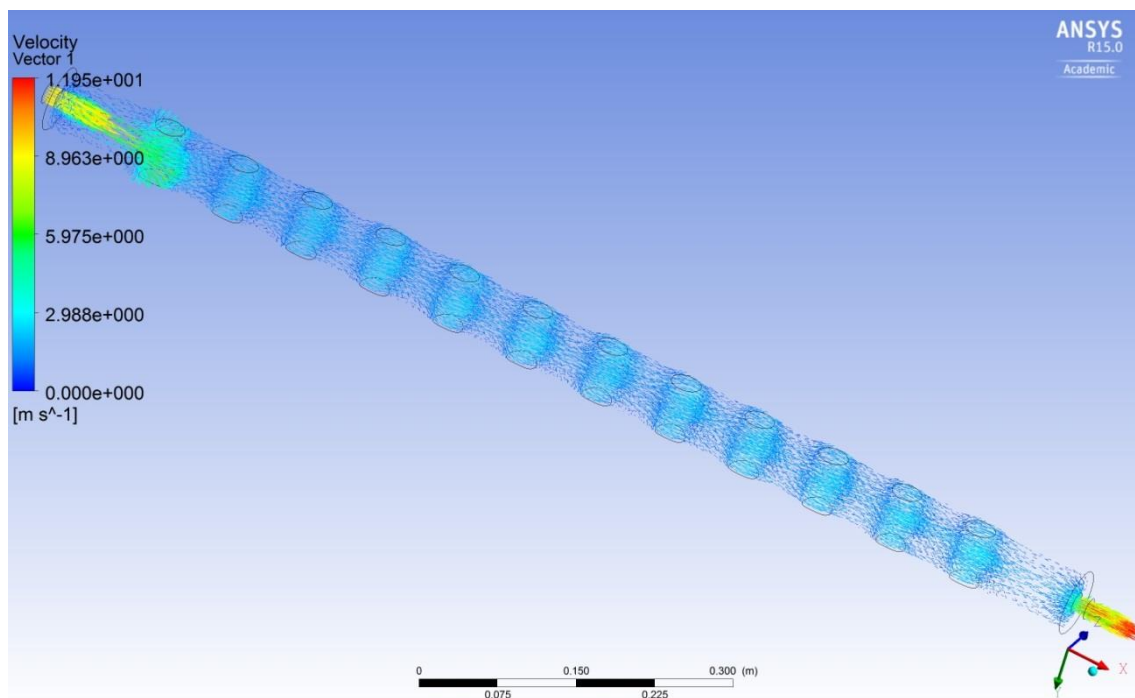


Figura 5.48 – Velocidade de escoamento através de vetores na geometria final intermédia.

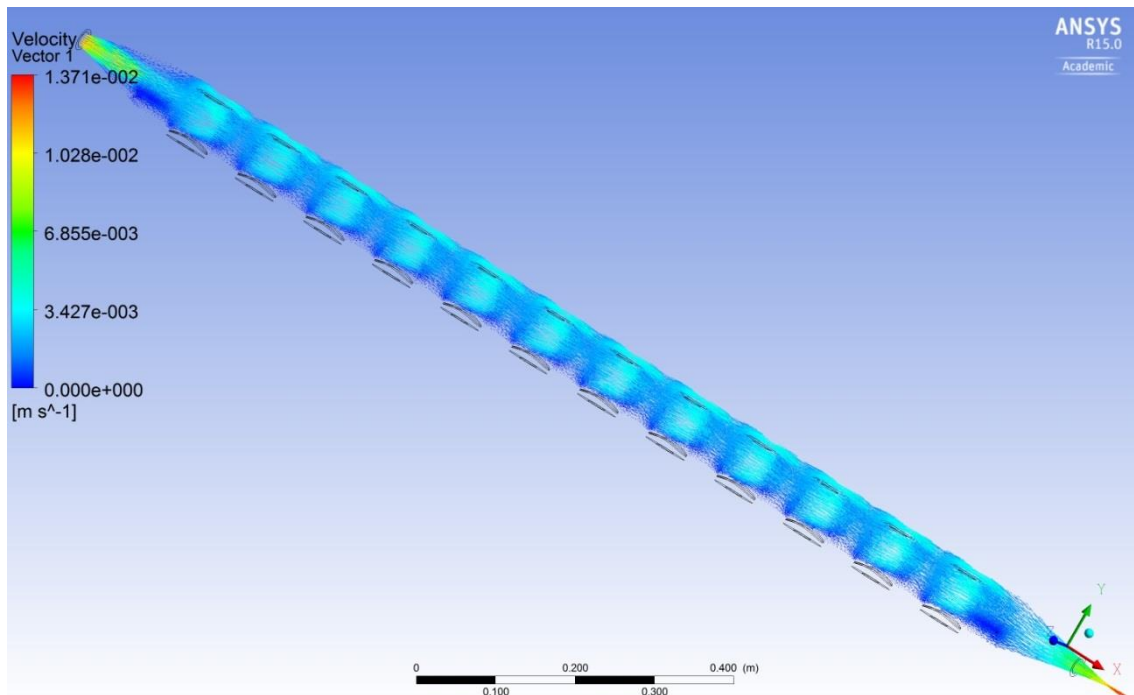


Figura 5.49 – Velocidade de escoamento através de vetores na geometria final 2.

### Contexto de Volume - Temperatura

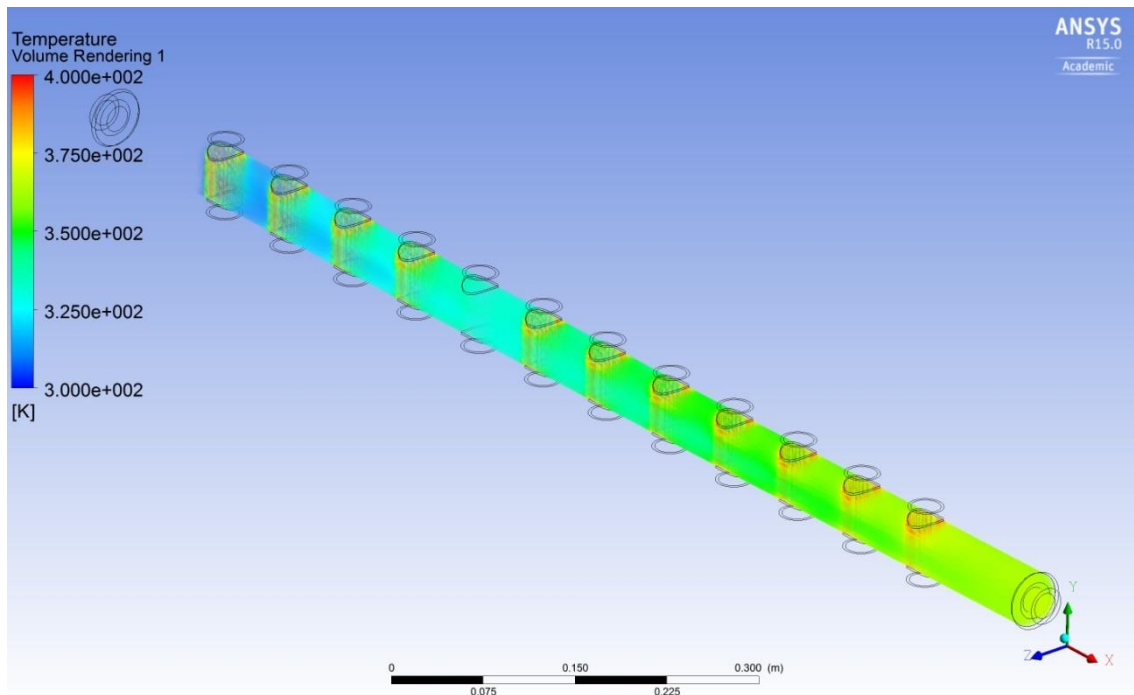


Figura 5.50 - Apresentação temperatura em contexto de volume na geometria final 1.

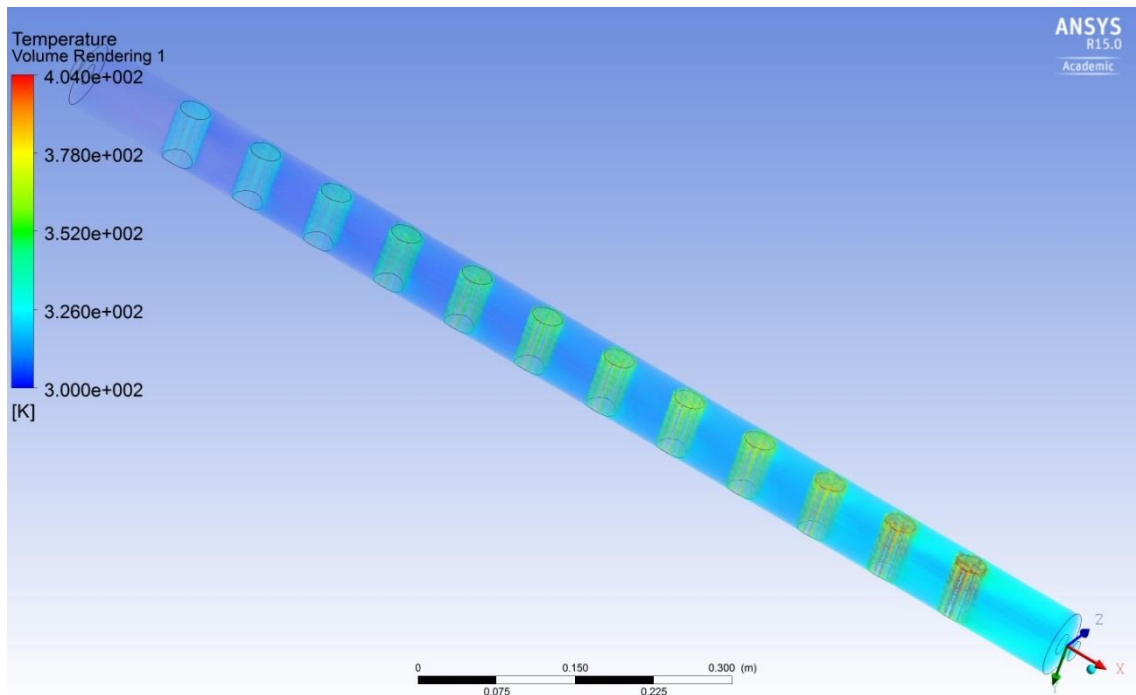


Figura 5.51 - Apresentação temperatura em contexto de volume na geometria final intermédia.

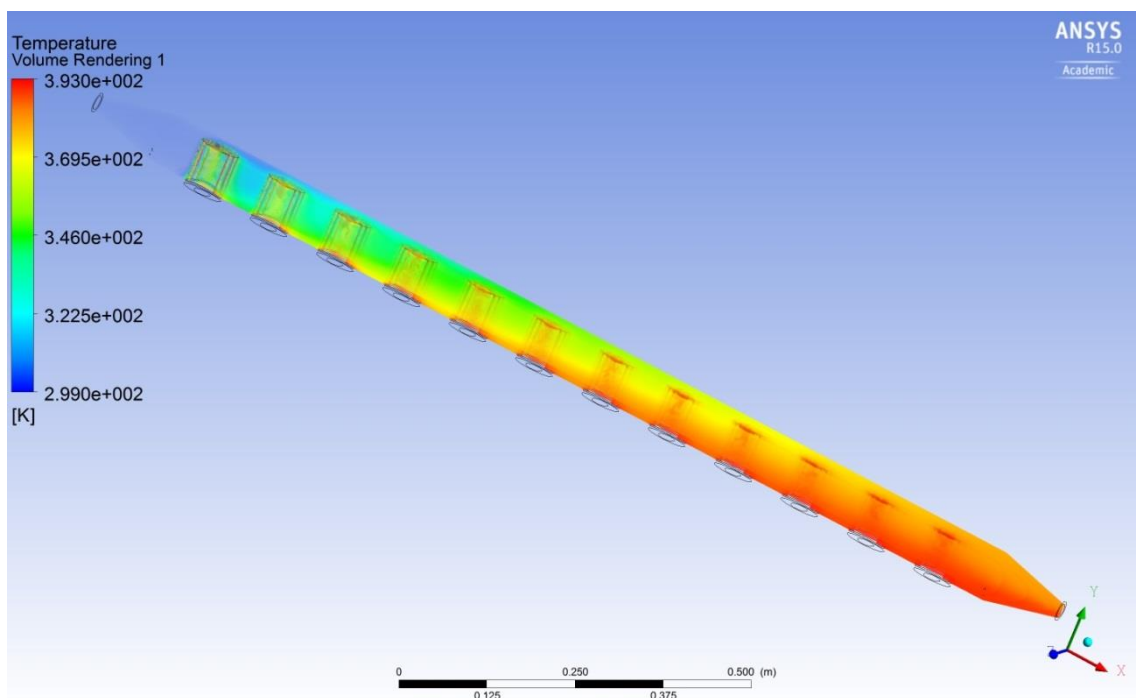


Figura 5.52 - Apresentação temperatura em contexto de volume na geometria final 2.

Padrão de Contorno – Temperatura Plano XZ

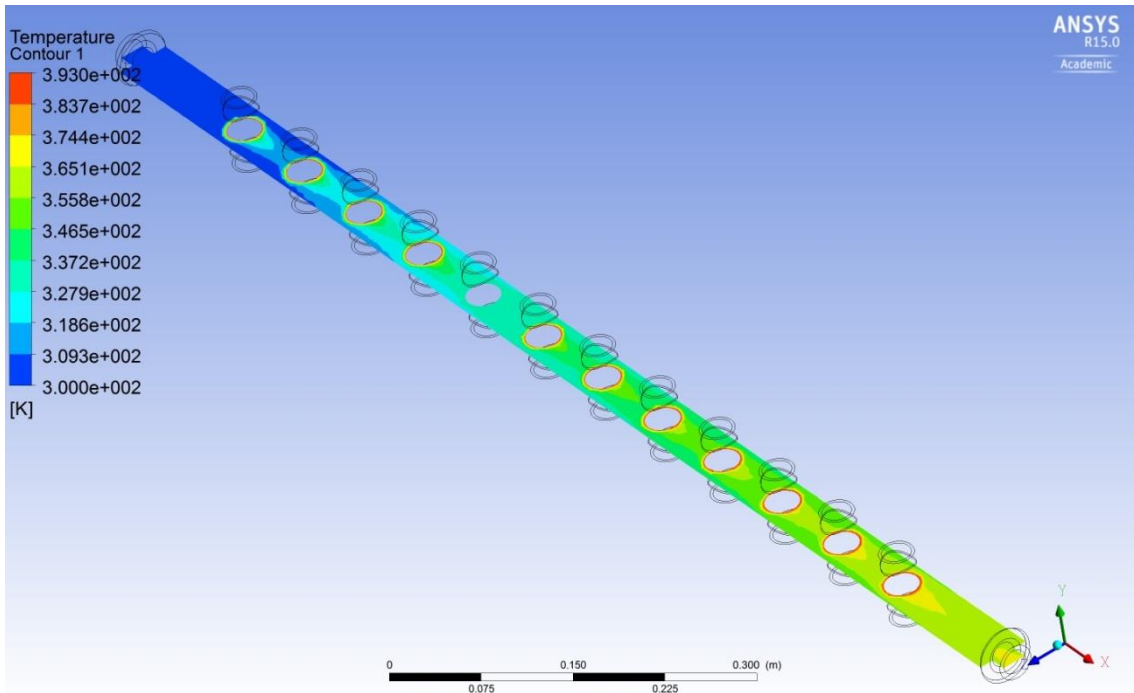


Figura 5.53 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano XZ na geometria final 1.

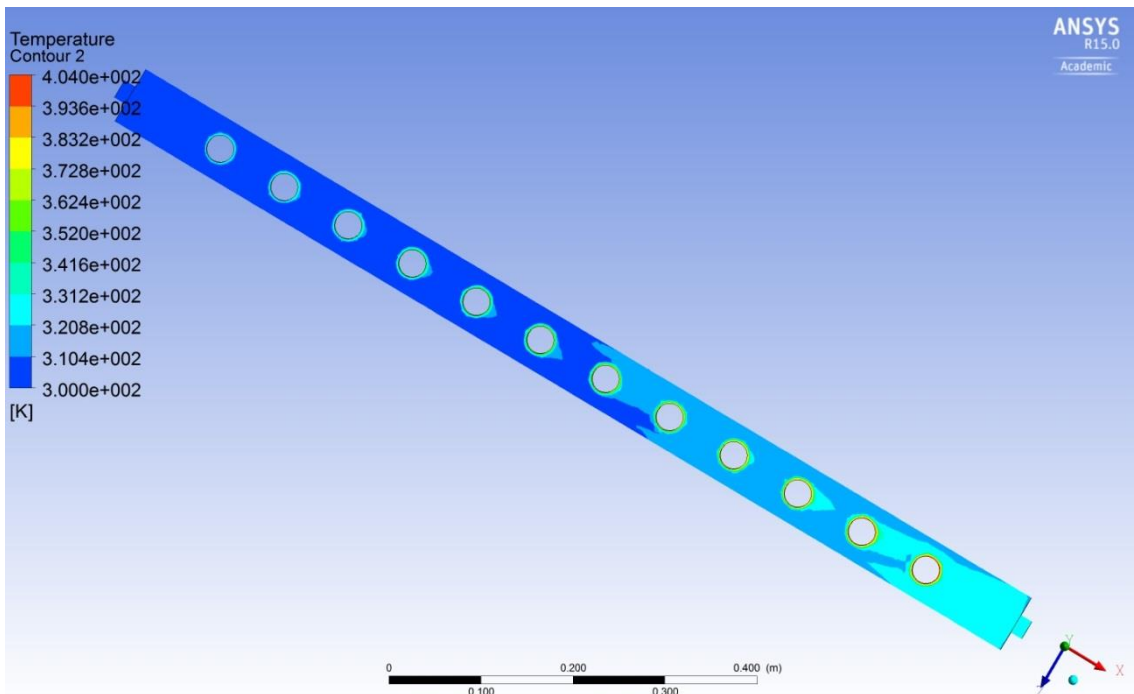


Figura 5.54 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano XZ na geometria final intermédia.

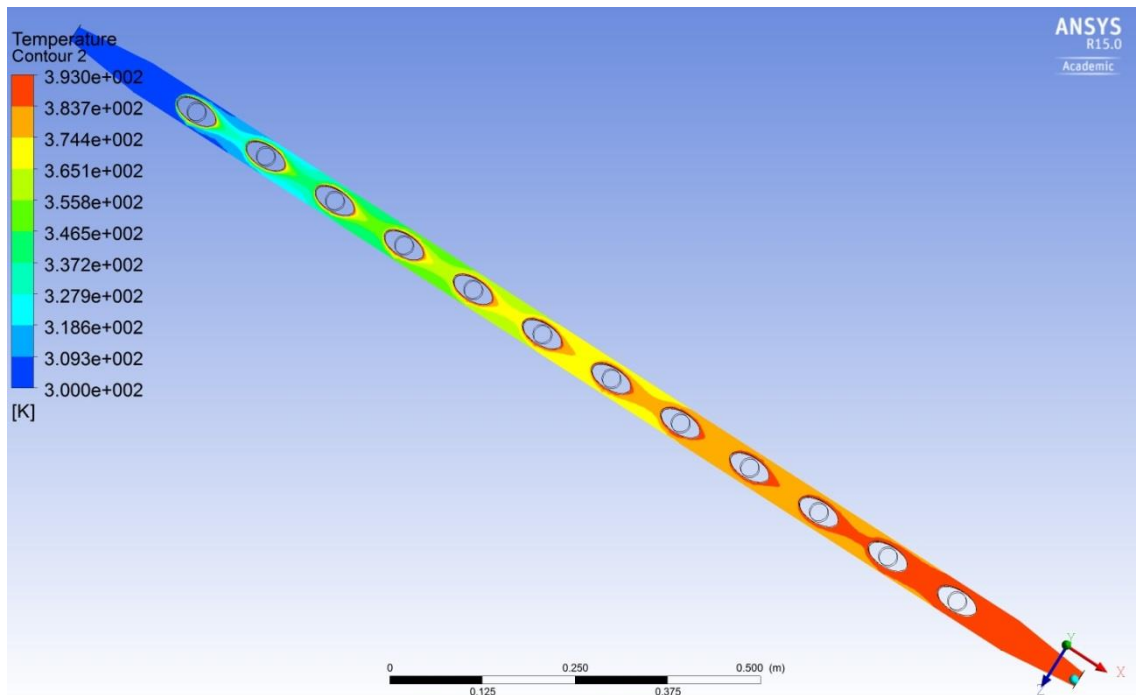


Figura 5.55 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano XZ na geometria final 2.

