



UNIVERSIDADE D  
COIMBRA

Francisco Carneiro de Oliveira

**AVALIAÇÃO DA DEGRADAÇÃO TÉRMICA EM  
SISTEMAS REAIS BASEADOS EM CICLOS  
ORGÂNICOS DE RANKINE DE VAPORIZAÇÃO  
DIRETA**

VOLUME 1

Dissertação no âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente orientada pelo Professor Doutor José Manuel Baranda Ribeiro e pelo Professor Doutor João Pedro da Silva Pereira e apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra.

Setembro de 2022



1 2



9 0

FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE  
COIMBRA

# **Avaliação da degradação térmica em sistemas reais baseados em ciclos orgânicos de Rankine de vaporização direta**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

## **Evaluation of thermal degradation in real systems on organic Rankine cycles of direct vaporization**

**Autor**

**Francisco Carneiro de Oliveira**

**Orientadores**

**Professor Doutor José Manuel Baranda Ribeiro**

**Professor Doutor João Pedro da Silva Pereira**

**Júri**

**Presidente Professor Doutor António Gameiro Lopes**

**Orientador Professor Doutor José Manuel Baranda Ribeiro**

**Vogais Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão**

**Coimbra, setembro, 2022**



“If you always do what you always did, you’ll always get what you’ve always got”

Henry Ford

Aos meus pais.



## **Agradecimentos**

Dirijo um agradecimento especial ao meu orientador, Professor José Baranda Ribeiro, e coorientador, Professor João Pedro Pereira, pela disponibilidade, sentido crítico e por toda a motivação que me transmitiram ao longo da realização deste trabalho.

Aos meus pais, François e Susana, por fazerem de mim o homem que sou hoje e pelo apoio incondicional ao longo destes 5 anos. O meu muito obrigado pelo que fizeram por mim ao longo deste percurso e da minha vida.

À minha irmã, Joana, um obrigado por sempre acreditares nas minhas capacidades. Por todo os momentos de boa disposição e por todo o carinho, obrigado “pirralha”.

À minha família mais próxima, pelo suporte e pelas constantes palavras de motivação.

À minha namorada, Bruna, agradeço todo o apoio, carinho e motivação. Obrigado por todos os momentos vividos, por seres o meu porto seguro. Obrigado por nunca parares de acreditar nas minhas capacidades e por me levatares o ânimo sempre que precisei. Por fim, agradeço a ajuda na realização deste trabalho.

Para terminar, aos meus amigos, os de agora e os de sempre, um obrigado por todo o apoio, por todos os “cafés” e por todas as lembranças que fazem destes 5 anos únicos e inesquecíveis, são claramente “recordações que levo para a vida”.





## Resumo

Nestes últimos anos a emissão de gases com efeito de estufa estabelecem recordes de ano para ano, encaminhando-se para uma situação onde as consequências destas emissões (alterações climáticas) se tornam irreversíveis. Isto deve-se ao facto de, atualmente, as principais formas de produção de energia primária basearem-se em combustíveis fósseis.

Com a necessidade de implementar estratégias com baixo impacto ambiental ou altamente eficientes, surge uma das tecnologias mais promissoras que tem como base a produção combinada de calor e eletricidade (CHP). Dentro destas energias capazes de realizar cogeração de energia, os ciclos orgânicos de Rankine (ORC) são a opção mais viável e promissora para uma escala a nível residencial (onde a produção de energia primária é à base do gás natural).

Assim sendo, a presente dissertação visa o estudo da implementação de um evaporador especialmente projetado para integrar a vaporização direta no sistema ORC (por ser a opção que permitirá maiores eficiências ao ciclo). Como a principal contrapartida destas configurações é a degradação térmica, que está associada à exposição do fluido às elevadas temperaturas dos gases de combustão, surge uma das principais motivações desta dissertação: compreender e detalhar quais os efeitos reais que a degradação térmica irá provocar ao fluido e assim estimar um tempo de utilização para estes sistemas. No final, é feita uma análise paramétrica de forma a verificar o efeito que a variação de certos parâmetros pode causar nos valores de temperatura dentro da camada limite térmica.

Relativamente ao principal objetivo, caracterizou-se a evolução das temperaturas no interior dos tubos ao longo do evaporador. Após a sua obtenção, calculou-se a zona onde existe possibilidade de ocorrer degradação. Através desta avaliou-se a sua influência no funcionamento global do sistema de forma a, para além de garantir as condições de segurança, promover um funcionamento estável e eficiente. Tendo isto em mente, estimou-se um intervalo para o número total de horas que a instalação poderá vir a funcionar sem problemas de degradação.

Em relação à análise paramétrica, esta toma um papel fundamental na tomada de decisões na fase de projeto de um permutador de calor. Através da qual conseguiu-se perceber a influência da variação de dois parâmetros construtivos para os tubos do EHE (material de construção e diâmetro interno do tubo).

Com este estudo, conclui-se que só uma percentagem de fluido se encontra acima do limiar da temperatura de degradação e, acrescentado o facto da probabilidade de o fluido passar novamente nesse limiar, estima-se que dificilmente a degradação que ocorre durante o seu funcionamento seja capaz de levantar problemas significativos.

**Palavras-chave:** Sistemas de cogeração, Ciclos orgânicos de Rankine, Vaporização Direta, Camada limite, Degradação térmica.

## Abstract

On these last years the emission of greenhouse gases has been breaking records year after year heading towards a situation where the consequences of it may become irreversible. This is due to the fact of fossil fuels still being the main source of primary energy.

With the growing necessity of implementing low environmental impact or highly efficient strategies aroused one of the most promising technologies that is based on the combined heat and power generation (CHP) premise. For the implementation of this technique the Organic Rankine cycles (ORC) present themselves as the most viable and promising option for the residential application (in which the principal source of primary energy is the natural gas)

Therefore, the present master's dissertation aims the study of the implementation of a specially developed evaporator in order to integrate the direct vaporization on the ORC system (for being the option that promote higher efficiencies in the cycle). However, this configuration has a major drawback, thermal degradation of the fluid, that is associated with the exposure of the fluid to the very high temperature combustion gases and with this emerges one of the main motivations of this work: comprehend and specify the real effects that thermal degradation as on the fluid and asses the usage time for these systems. Finally, a parametric analysis is done in order to verify the influence of certain parameters on the temperature values within the thermal boundary layer.

Relative to the main objective, the evolution of temperature inside the tubes of the evaporator was characterized. After this, the region in which thermal degradation may occur was obtained. Through this, the influence on the global system was evaluated in order to ensure the safety conditions and a stable and efficient operation. With this in mind, an estimate the interval of hours of operation without problems caused by thermal degradation was determined. Regarding the parametric analysis, it has a fundamental role on the decision-making process of the project of the heat exchanger. With it the influence of two constructive parameters for the EHE tubes was analyzed (constructive material and internal diameter of the tube).

Ultimately, with this study was possible to verify that only a small percentage of the fluid is found to be above the threshold of the thermal degradation temperature and adding the fact of the probability of the fluid passing again through this threshold, concluding that

the thermal degradation phenomena occurring during operation will hardly bring meaningful problems.

**Keywords:** Cogeneration systems, Direct vaporization, Organic Rankine cycle, Boundary layer, Thermal degradation.

# Índice

Índice de Figuras .....	vi
Índice de Tabelas .....	viii
Nomenclatura.....	ix
Simbologia.....	ix
Acrónimos .....	xi
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Enquadramento .....	1
1.2. Degradação térmica e métodos .....	4
1.3. Motivação/ Objetivos.....	8
1.4. Estrutura da tese .....	8
2. CAMADA LIMITE DE ESCOAMENTOS INTERNOS .....	11
2.1. Camada limite viscosa .....	12
2.1.1. Regime laminar .....	13
2.1.2. Regime turbulento .....	14
2.2. Camada limite térmica .....	15
2.2.1. Regime laminar .....	17
2.2.2. Regime turbulento .....	21
3. AVALIAÇÃO DA CAMADA LIMITE .....	25
3.1. Caso de estudo .....	25
3.2. Condições de funcionamento.....	27
3.3. Considerações de cálculo.....	29
3.4. Regime laminar.....	32
3.5. Regime turbulento.....	39
4. ANÁLISE PARAMÉTRICA .....	49
5. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS .....	53
5.1. Conclusão.....	53
5.2. Trabalhos futuros .....	54
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	55
APÊNDICE A .....	60

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Representação esquemática de um sistema típico ORC. ....	2
Figura 1.2 Representação esquemática de um sistema ORC com vaporização direta. ....	3
Figura 2.1 Representação esquemática de um escoamento em regime laminar. ....	12
Figura 2.2 Representação esquemática de um escoamento em regime turbulento. ....	12
Figura 2.3 Representação esquemática das regiões características de um escoamento interno em tubos da camada limite viscosa. ....	13
Figura 2.4 Representação esquemática dos perfis de velocidade para um regime laminar e turbulento. ....	15
Figura 2.5 Representação esquemática das regiões características de um escoamento interno em tubos para a camada limite térmica. ....	16
Figura 3.1 Diagrama de princípio da instalação experimental. ....	26
Figura 3.2 Representação esquemática do evaporador. ....	27
Figura 3.3 Representação esquemática e exemplificativa dos volumes de controlo do modelo para: a) gases de combustão e b) fluido de trabalho. ....	28
Figura 3.4 Temperaturas dos gases de combustão, fluido orgânico e das superfícies internas e externas dos tubos ao longo do EHE. ....	29
Figura 3.5 Fotografia do sistema micro-ORC em estudo com indicação da região de entrada da camada limite viscosa e o respetivo perfil de velocidades. ....	31
Figura 3.6 Evolução da temperatura adimensional em função da variável de similaridade. ....	33
Figura 3.7 Perfis de temperatura ao longo do nível 4 do EHE no regime laminar. ....	34
Figura 3.8 Perfis de temperatura ao longo do nível 3 do EHE no regime laminar. ....	34
Figura 3.9 Perfis de temperatura ao longo do nível 2 do EHE no regime laminar. ....	34
Figura 3.10 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase líquida no regime laminar. ....	35
Figura 3.11 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase gasosa no regime laminar. ....	35
Figura 3.12 Perfis de temperatura ao longo do nível 4 do EHE considerando um regime laminar (com a correção do $\theta$ ). ....	36
Figura 3.13 Perfis de temperatura ao longo do nível 3 do EHE considerando um regime laminar (com a correção do $\theta$ ). ....	36
Figura 3.14 Perfis de temperatura ao longo do nível 2 do EHE considerando um regime laminar (com a correção do $\theta$ ). ....	36
Figura 3.15 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase líquida e considerando um regime laminar (com a correção do $\theta$ ). ....	37

Figura 3.16 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase gasosa e considerando um regime laminar (com a correção do $\theta$ ).....	37
Figura 3.17 Perfis de temperatura obtidos para um regime turbulento considerando como parâmetro de entrada: a) temperatura de parede e b) temperatura central do fluido. ....	40
Figura 3.18 Perfil de temperaturas obtido para um regime turbulento considerando as metodologias de cálculo apresentadas na secção 2.2.2. ....	41
Figura 3.19 Perfis de temperatura ao longo do nível 4 do EHE no regime turbulento. ....	42
Figura 3.20 Perfis de temperatura ao longo do nível 3 do EHE no regime turbulento. ....	42
Figura 3.21 Perfis de temperatura ao longo do nível 2 do EHE no regime turbulento. ....	43
Figura 3.22 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase líquida no regime turbulento. ....	43
Figura 3.23 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase gasosa no regime turbulento. ....	43
Figura 4.1 Distribuição de temperaturas para diferentes materiais construtivos do tubo do EHE. ....	50
Figura 4.2 Distribuição de temperaturas conforme a variação do diâmetro do tubo.....	50
Figura 5.1 Fluxograma do método RK4.....	61

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1 Métodos usados para a caracterização da degradação térmica de um fluido orgânico.....	5
Tabela 3.1 Medidas admitidas para a análise da camada limite térmica em cada nível. ....	30
Tabela 3.2 Volume e massa de fluido em risco de degradação para o caso de estudo, considerando um regime laminar. ....	39
Tabela 3.3 Volume e massa de fluido em risco de degradação para o caso de estudo, considerando um regime turbulento.....	45
Tabela 4.1. Rugosidades dos materiais construtivos em estudo[48].....	49



## NOMENCLATURA

### Simbologia

$C_p$	Calor específico	$J/kg.K$
$D$	Diâmetro interno do tubo	$m$
$f_D$	Fator de atrito de Darcy	-
$f_F$	Fator de atrito de Fanning	-
$m$	Parâmetro empírico relacionado com o número de Reynolds	-
$n$	Coefficiente empírico relacionado com a velocidade	-
$p$	Pressão relativa	$Pa$
$P_e$	Número de Péclet	-
$Pr$	Número de Prandtl	-
$q''$	Fluxo de calor por unidade de área	$W/m^2$
$r$	Coordenada radial do tubo	$m$
$R$	Raio interno do tubo	$m$
$Re$	Número de Reynolds	-
$s$	Parâmetro empírico relacionado com o comprimento de entrada	-
$T$	Temperatura do fluido	$^{\circ}C$
$T^+$	Temperatura adimensional	-
$u$	Velocidade axial do fluido na entrada do tubo	$m/s$
$u_*$	Velocidade de atrito	$m/s$
$u_r$	Velocidade axial para um ponto no tubo	$m/s$
$X$	Distância adimensional à parede no regime laminar	-
$y$	Distância à parede	$m$
$y^+$	Distância adimensional à parede no regime turbulento	-
$y_c$	Massa do fluido em risco de degradação	%
$y_d$	Fluido degradado	%

$Y$	Coordenada radial adimensional	-
$z$	Coordenada longitudinal do tubo	$m$
$Z$	Coordenada longitudinal adimensional	-
$z_{er}$	Comprimento da zona de entrada	$m$
$\alpha$	Difusividade térmica	$m^2/s$
$\delta$	Espessura	$m$
$\delta(Z)$	Variável adimensional da espessura da camada limite térmica	-
$\varepsilon_r$	Rugosidade relativa	-
$\eta$	Variável de similaridade	-
$\theta$	Perfil adimensional de temperatura	-
$k$	Condutividade térmica	$W/(m.K)$
$\mu$	Viscosidade dinâmica	$kg/m.s$
$\nu$	Viscosidade cinemática	$m^2/s$
$\rho$	Massa volúmica	$kg/m^3$
$\tau$	Tensão de cisalhamento	$N/m^2$

## Subíndices

<i>c</i>	Central no tubo
<i>d</i>	Degradação térmica
<i>er</i>	Região de entrada
<i>fd</i>	Totalmente desenvolvido
<i>lam</i>	Escoamento em regime laminar
<i>liq</i>	Zona líquida
<i>r</i>	Direção da coordenada radial
<i>sat</i>	Saturação do fluido
<i>t</i>	Camada limite térmica
<i>turb</i>	Escoamento em regime turbulento
<i>v</i>	Camada limite viscosa
<i>w</i>	Parede interna do tubo
<i>z</i>	Direção da coordenada longitudinal
0	Zona de entrada

## Acrónimos

CHP	– Produção combinada de calor e eletricidade
EHE	– <i>Evaporator Heat-Exchanger</i>
FID	– Detecção de iões fluoreto
FTIR	– <i>Fourier Transform Infrared Spectroscopy</i>
GEE	– Gases com efeito de estufa
IPCC	– Painel Intergovernamental sobre Alterações Climáticas das Nações Unidas
ORC	– Ciclo orgânico de Rankine
RK4	– Runge-Kutta de 4ª ordem
TAN	– Número total de ácidos



# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Enquadramento

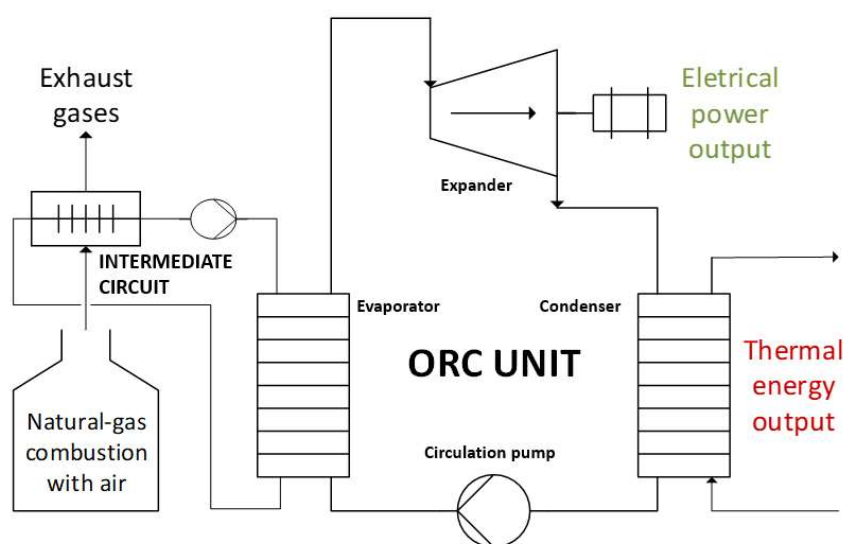
A dissertação presente surge num contexto de procurar soluções energéticas mais eficientes e menos poluentes, tendo em mente o acordo de Paris, no qual foram definidas estratégias para reduzir as emissões dos gases com efeito de estufa (GEE) para a atmosfera e soluções energéticas mais sustentáveis [1,2].

Contudo, segundo o relatório anual do Painel Intergovernamental sobre Alterações Climáticas das Nações Unidas (IPCC), contrariamente ao expectável, verifica-se que estas emissões continuam a aumentar, encaminhando-se para uma situação onde as consequências das alterações climáticas se tornam irreversíveis [3]. Com base neste relatório, conclui-se ainda que se atingiu o ponto mais elevado de sempre no que diz respeito à emissão dos GEE, no entanto é de salientar que esta tendência de crescimento tem vindo a abrandar. Este abrandamento deve-se principalmente ao acordo de Paris (referido anteriormente) que começou a ser implementado em 2015, promovendo, entre outros, o uso crescente de energias renováveis e de sistemas altamente eficientes. No entanto, estas mudanças ainda não são suficientes para combater, de forma total, esta tendência de crescimento [4,5]. Face ao cenário descrito, continua a existir a necessidade de alterar o paradigma das principais formas de produção de energia primária que se baseiam em combustíveis fósseis (e.g.: gás natural, petróleo ou carvão), sendo estes de longe os que mais emitem GEE, e implementar um sistema que se suporta em recursos renováveis e numa utilização mais eficiente destes.

Visto isto, surge a necessidade de abordar estratégias com baixo impacto ambiental ou altamente eficientes. Neste contexto, um dos sistemas mais promissores e que, por isso, tem sofrido um maior foco e investigação, são os que se baseiam no uso de produção combinada de calor e eletricidade (CHP) [6]. Estes sistemas não só reduzem as perdas do processo de conversão energética, mas também evitam perdas associadas ao seu transporte e distribuição, melhorando a sustentabilidade de todo o processo e contribuindo para o aumento da sua fiabilidade [7].

Dentro das tecnologias capazes de realizar a cogeração de energia, os ciclos orgânicos de Rankine (ORC) têm sido descritos como a opção mais viável e promissora [8],

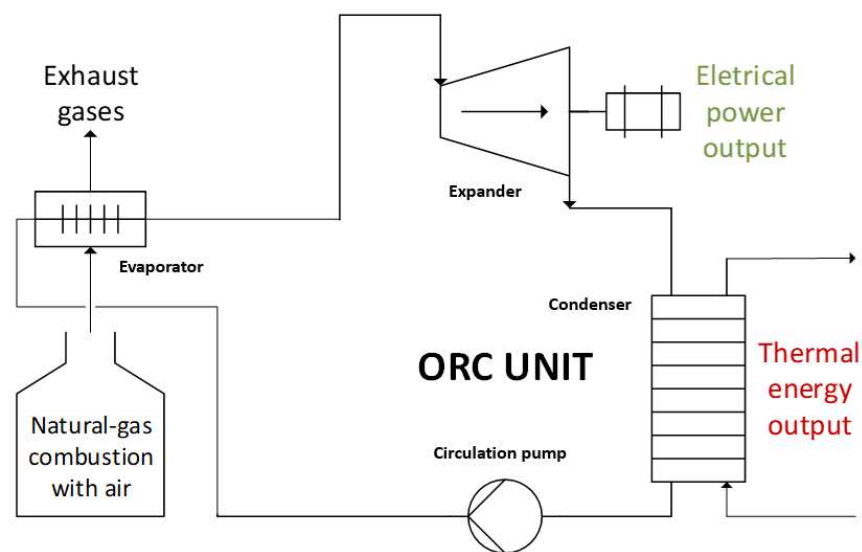
especialmente para uma escala residencial em que a tecnologia ainda não se encontra desenvolvida [9,10]. Algumas das razões que poderão estar a impedir o avanço tecnológico destes sistemas a nível residencial e o não aproveitamento do seu enorme potencial em termos de poupança de energia primária e, conseqüentemente, de emissões de gases com efeito de estufa [11], são, provavelmente, questões relacionadas com a dimensão do sistema global, os tempos de resposta e o custo [7]. A representação esquemática da configuração do ORC mais comum é apresentada na Figura 1.1.



**Figura 1.1** Representação esquemática de um sistema típico ORC.

A descrição do princípio de funcionamento destes sistemas pode ser resumida por um ciclo que começa com a pressurização isentrópica do fluido de trabalho na bomba que o leva ao evaporador, onde é aquecido e vaporizado, isobaricamente e eventualmente sobreaquecido, por um fluxo de calor de uma fonte de energia adequada. O vapor pressurizado flui para o expansor onde ocorre a produção de trabalho e, conseqüentemente, há uma diminuição da temperatura e pressão, tratando-se de uma expansão aproximadamente isentrópica. O vapor, a baixa pressão na saída do expansor, é então direcionado para o condensador onde perde energia para um dissipador de calor de baixa temperatura, havendo uma mudança de estado físico, de vapor para a fase líquida. Este fluido condensado é conduzido à bomba, para ser pressurizado novamente, fechando o ciclo. Relativamente à vaporização do fluido de trabalho no evaporador, esta é tipicamente realizada através de um circuito intermédio entre fonte de calor e o próprio ciclo ORC. Este tipo de vaporização é

denominado na literatura por “vaporização indireta” e, apesar de ser a opção de grande parte dos investigadores da área, não é referenciada como a melhor escolha para os sistemas domésticos que têm de responder às questões específicas referenciadas anteriormente (e.g.: dimensão, tempo de resposta e custo). Visto isto, o estudo de um sistema que exponha diretamente o fluido de trabalho do ORC aos gases de combustão é um dos objetivos deste trabalho. A representação esquemática da configuração do ORC com vaporização direta do fluido de trabalho é apresentada na Figura 1.2.



**Figura 1.2** Representação esquemática de um sistema ORC com vaporização direta.

A principal razão que afasta os investigadores de optarem por uma vaporização direta do fluido de trabalho ORC é a sua degradação térmica devido à sua exposição às elevadas temperaturas dos gases de combustão [12]. Visto isto, facilmente se compreende a importância do evaporador relativamente à segurança do fluido de trabalho. Assim sendo, a degradação térmica deveria ser um dos parâmetros chave para o dimensionamento do evaporador e para a seleção do fluido de trabalho, tendo sempre em conta o máximo de temperatura que este pode trabalhar sem se decompor/degradar.

## 1.2. Degradação térmica e métodos

A degradação térmica do fluido ocorre, principalmente, devido às elevadas temperaturas de funcionamento. Estas, se ultrapassarem o limite admissível para o respetivo fluido de trabalho, irão provocar a formação de novos componentes, devido à quebra das ligações moleculares, com diferentes propriedades físicas (e.g.: pressão de saturação, massa volúmica, etc.) [13]. Como consequência destas alterações, as condições de funcionamento do sistema, agora diferentes, poderão causar problemas de controlo e/ou decréscimo na sua eficiência. Tendo isto em conta, surge a necessidade de estabelecer limites para a temperatura de forma a não comprometer a integridade do sistema. Estes limites podem ser definidos através duma análise analítica do fluido de trabalho degradado, após o fim de vida de um sistema real. No entanto, estes sistemas têm uma vida útil demasiado elevada (milhares de horas) o que inviabiliza a realização sistemática destes testes. De forma a combater este problema podem ser criadas várias relações que ajudam a diminuir o tempo dos ensaios. Uma delas seria a criação de uma relação entre o tempo de funcionamento e a degradação térmica do fluido e assim estabelecer limites para a sua degradação. Outra opção, seria o aumento da temperatura de funcionamento (acelerando a degradação térmica) e estabelecer uma relação entre a temperatura, o tempo e a respetiva degradação térmica [14].