Padrão de Contorno – Temperaturas Plano YX

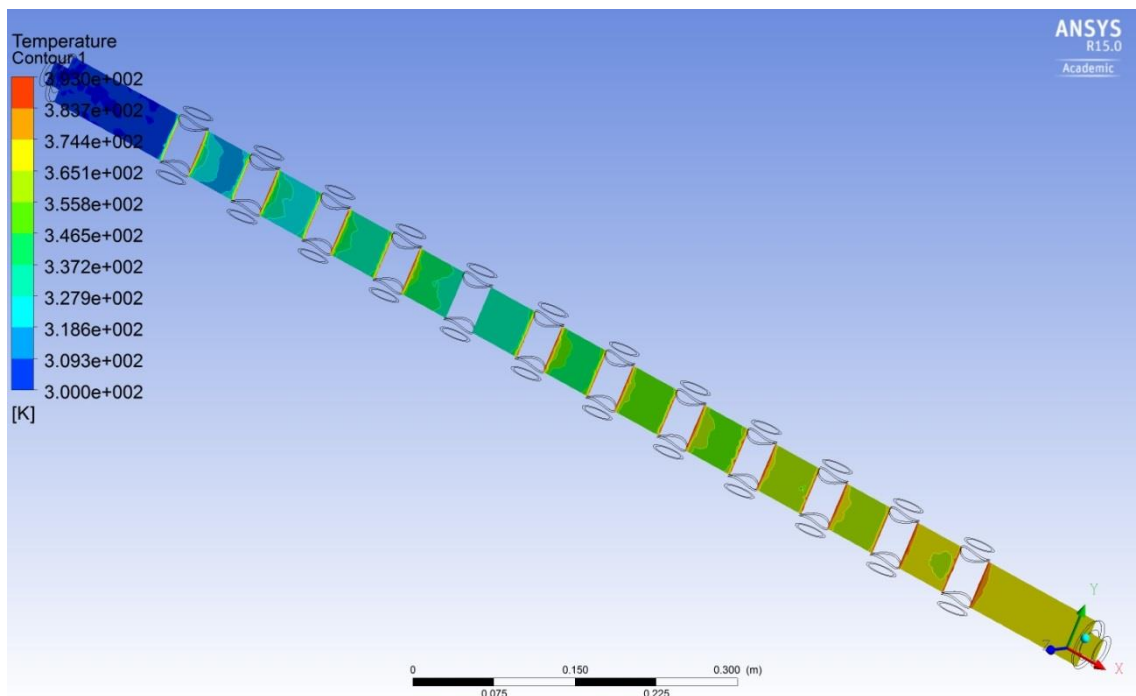


Figura 5.56 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano YX na geometria final 1.

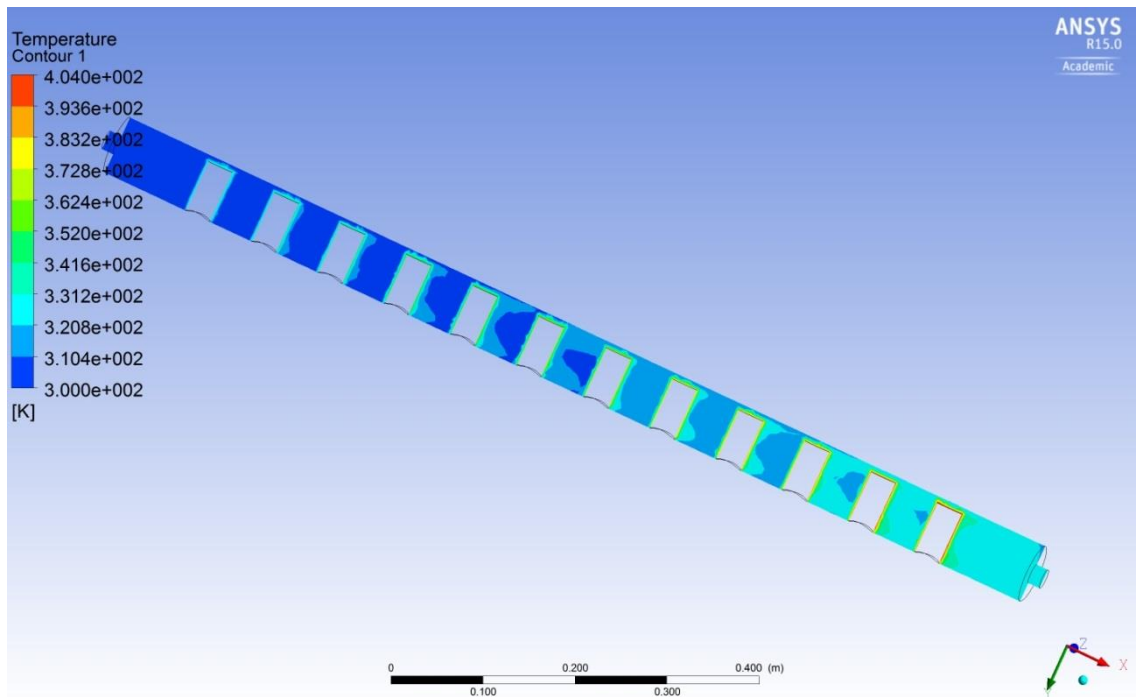


Figura 5.57 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano YX na geometria final intermédia.

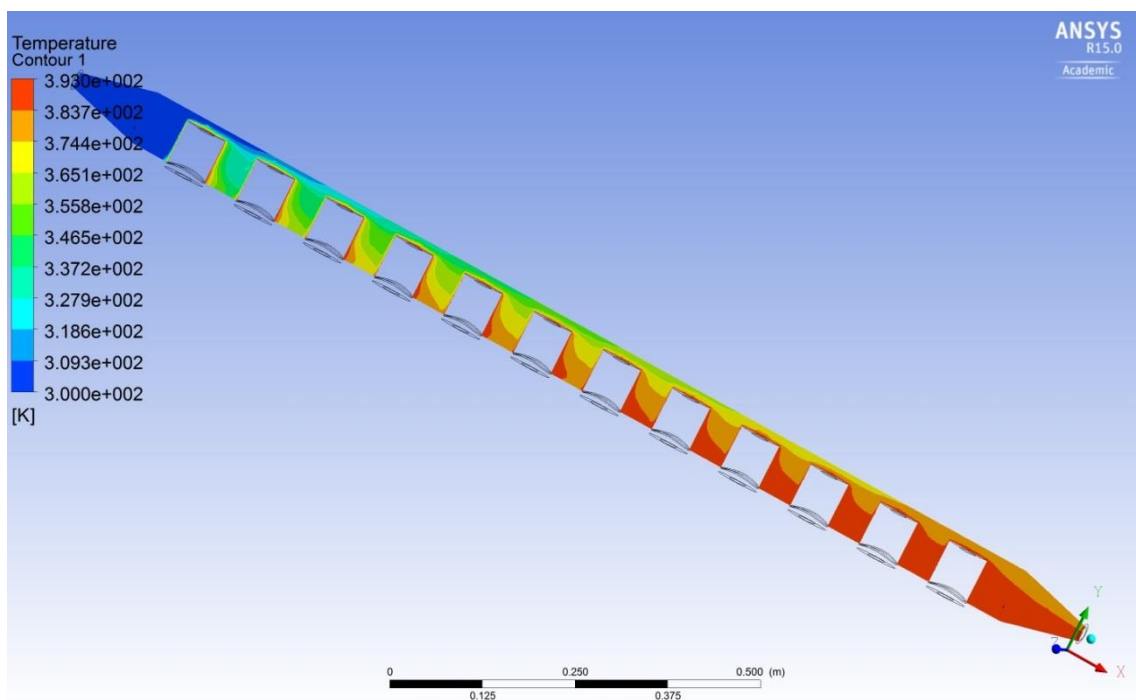


Figura 5.58 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno no plano YX na geometria final 2.



## Padrão de Contorno – Temperaturas Paredes do Cabeçote

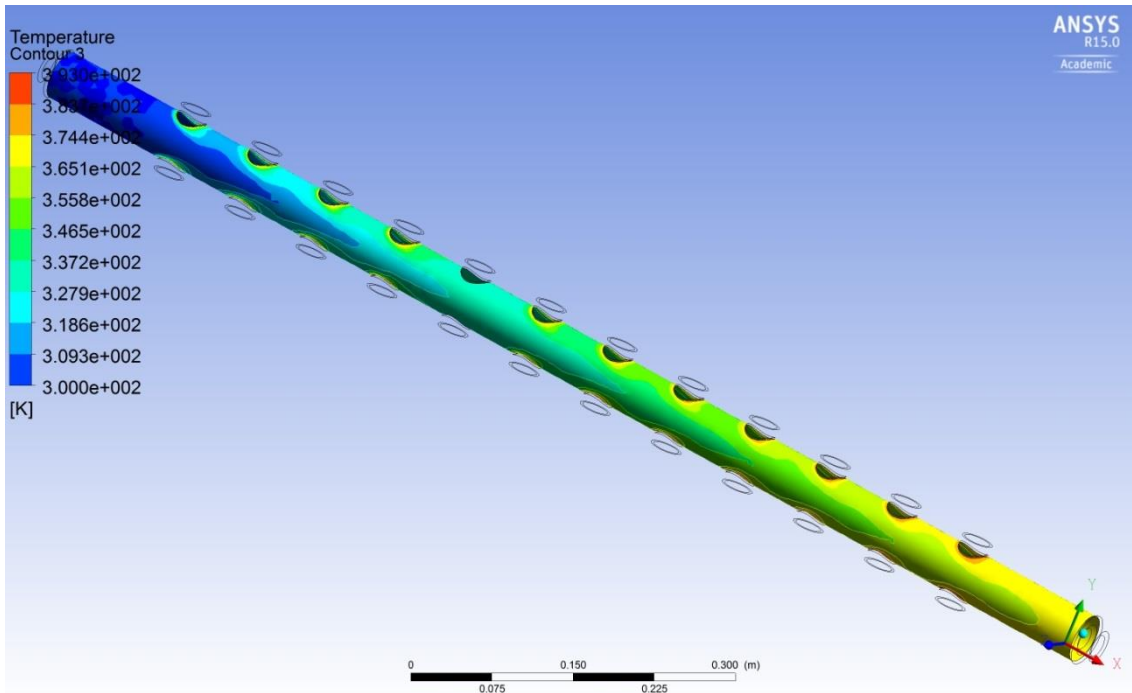


Figura 5.59 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno da parede do cabeçote na geometria final 1.

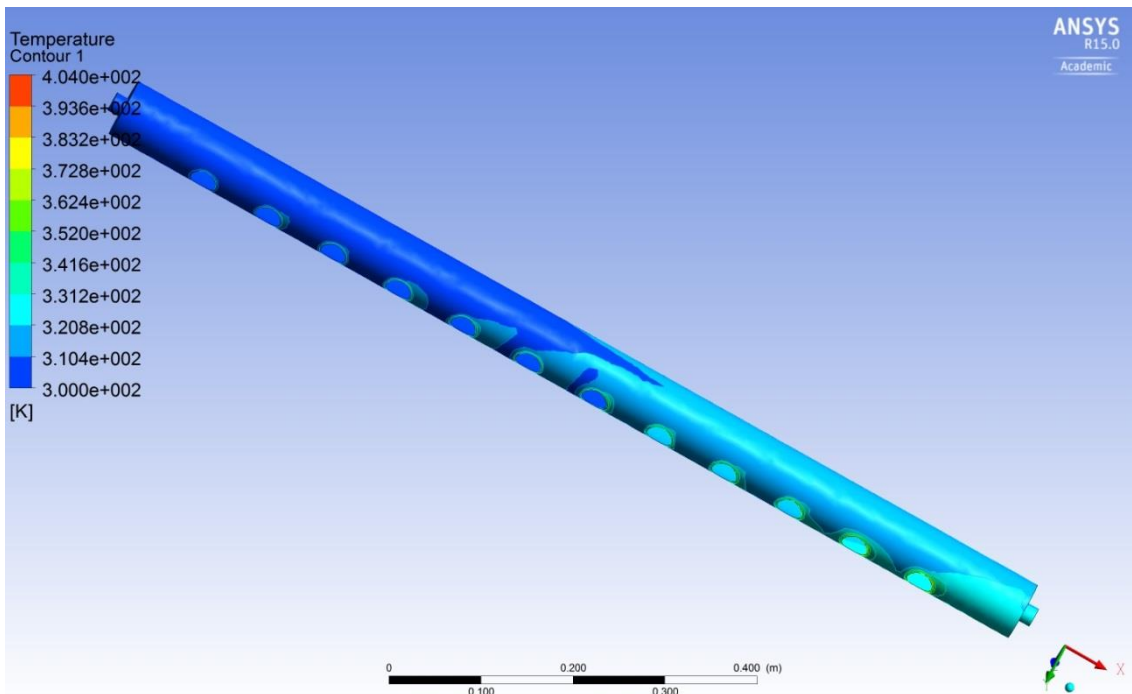
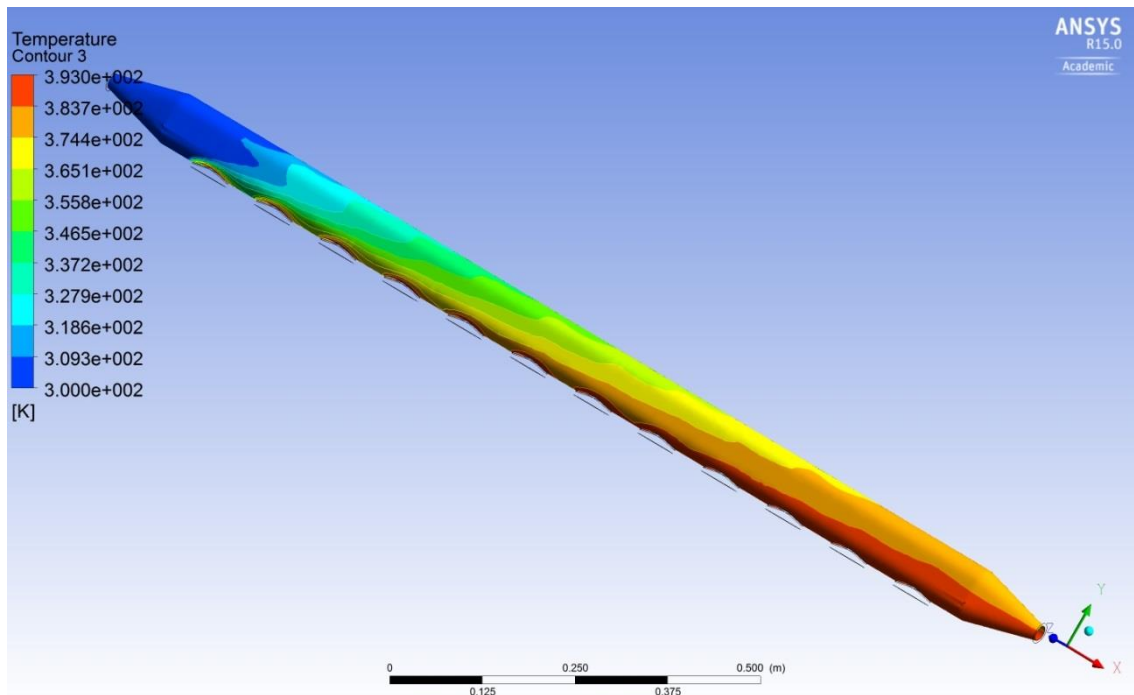


Figura 5.60 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno da parede do cabeçote na geometria final intermédia.



Fi

Figura 5.61 – Temperatura do escoamento através padrões de contorno da parede do cabeçote na geometria final 2.

Para tornar a comparação mais fácil dos dados tabelados apresentados anteriormente, estes foram tratados e dispostos em novas tabelas e figuras de fácil análise e interpretação.

Para avaliação de cada geometria, em cada caso analisou-se o modo como estas absorvem a potência de cada um dos tubos de calor, individualmente.

Tabela 5.70 – Potências cedidas pelos tubos de calor em cada simulação para a geometria final 1.

HP	Caso de Simulação			
	1	2	3	4
1	62,2	71,3	80,4	87,8
2	63,6	71,4	79,1	85,3
3	75,3	76,5	85,5	89,4
4	75,3	81,8	88,0	93,4
5	76,4	82,1	89,4	92,3
6	81,8	88,2	91,7	96,2
7	83,3	88,7	92,2	96,2
8	87,6	92,6	97,7	99,5
9	91,6	96,1	98,8	102,4
10	91,6	95,1	99,4	100,7
11	95,4	99,0	101,0	104,1
12	96,7	99,9	101,8	104,5

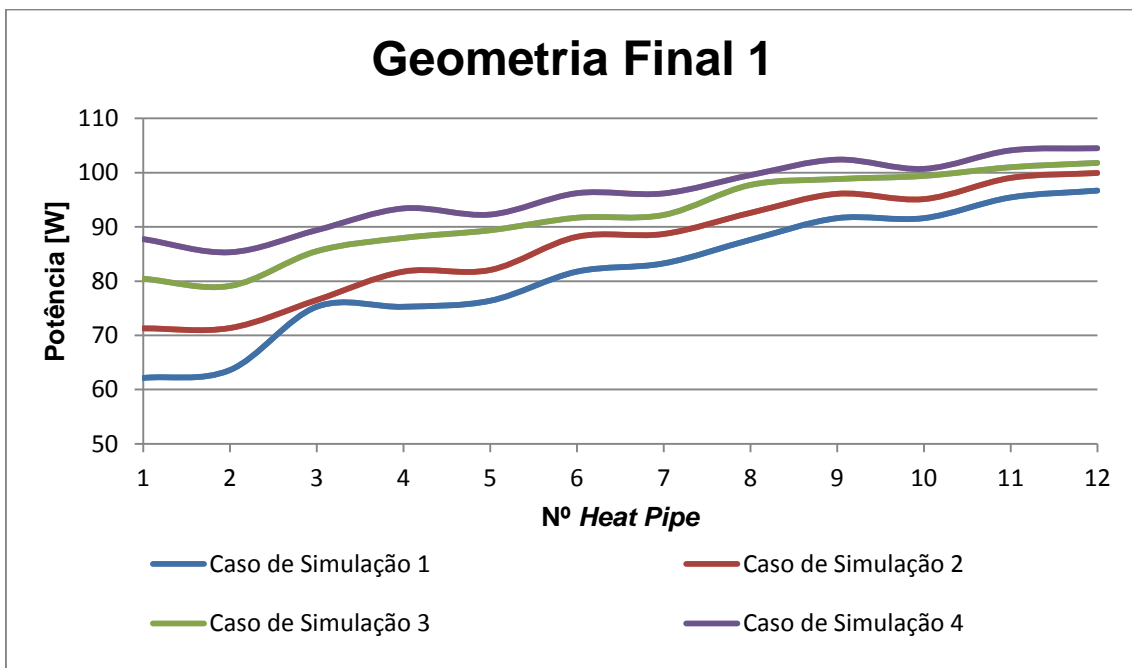


Figura 5.62 – Evolução das potências cedidas pelos tubos de calor ao longo do escoamento para cada caso simulado com a geometria final 1.

Tabela 5.71 – Potências cedidas pelos tubos de calor em cada simulação para a geometria final intermédia.

HP	Caso de Simulação			
	1	2	3	4
1	70,6	81,0	91,3	99,7
2	66,8	74,8	82,8	89,2
3	69,2	76,2	85,2	88,7
4	74,0	80,2	85,9	91,2
5	77,0	82,5	89,9	92,5
6	80,6	85,5	89,9	94,4
7	83,6	88,1	92,3	96,3
8	86,6	90,7	96,6	98,1
9	90,3	94,0	97,1	100,7
10	92,5	95,9	100,9	102,0
11	94,5	97,5	99,7	102,9
12	94,9	97,6	99,8	102,5

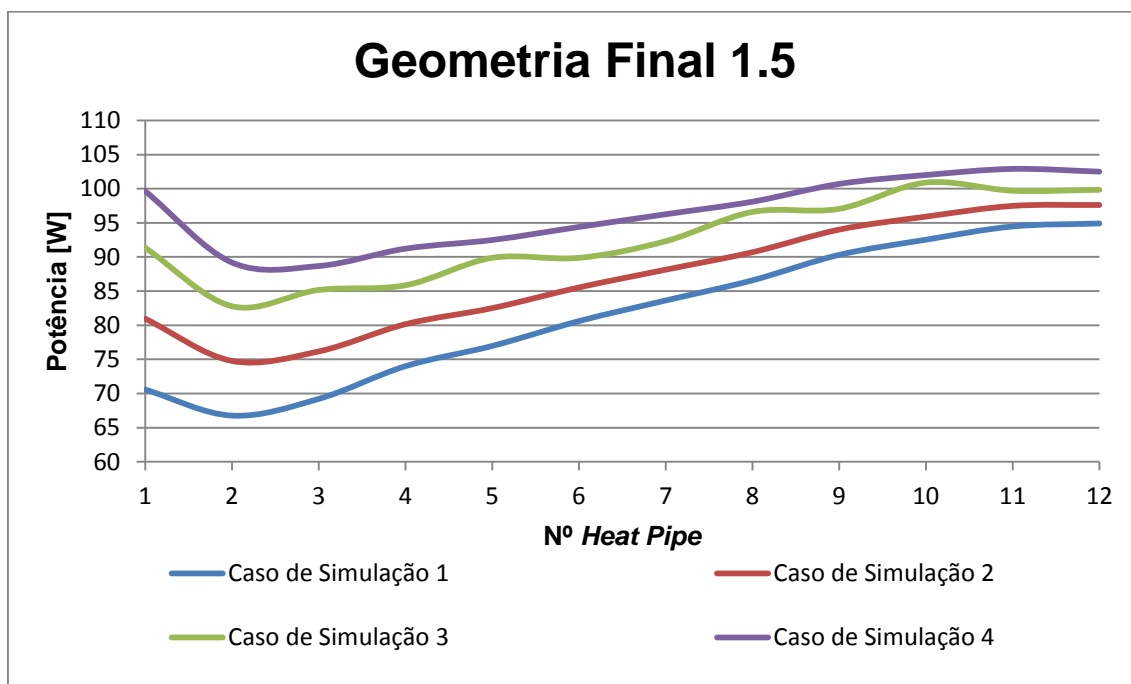


Figura 5.63 – Evolução das potências cedidas pelos tubos de calor ao longo do escoamento para cada caso simulado com a geometria final intermédia.