Estes estudos têm como objetivo principal o de prever se um fluido resistirá à vida útil do equipamento sem sofrer alterações significativas na sua composição química, que acabem por se refletir em alterações nas suas condições de funcionamento e, consequentemente, nos seus coeficientes de *performance*. Posto isto, diferentes autores definiram vários (e distintos) métodos para determinar o valor máximo de temperatura que o fluido pode atingir. Segundo Pereira *et al.* [14], a definição deste valor máximo está dependente da metodologia de análise utilizada. Esta metodologia pode ser classificada e organizada da seguinte forma: *i)* escolha do método de stress para degradar termicamente o fluido de trabalho em análise, *ii)* deteção /caracterização da respetiva degradação e *iii)* determinação da temperatura máxima admissível. Esta classificação e organização pode ser observada, de forma resumida, na Tabela 1.1.



**Tabela 1.1** Métodos usados para a caracterização da degradação térmica de um fluido orgânico.

Método de stress térmico	Técnica para a deteção/caraterização da degradação térmica	Determinação da temperatura de degradação térmica
Estático	A. Qualitativa/ Indicativa	I. Análise semi-empírica
	B. Analítico	
Dinâmico	1. Baseado na pressão:	II. Análise de reação cinética
	a. Medido durante o teste de stress;	
	b. Medido antes e depois do teste de stress.	
	2. Baseado na concentração:	
	c. Cromatografia gasosa ou líquida com ou sem espectroscopia em massa ou FTIR;	
d. Método de deteção de iões de fluoreto;		
e. Número total de ácidos.		

Começando por focar nos ensaios dinâmicos, onde o fluido é testado o mais próximo possível da realidade e imposto a circular através duma série de componentes (simulando um sistema de ORC). Este tipo de testes permite expor o fluido a condições muito prescritas (e.g.: temperatura de saída do evaporador, pressão de funcionamento) durante períodos fixos. No final, são retiradas amostras que serão analisadas quimicamente, onde se deteta as mudanças na composição do fluido [15]. Este modo de testagem traz associado um fator que provoca que a sua fiabilidade baixe consideravelmente quando comparada com os testes estáticos. Este está diretamente relacionado com o momento da testagem, uma vez que esta é realizada quando o fluido se encontra arrefecido. No entanto, sabe-se que os resultados dependem do momento em que o fluido é mantido a altas temperaturas [14].

Nos testes estáticos, método desenvolvido pela *American Society of Heating, Refrigerating and A-C Engineers* (ASHRAE) chamado de *sealed tube test* [13], o fluido é tensionado termicamente dentro de uma câmara isocórica onde a temperatura se mantém constante durante um tempo definido. Durante o ensaio podem ocorrer várias alterações no fluido (e.g.: mudança de cor, etc.) apresentando assim uma das técnicas utilizadas para avaliar a degradação, que passa por uma análise qualitativa/indicativa [14]. No final o fluido

é analisado quanto à sua integridade. Estes testes pela sua natureza provocam mais tensões térmicas quando comparados com os testes dinâmicos. Assim sendo, a metodologia de referência, quando se considera a degradação térmica de fluidos orgânicos, passa pelos testes estáticos.

Passando agora para as várias técnicas de detecção da alteração das propriedades do fluido, a degradação térmica pode ser notada quando existe variação na pressão durante a permanência de uma amostra a temperatura constante ou exista uma diferença na pressão de saturação em comparação com os valores de referência [13]. Por outro lado, existe a técnica que se baseia na concentração dos produtos de degradação e são classificados de acordo com a análise química utilizada que pode passar por uma cromatografia gasosa ou líquida com ou sem espectroscopia de massa ou FTIR, pelo método que deteta a concentração de íões fluoreto (FID) e pela medida do número total de ácidos (TAN) [14].

Apresentado os dois métodos de ensaios e as técnicas utilizadas para a degradação térmica, está-se em condições de abordar como se determina a temperatura limite de degradação térmica. De acordo com o apresentado em Pereira *et al.* [14], pode-se agrupar em dois grandes grupos: abordagens semi-empíricas e abordagens de reação cinética.

A abordagem semi-empírica baseia-se nos testes estáticos, onde são realizadas várias tentativas no qual a temperatura de ensaio vai aumentando, no final de cada teste é feita uma análise à degradação térmica e assim sucessivamente até se determinar a gama de temperaturas onde pode ocorrer degradação. Sendo que a temperatura máxima vem com o valor da temperatura onde se detetou degradação e a temperatura inferior vem do ensaio anterior a esse.

Por outro lado, a abordagem de reação cinética passa, inicialmente, por definir o limiar para uma degradação térmica do fluido orgânico significativa, isto é: uma percentagem mínima de degradação para que esta comece a ter uma influência na instalação. De seguida, define-se um tempo de vida útil para o sistema e, por fim, determina-se os parâmetros de reação cinética para a degradação térmica do fluido de trabalho. Este último critério envolve a avaliação da taxa a que o fluido se degrada, que normalmente é retirada dos ensaios estáticos, e utiliza técnicas analíticas para avaliar a forma como a quantidade dos produtos de degradação muda com o tempo. Com isto, a temperatura de degradação térmica é calculada como aquela que, para um tempo de operação equivalente ao tempo de vida do sistema, conduzirá a um valor percentual da degradação do fluido orgânico igual ao limiar.

É possível observar uma ampla revisão dos trabalhos mais relevantes sobre a degradação térmica de fluidos orgânicos em Pereira *et al.* [14], que segue a classificação apresentada na Tabela 1.1.

Quando se compara as temperaturas retiradas através dos dois ensaios apresentados anteriormente, tendo em conta a revisão apresentada em Pereira *et al.* [14], nota-se uma grande discrepância nos valores da temperatura de degradação para o mesmo fluido de trabalho (e.g.: RC-1). Esta diferença julga-se estar associada a dois fatores principais: o tempo de permanência do fluido a altas temperaturas e a percentagem de fluido que, na realidade, estará acima desse limiar.

Acredita-se que o tempo é um dos fatores principais nas reações químicas, esperando que a decomposição aumente conforme o aumento da temperatura e do tempo em exposição [16]. Assim validando que a diferença encontrada, entre os ensaios, pode estar associada ao tempo que o fluido é mantido acima da temperatura de degradação, uma vez que nos testes dinâmicos como o fluido circula entre os componentes vai aquecendo e arrefecendo, sofrendo vaporização e condensação ao longo do ciclo. Este ciclo leva a que o fluido só esteja acima da temperatura de degradação numa parte da duração do teste, promovendo valores mais elevados para o limite de degradação térmica. Acrescenta-se ainda o facto de que quando o fluido orgânico se encontra em contacto com uma superfície de transferência de calor com temperatura superior à sua existe a formação de uma camada limite térmica. Posto isto, quando o fluido se encontra em contacto com temperaturas de superfície superiores à da sua degradação apenas uma percentagem de fluido estará acima desse limiar de degradação (devido à existência da camada limite térmica).

Com estas noções apresentadas crê-se que haja uma subvalorização do ciclo, uma vez que se assume temperaturas máximas no evaporador que podem não corresponder com o valor máximo realmente permitido, sendo este um fator limitante na eficácia do próprio evaporador. Este tema merece uma investigação mais detalhada, visto que o sucesso da implementação destes sistemas ORC no mercado está fortemente dependente da vaporização direta.

### 1.3. Motivação/ Objetivos

Atendendo às questões abordadas na secção anterior surge a necessidade de aprofundar e compreender as diferenças nas temperaturas de degradação obtidas.

Primeiramente, e de forma a ser-se mais crítico aquando da análise de resultados, deve-se ter presente os conceitos base relativos à camada limite, tanto térmica como viscosa.

Um dos principais objetivos deste trabalho será a quantificação destas camadas limites de forma a compreender a distribuição de temperaturas no interior do evaporador do ORC e identificar a quantidade de fluido sujeito a temperaturas superiores às definidas, na literatura, como de segurança relativamente ao risco de degradação térmica do fluido de trabalho. Com isso, pretende-se também traçar uma relação entre a temperatura de funcionamento, o tempo e a respetiva degradação térmica para, possivelmente, extrapolar os resultados obtidos para diferentes sistemas utilizando o mesmo fluido. Para além disso, pretende-se também avaliar a influência de certos parâmetros (principalmente geométricos, como raio do tubo) nos valores de temperatura dentro da camada limite térmica.

### 1.4. Estrutura da tese

A dissertação de mestrado encontra-se estruturada em cinco capítulos principais.

**Capítulo 1** apresenta um breve enquadramento dos sistemas mais promissores que visam a alteração da utilização dos combustíveis fosseis. Após isto, descreve-se o seu funcionamento, onde se utiliza a vaporização indireta, motivo pelo qual ainda não é uma solução fortemente implementada no mercado. De seguida, expõe-se uma alternativa que pode revolucionar a indústria destes equipamentos e torná-los capazes de enfrentar os problemas encontrados até ao momento, a utilização de vaporização direta. Adicionalmente, este capítulo, faz uma pequena reflexão sobre a principal contrapartida (degradação térmica) da solução apresentada.

**Capítulo 2** é abordada a parte teórica por detrás de um escoamento interno em tubos, onde são apresentadas todas as correlações e simplificações usadas para a determinação das camadas limites, tais como a distribuição de temperaturas/velocidade dentro da camada limite.

**Capítulo 3** descreve em pormenor o evaporador e as condições de trabalho da instalação e, de seguida, implementa-se a metodologia exposta no capítulo anterior. Depois de aplicada traça-se os perfis de distribuição e retiram-se as primeiras conclusões acerca da

camada limite formada no interior dos tubos. Adicionalmente, complementa-se este estudo com uma análise crítica às metodologias apresentadas e utilizadas. Na parte final realiza-se uma avaliação da quantidade de horas que a instalação pode funcionar sem que ocorra degradação relevante.

**Capítulo 4** analisa o efeito dos parâmetros construtivos, diâmetro e material do tubo, da instalação na camada limite térmica, isto é feito através de variações tanto do diâmetro como do material utilizado.



## 2. CAMADA LIMITE DE ESCOAMENTOS INTERNOS

No estudo de escoamentos em tubos torna-se bastante pertinente a análise da camada limite, pois será nesta zona que irão ocorrer os principais fenómenos que afetam as características do escoamento. O seu estudo permite, entre outros, conhecer a sua espessura e assim quantificar a zona onde ocorrem as maiores variações tanto de temperatura (camada limite térmica) como de velocidade de escorregamento (camada limite viscosa).

Para o seu estudo é imperativo definir o regime de escoamento, o qual pode ser qualificado como laminar, de transição ou turbulento, dependendo do número de Reynolds ( $R_e$ ). Este pode ser calculado através da equação (2.1), onde  $D$  representa o diâmetro interno do tubo e  $u$  e  $\nu$  representam a velocidade e a viscosidade cinemática do fluido, respetivamente.

$$R_e = \frac{u \times D}{\nu} \quad (2.1)$$

A classificação do tipo de regime quando se fala no escoamento interior de tubos está diretamente relacionado com o número de Reynolds e pode ser classificado por 3 tipos: *i*) se  $R_e < 2100$ , o escoamento encontra-se em regime laminar; *ii*) na gama entre  $2100 < R_e < 4000$ , tem-se a região de transição que representa a passagem do escoamento laminar para turbulento e *iii*) se  $R_e > 4000$ , o escoamento está na fase turbulenta. É de salientar que na prática, para escoamentos internos em tubos, adota-se escoamento turbulento para  $R_e > 2100$  e despreza-se a região de transição [17].

O escoamento laminar é caracterizado por ser um escoamento simplificado, isto é: um escoamento muito ordenado onde não existe mistura de camadas adjacentes do fluido, sendo que estas movem-se paralelamente uma às outras e, por sua vez, paralelamente às superfícies dos tubos [18,19], conforme ilustrado na Figura 2.1. A ideia principal deste regime passa por imaginar que este se divide em várias camadas infinitas e essas diferentes camadas do fluido não se misturariam de alguma forma [20].



Figura 2.1 Representação esquemática de um escoamento em regime laminar.

Por outro lado, o regime turbulento é o escoamento mais presente nas aplicações práticas. Ao contrário do regime laminar, este tipo de escoamento é caracterizado pelo movimento caótico e não ordenado das partículas, isto é: as camadas de fluido do escoamento podem cruzar caminhos movendo-se assim de forma aleatória [18,19], conforme a Figura 2.2. Este comportamento torna a sua análise um desafio [20].

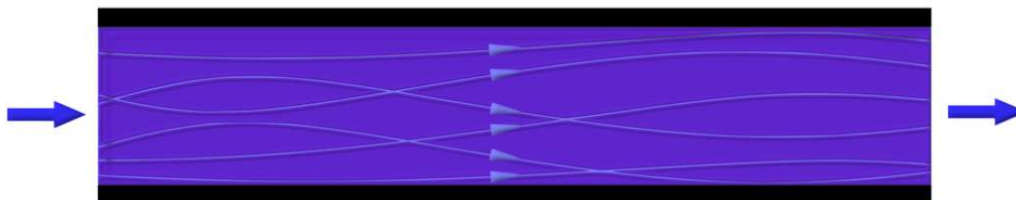


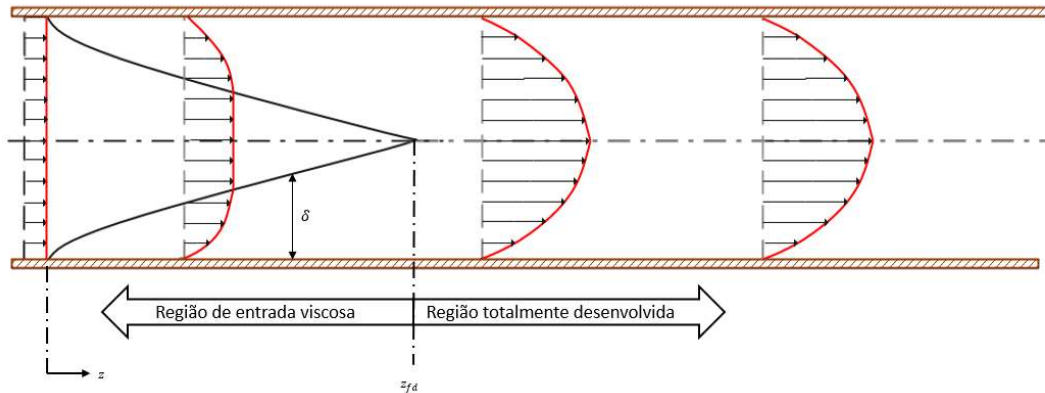
Figura 2.2 Representação esquemática de um escoamento em regime turbulento.

## 2.1. Camada limite viscosa

A camada limite viscosa está associada à difusão de quantidade de movimento, isto é, a zona dentro do tubo onde o escoamento é afetado pela condição de fronteira existente (e.g.: parede interna do tubo). Estes tipos de escoamentos são caracterizados por uma região de entrada, onde nem todo o fluido sente a influência da sua fronteira/ superfície, e por uma região desenvolvida, onde todo o fluido sente essa influência. Para um escoamento de um fluido junto de uma superfície, irá sempre existir uma região em que o efeito viscoso é predominante. Esta preponderância irá provocar uma aderência imediata do fluido à respetiva superfície fazendo com que a sua velocidade, nessa zona, se torne nula. Por outro lado, e em forma de compensação desta velocidade nula, a massa do fluido dirige-se para o centro do tubo, onde o escoamento do núcleo na região de entrada é, aproximadamente, invíscido [21], fazendo com que a velocidade no centro aumente. À medida que o escoamento progride, o efeito da viscosidade, introduzido pela parede interna do tubo, vai afetando cada vez mais o fluido, o que se traduz numa progressiva diminuição da parcela



invíscida do escoamento [17]. Visto isso, a velocidade no centro do tubo vai aumentando até que a camada limite tenha a dimensão do raio do tubo, sendo o valor máximo atingido no ponto de transição para uma região desenvolvida. Estes fenômenos podem ser observados na Figura 2.3.



**Figura 2.3** Representação esquemática das regiões características de um escoamento interno em tubos da camada limite viscosa.

À medida que o escoamento vai-se desenvolvendo no interior do tubo os efeitos difusivos vão ganhando preponderância até a um ponto em que todo o escoamento sofre difusão e, assim, os perfis de velocidades mantêm-se constantes ao longo do resto do tubo, ou seja: deixa de ser uma função dependente do comprimento do tubo ( $z$ ) e passa a ser somente uma função da coordenada radial ( $r$ ). No entanto, este comprimento de entrada viscosa ( $z_{er}$ ) e, conseqüentemente, todos os perfis de velocidades estão diretamente relacionados com o tipo de escoamento envolvido: *i*) regime laminar e *ii*) regime turbulento.

### 2.1.1. Regime laminar

Para o caso de regime laminar, o comprimento da região de entrada viscosa ( $z_{er}$ ) é obtido através do diâmetro interno do tubo ( $D$ ) e do número Reynolds ( $Re$ ), podendo ser calculado através da equação (2.2) [22].

$$\frac{z_{er, vlam}}{D} \approx 0,05 \times Re \quad (2.2)$$

A expressão que traduz a velocidade de um escoamento na região de entrada é dada pela equação (2.3) onde  $r$  representa a coordenada radial,  $R$  o raio do interno do tubo,  $u_c$  representa a velocidade no centro do tubo (calculada através da equação (2.4)) e  $n_{lam}$  um

coeficiente empírico que varia com a distância no tubo (este valor é retirado através da Figura 13 em [23]).

$$\frac{u_{r,lam}}{u_{c,lam}} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^{n_{lam}+1/n_{lam}} \quad (2.3)$$

$$u_{c,lam} = u \times \left(\frac{3 \times n_{lam} + 1}{1 + n_{lam}}\right) \quad (2.4)$$

Relativamente ao escoamento totalmente desenvolvido, a sua velocidade pode ser calculada através da equação (2.5) para um regime laminar [24,25].

$$u_{r,fd,lam} = 2 \times u_{c,lam} \times \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] \quad (2.5)$$

### 2.1.2. Regime turbulento

Para o caso de regime turbulento o comprimento da região de entrada viscosa ( $z_{er}$ ) é obtido através da equação (2.6) [22].

$$\frac{z_{er,turb}}{D} \approx 10 \quad (2.6)$$

Analogamente à estrutura apresentada para o caso laminar, a equação (2.7) traduz o perfil de velocidades na região de entrada para um regime turbulento [26]. Nesta equação,  $u_c$  representa a velocidade no centro do tubo (calculada através da equação (2.8)),  $y$  a distância à parede,  $\delta_v$  a espessura da camada limite viscosa e  $n_{turb}$  um coeficiente empírico que varia com a distância no tubo (este valor é retirado através da Figura 4 em [26]).

$$u_{r,turb} = u_{c,tub} \times \left(\frac{y}{\delta_v}\right)^{1/n_{turb}} \quad (2.7)$$

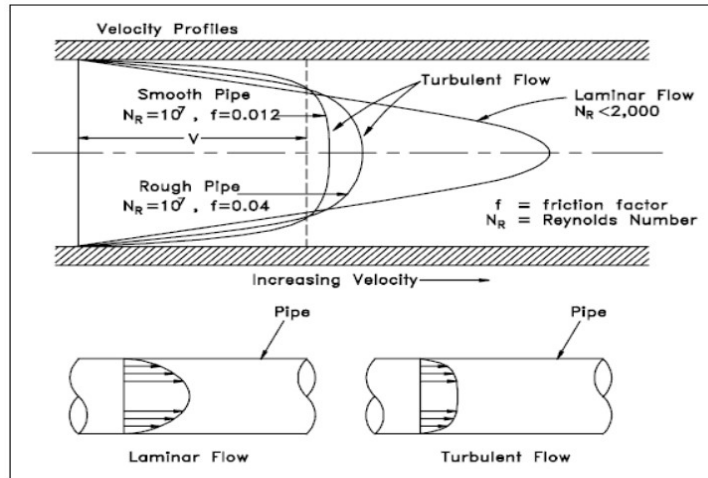
$$\frac{u}{u_{c,turb}} = \left(1 - \frac{\delta_v}{R}\right)^2 + 2 \times \left\{ \frac{n_{turb}}{n_{turb} + 1} \times \frac{\delta_v}{R} - \frac{n_{turb}}{2n_{turb} + 1} \times \left(\frac{\delta_v}{R}\right)^2 \right\} \quad (2.8)$$

Em relação ao escoamento totalmente desenvolvido, a sua velocidade pode ser calculada pela equação (2.9) [24,27].

$$u_{r,fd,turb} = u_{c,turb} \times \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^{1/7}\right] \quad (2.9)$$

Após o cálculo das velocidades no interior do tubo, será possível traçar os respetivos perfis para cada uma das zonas (região de entrada e região totalmente desenvolvida) e para cada um dos regimes referidos (laminar e turbulento). Um exemplo destes perfis é

apresentado na Figura 2.4, onde se percebe que nem todas as partículas se deslocam à mesma velocidade no interior do tubo, estando assim dependente da região em que se encontra.



**Figura 2.4** Representação esquemática dos perfis de velocidade para um regime laminar e turbulento.

Quando comparados, percebe-se que a maior variação de velocidades no interior do tubo ocorre para o regime laminar, pois o seu perfil toma a forma de uma parábola e a velocidade tende a aumentar de 0 (na parede) até ao máximo, que ocorre no centro do tubo (fixando-se no dobro da velocidade média de entrada). Por outro lado, para o regime turbulento a distribuição de velocidades torna-se mais uniforme fazendo com que o perfil tenha uma forma mais retilínea, isto é: tende de 0 (na parede) até ao máximo, que se situa próximo da própria parede (criando assim uma zona significativa onde a velocidade se mantém perto da sua velocidade máxima) [28].

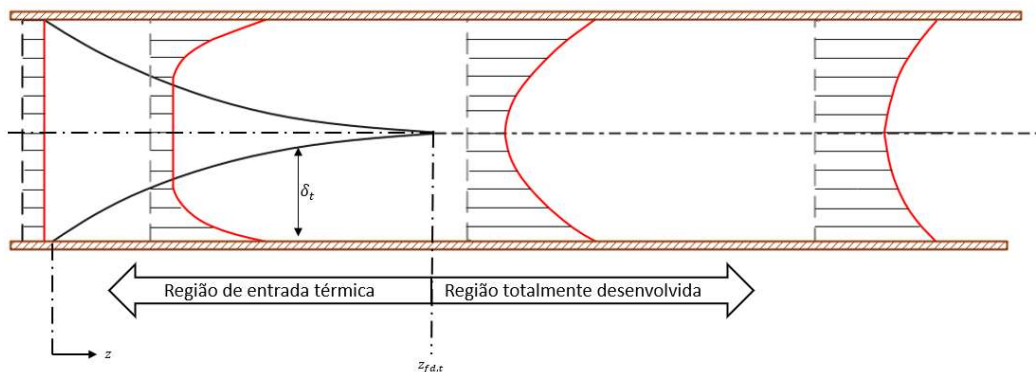
## 2.2. Camada limite térmica

Num escoamento interno em tubos, a temperatura de superfície da sua parede interna é, muitas vezes, diferente da temperatura do fluido no seu centro. Esta variação de temperatura (observada radialmente) representa a camada limite térmica do escoamento [29], que está associada à difusão radial de calor, criando deste modo um perfil de temperatura. Assim sendo, considera-se que a camada limite térmica é a região que engloba todo o escoamento que sofre alteração de temperatura devido à difusão de calor.

Analogamente à camada limite viscosa, a camada limite térmica está dividida em duas fases: a região de entrada e a região onde o escoamento já se encontra totalmente desenvolvido e permanente. No que se refere à camada limite térmica no interior de tubos,

facilmente se prevê que o fator limitante para a sua espessura ( $\delta_t$ ) será o seu raio (como se observa na Figura 2.5), ou seja: esta irá crescer até que a sua temperatura deixe de variar (como se observa, a título de exemplo, na Figura 2.5 através das linhas simétricas a preto na região de entrada, ou a linha a picotado na região totalmente desenvolvida).