Tabela 5.72 – Potências cedidas pelos tubos de calor em cada simulação para a geometria final 2.

HP	Caso de Simulação			
	1	2	3	4
1	128,0	146,8	167,7	180,7
2	113,8	127,3	140,8	151,5
3	112,8	123,6	138,2	143,2
4	113,9	122,5	130,0	137,9
5	112,6	119,5	129,7	132,1
6	114,4	119,9	124,0	130,0
7	111,9	116,4	120,0	124,5
8	110,5	114,1	120,8	120,7
9	114,6	117,6	119,1	123,1
10	113,7	116,2	121,5	120,7
11	112,1	114,0	114,3	117,6
12	113,1	114,8	115,3	117,8

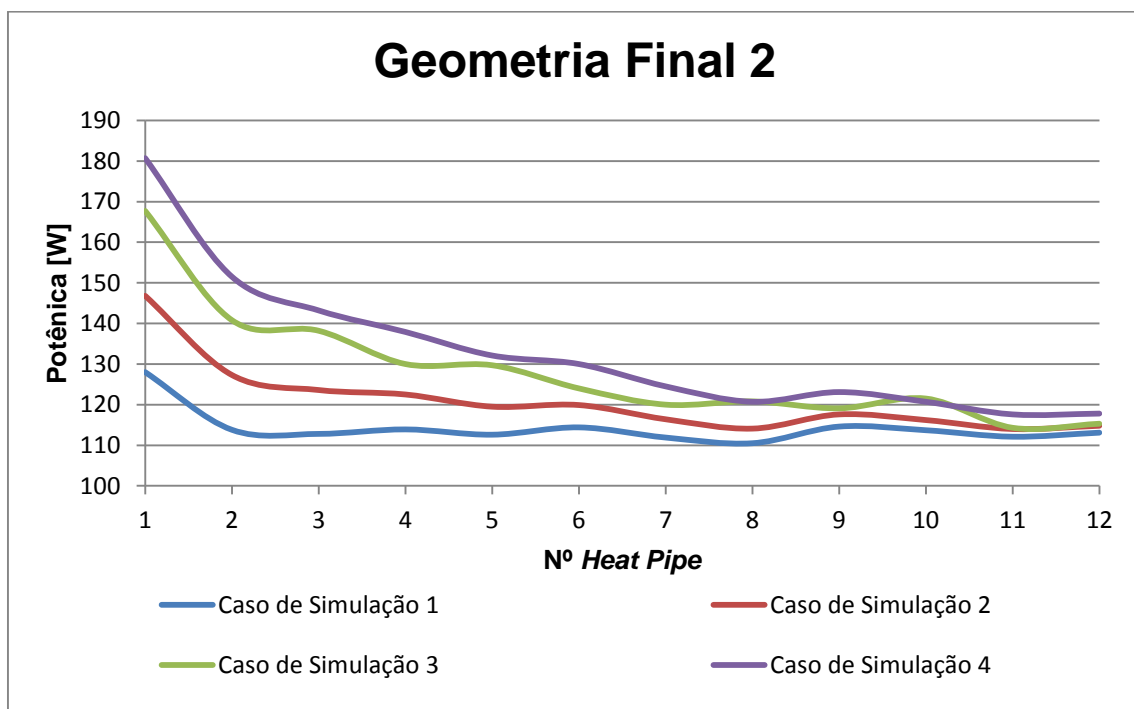


Figura 5.64 – Evolução das potências cedidas pelos tubos de calor ao longo do escoamento para cada caso simulado com a geometria final 2.

Nota: A ordem numerada dos tubos de calor (1 a 12) é representativa da ordem pela qual o escoamento do fluido os encontra, ou seja, o nº1 é o primeiro tubo de calor em contacto com a água que flui pelo cabeçote, da entrada para a saída sendo o nº 12 o último.

Analisando as tabelas e figuras precedentes é possível verificar um padrão de comportamento interessante pela parte das geometrias, apesar de estarem submetidas a condições fronteira exactamente iguais, onde cada uma teve um comportamento distinto no que se refere à absorção da potência térmica dos tubos de calor, comportamento esse que se verificou em todos os casos de potência testados para cada uma das geometrias, reforçando mais esta performance distintiva. Observando também os valores apresentados constata-se novamente a vantagem que a geometria final 2 tem sobre as restantes geometrias.

A seguir são apresentadas as temperaturas médias de saída para cada caso e geometria.

Tabela 5.73 – Temperaturas médias de saída do cabeçote para cada caso e geometria [°C].

	Caso de Simulação			
	1	2	3	4
Geometria Final 1	81,85	85,45	89,25	91,85
Geometria Final intermédia	81,95	85,55	89,25	91,85
Geometria Final 2	103,55	108,15	112,95	116,35

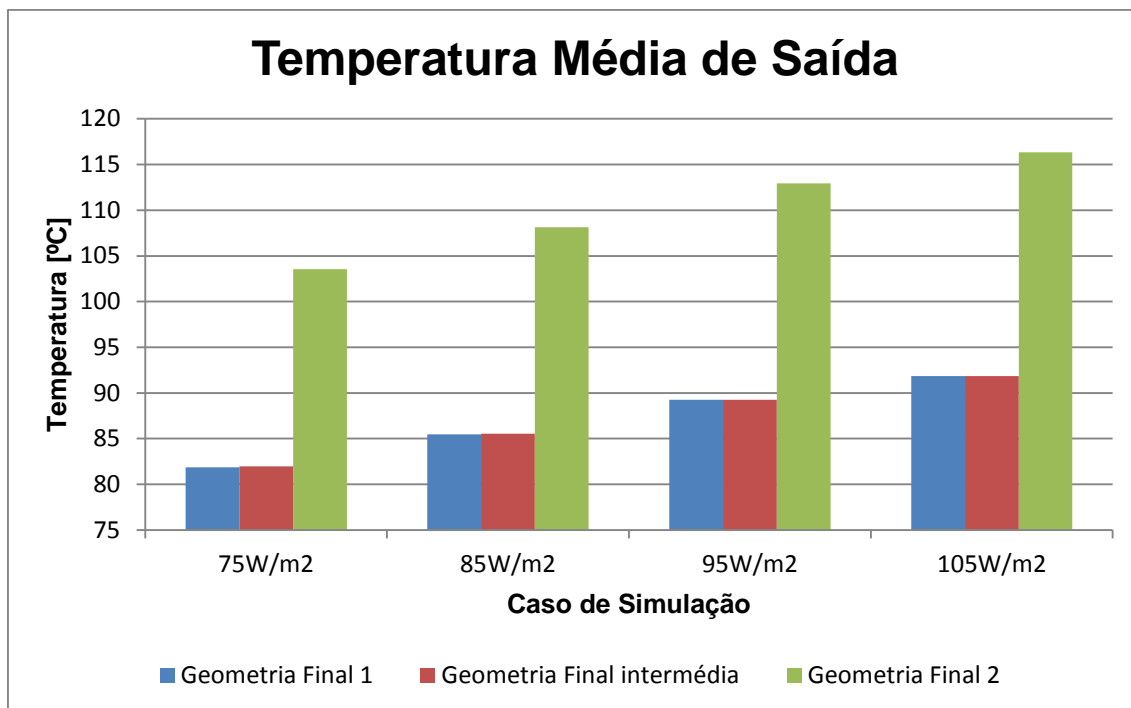


Figura 5.65 – Temperaturas médias de saída do cabeçote para cada caso e geometria.

Tabela 5.74 – Incremento percentual das temperaturas de saída do cabeçote para cada caso e geometria em relação à primeira geometria [%].

	Caso de Simulação			
	1	2	3	4
Geometria Final 1	0,00	0,00	0,00	0,00
Geometria Final intermédia	0,12	0,12	0,00	0,00
Geometria Final 2	20,96	20,99	20,98	21,06

Analisando e observando as tabelas e figura anterior, verifica-se que a temperatura tem um pequeno aumento na geometria intermédia, sendo o valor máximo marginalmente superior a 1% na temperatura média de saída da água nos primeiros dois casos e 0% nos dois últimos casos. Como tal, a geometria intermédia apesar de possuir uma área de permuta que é quase o dobro da primeira, tem um ganho mínimo na performance. No que se refere à geometria 2, temos um aumento médio de cerca de 21%.

Finalmente é feita uma análise da potência efetivamente absorvida pelo cabeçote, ou por outras palavras, a potência que é transmitida para a água fluente.

Tabela 5.75 – Comparação de potências absorvidas para cada caso de simulação e cada geometria [W].

	Caso de Simulação			
	1	2	3	4
Geometria Final 1	966,9	1026,0	1096,0	1143,0
Geometria Final intermédia	969,1	1032,0	1098,0	1144,0
Geometria Final 2	1350,0	1429,0	1514,0	1573,0

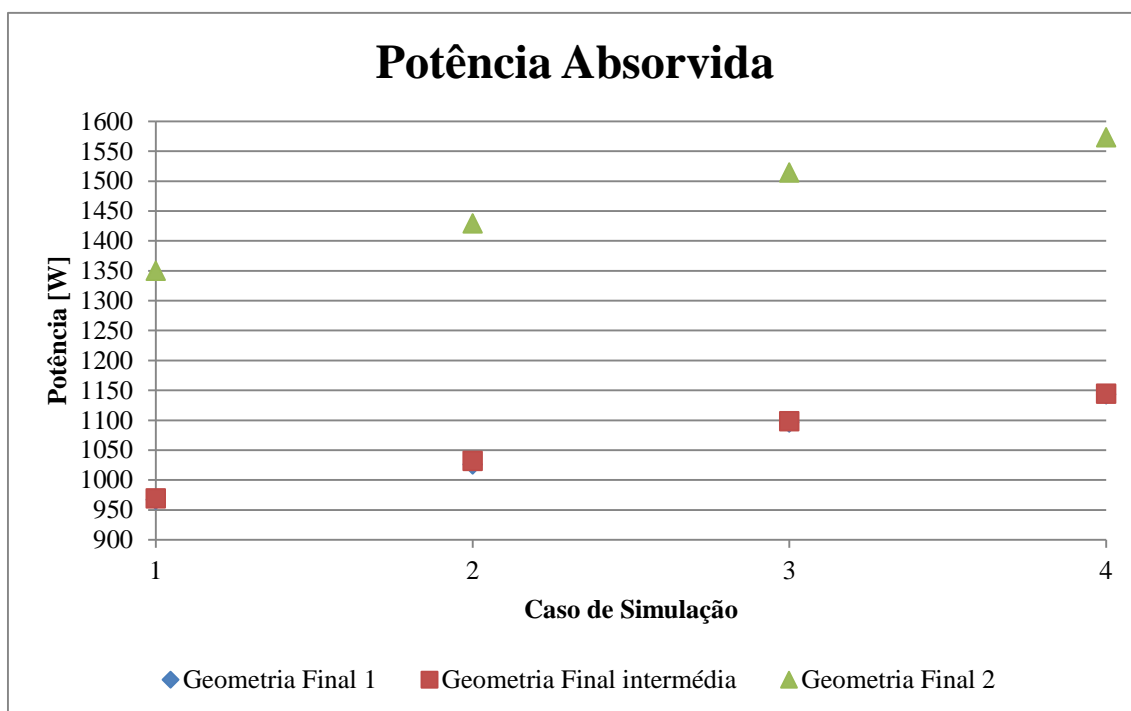


Figura 5.66 – Comparação gráfica das potências absorvidas para cada caso de simulação e para cada geometria.

Tabela 5.76 – Incremento percentual das potências absorvidas do cabeçote para cada caso e geometria em relação à primeira geometria [%].

	Caso de Simulação			
	1	2	3	4
Geometria Final 1	0,00	0,00	0,00	0,00
Geometria Final intermédia	0,23	0,58	0,18	0,09
Geometria Final 2	28,38	28,20	27,61	27,34



Observando as tabelas e figura anteriores, constata-se novamente a qualidade superior da geometria final 2. Enquanto a potência captada para geometria intermédia é inferior a 1% a mais que a geometria final 1, a geometria final 2 capta quase 30% em relação a geometria 1.

A razão pela semelhança de valores captados entre a geometria final 1 e a geometria intermédia tem a ver com um conjunto de fatores primariamente consequentes da sua geometria. Um vez que a geometria intermédia tem uma secção circular consideravelmente grande, isto faz com que a velocidade do escoamento da água seja menor e por outro lado faz com que um maior caudal de água passe mais afastado da área de permuta, aumentando o efeito de *bypass*. Este caudal elevado reduz, portanto, o contato com os tubos de calor bem como o efeito de convecção.

Por estas razões, com base nos valores até agora obtidos a geometria intermédia será descartada de futuras simulações. Deste ponto em diante também a geometria final 1 será descartada, já que foi comprovada várias vezes a qualidade da geometria final 2 relativamente à geometria original em todas simulações até agora efectuadas, quer em versão de protótipo, quer em versão final. Como tal, a próxima e última série de simulações será conduzida apenas com a geometria otimizada, em regime transiente.

Todas as simulações descritas até aqui foram feitas em regime estacionário e doravante as simulações serão feitas em regime transiente. O intervalo de tempo para cada simulação será de 7200 segundos (2 horas), com registos de 300 em 300 segundos (5 minutos) em que cada simulação será feita para as temperaturas de cada uma das potências por unidade de área utilizadas nas simulações anteriores. O intervalo de tempo foi escolhido para permitir a total estabilização de valores para cada simulação. A condição inicial é de temperatura da água a 26,85°C sendo o valor da potência por unidade de área fixa de acordo com cada teste.

Uma vez que cada simulação em regime transiente tem 24 tabelas correspondentes de modo a simplificar a apresentação dos dados, expõem-se apenas as simulações dos 0 segundos, dos 3600 segundos e dos 7200 segundos para cada geometria e as restantes tabelas de resultados serão exibidas nos anexos, para consulta.

#### Caso 1:

0 Segundos

Tabela 5.77 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>26,85</b>

Tabela 5.78 – Potências calculadas no cabeçote aos 0 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	5276,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>0,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	0,0

Tabela 5.79 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 0 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	0,0	26,85
2	0,0	26,85
3	0,0	26,85
4	0,0	26,85
5	0,0	26,85
6	0,0	26,85
7	0,0	26,85
8	0,0	26,85
9	0,0	26,85
10	0,0	26,85
11	0,0	26,85
12	0,0	26,85
Potência cedida pelos tubos de calor	0,0	

3600 segundos

Tabela 5.80 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>99,05</b>

Tabela 5.81 – Potências calculadas no cabeçote aos 3600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6545,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1269,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	22,8

Tabela 5.82 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 3600 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	128,1	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,4	92,85
7	112,2	98,85
8	111,3	104,85
9	116,8	111,85
10	117,7	117,85
11	118,6	124,85
12	122,9	130,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1395,1	

7200 segundos

Tabela 5.83 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,55</b>

Tabela 5.84 – Potências calculadas no cabeçote aos 7200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6625,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1349,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,2

Tabela 5.85 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 7200 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	128,0	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,8	111,85
10	113,7	117,85
11	112,0	124,85
12	113,1	130,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1371,4	

De modo a permitir uma melhor apreciação de como os valores evoluem apresenta-se a seguinte tabela.

Tabela 5.86 – Evolução das Temperaturas médias de saída e Potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente.

Caso 1		
Tempo [seg]	Temperatura média de saída [°C]	Potência Retirada [W]
0	26,85	0
300	49,35	396
600	58,95	565
900	66,85	704,1
1200	73,55	821
1500	79,15	920
1800	83,85	1002
2100	87,75	1071
2400	90,95	1128
2700	93,65	1174
3000	95,85	1213
3300	97,55	1244
3600	99,05	1270
3900	100,25	1290
4200	101,15	1307
4500	101,95	1320
4800	102,45	1330
5100	102,85	1337
5400	103,15	1342
5700	103,35	1345
6000	103,45	1347
6300	103,55	1348
6600	103,55	1349
6900	103,55	1349
7200	103,55	1349

Caso 2:

0 segundos

Tabela 5.87 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>26,85</b>

Tabela 5.88 – Potências calculadas no cabeçote aos 0 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	5276,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>0,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	0,0

Tabela 5.89 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 0 segundos.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	0,0	26,85
2	0,0	26,85
3	0,0	26,85
4	0,0	26,85
5	0,0	26,85
6	0,0	26,85
7	0,0	26,85
8	0,0	26,85
9	0,0	26,85
10	0,0	26,85
11	0,0	26,85
12	0,0	26,85
Potência cedida pelos tubos de calor	0,0	

3600 segundos

Tabela 5.90 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,35</b>

Tabela 5.91 – Potências calculadas no cabeçote aos 3600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
---------------------------------	--------

Potência térmica de saída [W]	6621,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1345,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,6

Tabela 5.92 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 3600 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,4	84,85
5	119,6	90,85
6	120,0	97,85
7	116,7	103,85
8	114,9	109,85
9	119,9	116,85
10	120,3	122,85
11	120,8	129,85
12	125,0	135,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1477,4	

7200 segundos

Tabela 5.93 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>108,15</b>

Tabela 5.94 – Potências calculadas no cabeçote aos 7200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6705,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1429,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,0

Tabela 5.95 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 7200 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,1	109,85
9	117,9	116,85
10	116,2	122,85
11	114,0	129,85
12	114,8	135,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1453,1	

De modo a permitir uma melhor apreciação de como os valores evoluem apresenta-se a seguinte tabela.



Tabela 5.96 – Evolução das Temperaturas médias de saída e Potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente.

Caso 2		
Tempo [Seg]	Temperatura média de saída [°C]	Potência Retirada [W]
0	26,85	0
300	52,55	452
600	62,15	621
900	70,25	764
1200	77,15	884
1500	82,85	985
1800	87,65	1069
2100	91,65	1140
2400	94,95	1198
2700	97,75	1247
3000	100,05	1286
3300	101,85	1319
3600	103,35	1346
3900	104,65	1367
4200	105,65	1385
4500	106,35	1399
4800	106,95	1409
5100	107,35	1416
5400	107,65	1421
5700	107,85	1425
6000	107,95	1427
6300	108,05	1428
6600	108,05	1429
6900	108,15	1429
7200	108,15	1429

Caso 3:

0 segundos

Tabela 5.97 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>26,85</b>

Tabela 5.98 – Potências calculadas no cabeçote aos 0 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	5276,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>0,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	0,0

Tabela 5.99 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 0 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	0,0	26,85
2	0,0	26,85
3	0,0	26,85
4	0,0	26,85
5	0,0	26,85
6	0,0	26,85
7	0,0	26,85
8	0,0	26,85
9	0,0	26,85
10	0,0	26,85
11	0,0	26,85
12	0,0	26,85
Potência cedida pelos tubos de calor	0,0	

3600 segundos

Tabela 5.100 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>107,95</b>

Tabela 5.101 – Potências calculadas no cabeçote aos 3600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6702,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1426,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,5

Tabela 5.102 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 3600 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,7	76,85
3	138,2	83,85
4	130,0	89,85
5	129,7	96,85
6	124,1	102,85
7	120,3	108,85
8	121,6	115,85
9	121,4	121,85
10	125,7	128,85
11	121,3	134,85
12	126,0	140,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1564,7	

7200 segundos

Tabela 5.103 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,95</b>

Tabela 5.104 – Potências calculadas no cabeçote aos 7200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276,0
Potência térmica de saída [W]	6790,0
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1514,0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	27,0

Tabela 5.105 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 7200 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130,0	89,85
5	129,7	96,85
6	124,0	102,85
7	120,0	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,5	128,85
11	114,2	134,85
12	115,2	140,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1539,5	

De modo a permitir uma melhor apreciação de como os valores evoluem apresenta-se a seguinte tabela.

Tabela 5.106 – Evolução das Temperaturas médias de saída e Potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente.

Caso 3		
Tempo [Seg]	Temperatura média de saída [°C]	Potência Retirada [W]
0	26,85	0
300	55,55	506
600	65,35	678
900	73,75	826
1200	80,85	949
1500	86,65	1052
1800	91,65	1139
2100	95,75	1212
2400	99,25	1273
2700	102,05	1323
3000	104,45	1364
3300	106,35	1398
3600	107,95	1426
3900	109,25	1449
4200	110,35	1468
4500	111,15	1482
4800	111,75	1493
5100	112,15	1500
5400	112,45	1506
5700	112,65	1509
6000	112,75	1511
6300	112,85	1513
6600	112,95	1513
6900	112,95	1514
7200	112,95	1514

Caso 4:

0 segundos

Tabela 5.107 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>26,85</b>

Tabela 5.108 – Potências calculadas no cabeçote aos 0 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5276
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	0

Tabela 5.109 – Temperaturas, potências e áreas dos tubos de calor aos 0 segundos.

Tubo de calor	Potência W	Temperatura °C
1	0,0	26,85
2	0,0	26,85
3	0,0	26,85
4	0,0	26,85
5	0,0	26,85
6	0,0	26,85
7	0,0	26,85
8	0,0	26,85
9	0,0	26,85
10	0,0	26,85
11	0,0	26,85
12	0,0	26,85
Potência cedida pelos tubos de calor	0,0	

3600 segundos

Tabela 5.110 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>111,25</b>

Tabela 5.111 – Potências calculadas no cabeçote aos 3600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6759
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1483</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	27,86

Tabela 5.112 – Temperaturas e potências dos tubos de calor aos 3600 segundos.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130,0	106,85
7	124,8	112,85
8	121,5	118,85
9	125,4	125,85
10	124,9	131,85
11	124,7	138,85
12	128,7	144,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1625,4	

7200 segundos

Tabela 5.113 – Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>116,35</b>

Tabela 5.114 – Potências calculadas no cabeçote aos 7200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6849
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1573</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,33

Tabela 5.115 – Temperaturas, potências e áreas dos tubos de calor aos 7200 segundos.

	Potência	Temperatura
Tubo de calor	W	°C
1	180,7	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130,0	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,7	131,85
11	117,6	138,85
12	117,8	144,85
Potência cedida pelos tubos de calor	1600,0	

De modo a permitir uma melhor apreciação de como os valores evoluem apresenta-se a seguinte tabela.



Tabela 5.116 – Evolução das Temperaturas médias de saída e Potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente.

Caso 4		
Tempo [Seg]	Temperatura média de saída [°C]	Potência Retirada [W]
0	66,55	0
300	68,05	541
600	76,65	725
900	83,65	875
1200	89,65	1000
1500	94,65	1104
1800	98,85	1192
2100	102,35	1266
2400	105,25	1327
2700	107,65	1378
3000	109,55	1420
3300	111,25	1455
3600	112,55	1484
3900	113,65	1507
4200	114,45	1526
4500	115,05	1541
4800	115,55	1552
5100	115,85	1560
5400	116,05	1565
5700	116,15	1568
6000	116,25	1571
6300	116,25	1572
6600	116,35	1573
6900	116,35	1573
7200	116,35	1573

Para permitir uma melhor apreciação dos dados das temperaturas média de saídas e das potências recolhidas pelo cabeçote indicados nas tabelas 5.86, 5.96, 5.106, e 5.116 apresentam-se as figuras seguintes.

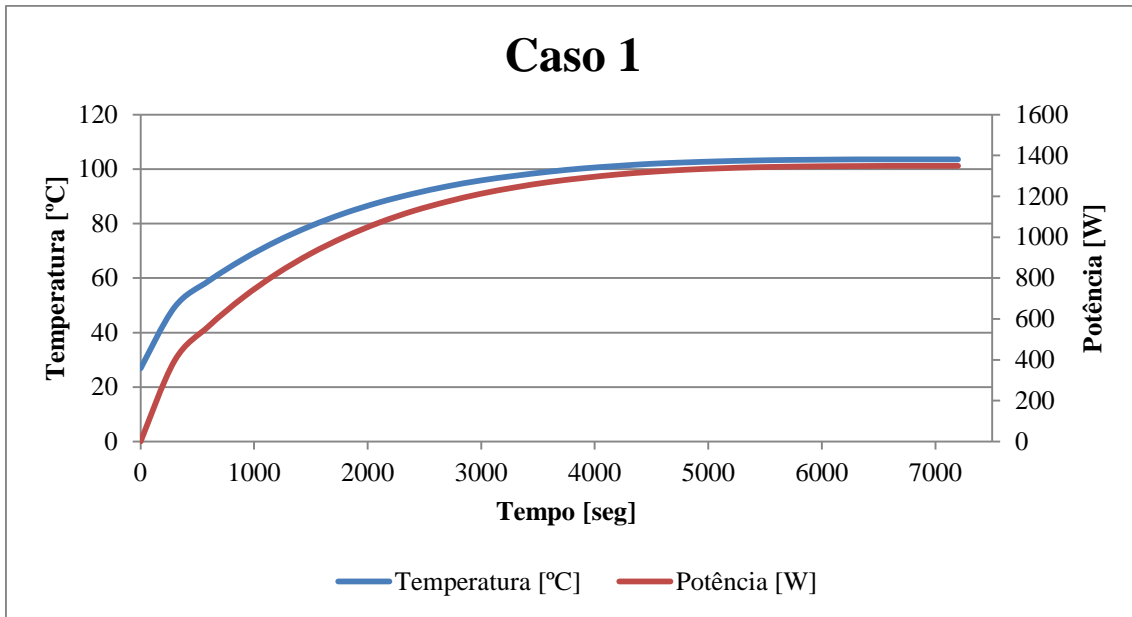


Figura 5.67 - Evolução das temperaturas médias de saída e potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente no Caso 1.

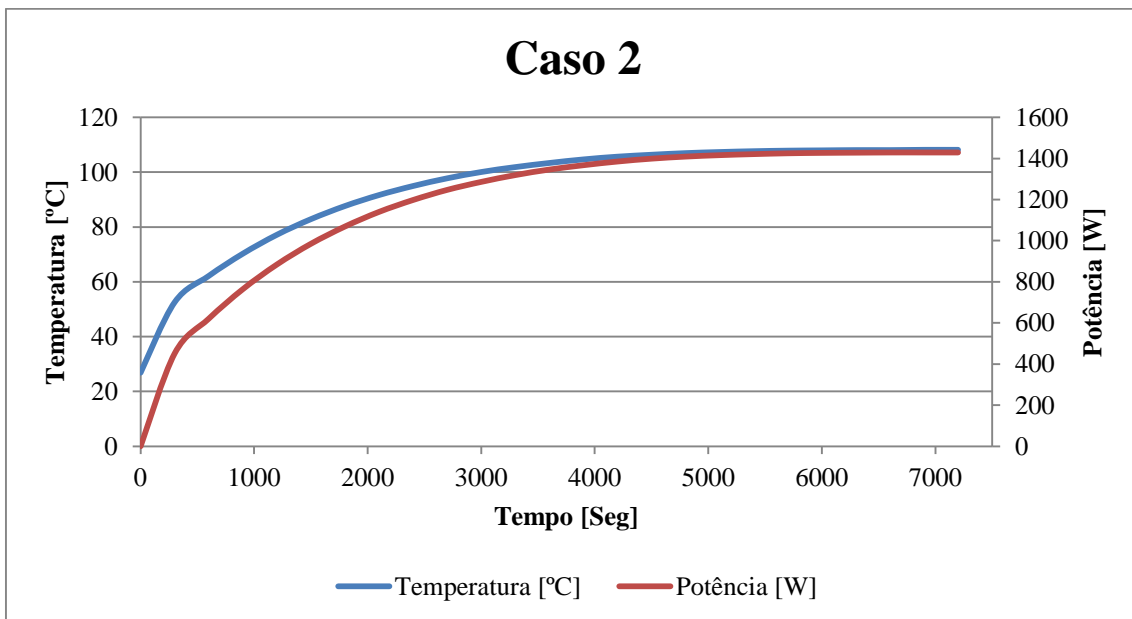


Figura 5.68 - Evolução das temperaturas médias de saída e potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente no Caso 2.

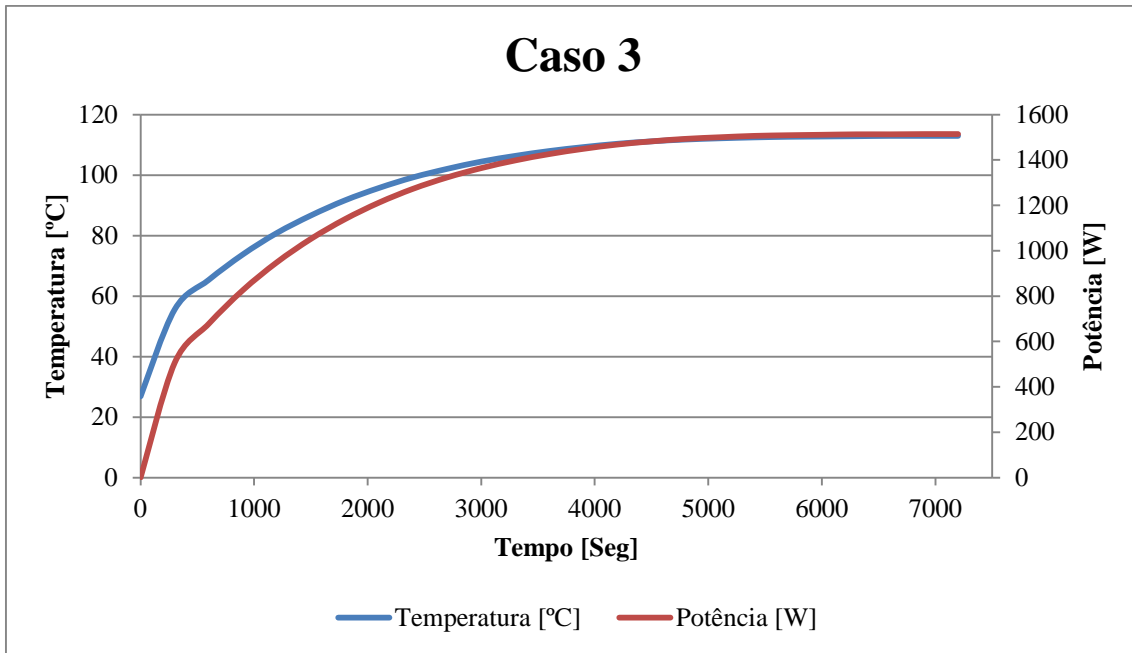


Figura 5.69 - Evolução das temperaturas médias de saída e potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente no Caso 3.

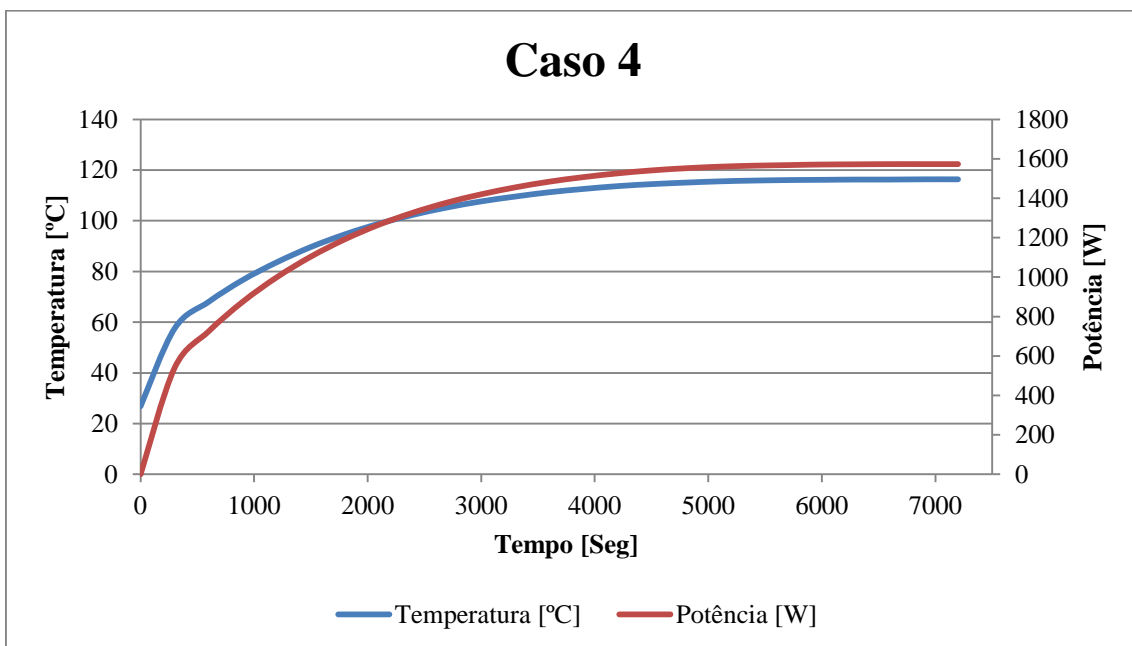


Figura 5.70 - Evolução das temperaturas médias de saída e potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo na simulação transiente no Caso 4.

É interessante observar o comportamento das duas curvas para cada simulação, especialmente a progressiva sobreposição e ultrapassagem que a curva da potência apresenta relativamente à curva das temperaturas à medida que estas aumentam de caso para caso. As figuras que se seguem comparam todos os casos entre si, no que diz

respeito às temperaturas médias de saída da água do cabeçote e das potências captadas pelo mesmo.

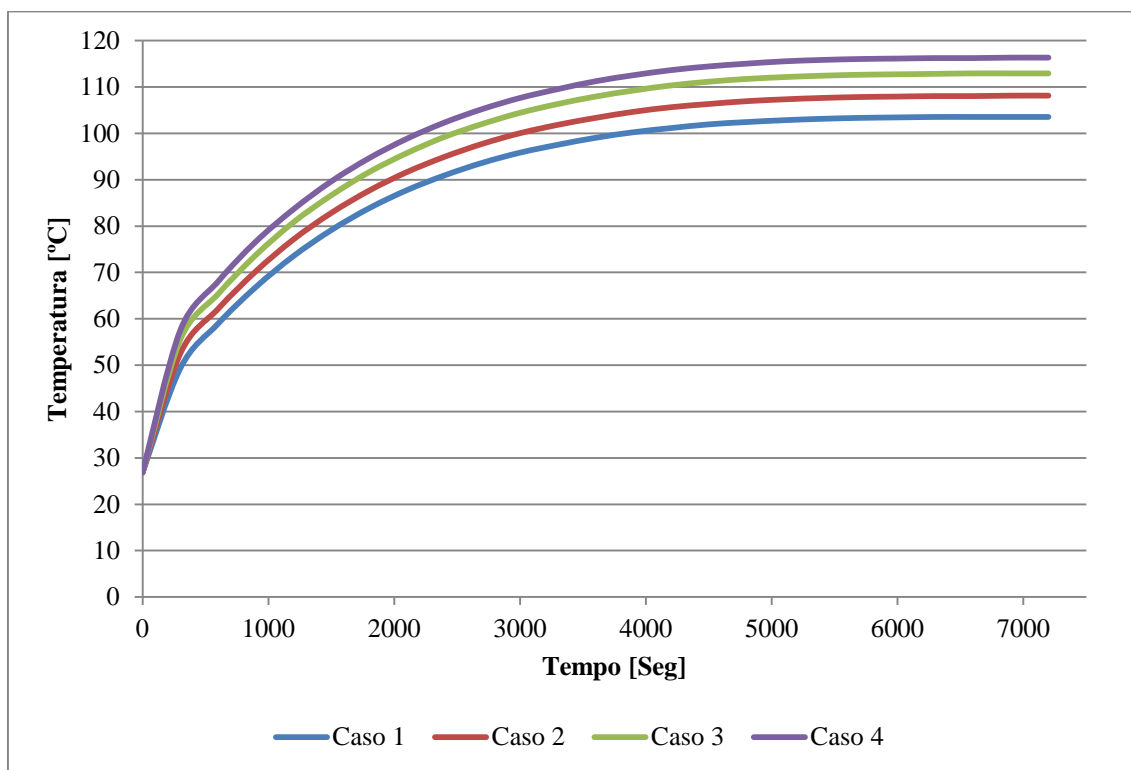


Figura 5.71 - Comparação das temperaturas médias de saída ao longo do tempo em todas as simulações transientes.

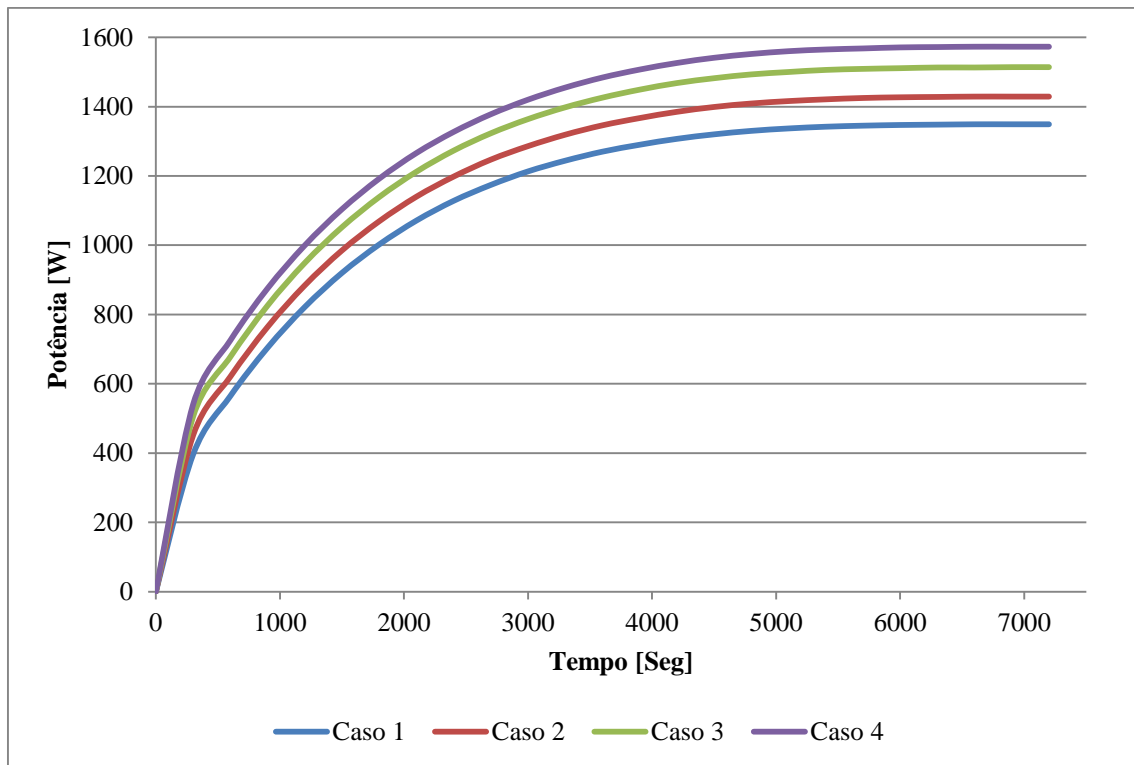


Figura 5.72 – Comparação das potências recolhidas pelo cabeçote ao longo do tempo em todas as simulações transientes.

Todos os casos atingem regime estacionário por volta dos 5400s (1h30m). Após este instante o comportamento de cada caso torna-se igual ao estudado anteriormente em regime estacionário.

Como passo final de certificação das simulações efectuadas foi feita uma comparação entre as simulações em regime estacionário e as simulações em regime transiente, de modo a encontrar possíveis incongruências nas simulações efectuadas, indicando que as soluções não são convergentes. Os valores que foram comparados foram os que têm sido sistematicamente apresentados e estudados ao longo desta secção e que comportam mais importâncias para a avaliação da geometria do cabeçote, as temperaturas médias de saída da água do cabeçote e as potências captadas pelo cabeçote dos tubos de calor.

Tabela 5.117 – Comparação das temperaturas médias de saída e potências captadas para cada um dos casos de potência estudados em regime estacionário e transiente.

Caso	Temperaturas [°C]		Potência [W]	
	Transiente	Estacionário	Transiente	Estacionário
1	103,55	103,55	1349	1350
2	108,15	108,15	1429	1429
3	112,95	112,95	1514	1514
4	116,35	116,35	1573	1573

Analisando os valores indicados na tabela acima, constata-se que todas as simulações tiveram uma solução igual, sendo a única exceção a simulação transiente para o primeiro caso, ainda que esta diferença seja inferior a 1W. As razões para esta diferença podem estar na simulação que não teve a mesma convergência, em anomalias ou erros durante o tratamento de dados. Contudo, a diferença é irrisória, não comprometendo de qualquer modo os resultados obtidos. A igualdade dos valores para os diferentes regimes atesta a qualidade da simulação.

## 6 Conclusões

No decorrer desta dissertação alcançaram-se os objectivos propostos à partida. Estudou-se como se comporta um cabeçote colector de calor a partir de tubos de calor, analisou-se com sucesso o comportamento dos tubos de calor em laboratório, desenvolvendo-se modelos matemáticos simples descritivos do seu comportamento. Investigaram-se diferentes geometrias para o cabeçote para as quais foram desenvolvidos modelos de mecânica de fluidos computacional sob condições fronteira bem definidas, comparando e analisando a qualidade destas em varias fases e finalmente a escolha da geometria otimizada do cabeçote para a permuta de calor retirado dos tubos de calor e transmitido à água fluente.