A região de entrada caracteriza-se pela parte inicial do escoamento dentro do tubo, onde nem todo o fluido sofre alteração de temperatura, havendo assim uma percentagem de fluido que ainda se mantém à temperatura de entrada. Esta é a condição que irá determinar qual a espessura da camada limite térmica na região de entrada, ou seja: o limite da espessura será quando no perfil de temperaturas a temperatura atingir 0,99 da temperatura de entrada [30]. Nesta região prevê-se uma variação mais brusca de temperaturas (entre o valor da temperatura de parede e o valor da temperatura de entrada do escoamento) do que para a região totalmente desenvolvida (que vai ter uma espessura de camada limite superior e, portanto, mais espaço para variar, o que, por sua vez, levará a temperaturas no centro do escoamento superiores) [29]. Este fenómeno encontra-se representado na Figura 2.5.



**Figura 2.5** Representação esquemática das regiões características de um escoamento interno em tubos para a camada limite térmica.

O comprimento da região de entrada térmica ( $z_{er,t}$ ), no regime laminar, está fortemente dependente do número Prandtl ( $Pr$ ) e do número de Reynolds ( $Re$ ), representado na equação (2.10), enquanto para o regime turbulento apenas está dependente do diâmetro interno do tubo ( $D$ ), apresentado na equação (2.11) [22].

$$\frac{z_{er,tlam}}{D} \approx 0,05 \times Re \times Pr \quad (2.10)$$

$$\frac{z_{er,turb}}{D} \approx 10 \quad (2.11)$$

Na região totalmente desenvolvida todo o escoamento já sofreu difusão, ou seja: a temperatura do escoamento no centro do tubo sofreu alterações. Nesta região o perfil de temperaturas vai mudando ao longo do tubo sendo que, se for considerado um tubo infinito, irá existir equilíbrio térmico e todo o fluido ficará à temperatura de parede.

No que diz respeito aos cálculos detalhados relativos à camada limite térmica (e.g.: a sua espessura, perfis de temperatura, etc.), estes são apresentados nos subcapítulos seguintes, divididos relativamente ao tipo de escoamento.

### 2.2.1. Regime laminar

No caso de regime laminar para traçar o perfil de temperaturas é crucial determinar o perfil adimensional  $\theta$ . Este perfil adimensional está relacionado diretamente com a temperatura de parede interna do tubo ( $T_w$ ), a temperatura de entrada ( $T_0$ ) e a temperatura do fluido na respetiva cota radial e axial ( $T$ ), representada pela equação (2.12).

$$\theta = \frac{T(z, r) - T_0}{T_w - T_0} \quad (2.12)$$

Para determinar o perfil  $\theta$  começa-se por recorrer à equação (2.13) que tem como base a primeira lei da termodinâmica. Esta equação pretende representar o fenómeno físico da troca de calor entre um corpo sólido e um fluido, onde  $\rho$  representa a massa volúmica do fluido,  $C_p$  o seu calor específico e  $k$  a sua condutividade térmica.

$$u_{c,lam} \times \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho \times C_p} \times \nabla^2 T \quad (2.13)$$

Para uma análise simplificada desta equação assume-se algumas considerações:

- Estado permanente;
- As propriedades termofísicas do fluido são assumidas constantes ( $\rho, C_p, k$ );
- Campo de temperatura axissimétrico;
- Dissipação viscosa desprezável (escoamento totalmente desenvolvido).

Depois de aplicadas as simplificações, a equação (2.13) resulta em:

$$u_{c,lam} \times \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \times \left[\frac{1}{r} \times \frac{\partial}{\partial r} \left(r \times \frac{\partial T}{\partial r}\right)\right]. \quad (2.14)$$

Na equação (2.14),  $\alpha$  exprime a difusividade térmica do escoamento.

De seguida, foram criados três diferentes parâmetros adimensionais apresentados na equação (2.15), onde  $\theta$  representa o perfil adimensional relativo às temperaturas do escoamento e de parede (já identificado na equação (2.12)),  $Z$  a coordenada longitudinal adimensional e  $Y$  a coordenada radial adimensional. Nesta equação,  $Pe$  representa o número de Péclet. A equação (2.16) traduz a inclusão destes parâmetros adimensionais na equação (2.14).

$$\theta = \frac{T(r, z) - T_w}{T_0 - T_w}; Z = \frac{z}{R \times Pe}; Y = \frac{r}{R} \quad (2.15)$$

$$(1 - Y^2) \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{Y} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left( Y \times \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) \quad (2.16)$$

Esta equação pode ser resolvida de forma numérica, segundo Subramanian [31], pelo método de separação de variáveis em que a temperatura é encontrada em função dos termos das séries hipergeométricas, através dos valores próprios e das funções associadas com os problemas de Sturm-Liouville.

Contudo, esta solução quando aplicada na região de entrada térmica, zona onde o estudo terá o maior foco, é bastante complexa e apresenta resultados onde a convergência é lenta, como referido em [32]. De forma a contrariar este problema, e simplificar o processo de cálculo, Lévêque desenvolveu uma solução aproximada que transforma um sistema de equações diferenciais parciais num sistema de equações diferenciais ordinárias [29].

Ao considerar a aproximação de Lévêque, está a considerar-se que a espessura da camada limite térmica é muito inferior ao raio do tubo. Desta forma, as seguintes simplificações podem ser admitidas: *i)* os efeitos da curvatura do tubo para o caso da condução radial podem ser desprezados e *ii)* a distribuição da velocidade na camada limite térmica pode ser desenvolvida numa posição medida a partir da parede do tubo ( $y = R - r$ ). Visto isto, a distribuição de velocidade para o regime laminar ( $u_{r,lam}$ ) passará a caracterizar-se pela equação (2.17).

$$u_{r,lam} = u_{c,lam} \times \left( 1 - \frac{(R - y)^2}{R^2} \right) \approx 2 \times u_{c,lam} \times \frac{y}{R} \quad (2.17)$$

Aplicando estas considerações à equação (2.14) obtém-se a equação da aproximação de Lévêque descrita pela equação (2.18).

$$2 \times u_{c,lam} \times \frac{y}{R} \times \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \times \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.18)$$

De seguida recorre-se às variáveis adimensionais anteriormente referidas (ver equação (2.15)) e adiciona-se uma nova que representa a distância da parede do tubo no regime laminar ( $X$ ), sendo definida pela equação (2.19).

$$X = \frac{y}{R} = \frac{R - r}{R} \quad (2.19)$$

Posto isto, obtém-se a aproximação de Lévêque adimensionalizada que se encontra representada pela equação (2.20).

$$2 \times X \times \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \quad (2.20)$$

Para resolver a equação anterior recorre-se a uma técnica de similaridade onde se converte as equações diferenciais parciais em equações diferenciais ordinárias [17]. Para tal, define-se a solução de semelhança para o campo de temperaturas, isto é:  $\theta(X, Z) = F(\eta)$ , onde  $\eta = X/\delta(Z)$  é a variável de similaridade e  $\delta(Z)$  é uma variável adimensional para a espessura da camada limite térmica. Por conseguinte fazem-se as devidas alterações expressas pelas equações (2.21), (2.22) e (2.23).

$$\frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{\partial \eta}{\partial Z} \times \frac{dF}{d\eta} = \left( -\frac{X}{\delta^2} \times \frac{d\delta}{dZ} \right) \frac{dF}{d\eta} = -\frac{\eta}{\delta} \times \frac{d\delta}{dZ} \times \frac{dF}{d\eta} \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{\partial \eta}{\partial X} \times \frac{dF}{d\eta} = \frac{1}{\delta} \times \frac{dF}{d\eta} \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X^2} = \frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{1}{\delta(Z)} \times \frac{dF}{d\eta} \right] = \frac{1}{\delta} \times \frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{dF}{d\eta} \right] = \frac{1}{\delta} \times \frac{\partial \eta}{\partial X} \times \frac{d}{d\eta} \left[ \frac{dF}{d\eta} \right] = \frac{1}{\delta^2} \times \frac{d^2 F}{d\eta^2} \quad (2.23)$$

Aplicando esta metodologia, é possível exprimir a solução diferencial ordinária  $F(\eta)$  pela equação (2.24).

$$\frac{d^2 F}{d\eta^2} + 2 \times \eta^2 \left( \delta^2 \times \frac{d\delta}{dZ} \right) \frac{dF}{d\eta} = 0 \quad (2.24)$$

Para que esta seja independente de  $Z$  assume-se que o termo  $\left(\delta^2 \frac{d\delta}{dz}\right)$  é uma constante, sendo esta assumida de  $(3/2)$ . Com isto, finalmente, chega-se à solução do sistema de equações diferenciais, traduzida pela equação (2.25).

$$\frac{d^2 F}{d\eta^2} + 3 \times \eta^2 \times \frac{dF}{d\eta} = 0 \quad (2.25)$$

De forma a resolver a equação diferencial ordinária (2.25) e obter-se o valor do perfil adimensional  $\theta$ , sendo que  $\theta(X, Z) = F(\eta)$ , irá ser utilizado o método de quarta ordem de Runge-Kutta (RK4) [33]. O método foi implementado em MatLab<sup>®</sup> e encontra-se apresentado em detalhe no Apêndice A. Os respetivos resultados foram depois transportados para uma folha de cálculo Excel<sup>®</sup> onde, para retirar o valor absoluto de temperatura num determinado ponto ( $T(r, z)$ ) através do perfil adimensional ( $\theta$ ), foi aplicada a seguinte metodologia:

- i. Fixar um valor para a cota longitudinal ( $z$ ) e retirar o valor de  $Z$  (adimensional);
- ii. Cálculo da espessura da camada limite adimensional através da equação (2.26);

$$\delta(Z) = \left(\frac{9}{2} \times Z\right)^{1/3} \quad (2.26)$$

- iii. Variação da coordenada radial ( $r$ ), que varia entre  $0 \leq r \leq R$ ;
- iv. Com a variação de  $r$  obtém-se a variação da coordenada adimensional  $X$  que será, por sua vez, utilizada para retirar o valor da variável de similaridade ( $\eta$ ) através da equação (2.27);

$$\eta = \frac{X}{\delta(Z)} \quad (2.27)$$

- v. Para finalizar, o valor de  $\eta$  será utilizado para calcular o valor do perfil de temperatura adimensional ( $\theta$ ) através da relação  $\theta(X, Z) = F(\eta)$  que, por sua vez, possibilita o cálculo do valor absoluto de temperatura numa determinada cota ( $T(r, z)$ ) através da equação (2.15).



### 2.2.2. Regime turbulento

No caso de regime turbulento, por se tratar de um escoamento mais complexo e imprevisível, foi necessário fazer a distinção entre o estado líquido e o estado gasoso. É pertinente salientar que neste estudo foi ignorada a parte da mudança de fase, por não haver informação concreta na literatura relativa a este fenómeno. Para além disso, não se encontrou nenhuma metodologia de cálculo que pudesse ser utilizada independentemente do fluido de trabalho, sendo que a maioria dos estudos encontrados são realizados para água, óleos, ar e metais na fase líquida [34]. Posto isto, como no caso concreto deste trabalho se utiliza o fluido orgânico R-245fa, não se encontrou nenhuma metodologia adequada na literatura. Como tal, optou-se por utilizar uma metodologia validada para a água, para a fase líquida do fluido, e uma metodologia validada para o ar, para a sua fase gasosa.

#### Avaliação do perfil de temperatura do fluido no estado líquido

Após uma revisão na literatura, foram encontradas quatro metodologias de cálculo analíticas para definir o perfil de temperaturas da camada limite térmica quando o fluido se encontra no estado líquido. É importante referir que todas são de base empírica e, por isso, contemplam os erros associados a cada um dos respetivos procedimentos experimentais. Para além disso, são destinadas a ser implementadas quando existe água como fluido de trabalho, não sendo este o caso em estudo neste trabalho, como referido anteriormente. Visto isto, as diferentes metodologias encontradas serão avaliadas e comparadas entre si para se compreender as diferenças entre os seus resultados.