Foi estudado o comportamento e a optimização do painel relativo aos tubos de calor nomeadamente considerando a inclinação mais favorável ( $60^\circ$  relativos à horizontal) para a transferência de calor através dos mesmos, sem ter relação com a inclinação dos raios solares incidentes.

Numa primeira fase de simulações foram simuladas sete geometrias distintas, sendo que a geometria denominada “original” ou “geometria 1” foi a utilizada nos ensaios laboratoriais. Nesta fase inicial todas as geometrias tinham um total de três tubos de calor seguindo a metodologia de simulação inicial. Das sete geometrias iniciais foram escolhidas duas com o potencial mais promissor bem como a geometria original como base comparativa. Na segunda fase formam simuladas estas três geometrias sendo modificadas para se assemelharem a cabeçotes de instalações reais com doze tubos de calor cada uma, sendo depois simuladas para quatro casos de potência em regime estacionário e posteriormente em regime transiente de forma a assegurar a congruência dos resultados obtidos.

Como resultado das simulações efetuadas, na segunda fase identificou-se a geometria com o melhor desempenho. A geometria otimizada aqui desenvolvida resultou num aumento da área de troca de calor efetiva e uma redução do factor de *bypass* do caudal que de outra maneira reduziria a qualidade do calor produzido ainda que permitisse que um caudal superior fluísse no seu interior. Com esta geometria foi possível alcançar um aumento médio de 28% na capacidade de captação de calor em relação à geometria original para as mesmas condições de operação.

Esta dissertação foi um processo contínuo de aprendizagem quer em áreas práticas e técnicas quer em áreas de conteúdo teórico, permitindo adquirir o conhecimento necessário para a conclusão deste trabalho. Vale a pena indicar que o *design* das geometrias foi fruto em parte do conhecimento de mecânica dos fluidos clássica, em parte da imaginação sustentada por conhecimento teórico. As diferentes geometrias aqui simuladas não estão limitadas, pois existe a possibilidade de se desenvolver mais geometrias alternativas. Um possível passo seria continuar a investigar e simular novas geometrias num processo contínuo de optimização procurando alcançar a geometria

mais vantajosa, dentro dos limites da funcionalidade, aplicabilidade e custo. Este trabalho incide principalmente na área térmica, de permuta de calor, contribuindo de forma complementar para o desenvolvimento de um sistema híbrido de captação de energia solar com ambos os painéis térmicos e fotovoltaicos (PV/T).



## **7 Desenvolvimentos Futuros**

Um seguimento posterior ao trabalho desta dissertação seria a construção efectiva de um protótipo da geometria optimizada. Escolher e desenvolver os métodos, materiais e tecnologias mecânicas para a construção e maquinação do equipamento, como extrusão, soldadura e soldo-brasagem. A isto seguir-se-ia uma bateria de testes laboratoriais para verificar o comportamento da geometria deste protótipo e analisar a sua eficiência controlada, bem como outros parâmetros de relevância.

Caso todos os testes combinados com a efectiva construção do protótipo fossem finalizados com sucesso, o passo final seria a implementação real numa infra-estrutura, de modo a verificar o comportamento do equipamento em aplicações práticas, preferencialmente num sistema híbrido, com geração fotovoltaica (painéis PV/T).

## **Referências**

[1] – COM (2011) 109 final, Comissão Europeia.

[2] - DIRECTIVA 2010/31/UE DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO, 19/05/2010

- [3] - Zero Energy Buildings: A Critical Look at the Definition; P. Torcellini, S. Pless, and M. Deru; National Renewable Energy Laboratory
- [4] B. Rassamakin, et al. "Aluminum heat pipes applied in solar collectors Boris". 28 April 2013
- [5] Mon, 05/06/2013 - 11:20am. "Improving materials that convert heat to electricity and vice-versa". Ecnmag.com. Retrieved 2013-05-07.
- [6] Popular Science - Google Books. Books.google.co.uk. Retrieved 2013-05-07.
- [7] Jim Danneskiold, Los Alamos-developed heat pipes ease space flight. Los Alamos
- [8] Mobin A. et al. A model-based approach for analysis of working fluids in heat pipes. 1 August 2014
- [9] <http://www.1-act.com/thermosyphons/>
- [10] <https://www.youtube.com/watch?v=qkaq1YmaubA>
- [11] T. Storch et al., "Wetting and Film Behavior Of Propane Inside Geothermal Heat Pipes", 16th International heat pipe Conference, Lyon, France, May 20–24, 2012.
- [12] W. G. Anderson, et al., "Intermediate Temperature heat pipe Life Tests and Analyses," 43rd International Conference on Environmental Systems (ICES 2013), Vail, CO, July 14-18, 2013
- [13] 1, 1998, Hong Xie, Intel Corp, IEEE
- [14] Planning and Installing Solar Thermal Systems: A Guide for Installers ... - Google Books. Books.google.co.uk. Retrieved 2013-05-07.
- [15] Nkwetta D. et al. Experimental performance evaluation and comparative analyses of heat pipe and direct flow augmented solar collectors. 30 June 2013
- [16] C. E Heuer, "The Application of heat pipes on the Trans-Alaska Pipeline" Special Report 79-26, United States Army Corps of Engineers, Sept. 1979.
- [17] "Vacuum Tube Liquid-Vapor (Heat-Pipe) Collectors" (PDF). Retrieved 2013-08-20.
- [18] "Solar Evacuated Tube Collectors" (PDF). Retrieved 2013-10-06.
- [19] "Solar Flat Plate vs. Evacuated Tube Collectors" (PDF). Retrieved 2013-08-20.
- [20] Trinkl, Christoph; Wilfried Zörner; Claus Alt; Christian Stadler (2005-06-21). "Performance of Vacuum Tube and Flat Plate Collectors Concerning Domestic Hot Water Preparation and Room Heating". 2nd European Solar Thermal Energy Conference 2005 (estec2005). CENTRE OF EXCELLENCE FOR SOLAR ENGINEERING at Ingolstadt University of Applied Sciences. Retrieved 2010-08-25.

- [21] - Ahmad Mojiri, Robert A. Taylor, Elizabeth Thomsen, Gary Rosengarten, Spectral beam splitting for efficient conversion of solar energy—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Volume 28, December 2013, Pages 654–663
- [22] - S.A. Kalogirou, Y. Tripanagnostopoulos (30 January, 2006). These systems are most often used for domestic hot water (DHW) and electricity production
- [23] - Pathak, M.J.M.; Pearce, J.M.; Harrison, S.J. (2012). "Effects on amorphous silicon photovoltaic performance from high-temperature annealing pulses in photovoltaic thermal hybrid devices". *Solar Energy Materials and Solar Cells*
- [24] - M.J.M Pathak, K. Girotra, S.J. Harrison and J.M. Pearce, The Effect of Hybrid Photovoltaic Thermal Device Operating Conditions on Intrinsic Layer Thickness Optimization of Hydrogenated Amorphous Silicon Solar Cells, *Solar Energy* 86, pp. 2673-2677 (2012)
- [25] Milne-Thomson, L.M. (1973). *Theoretical Aerodynamics*. Dover Publications. ISBN 0-486-61980-X.
- [26] Richardson, L. F.; Chapman, S. (1965). *Weather prediction by numerical process*. Dover Publications.
- [27] Surana, K.A.; Allu, S.; Tenpas, P.W.; Reddy, J.N. (February 2007). "k-version of finite element method in gas dynamics: higher-order global differentiability numerical solutions". *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 69 (6): 1109–1157. Bibcode:2007IJNME..69.1109S. doi:10.1002/nme.1801.
- [28] Huebner, K. H., Thornton, E. A., and Byron, T. D. (1995). *The Finite Element Method for Engineers* (Third ed.). Wiley Interscience.
- [29] Launder, B. E.; D. B. Spalding (1974). "The Numerical Computation of Turbulent Flows". *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3 (2): 269–289. Bibcode:1974CMAME...3..269L. doi:10.1016/0045-7825(74)90029-2.
- [30] Wilcox, David C. (2006). *Turbulence Modeling for CFD* (3 ed.). DCW Industries, Inc. ISBN 978-1-928729-08-2.
- [31] Pope, S. B. (2000). *Turbulent Flows*. Cambridge University Press. ISBN 978-0-521-59886-6.
- [32] Lundgren, T.S. (1969). "Model equation for nonhomogeneous turbulence". *Physics of Fluids A* 12 (3): 485–497. Bibcode:1969PhFl...12..485L. doi:10.1063/1.1692511.
- [33] Fox, Rodney (2003). *Computational models for turbulent reacting flows*. Cambridge University Press. ISBN 978-0-521-65049-6.
- [34] Pope, S. B. (1985). "PDF methods for turbulent reactive flows". *Progress in Energy and Combustion Science* 11 (2): 119–192. Bibcode:1985PrECS..11..119P. doi:10.1016/0360-1285(85)90002-4.

- [35] M. Bhutta. CFD applications in various heat exchangers design: A review. 1 September 2011
- [36] Training Manual - Introduction to FLUENT, 2009, Release: 12.0.
- [37] Training Manual - Meshing Application Introduction, 2009, Release: 12.0.
- [38] Castillo, J.E. (1991), "Mathematical aspects of grid Generation", Society for Industrial and applied Mathematics, Philadelphia
- [39] George, P.L. (1991), Automatic Mesh Generation
- [40] Mavriplis, D.J. (1996), "Mesh Generation and adaptivity for complex geometries and flows", Handbook of Computational Fluid Mechanics
- [41] Bern, Marshall; Plassmann, Paul (2000), "Mesh Generation", Handbook of Computational Geometry. Elsevier Science
- [42] "Meshing,Lecture 7". Andre Bakker. Retrieved 2012-11-10.

### **Referências Imagens**

- [1] <http://www.heatpipe.nl/images/heatpipe.jpg>
- [2] <http://www.ecotecsolar.com.br/site/images/site/tecnologia/tubo-evacuado.jpg>
- [3] <http://www.solarchoice.net.au/blog/wp-content/uploads/Solimpeks-PowerTherm-cross-section.jpg>

[4]<http://img.edilportale.com/products/prodotti-52789-rel55ec7b38-103f-4d9b-88ef-f1ae0088bcf5.jpg>

[5] [http://en.wikipedia.org/wiki/Photovoltaic\\_thermal\\_hybrid\\_solar\\_collector#cite\\_ref-2](http://en.wikipedia.org/wiki/Photovoltaic_thermal_hybrid_solar_collector#cite_ref-2)

[6] Training Manual - Introduction to FLUENT, 2009, Release: 12.0.

[7] Training Manual - Meshing Application Introduction, 2009, Release: 12.0.

[8] ANSYS FLUENT 12.0/12.1 Documentation, 2009, Release: 12.1.

# **ANEXOS**

(Tabelas resultantes das simulações transientes nos casos 1,2,3 e 4)

## CASO 1

	kg/s
Caudal Mássico de entrada	4,20E-03
Caudal Mássico de saída	4,20E-03

Equilíbrio mássico na simulação do caso.

0 Segundos

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	26,85

Potências medidas no cabeçote aos 0 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5276
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	0

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 0 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	0	26,85
2	0	26,85
3	0	26,85
4	0	26,85
5	0	26,85
6	0	26,85
7	0	26,85
8	0	26,85
9	0	26,85
10	0	26,85
11	0	26,85
12	0	26,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	0	

300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>49,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5672
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>396</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	11,44

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128,1	60,85
2	117,5	66,85
3	126,9	72,85
4	143,5	79,85
5	159,1	85,85
6	176,5	92,85
7	190,3	98,85
8	204,4	104,85
9	225,4	111,85
10	240,7	117,85
11	250,3	124,85
12	270,9	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2233,6	

600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>58,95</b>



Potências medidas no cabeçote aos 600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5840
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>564</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	14,21

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 600 segundos.

<i>Heat pipe 1</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128,2	60,85
2	115,3	66,85
3	118,9	72,85
4	131,1	79,85
5	144	85,85
6	159,3	92,85
7	170,9	98,85
8	183	104,85
9	201,8	111,85
10	214,9	117,85
11	223,2	124,85
12	240,9	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2031,5	

900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>66,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5980
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>704</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	16,3

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 900 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128,2	60,85
2	114,4	66,85
3	115,3	72,85
4	122,6	79,85
5	132,2	85,85
6	145,7	92,85
7	155,3	98,85
8	165,5	104,85
9	182,3	111,85
10	193,5	117,85
11	200,8	124,85
12	216	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1871,8	

1200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>73,55</b>

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6097
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>821</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	17,93

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1200 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128,2	60,85
2	114	66,85
3	113,9	72,85
4	117,9	79,85

5	123,6	85,85
6	134,9	92,85
7	142,9	98,85
8	151,6	104,85
9	166,6	111,85
10	176,1	117,85
11	182,5	124,85
12	195,6	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1747,8	

1500

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1500 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>79,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1500 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6196
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>920</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	19,2

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1500 segundos.

	Potência W	Temperatura °C
<i>Heat pipe 1</i>		
1	128,2	60,85
2	113,9	66,85
3	113,2	72,85
4	115,7	79,85
5	118,2	85,85
6	126,8	92,85
7	133,1	98,85
8	140,4	104,85
9	153,9	111,85
10	162	117,85

11	167,5	124,85
12	178,9	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1651,8	

1800

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1800 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>83,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1800 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6278
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1002</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	20,19

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1800 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128,2	60,85
2	113,8	66,85
3	112,9	72,85
4	114,7	79,85
5	115,3	85,85
6	121,3	92,85
7	125,5	98,85
8	131,5	104,85
9	143,8	111,85
10	150,6	117,85
11	155,3	124,85
12	165,2	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1578,1	

2100

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2100 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>87,75</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2100 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6346
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1070</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	20,95

Temperaturas e potências dos *heat pipes* 2100 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128,1	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	114,2	79,85
5	113,8	85,85
6	117,9	92,85
7	120,1	98,85
8	124,6	104,85
9	135,7	111,85
10	141,4	117,85
11	145,4	124,85
12	154	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1521,8	

2400

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2400 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>90,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2400 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	64,03
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>-5212</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	21,54

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 2400 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128,1	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	114	79,85
5	113,1	85,85
6	116,1	92,85
7	116,5	98,85
8	119,4	104,85
9	129,3	111,85
10	134	117,85
11	137,4	124,85
12	144,9	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1479,4	

2700

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2700 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>93,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2700 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6450
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1174</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	21,99

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 2700 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128,1	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,8	85,85
6	115,2	92,85
7	114,3	98,85
8	115,8	104,85
9	124,4	111,85
10	128,2	117,85
11	131	124,85
12	137,5	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1447,8	

3000

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3000 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>95,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3000 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6488
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1212</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	22,33

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3000 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128,1	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85

5	112,7	85,85
6	114,7	92,85
7	113,1	98,85
8	113,5	104,85
9	120,8	111,85
10	123,6	117,85
11	125,8	124,85
12	131,5	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1424,3	

3300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>97,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6520
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1244</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	22,58

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128,1	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,5	92,85
7	112,5	98,85
8	112,1	104,85
9	118,4	111,85
10	120,1	117,85
11	121,7	124,85
12	126,7	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1407,2	



3600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>99,05</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6545
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1269</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	22,77

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3600 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128,1	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,4	92,85
7	112,2	98,85
8	111,3	104,85
9	116,8	111,85
10	117,7	117,85
11	118,6	124,85
12	122,9	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1395,1	

3900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>100,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6566
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1290</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	22,91

Potências medidas no cabeçote aos 3900 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128,1	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,4	92,85
7	112	98,85
8	110,9	104,85
9	115,9	111,85
10	116,1	117,85
11	116,3	124,85
12	119,9	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1386,7	

4200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>101,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6583
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1307</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,01

Potências medidas no cabeçote aos 4200 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C

1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,4	92,85
7	111,9	98,85
8	110,7	104,85
9	115,4	111,85
10	115	117,85
11	114,7	124,85
12	117,6	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1380,8	

4500

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4500 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>101,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4500 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6596
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1320</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,08

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 4500 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,6	104,85
9	115,1	111,85

10	114,4	117,85
11	113,6	124,85
12	116	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1377	

4800

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4800 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>102,45</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4800 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6605
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1329</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,12

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 4800 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	115	111,85
10	114	117,85
11	112,9	124,85
12	114,9	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1374,6	

5100

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5100 segundos.

°C
----

Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>102,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5100 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6612
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1336</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,15

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5100 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,9	111,85
10	113,8	117,85
11	112,5	124,85
12	114,1	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1373,1	

5400

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5400 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5400 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6617
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1341</b>

Perda de calor da parede exterior [W]	23,17
---------------------------------------	-------

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5400 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,9	111,85
10	113,8	117,85
11	112,2	124,85
12	113,6	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1372,3	

5700

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5700 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5700 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6620
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1344</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,18

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5700 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128	60,85
2	113,8	66,85

3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,9	111,85
10	113,7	117,85
11	112,1	124,85
12	113,4	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1371,9	

6000

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6000 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,45</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6000 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6623
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1347</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,19

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6000 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,9	111,85
10	113,7	117,85

11	112,1	124,85
12	113,2	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1371,7	

6300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6624
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1348</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,19

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,8	111,85
10	113,7	117,85
11	112	124,85
12	113,1	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1371,4	

6600



Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6624
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1348</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,2

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6600 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,8	111,85
10	113,7	117,85
11	112	124,85
12	113,1	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1371,4	

6900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6625
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1349</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,2

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6900 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,8	111,85
10	113,7	117,85
11	112	124,85
12	113,1	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1371,4	

7200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 7200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6625
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1349</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,2

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 7200 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	128	60,85
2	113,8	66,85
3	112,8	72,85
4	113,9	79,85
5	112,6	85,85
6	114,3	92,85
7	111,9	98,85
8	110,5	104,85
9	114,8	111,85
10	113,7	117,85
11	112	124,85
12	113,1	130,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1371,4	

## CASO 2

	kg/s
Caudal Mássico de entrada	4,20E-03
Caudal Mássico de saída	4,20E-03

Equilíbrio mássico na simulação do caso.

0

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>26,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 0 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5276
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	0

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 0 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	0	26,85
2	0	26,85
3	0	26,85
4	0	26,85
5	0	26,85
6	0	26,85
7	0	26,85
8	0	26,85
9	0	26,85
10	0	26,85
11	0	26,85
12	0	26,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	0	

300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>52,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5727
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>451</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	12,85

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	147	65,85
2	130,9	71,85
3	137,6	77,85
4	153,1	84,85
5	168,3	90,85
6	185,2	97,85
7	198,5	103,85

8	212,2	109,85
9	232,9	116,85
10	247,8	122,85
11	256,7	129,85
12	277	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2347,2	

600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>62,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5896
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>620</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	15,71

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 600 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	147	65,85
2	128,7	71,85
3	129,6	77,85
4	139,9	84,85
5	152,3	90,85
6	167,2	97,85
7	178,3	103,85
8	190	109,85
9	208,5	116,85
10	221,3	122,85
11	229,1	129,85
12	246,5	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2138,4	

900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>70,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6040
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>764</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	17,87

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 900 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	147	65,85
2	128,7	71,85
3	126,1	77,85
4	131,1	84,85

°C
----

5	139,8	90,85
6	152,7	97,85
7	162	103,85
8	171,9	109,85
9	188,5	116,85
10	199,4	122,85
11	206,2	129,85
12	221,1	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1974,5	

1200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1200 segundos.

Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>77,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6160
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>884</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	19,55

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1200 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	147,1	65,85
2	127,5	71,85
3	124,7	77,85
4	126,4	84,85
5	130,7	90,85
6	141,3	97,85
7	148,9	103,85
8	157,3	109,85
9	172,1	116,85
10	181,4	122,85
11	187,3	129,85
12	200,3	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1845	

1500

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1500 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>82,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1500 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6261
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>985</b>

Perda de calor da parede exterior [W]	20,87
---------------------------------------	-------

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1500 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	147,1	65,85
2	127,4	71,85
3	124,1	77,85
4	124,2	84,85
5	125,2	90,85
6	132,7	97,85
7	138,5	103,85
8	145,5	109,85
9	158,9	116,85
10	166,8	122,85
11	171,9	129,85
12	183,1	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1745,4	

1800

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1800 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>87,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1800 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6345
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1069</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	21,89

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1800 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	147	65,85
2	127,3	71,85



3	123,8	77,85
4	123,2	84,85
5	122,2	90,85
6	127	97,85
7	130,5	103,85
8	136,1	109,85
9	148,2	116,85
10	154,9	122,85
11	159,3	129,85
12	169	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1668,5	

2100

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2100 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>91,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2100 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6415
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1139</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	22,69

Temperaturas e potências dos *heat pipes* 2100 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	147	65,85
2	127,3	71,85
3	123,7	77,85
4	122,8	84,85
5	120,8	90,85
6	123,5	97,85
7	124,8	103,85
8	128,8	109,85
9	139,7	116,85
10	145,3	122,85

11	149	129,85
12	157,5	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1610,2	

2400

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2400 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>94,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2400 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6474
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1198</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,3

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 2400 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,6	84,85
5	120,1	90,85
6	121,7	97,85
7	121	103,85
8	123,4	109,85
9	133	116,85
10	137,5	122,85
11	140,7	129,85
12	148,1	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1565,9	

2700

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2700 segundos.