Apesar das metodologias encontradas possuírem processos de cálculo diferentes, todas elas se iniciam com a equação (2.28) que permite calcular a temperatura do fluido num determinado ponto no interior do tubo ( $T$ ), possibilitando assim a construção do respetivo perfil de temperatura radial para cada posição de  $z$ .

$$T = T_w - \frac{T^+ \times q''}{\rho \times C_p \times u_*} \quad (2.28)$$

Na equação (2.28),  $T^+$  representa a temperatura adimensional,  $q''$  o fluxo de calor por unidade de área e  $u_*$  a velocidade de atrito que é definida pela equação (2.29), onde  $\tau$  representa a tensão de cisalhamento que, por sua vez, é calculada pela equação (2.30).

$$u_* = \sqrt{\tau/\rho} \quad (2.29)$$

$$\tau = (f_F \times \rho \times u^2)/2 \quad (2.30)$$

$$f_F = \frac{f_D}{4} \quad (2.31)$$

Relativamente à equação (2.30),  $f_F$  representa o fator de fricção de Fanning calculado através da equação (2.31) sendo que esta está diretamente relacionado com o fator de atrito de Darcy que se obtém pela equação (2.32), onde  $\varepsilon_r$  representa a rugosidade relativa do tubo.

$$f_D = \frac{1}{\left(1,8 \times \log\left(\frac{6,9}{Re}\right) + \left(\frac{\varepsilon_r}{3,7}\right)^{1,11}\right)^2} \quad (2.32)$$

No que diz respeito aos métodos encontrados na literatura, a sua diferenciação encontra-se principalmente no cálculo da temperatura adimensional ( $T^+$ ), com exceção para o método D (descrito de seguida).

Método A: A primeira metodologia considerada é definida por Kalbaliev e encontra-se descrita em detalhe em [35]. Neste caso, o valor de  $T^+$  é obtido através da equação (2.33), onde  $\nu_w$  e  $\nu_{liq}$  representam a viscosidade cinemática retirada à temperatura de parede do tubo e à temperatura do fluido, respetivamente, e  $y^+$  representa a distância adimensional à parede do tubo no escoamento turbulento, calculada através da equação (2.34).

$$T^+ = 2,5 \times \ln\left[1 + 0,4 \times (\nu_w/\nu_{liq}) \times Pr \times y^+ + 7,81 \times Pr^{0,85} \times [1 - (1 + 0,16 \times Pr^{0,5} \times y^+) \times \exp(-0,16 \times y^+ \times Pr^{0,5})]\right] \quad (2.33)$$

$$y^+ = y \times u_* / \nu \quad (2.34)$$

Método B: Relativamente à segunda metodologia, esta é definida por Kader e apresentada em detalhe em [36]. Este é o único autor que apresenta uma diferenciação entre a região de entrada (ver equação (2.35)), e a região totalmente desenvolvida (ver equação (2.36)). Nas equações (2.35) e (2.36),  $\beta_{Pr}$  e  $\Gamma$  representam variáveis empíricas criadas pelos autores para contabilizar a variação do número de Prandtl (ver equação (2.37)) e relacionar a variação do número de Prandtl com a distância adimensional à parede do tubo (ver equação (2.38)), respetivamente.

$$T^+ = Pr \times y^+ \times \exp(-\Gamma) + \left\{ 2,12 \times \ln \left[ (1 + y^+) \frac{2,5 \left( 2 - \frac{y}{\delta_t} \right)}{1 + 4 \left( 1 - \frac{y}{\delta_t} \right)^2} \right] + \beta(Pr) \right\} \exp(-1/\Gamma) \quad (2.35)$$

$$T^+ = Pr \times y^+ \times \exp(-\Gamma) + \left\{ 2,12 \times \ln \left[ (1 + y^+) \frac{1,5 \left( 2 - \frac{y}{R} \right)}{1 + 2 \left( 1 - \frac{y}{R} \right)^2} \right] + \beta(Pr) \right\} \exp(-1/\Gamma) \quad (2.36)$$

$$\beta(Pr) = (3,85 \times Pr^{1/3} - 1,3)^2 + 2,12 \times \ln(Pr) \quad (2.37)$$

$$\Gamma = \frac{10^{-2} \times (Pr \times y^+)^4}{1 + 5 \times Pr^3 \times y^+} \quad (2.38)$$

Método C: O terceiro método é apresentado por Thomas *et al.* e descrito em [37,38].

Neste caso, o valor de  $T^+$  é calculado através da equação (2.39).

$$T^+ = \sqrt{Pr} \times \sqrt{(2/f_F)} \left\{ 1 - \exp \left[ -y^+ \times \sqrt{Pr} \times \sqrt{\left( \frac{f_F}{2} \right)} \right] \right\} \quad (2.39)$$

Método D: O quarto e último método é dado novamente por Thomas *et al.* e descrito em [37,38]. No entanto, este método diferencia-se dos anteriores pois não englobará o cálculo do valor de  $T^+$ , mas sim o valor direto da temperatura

do fluido num determinado ponto no interior do tubo ( $T$ ), conforme descrito na equação (2.40). De acordo com o autor, os resultados obtidos por este método e pelo método C deverão ser semelhantes.

$$\frac{T - T_w}{T_0 - T_w} = 1 - \exp[-y^+ \times \sqrt{Pr} \times \sqrt{(f_F/2)}] \quad (2.40)$$

### Avaliação do perfil de temperatura do fluido no estado gasoso

Para o caso onde o fluido se encontra totalmente gasoso, utilizou-se o método apresentado por Johnk *et al.* descrito em detalhe em [39,40]. Este método foi selecionado por ser o único construído especificamente para um fluido gasoso (neste caso, o ar). Foram encontrados outros métodos (inclusive alguns apresentados pelos autores referenciados anteriormente para a fase líquida) mas, no entanto, estes eram referidos como aplicáveis a fluidos líquidos e gasosos, reduzindo assim a confiança na sua utilização. Para a obtenção da temperatura do fluido numa determinada coordenada ( $T$ ) utilizou-se a equação (2.41) onde  $T_c$  representa a temperatura do fluido no centro do tubo, enquanto que  $s$  e  $m$  representam parâmetros empíricos e são calculados a partir das equações (2.42) e (2.43), respetivamente.

$$\frac{T_w - T}{T_w - T_c} = (1 + s) \times \left(\frac{y}{R}\right)^{1/m} - s \times \left(\frac{y}{R}\right)^{\frac{1+s}{m}} \quad (2.41)$$

$$s = 23,436 \times \left(\frac{z}{D}\right)^{-2,407} \quad (2.42)$$

$$m = 1,42 \times 10^{-5} \times Re + 5,22 \quad (2.43)$$

### **3. AVALIAÇÃO DA CAMADA LIMITE**

Uma vez que as metodologias de cálculo para a avaliação das camadas limites (viscosa e térmica) se encontram definidas, será agora apresentado e descrito o caso de estudo escolhido para a sua implementação.

#### **3.1. Caso de estudo**

Com o objetivo de implementar no mercado atual um sistema de micro-cogeração baseado na tecnologia orgânica de Rankine, projetou-se uma instalação experimental, no Laboratório de Termodinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica. Este sistema integra, como um dos principais componentes, um evaporador desenhado especificamente para efetuar a vaporização direta do fluido de trabalho. No entanto, este tipo de configuração levanta o problema da degradação térmica do fluido de trabalho no interior do evaporador (conforme descrito na secção 1.2.), mostrando assim a necessidade de aprofundar este tema através da avaliação das camadas limites. O sistema descrito encontra-se representado no diagrama de princípio ilustrado na Figura 3.1, onde se identifica os principais componentes e a instrumentação utilizada.

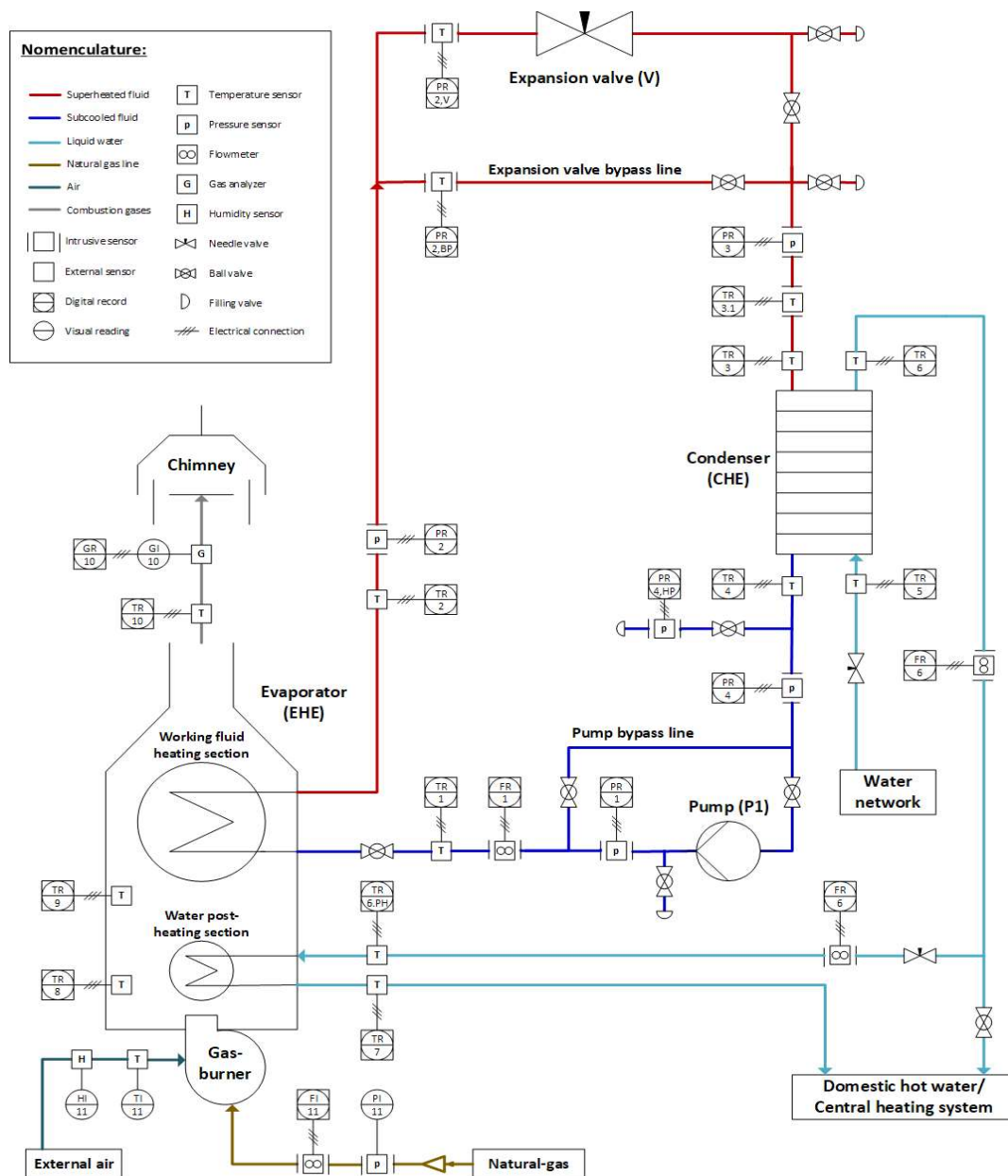
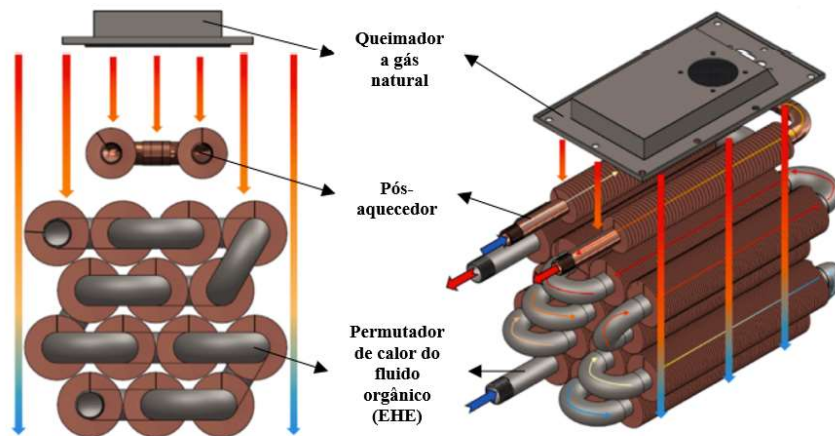


Figura 3.1 Diagrama de princípio da instalação experimental.