Potências medidas no cabeçote aos 2700 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6522
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1246</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,77

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 2700 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,8	90,85
6	120,7	97,85
7	118,8	103,85
8	119,6	109,85
9	127,8	116,85
10	131,4	122,85
11	133,9	129,85
12	140,4	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1532,7	

3000

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>97,75</b>

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3000 segundos.

Potências medidas no cabeçote aos 3000 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6562
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1286</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,12

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3000 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,8	90,85
6	120,3	97,85
7	117,6	103,85
8	117,2	109,85
9	124	116,85
0	126,5	122,85
11	128,5	129,85
		°C
Temperatura média de entrada		26,85
<b>Temperatura média de saída</b>		<b>100,05</b>
12	134,1	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1508,3	

3300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>101,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6595
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1319</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,39

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,6	90,85
6	120,1	97,85
7	117	103,85
8	115,7	109,85
9	121,5	116,85
10	122,9	122,85
11	124,2	129,85
12	129,1	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1490,4	

3600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>103,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6621
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1345</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,59

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3600 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C

1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,4	84,85
5	119,6	90,85
6	120	97,85
7	116,7	103,85
8	114,9	109,85
9	119,9	116,85
10	120,3	122,85
11	120,8	129,85
12	125	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1477,4	

3900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>104,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6643
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1367</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,73

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3900 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,4	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,5	103,85
8	114,5	109,85
9	119	116,85

10	118,6	122,85
11	118,4	129,85
12	121,9	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1468,5	

4200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>105,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6660
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1384</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,83

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 4200 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,4	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,3	109,85
9	118,4	116,85
10	117,5	122,85
11	116,7	129,85
12	119,5	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1462,4	

4500

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4500 segundos.

°C
----

Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>106,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4500 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6674
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1398</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,9

Temperaturas e potências dos heat pipes aos 4500 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,4	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,2	109,85
9	118,2	116,85
10	116,9	122,85
11	115,6	129,85
12	117,8	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1458,7	

4800

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4800 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>106,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4800 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6685
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1409</b>



Perda de calor da parede exterior [W]	24,95
---------------------------------------	-------

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 4800 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,4	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,2	109,85
9	118,2	116,85
10	116,5	122,85
11	114,9	129,85
12	116,6	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1456,4	

5100

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5100 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>107,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5100 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6692
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1416</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,98

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5100 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85

3	123,6	77,85
4	122,4	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,2	109,85
9	118	116,85
10	116,4	122,85
11	114,5	129,85
12	115,8	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1454,9	

5400

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5400 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>107,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5400 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6697
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1421</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5400 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,1	109,85
9	117,9	116,85
10	116,3	122,85

11	114,2	129,85
12	115,3	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1453,9	

5700

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5700 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>107,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5700 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6700
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1424</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,01

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5700 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,1	109,85
9	117,9	116,85
10	116,2	122,85
11	114,1	129,85
12	115,1	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1453,5	

6000

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6000 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>107,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6000 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6702
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1426</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,02

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6000 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,1	109,85
9	117,9	116,85
10	116,2	122,85
11	114	129,85
12	114,9	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1453,2	

6300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>108,05</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6704
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1428</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,03

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,1	109,85
9	117,9	116,85
10	116,2	122,85
11	114	129,85
12	114,8	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1453,1	

6600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>108,05</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6704
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1428</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,03

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6600 segundos.

Potência	Temperatura
----------	-------------

<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,1	109,85
9	117,9	116,85
10	116,2	122,85
11	114	129,85
12	114,8	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1453,1	

6900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	<b>26,85</b>
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>108,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6705
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1429</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,03

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6900 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85

8	114,1	109,85
9	117,9	116,85
10	116,2	122,85
11	114	129,85
12	114,8	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1453,1	

7200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>108,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 7200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6705
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1429</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,03

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 7200 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	146,9	65,85
2	127,3	71,85
3	123,6	77,85
4	122,5	84,85
5	119,5	90,85
6	119,9	97,85
7	116,4	103,85
8	114,1	109,85
9	117,9	116,85
10	116,2	122,85
11	114	129,85
12	114,8	135,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1453,1	

### CASO 3

	kg/s
Caudal Mássico de entrada	4,20E-03
Caudal Mássico de saída	4,20E-03

Equilíbrio mássico na simulação do caso.

0

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>26,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 0 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5276
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	16,3

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 0 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	0	26,85
2	0	26,85
3	0	26,85
4	0	26,85
5	0	26,85
6	0	26,85
7	0	26,85
8	0	26,85
9	0	26,85
10	0	26,85
11	0	26,85
12	0	26,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	0	



Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>55,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5781
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>505</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	14,36

Temperaturas e potências dos heat pipes aos 300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,8	70,85
2	144,2	76,85
3	151,8	83,85
4	161,4	89,85
5	180,6	96,85
6	192,5	102,85
7	206,1	108,85
8	223,4	115,85
9	239,2	121,85
10	258,1	128,85
11	261,9	134,85
12	282,6	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2467,6	

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>65,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5953
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>677</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	17,3

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 600 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,9	60,85
2	142,2	76,85
3	144,1	83,85
4	147,6	89,85
5	163,6	96,85
6	173,5	102,85
7	185	108,85
8	200,4	115,85
9	214,1	121,85
10	230,9	128,85
11	233,7	134,85
12	251,5	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2252,5	

900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>73,75</b>

Potências medidas no cabeçote aos 900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6101
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>825</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	19,54

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 900 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,9	60,85
2	141,3	76,85
3	140,7	83,85
4	138,6	89,85
5	150,3	96,85
6	158,2	102,85
7	167,9	108,85
8	181,5	115,85
9	193,3	121,85
10	208,3	128,85
11	210,1	134,85
12	225,6	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2081,7	

1200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>80,85</b>

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6224
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>948</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	21,29

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1200 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,9	60,85
2	141	76,85
3	139,3	83,85
4	133,9	89,85
5	140,9	96,85
6	146	102,85

7	154	108,85
8	166,1	115,85
9	176,3	121,85
10	189,7	128,85
11	190,7	134,85
12	204,1	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1947,9	

1500

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1500 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>86,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1500 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6328
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1052</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	22,65

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1500 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,9	60,85
2	140,8	76,85
3	138,7	83,85
4	131,8	89,85
5	135,3	96,85
6	137,1	102,85
7	142,9	108,85
8	153,7	115,85
9	162,4	121,85
10	174,5	128,85
11	174,7	134,85
12	186,5	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1844,3	

1800

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1800 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>91,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1800 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6415
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1139</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,72

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 1800 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,8	60,85
2	140,8	76,85
3	138,4	83,85
4	130,8	89,85
5	132,3	96,85
6	131,1	102,85
7	134,5	108,85
8	143,8	115,85
9	151,2	121,85
10	162,1	128,85
11	161,6	134,85
12	171,9	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1764,3	

2100

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2100 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>95,75</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2100 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6488
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1212</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	24,55

Temperaturas e potências dos *heat pipes* 2100 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,8	60,85
2	140,7	76,85
3	138,3	83,85
4	130,4	89,85
5	130,9	96,85
6	127,6	102,85
7	128,5	108,85
8	136	115,85
9	142,2	121,85
10	152	128,85
11	150,9	134,85
12	160	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1703,3	

2400

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2400 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>99,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2400 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6548
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1272</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,18

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 2400 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,8	60,85
2	140,7	76,85
3	138,2	83,85
4	130,1	89,85
5	130,2	96,85
6	125,8	102,85
7	124,7	108,85
8	130,3	115,85
9	135	121,85
10	143,8	128,85
11	142,2	134,85
12	150,2	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1657	

2700

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2700 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>102,05</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2700 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6598
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1322</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,67

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 2700 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,8	60,85
2	140,7	76,85
3	138,2	83,85
4	130,1	89,85
5	129,9	96,85
6	124,8	102,85
7	122,4	108,85

8	126,4	115,85
9	129,6	121,85
10	137,3	128,85
11	135,1	134,85
12	142,1	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1622,4	

3000

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3000 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>104,45</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3000 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6640
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1364</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,04

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3000 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,7	60,85
2	140,7	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,8	96,85
6	124,4	102,85
7	121,2	108,85
8	123,9	115,85
9	125,7	121,85
10	132,2	128,85
11	129,4	134,85
12	135,6	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1596,8	



3300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>106,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6674
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1398</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,32

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,7	60,85
2	140,7	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124,2	102,85
7	120,6	108,85
8	122,4	115,85
9	123,1	121,85
10	128,4	128,85
11	124,8	134,85
12	130,3	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1578,1	

3600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>107,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6702
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1426</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,53

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3600 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,7	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124,1	102,85
7	120,3	108,85
8	121,6	115,85
9	121,4	121,85
10	125,7	128,85
11	121,3	134,85
12	126	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1564,7	

3900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>109,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6725
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1449</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,68

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 3900 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,7	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120,1	108,85
8	121,2	115,85
9	120,5	121,85
10	123,9	128,85
11	118,8	134,85
12	122,7	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1555,5	

4200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>110,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6743
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1467</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,79

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 4200 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85

7	120	108,85
8	121	115,85
9	119,9	121,85
10	122,8	128,85
11	117	134,85
12	120,2	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1549,3	

4500

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4500 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>111,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4500 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6758
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1482</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,86

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 4500 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,9	115,85
9	119,6	121,85
10	122,2	128,85
11	115,8	134,85
12	118,4	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1545,3	

4800

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4800 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>111,75</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4800 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6768
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1492</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,91

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 4800 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,9	115,85
9	119,5	121,85
10	121,8	128,85
11	115,1	134,85
12	117,2	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1542,9	

5100

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5100 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5100 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6776
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1500</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,94

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5100 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,6	128,85
11	114,7	134,85
12	116,4	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1541,3	

5400

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5400 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,45</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5400 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6781
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1505</b>

Perda de calor da parede exterior [W]	26,96
---------------------------------------	-------

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5400 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,5	128,85
11	114,5	134,85
12	115,9	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1540,5	

5700

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5700 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5700 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6785
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1509</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,97

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 5700 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85

3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,5	128,85
11	114,3	134,85
12	115,6	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1540	

6000

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6000 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,75</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6000 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6787
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1511</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,98

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6000 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,5	128,85



11	114,3	134,85
12	115,4	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1539,8	

6300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6788
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1512</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,98

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,5	128,85
11	114,2	134,85
12	115,3	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1539,6	

6600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6789
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1513</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,99

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6600 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,5	128,85
11	114,2	134,85
12	115,3	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1539,6	

6900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6789

<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1513</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,99

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 6900 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85
2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,5	128,85
11	114,2	134,85
12	115,3	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1539,6	

7200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>112,95</b>

Potências medidas no cabeçote aos 7200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6790
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1514</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,99

Temperaturas e potências dos *heat pipes* aos 7200 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	165,7	60,85

2	140,8	76,85
3	138,2	83,85
4	130	89,85
5	129,7	96,85
6	124	102,85
7	120	108,85
8	120,8	115,85
9	119,4	121,85
10	121,5	128,85
11	114,2	134,85
12	115,2	140,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1539,5	

#### CASO 4

	kg/s
Caudal Mássico de entrada	4,20E-03
Caudal Mássico de saída	4,20E-03

Equilíbrio mássico na simulação do caso.

0

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 0 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>26,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 0 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5276
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>0</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	0

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 0 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	0	26,85

2	0	26,85
3	0	26,85
4	0	26,85
5	0	26,85
6	0	26,85
7	0	26,85
8	0	26,85
9	0	26,85
10	0	26,85
11	0	26,85
12	0	26,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	0	

300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>66,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	5816
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>540</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	15,32

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,9	74,85
2	155,1	80,85
3	156,9	86,85
4	170,3	93,85
5	184,9	99,85
6	201	106,85
7	213,7	112,85
8	226,7	118,85
9	247	125,85

10	261,4	131,85
11	269,3	138,85
12	289,2	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2556,4	

600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>68,05</b>

Potências medidas no cabeçote aos 600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6001
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>725</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	18,49

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 600 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	181	74,85
2	152,9	80,85
3	148,8	86,85
4	155,2	93,85
5	166,3	99,85
6	180,3	106,85
7	190,8	112,85
8	201,9	118,85
9	219,9	125,85
10	232,2	131,85
11	239	138,85
12	256	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2324,3	

900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>76,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6151
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>875</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	20,77

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 900 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	181	74,85
2	152,1	80,85
3	145,6	86,85
4	146,3	93,85
5	152,6	99,85
6	164,5	106,85
7	173,3	112,85
8	182,6	118,85
9	198,8	125,85
10	209,2	131,85
11	215,1	138,85
12	229,8	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2150,9	

1200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>83,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6275
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>999</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	22,54

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 1200 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	181	74,85
2	151,7	80,85
3	144,2	86,85
4	141,7	93,85
5	143,1	99,85
6	152,1	106,85
7	159	112,85
8	166,9	118,85
9	181,4	125,85
10	190,3	131,85
11	195,4	138,85
12	208,2	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	2015	

1500

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1500 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>89,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1500 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6380
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1104</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	23,92

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 1500 segundos.



	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	181	74,85
2	151,6	80,85
3	143,6	86,85
4	139,6	93,85
5	137,6	99,85
6	142,9	106,85
7	147,7	112,85
8	154,2	118,85
9	167,3	125,85
10	174,8	131,85
11	179,2	138,85
12	190,3	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1909,8	

1800

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 1800 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>94,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 1800 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6468
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1192</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 1800 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,9	74,85
2	151,5	80,85
3	143,3	86,85
4	138,7	93,85
5	134,7	99,85
6	137	106,85

7	139	112,85
8	144	118,85
9	155,8	125,85
10	162,2	131,85
11	165,9	138,85
12	175,5	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1828,5	

2100

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2100 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>98,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2100 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6541
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1265</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	25,85

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 2100 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	180,9	74,85
2	151,5	80,85
3	143,2	86,85
4	138,2	93,85
5	133,3	99,85
6	133,5	106,85
7	133	112,85
8	136	118,85
9	146,6	125,85
10	151,9	131,85
11	155	138,85
12	163,4	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1766,5	

2400

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2400 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>102,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2400 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6603
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1327</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,49

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 2400 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,2	86,85
4	138	93,85
5	132,6	99,85
6	131,7	106,85
7	129,1	112,85
8	130,2	118,85
9	139,2	125,85
10	143,5	131,85
11	146,1	138,85
12	153,4	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1719,3	

2700

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 2700 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>105,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 2700 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6654
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1378</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	26,99

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 2700 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	138	93,85
5	132,3	99,85
6	130,8	106,85
7	126,9	112,85
8	126,2	118,85
9	133,6	125,85
10	136,8	131,85
11	138,8	138,85
12	145,2	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1684	

3000

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3000 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>107,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3000 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6696
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1420</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	27,37

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 3000 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,2	99,85
6	130,3	106,85
7	125,7	112,85
8	123,8	118,85
9	129,7	125,85
10	131,5	131,85
11	133	138,85
12	138,5	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1658	

3300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>109,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6731
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1455</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	27,65

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 3300 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130,1	106,85

7	125,1	112,85
8	122,3	118,85
9	127	125,85
10	127,6	131,85
11	128,3	138,85
12	133,1	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1638,9	

3600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>111,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6759
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1483</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	27,86

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 3600 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130	106,85
7	124,8	112,85
8	121,5	118,85
9	125,4	125,85
10	124,9	131,85
11	124,7	138,85
12	128,7	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1625,4	

3900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 3900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>111,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 3900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6783
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1507</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,02

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 3900 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130	106,85
7	124,6	112,85
8	121,1	118,85
9	124,4	125,85
10	123,2	131,85
11	122,1	138,85
12	125,3	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1616,1	

4200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>113,65</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6802
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1526</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,12

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 4200 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130	106,85
7	124,5	112,85
8	120,9	118,85
9	123,9	125,85
10	122,1	131,85
11	120,3	138,85
12	122,7	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1609,8	

4500

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4500 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>114,45</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4500 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6816
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1540</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,2

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 4500 segundos.



	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130	106,85
7	124,5	112,85
8	120,8	118,85
9	123,6	125,85
10	122,4	131,85
11	119,2	138,85
12	120,9	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1606,8	

4800

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 4800 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>115,05</b>

Potências medidas no cabeçote aos 4800 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6828
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1552</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,25

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 4800 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe 1</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	129,9	106,85

7	124,5	112,85
8	120,8	118,85
9	123,5	125,85
10	121,1	131,85
11	118,5	138,85
12	119,7	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1603,4	

5100

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5100 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>115,55</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5100 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6835
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1559</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,28

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 5100 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	129,9	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,9	131,85
11	118	138,85
12	118,9	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1601,7	

5400

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5400 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>115,85</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5400 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6841
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1565</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,3

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 5400 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	129,9	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,8	131,85
11	117,8	138,85
12	118,4	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1600,9	

5700

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 5700 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>116,05</b>

Potências medidas no cabeçote aos 5700 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6844
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1568</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,31

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 5700 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	129,9	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,7	131,85
11	117,7	138,85
12	118,1	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1600,4	

6000

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6000 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>116,15</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6000 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6846
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1570</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,32

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 6000 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	129,9	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,7	131,85
11	117,6	138,85
12	117,9	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1600,1	

6300

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6300 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>116,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6300 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6848
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1572</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,32

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 6300 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	129,9	106,85
7	124,5	112,85

8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,7	131,85
11	117,6	138,85
12	117,9	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1600,1	

6600

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6600 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>116,25</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6600 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6848
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1572</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,33

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 6600 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	129,9	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,7	131,85
11	117,6	138,85
12	117,8	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1600	

6900

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 6900 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>116,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 6900 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6849
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1573</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,33

Temperaturas e potências *heat pipes* aos 6900 segundos.

	Potência	Temperatura
<i>Heat pipe</i>	W	°C
1	180,8	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,7	131,85
11	117,6	138,85
12	117,8	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1600,1	

7200

Temperaturas médias à entrada e saída do cabeçote aos 7200 segundos.

	°C
Temperatura média de entrada	26,85
<b>Temperatura média de saída</b>	<b>116,35</b>

Potências medidas no cabeçote aos 7200 segundos.

Potência térmica de entrada [W]	5276
Potência térmica de saída [W]	6849
<b>Potência térmica absorvida [W]</b>	<b>1573</b>
Perda de calor da parede exterior [W]	28,33

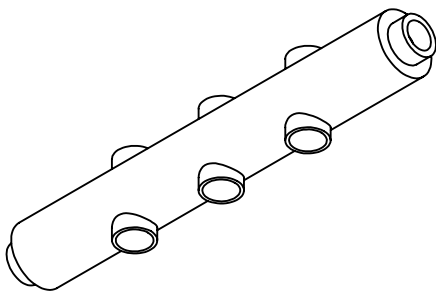
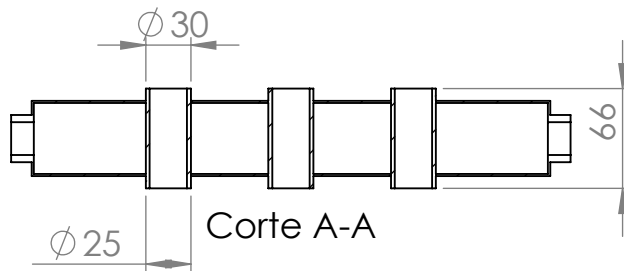
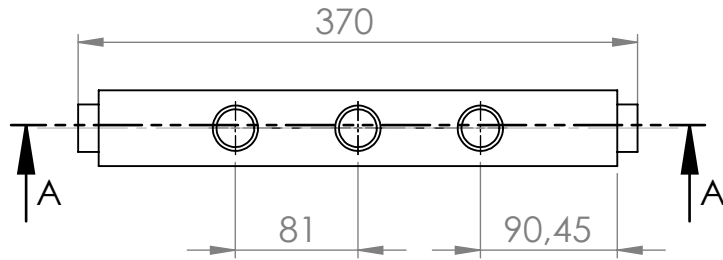
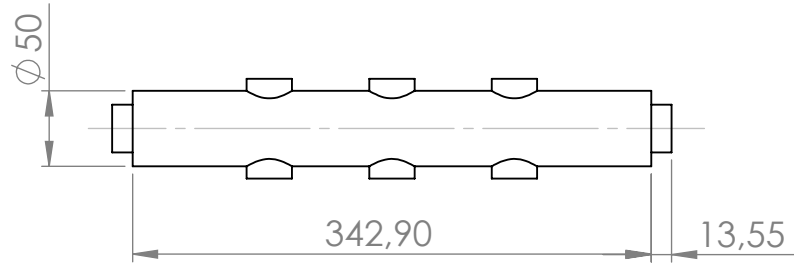
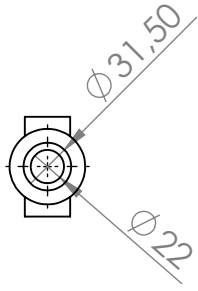
Temperaturas e potências *heat pipes* aos 7200 segundos.