Uma das principais diferenças apresentadas neste ciclo, quando comparado com os ORC tradicionais, é a introdução de um permutador de calor adicional no interior do evaporador, criando uma configuração híbrida uma vez que o aquecimento da água se fará em dois estágios: primeiro no condensador e depois no referido permutador de calor adicional, ao qual se denominará por pós-aquecedor. Uma representação esquemática do evaporador em estudo pode ser vista na Figura 3.2.



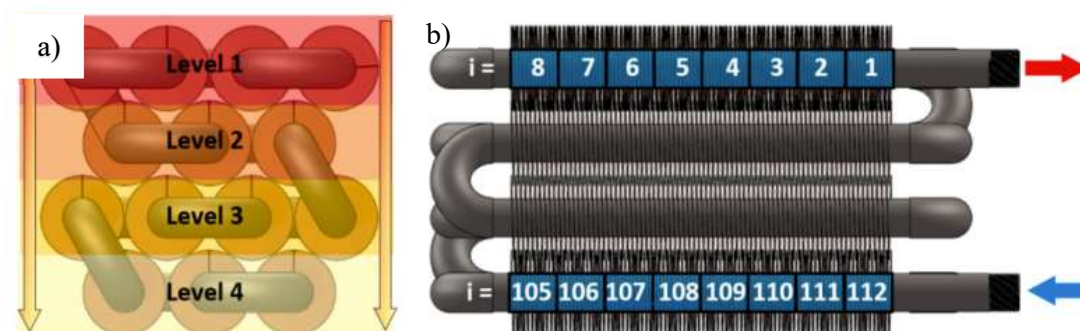
**Figura 3.2** Representação esquemática do evaporador.

A utilização deste pós-aquecedor possui duplo objetivo: *i*) aumentar a eficiência do ciclo conseguido através da redução da temperatura média do condensador que, por sua vez, possibilita uma maior razão de pressões no expansor e *ii*) diminuição da temperatura dos gases de combustão antes destes entrarem em contacto com o permutador que possui o fluido orgânico e, desta forma, reduzir o risco da sua degradação térmica. Neste trabalho este permutador passará a denominar-se por EHE (*Evaporator Heat-Exchanger*). Este é composto por tubos alhetados soldados a curvas traduzindo uma configuração de um permutador de calor compacto, sendo que representa uma troca de calor mista que varia entre um fluxo cruzado e contracorrente. A sua tubagem é construída em aço Inox 316L (tubos e curvas), enquanto as alhetas são em cobre.

### 3.2. Condições de funcionamento

Tendo em vista o estudo da degradação térmica do fluido de trabalho, rapidamente se prevê que a condição de funcionamento crítica terá de ser aquela que originará uma maior temperatura do fluido de trabalho. É importante referir que esta condição não é definida pela temperatura máxima à saída, mas sim pela temperatura máxima ao qual o fluido estará, independentemente do local onde isso ocorre. É previsível que estas temperaturas se situem na camada limite térmica e numa posição radial mais próxima da superfície interna dos tubos do EHE. Como estas temperaturas são extremamente difíceis de medir, a melhor opção é recorrer ao seu cálculo matemático. Para isso recorreu-se ao modelo desenvolvido por Pereira *et al.* [41]. Neste modelo, tanto os gases de combustão como o fluido de trabalho são

divididos em diversos volumes de controlo, como é apresentado a título de exemplo na Figura 3.3. Segundo os autores, a razão desta divisão surge pela necessidade de se detetar, da forma mais precisa possível, o início do processo de vaporização do fluido de trabalho, uma vez que esse limite irá definir as correlações a utilizar e, portanto, todo processo de transferência de calor (o que inclui o cálculo das respetivas temperaturas de superfície no interior do tubo). Para garantir a fiabilidade destes resultados, é importante mencionar que o referido modelo matemático foi validado experimentalmente.



**Figura 3.3** Representação esquemática e exemplificativa dos volumes de controlo do modelo para: a) gases de combustão e b) fluido de trabalho.

Visto isto, a condição crítica de funcionamento do sistema já se encontra definida em [14]. As suas condições de operação principais são: um caudal de fluido de trabalho de 0,077 kg/s, uma potência aproximada do queimador de 31 kW e uma pressão de 12 bar (pressão admissível que é definida pela válvula de expansão). Estas condições resultam numa temperatura média de saída para o fluido orgânico de trabalho de 108 °C (contabiliza, aproximadamente, 10 °C de sobreaquecimento). As temperaturas da superfície na parede interior do tubo do EHE para esta condição encontram-se representadas na Figura 3.4. Para além disso, e uma vez que o objetivo deste trabalho se centra no estudo das camadas limites (térmica e viscosa), conforme se percebeu no capítulo 2, é importante compreender qual o regime de escoamento que esta condição de funcionamento traduz. Assim sendo, e independentemente do estado em que o fluido de trabalho se encontrar, este estará sempre num regime totalmente turbulento ( $11\,828 < Re < 314\,692$ ).



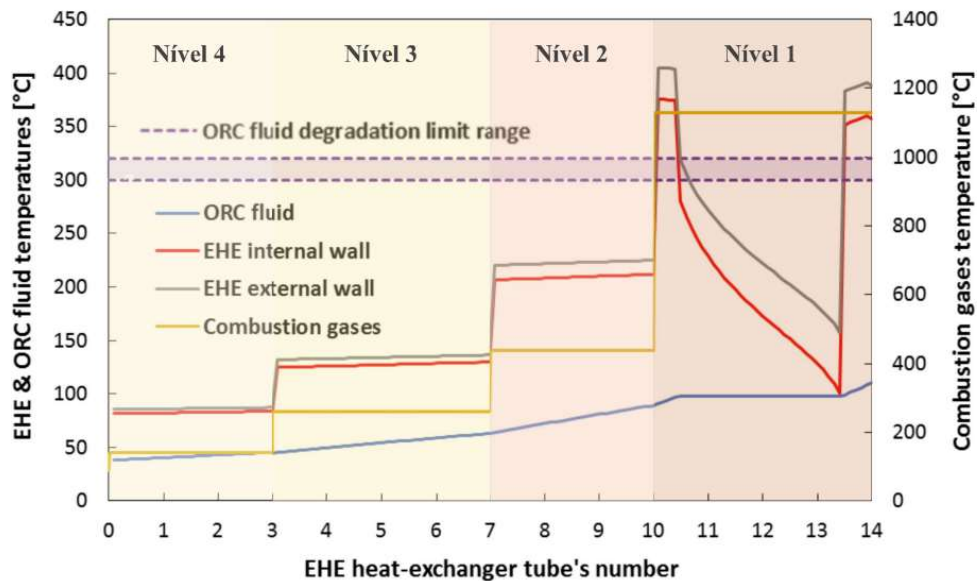


Figura 3.4 Temperaturas dos gases de combustão, fluido orgânico e das superfícies internas e externas dos tubos ao longo do EHE.

### 3.3. Considerações de cálculo

Com uma análise mais detalhada aos valores apresentados na Figura 3.4, facilmente se percebe que a temperatura de superfície interna do tubo por nível tem uma tendência, aproximadamente, constante. Posto isto, considera-se para a análise da camada limite térmica um estudo nível a nível, isto é: assume-se a formação de uma nova camada limite térmica a cada passagem de nível. Para além disso, denota-se que as condições de funcionamento provocam dois pontos críticos relativamente à degradação térmica do fluido de trabalho. Ambos os pontos acontecem no primeiro nível de tubos do EHE, zona onde se obtém maiores temperaturas dos gases de combustão. O primeiro ponto ocorre na fase inicial deste nível, estando o fluido na fase líquida e onde o processo generalizado de vaporização ainda não ocorreu. Neste local, as temperaturas da superfície interna do tubo atingem, aproximadamente, 370 °C. Quando o processo generalizado de vaporização ocorre, e como o coeficiente interno de transferência de calor aumenta exponencialmente, as temperaturas do tubo irão reduzir-se e aproximar-se da temperatura do fluido de trabalho. Visto isso, esta zona (em que fluido se encontra na fase bifásica) apresenta um risco reduzido de provocar degradação térmica ao fluido de trabalho. Tendo isso em conta, e como não se encontrou na literatura uma metodologia de avaliação adequada a esta fase bifásica (ver secção 2, onde

apenas se identifica metodologias para a zona líquida e gasosa), esta foi desconsiderada para a avaliação do risco de degradação térmica do fluido de trabalho. Relativamente ao segundo ponto, este ocorre na fase final do referido nível de tubos, estando o fluido na fase de vapor sobreaquecido. Neste local, as temperaturas da superfície interna do tubo atingem, aproximadamente, 350 °C. Após esta análise, verifica-se que as temperaturas de superfície das zonas críticas do EHE são superiores ao valor referenciado na literatura para o limite da estabilidade térmica do fluido orgânico utilizado, conforme se observa na Figura 3.4 (este limite encontra-se identificado a roxo e varia entre os 300 – 320 °C [14]). Adicionalmente, devido às mudanças de fase que ocorrem neste primeiro nível de tubos, este não será avaliado em conjunto (como os outros três níveis), mas em detalhe nas respetivas zonas críticas.

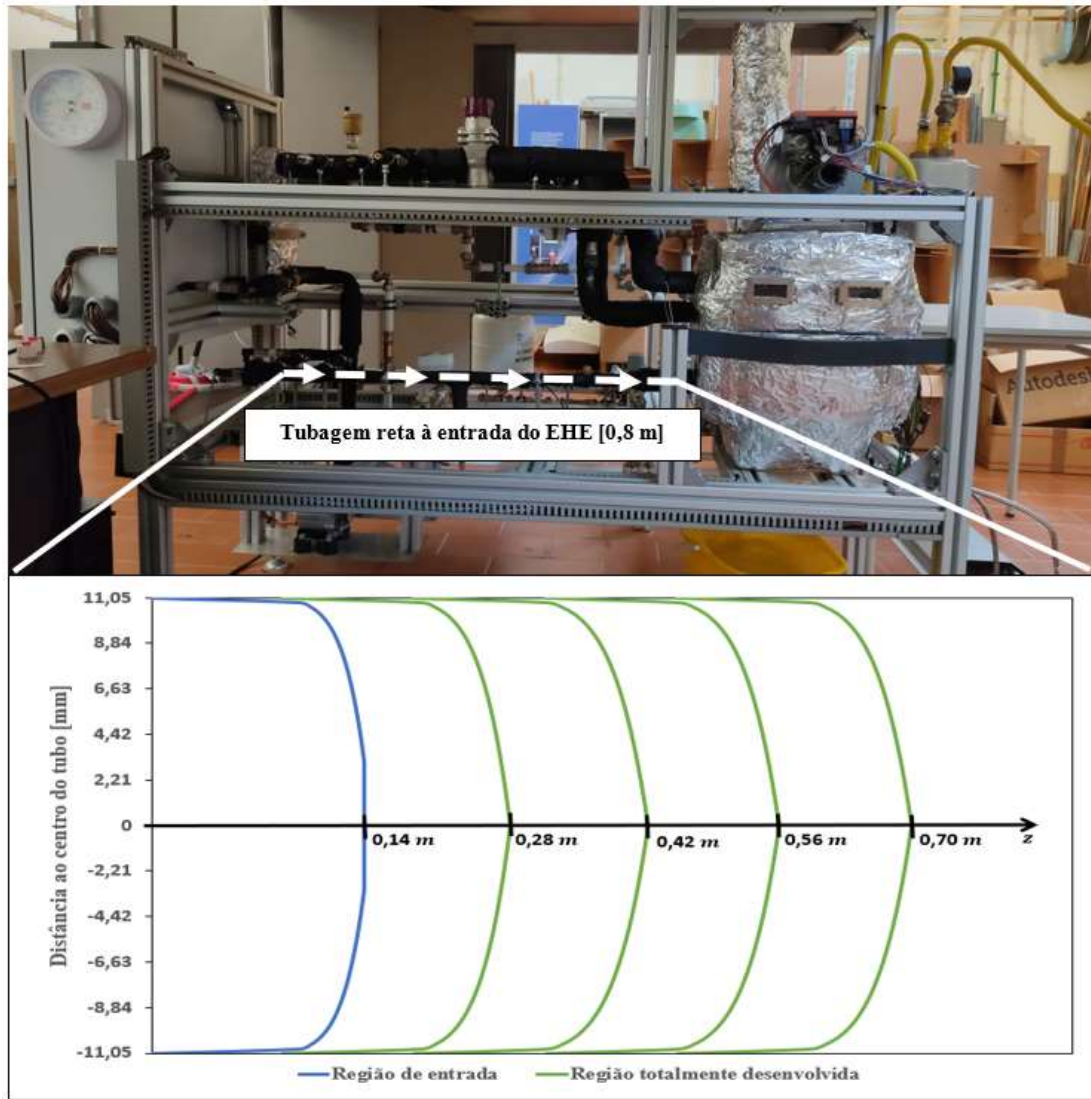
É também importante referir que, para efeito de cálculos, irá ser considerada a temperatura mínima de degradação encontrada na literatura, 300 °C. Para além disso, não serão ponderados os elementos de conexão entre os tubos (curvas), isto é: considera-se apenas um único tubo horizontal para cada nível (exceção do primeiro nível), sendo que este terá uma distância total correspondente à soma dos comprimentos dos tubos do nível entre curvas. Os comprimentos finais são apresentados na Tabela 3.1.