<i>Heat pipe</i>	Potência W	Temperatura °C
1	180,7	74,85
2	151,5	80,85
3	143,1	86,85
4	137,9	93,85
5	132,1	99,85
6	130	106,85
7	124,5	112,85
8	120,7	118,85
9	123,4	125,85
10	120,7	131,85
11	117,6	138,85
12	117,8	144,85
Potência cedida pelos <i>heat pipes</i>	1600	



# ANEXOS II

(Desenho Técnico das Geometrias)



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	João Pássaro				
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

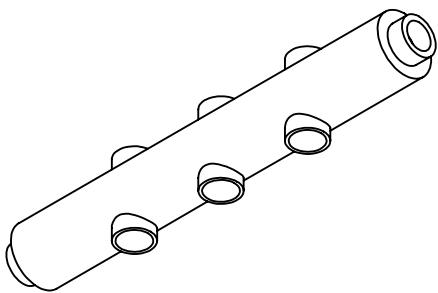
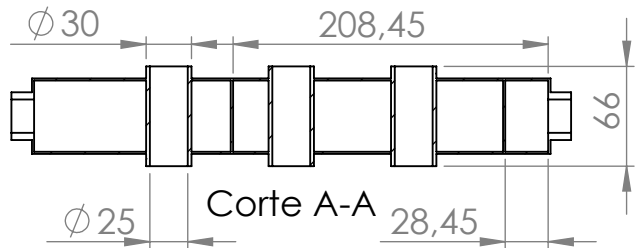
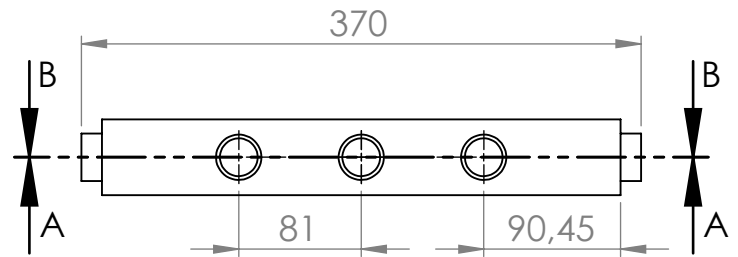
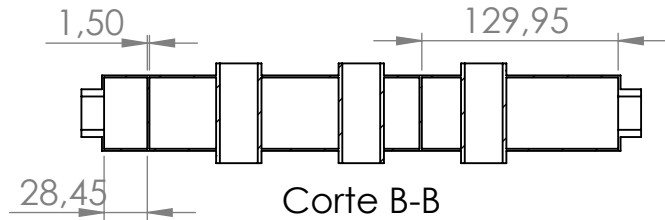
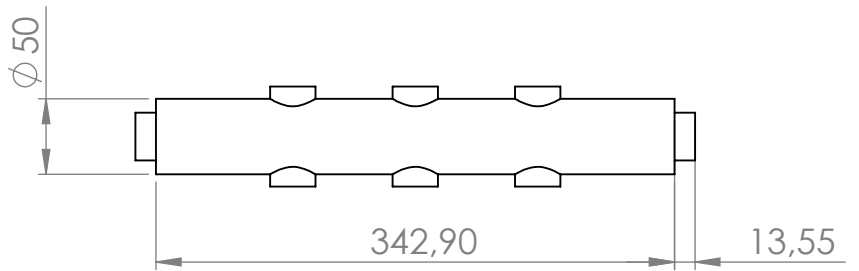
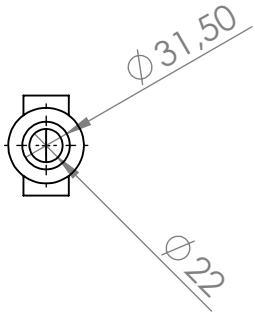
TITLE:

Geometria I

DWG NO.

A4

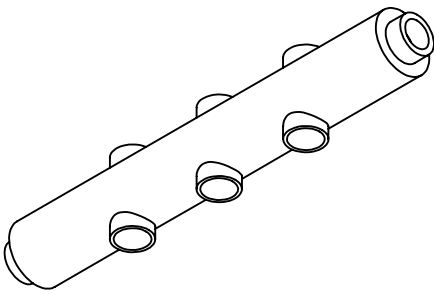
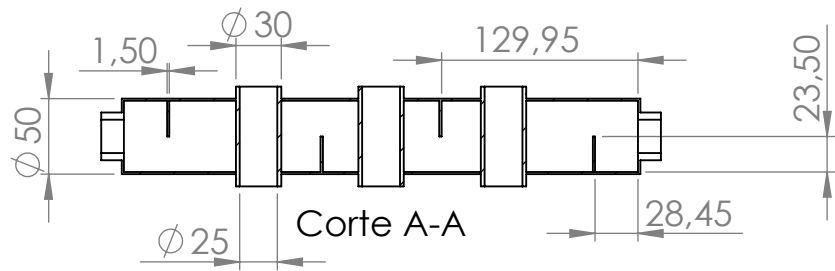
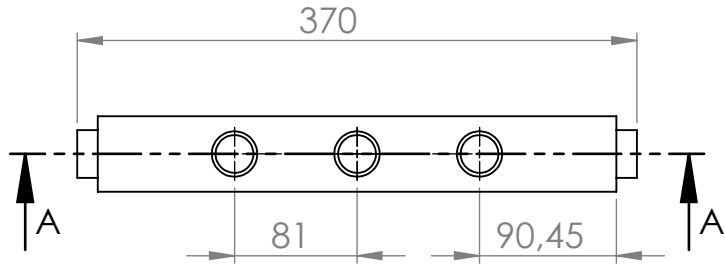
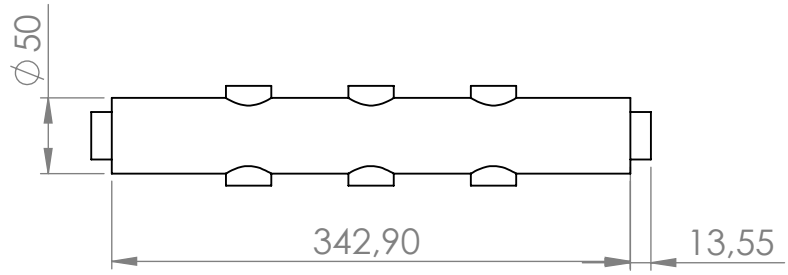
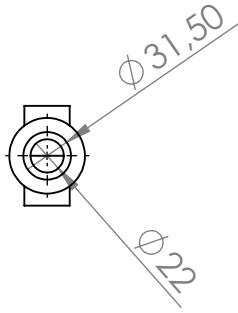
SCALE:1:5



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN João Pássaro					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

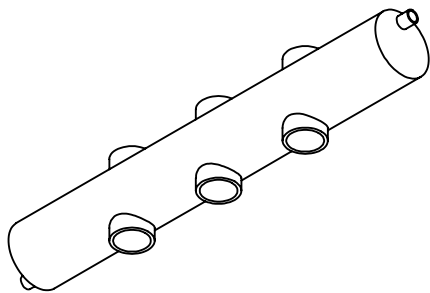
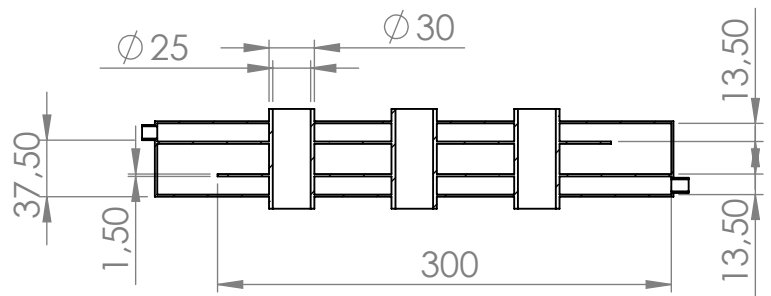
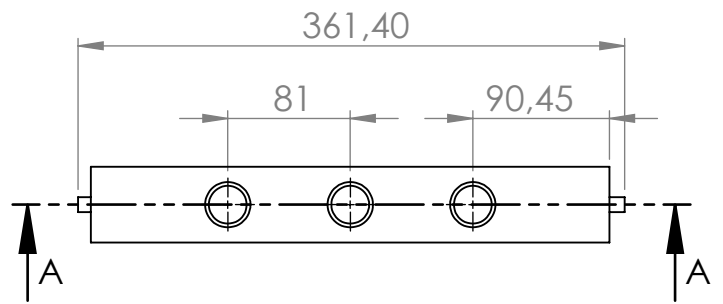
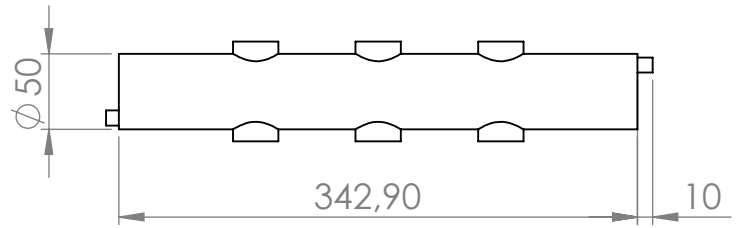
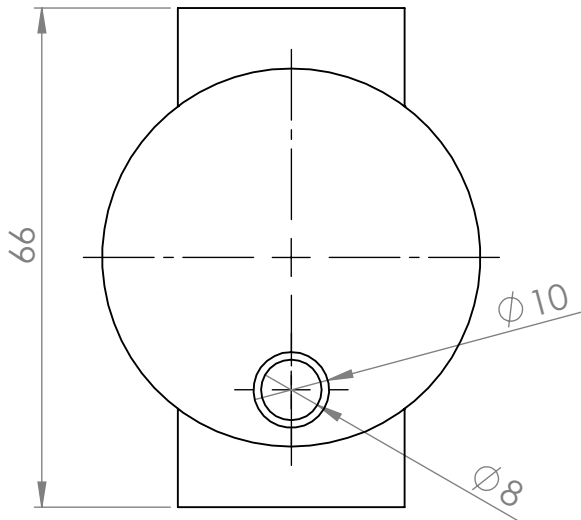
TITLE:	<h1>Geometria2</h1>	
DWG NO.		
	A4	
SCALE:1:5	SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	João Pássaro				
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

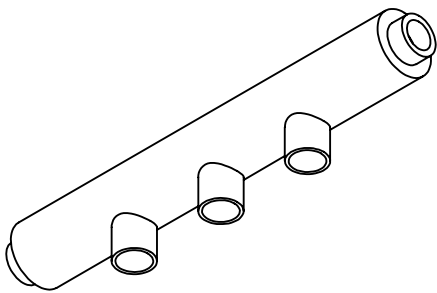
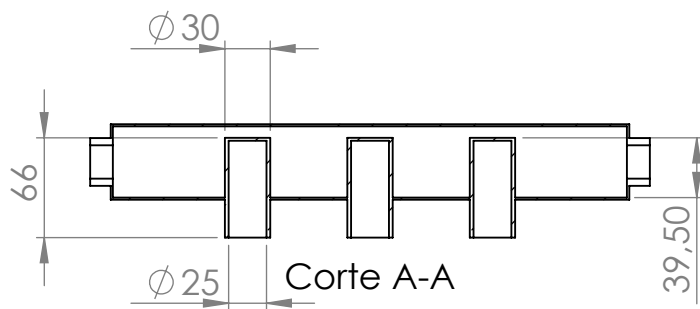
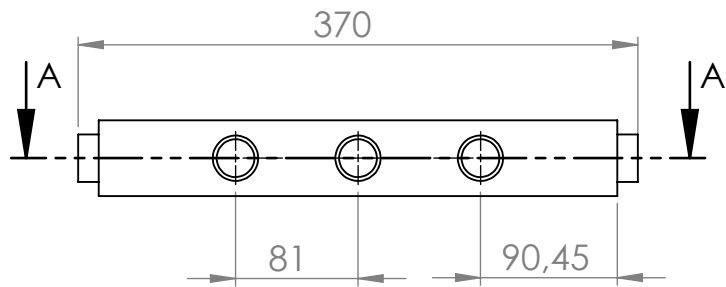
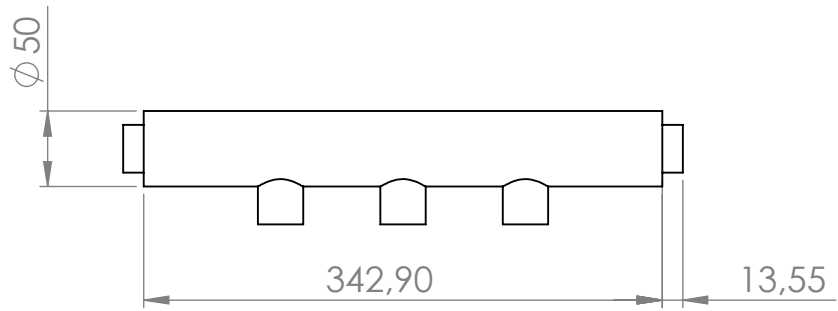
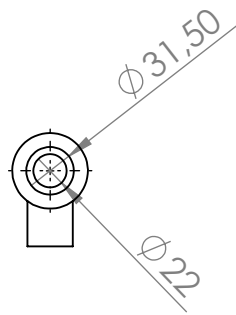
TITLE:		<h1>Geometria3</h1>	
DWG NO.			
		A4	
SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN João Pássaro					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A			MATERIAL:		
			WEIGHT:		

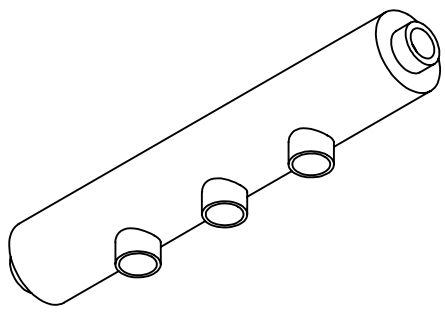
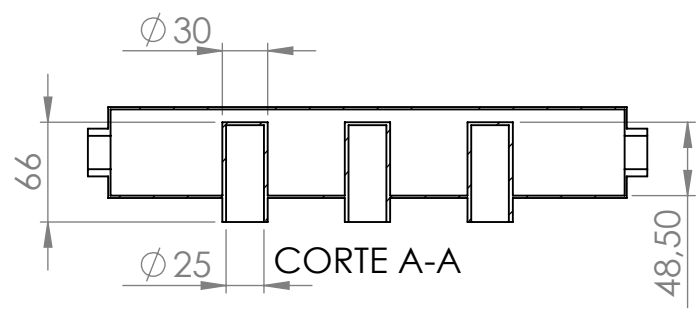
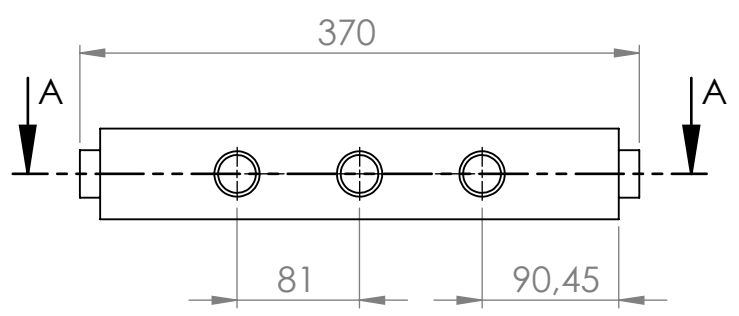
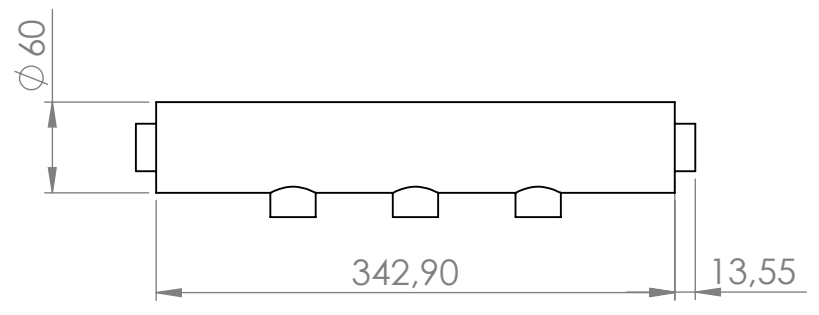
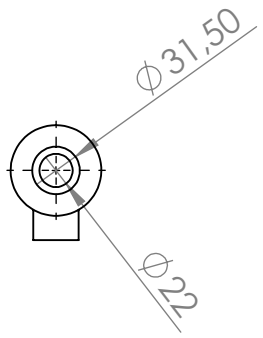
TITLE:	<h1>Geometria4</h1>	
DWG NO.		
	A4	
SCALE:1:5	SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN João Pássaro					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					

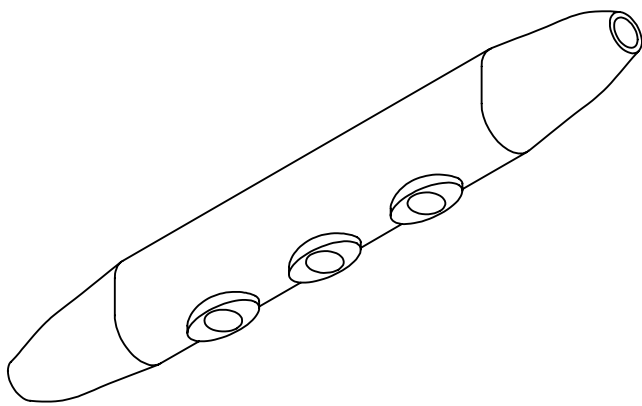
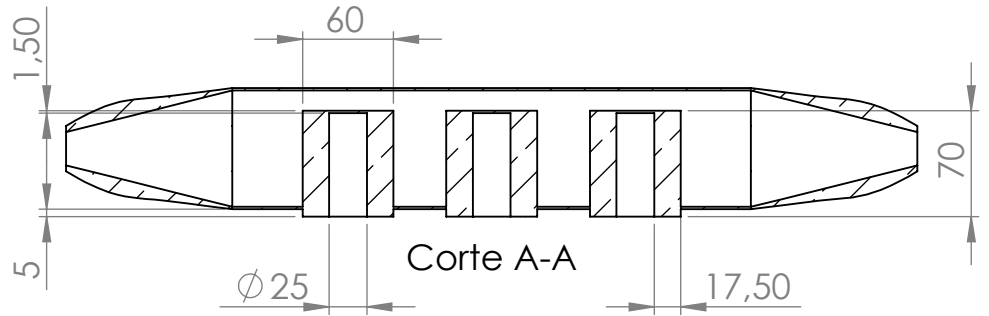
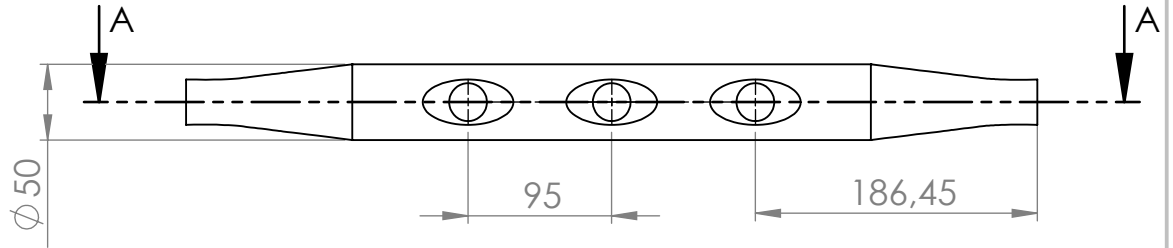
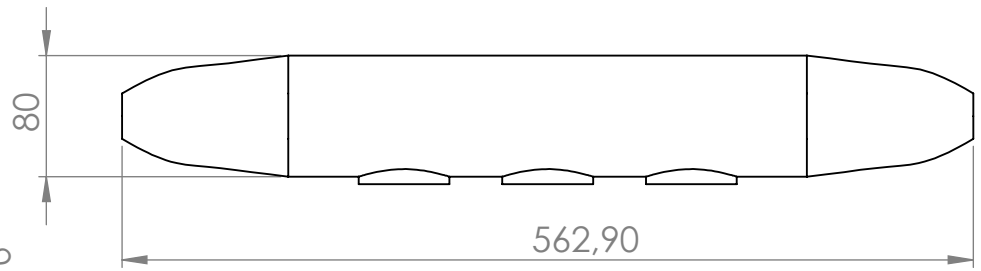
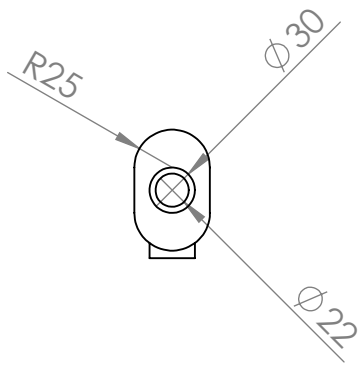
TITLE:	<h1>Geometria5</h1>
DWG NO.	
MATERIAL:	A4
WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN João Pássaro					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A			MATERIAL:		
			WEIGHT:		

TITLE:	Geometria6	
DWG NO.		A4
SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1

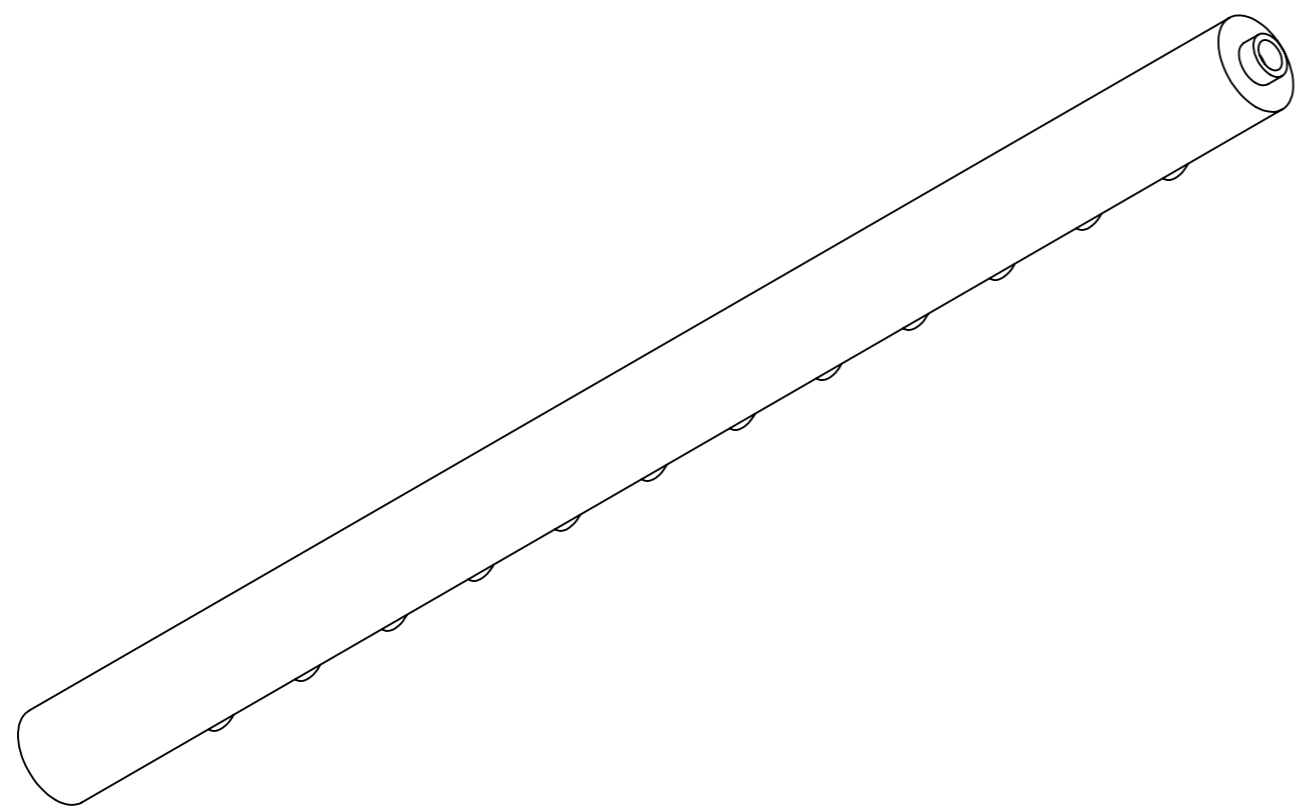
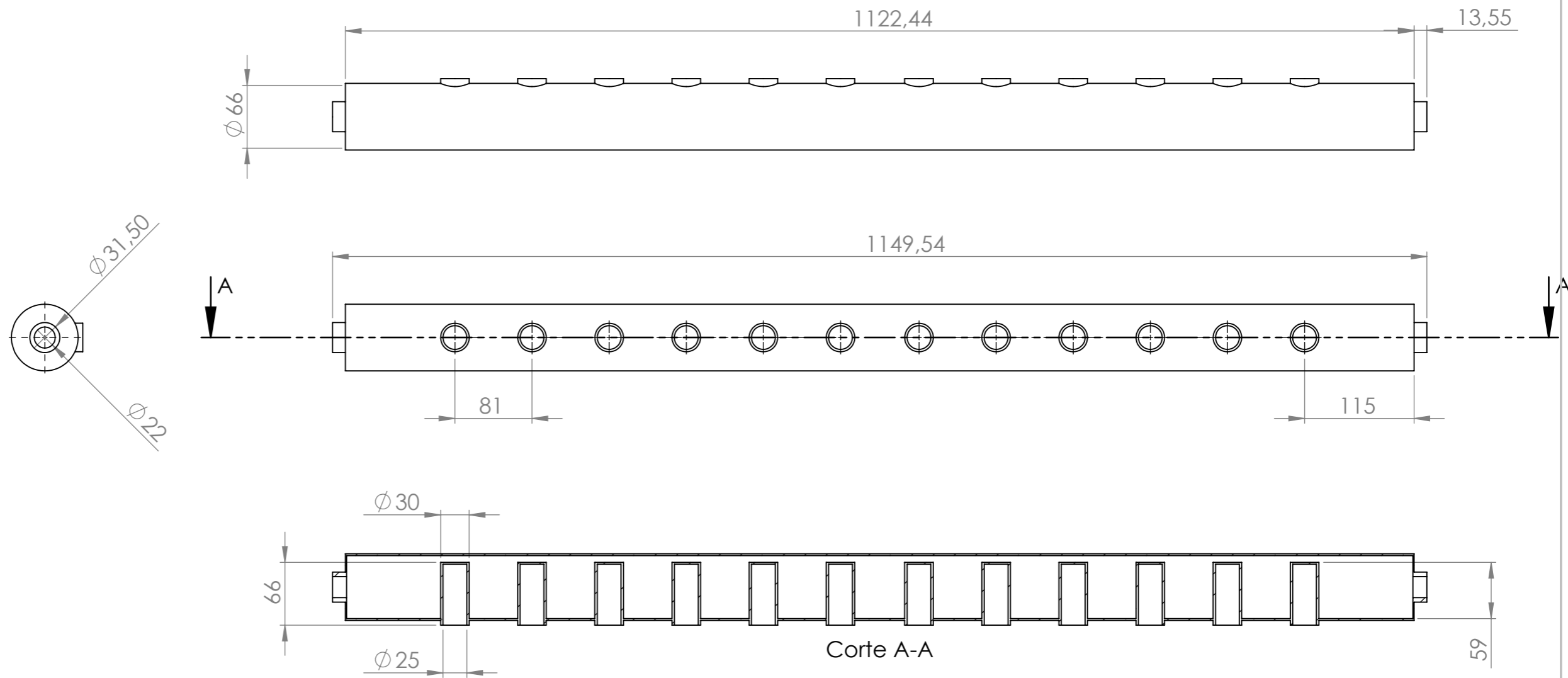


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

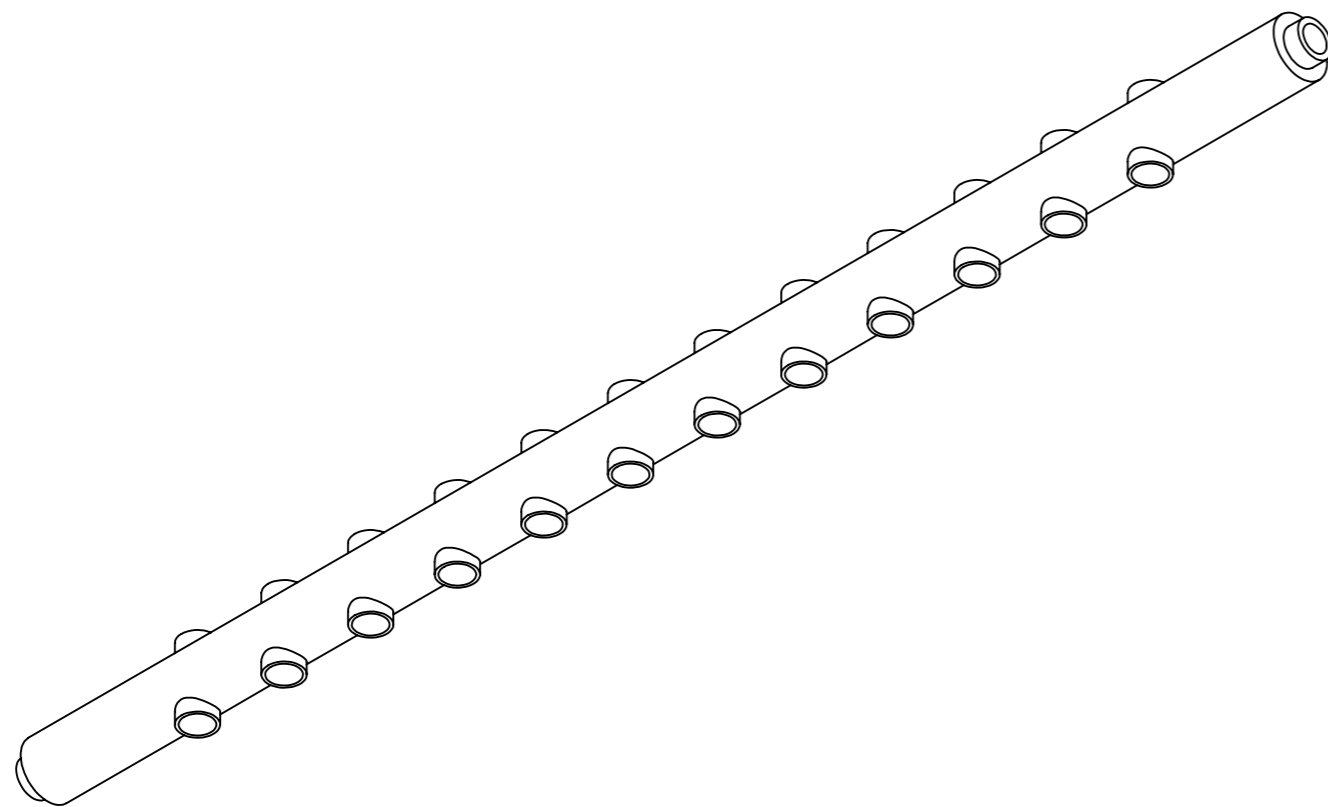
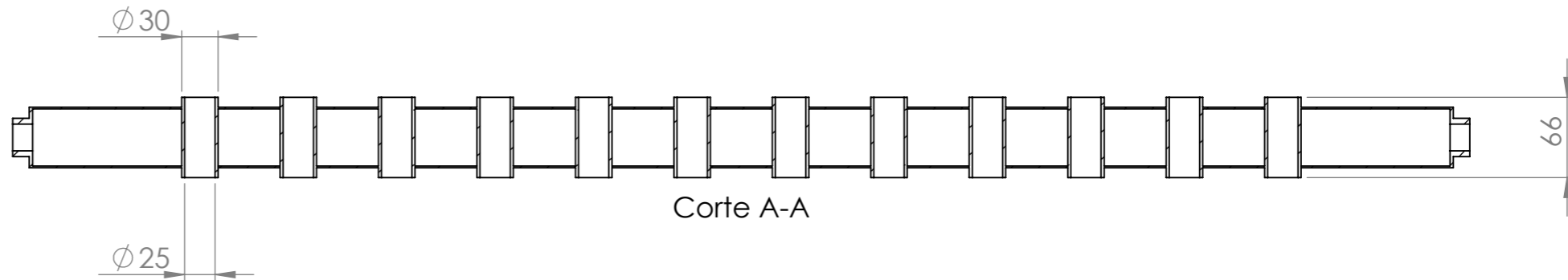
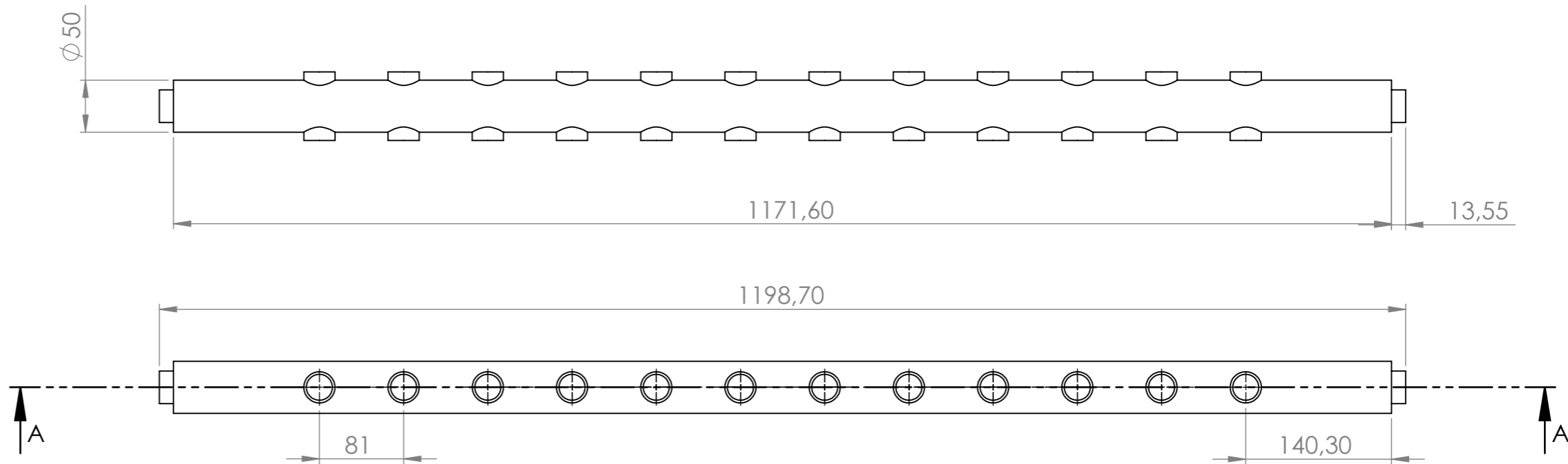
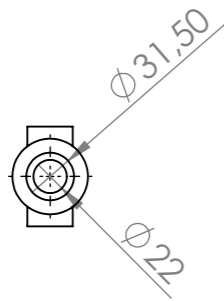
NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN João Pássaro		
CHK'D		
APPV'D		
MFG		
Q.A		

TITLE:	<h1>Geometria7</h1>	
DWG NO.		
MATERIAL:		A4
WEIGHT:	SCALE:1:10	SHEET 1 OF 1

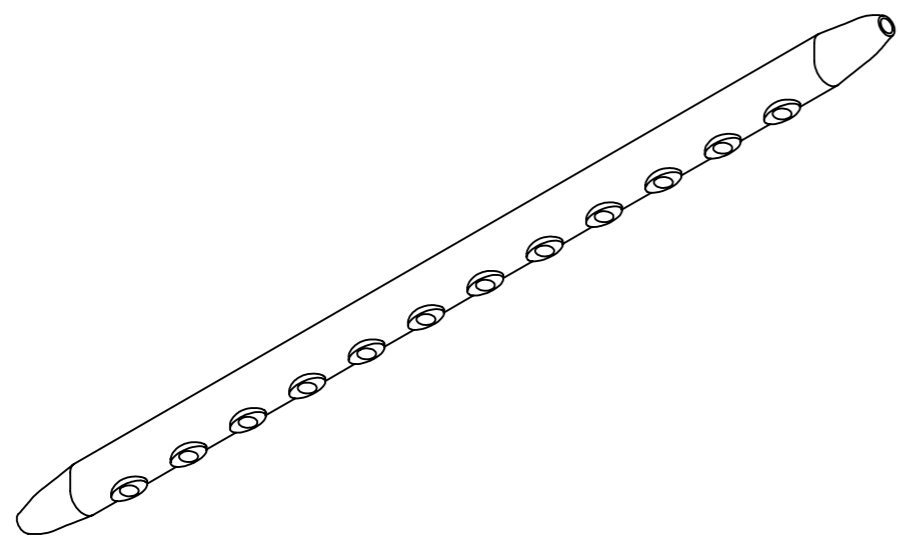
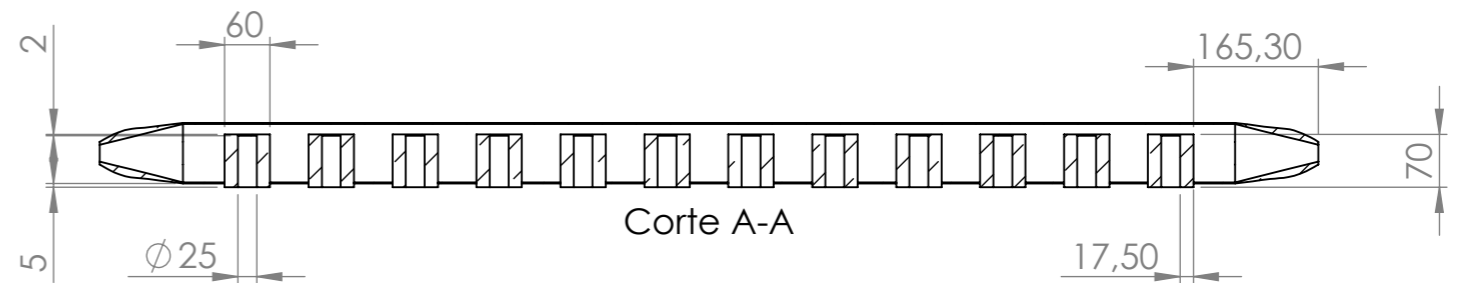
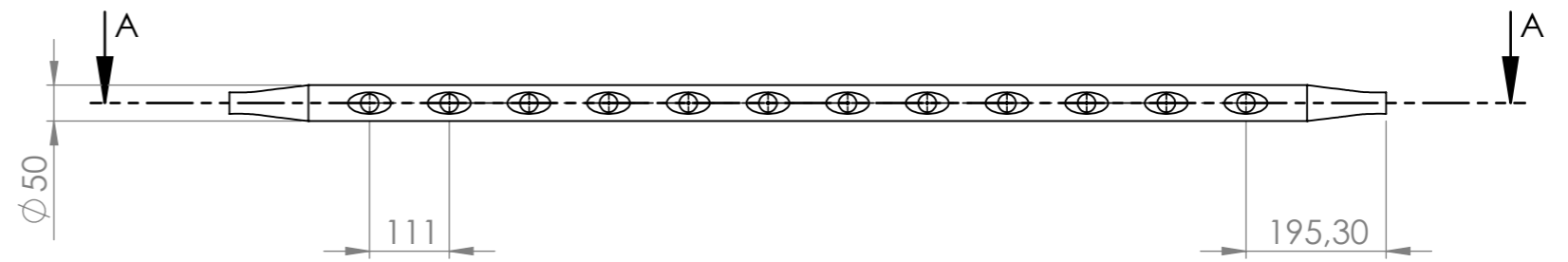
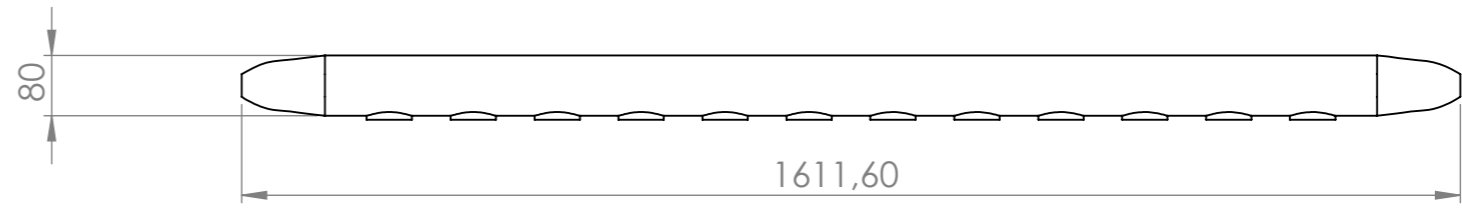
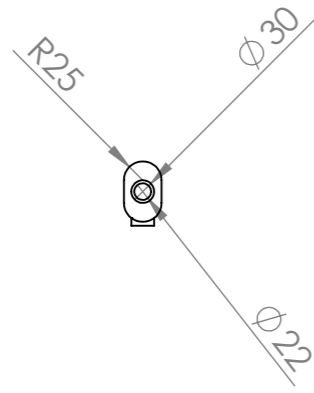




UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:							
	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:	
DRAWN	João Pássaro					GeometriaFinal1.5	
CHK'D							
APPV'D							
MFG							
Q.A				MATERIAL:		DWG NO.	
						A3	
				WEIGHT:		SCALE:1:10	
						SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:			
	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:	
DRAWN	João Pássaro					GeometriaFinal1	
CHK'D							
APP'V'D						DWG NO.	
MFG						A3	
Q.A					MATERIAL:		
					WEIGHT:	SCALE:1:10	SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:							
NAME	SIGNATURE	DATE				TITLE: <b>GeometriaFinal2</b>	
DRAWN João Pássaro						DWG NO.	
CHK'D						A3	
APPV'D							
MFG					MATERIAL:		
Q.A							
					WEIGHT:	SCALE:1:10	SHEET 1 OF 1