**Tabela 3.1** Medidas admitidas para a análise da camada limite térmica em cada nível.

<b>1º nível (fase gasosa)</b>	$\frac{3}{5}$ tubo	≡	0,16 m
<b>1º nível (fase líquida)</b>	$\frac{4}{5}$ tubo	≡	0,21 m
<b>2º nível</b>	3 tubos	≡	0,80 m
<b>3º nível</b>	4 tubos	≡	1,07 m
<b>4º nível</b>	3 tubos	≡	0,80 m

Como referido anteriormente, um dos principais objetivos deste trabalho é o de avaliar a variação de temperatura na camada limite térmica. Visto isto, e para se utilizar as equações descritas ao longo da secção 2.2, é necessário verificar se o escoamento se encontra totalmente desenvolvido viscosamente. Para tal, recorreu-se à equação (2.6) onde se conclui que seria necessário aproximadamente 0,22 metros para garantir essa condição. Após a análise física da instalação (ver Figura 3.5), constatou-se que existe uma tubagem reta, isolada e sem obstruções à entrada do EHE com cerca de 0,8 metros, garantindo assim o

escoamento totalmente desenvolvido viscosamente e a aplicabilidade da metodologia de cálculo descrita na secção 2.2.



**Figura 3.5** Fotografia do sistema micro-ORC em estudo com indicação da região de entrada da camada limite viscosa e o respetivo perfil de velocidades.

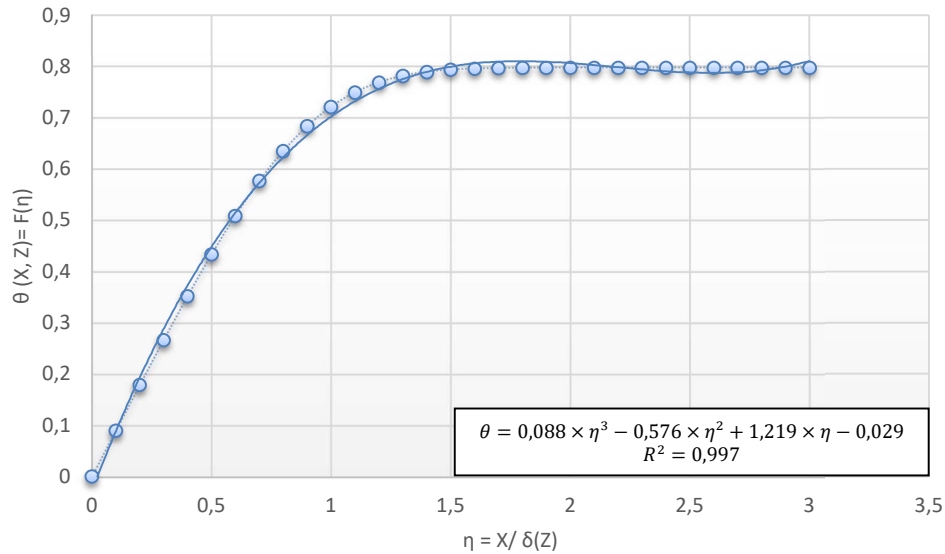
Para o caso da análise da camada limite térmica, optou-se por se considerar inicialmente que o escoamento se encontrava num regime laminar. Apesar desta consideração ser errada (conforme se verificou nesta secção), é significativamente mais simples de ser aplicada e irá ajudar a interpretar e compreender o escoamento em regime turbulento com mais segurança e subtileza.

### 3.4. Regime laminar

No caso de regime laminar, sendo um escoamento mais simples, a metodologia aplicada permite caracterizar a evolução das temperaturas ao longo do tubo através, apenas, da definição das condições de entrada do escoamento.

No que diz respeito às suas condições, e como a condição laminar representa uma situação hipotética, estas foram adaptadas de forma a situá-las num regime laminar, isto é: alterou-se as velocidades de escoamento para se obter um valor de Reynolds inferior a 2100 (as propriedades para o cálculo do número de Reynolds foram retiradas para uma temperatura média entre a temperatura de entrada e saída do respetivo nível, ver equação (2.1)). Com o novo valor de Reynolds retirou-se o comprimento hipotético da região de entrada para o desenvolvimento viscoso, através da equação (2.2), que ronda os 0,33 metros. Analogamente aos resultados obtidos para o regime turbulento na secção 3.3., verificou-se que o escoamento, na possibilidade de um regime laminar, também se situaria na região totalmente desenvolvida uma vez que o comprimento da tubagem existente à entrada do EHE (ver Figura 3.5) é superior ao valor calculado. Para este cálculo, considerou-se a temperatura do ponto inicial de cada nível como o valor de entrada, assim como, para a temperatura de superfície interna do tubo, a média dos seus valores ao longo do nível.

Visto isto, e tendo por base a metodologia apresentada na secção 2.2.1., torna-se essencial o cálculo do perfil adimensional das temperaturas  $\theta$  que se obtém através do método de RK4 (descrito em detalhe no apêndice A), implementado em MatLab<sup>®</sup>. Os seus resultados são apresentados na Figura 3.6.



**Figura 3.6** Evolução da temperatura adimensional em função da variável de similaridade.

Os resultados apresentados na Figura 3.6 para o valor de  $\theta$  levantam algumas questões, gerando incerteza na metodologia utilizada (especialmente na aproximação de Lévêque, equação (2.20)), uma vez que estes convergem para um valor de, aproximadamente,  $\theta = 0,80$ . Este valor é contraditório ao definido na teoria (ver secção 2.2.), onde para a região de entrada térmica o valor máximo de  $\theta$  teria de rondar 0,99 (sendo este o limite para a espessura da camada limite [30]). No entanto, por ser considerada a melhor opção para a camada limite térmica na região de entrada [32], esta irá ser implementada numa primeira aproximação. Deste modo, os perfis obtidos para os respetivos níveis de tubos, no caso de regime laminar, encontram-se representados pelas Figura 3.7 à Figura 3.11. Nestas figuras, para auxílio da interpretação dos fenómenos termodinâmicos existentes, a zona com temperaturas superiores à de saturação do fluido orgânico na fase líquida ( $T_{sat} = 97,92\text{ °C}$  tendo em conta as condições de funcionamento utilizadas) é identificada a verde, assim como a zona onde existe um grande potencial de degradação térmica ( $T > 300\text{ °C}$ ) a vermelho.

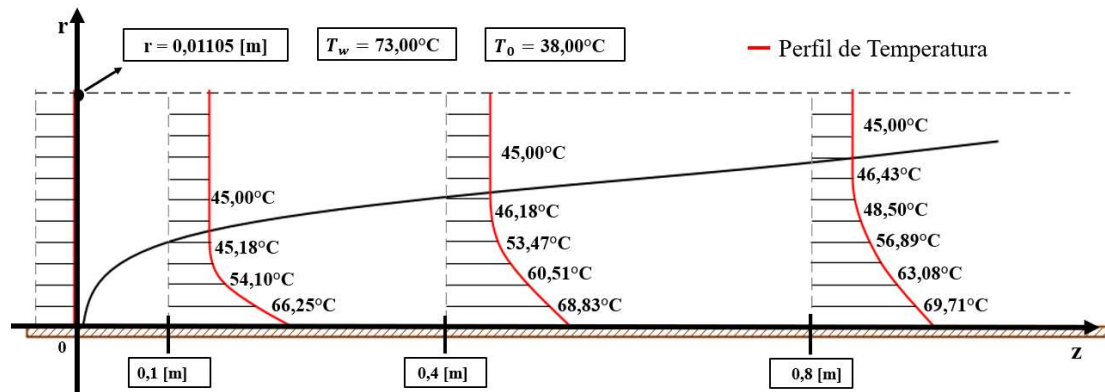


Figura 3.7 Perfis de temperatura ao longo do nível 4 do EHE no regime laminar.

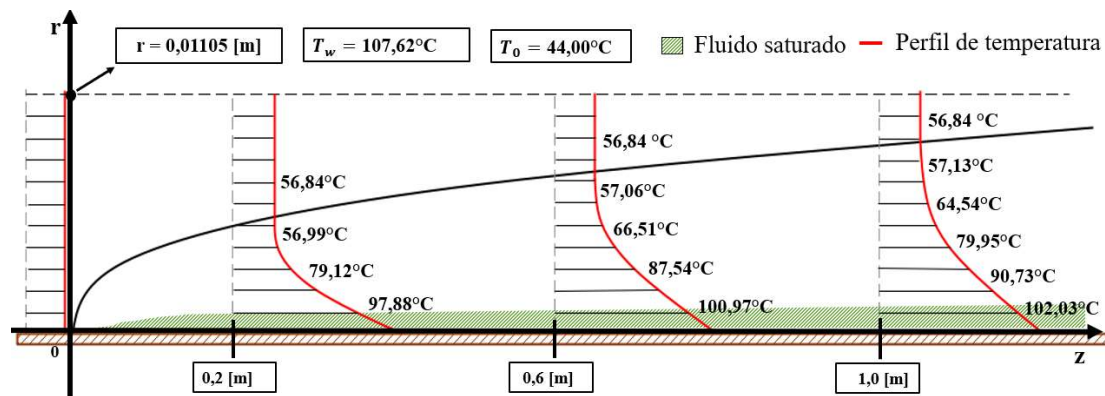


Figura 3.8 Perfis de temperatura ao longo do nível 3 do EHE no regime laminar.

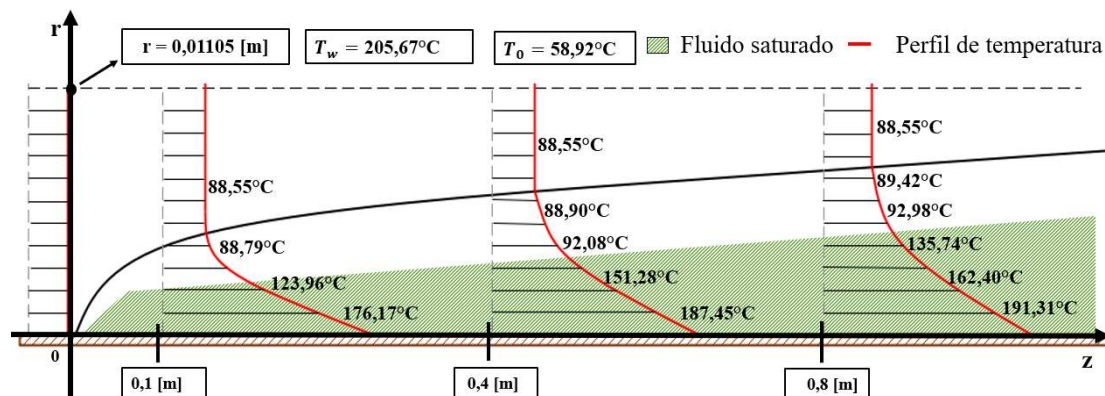


Figura 3.9 Perfis de temperatura ao longo do nível 2 do EHE no regime laminar.

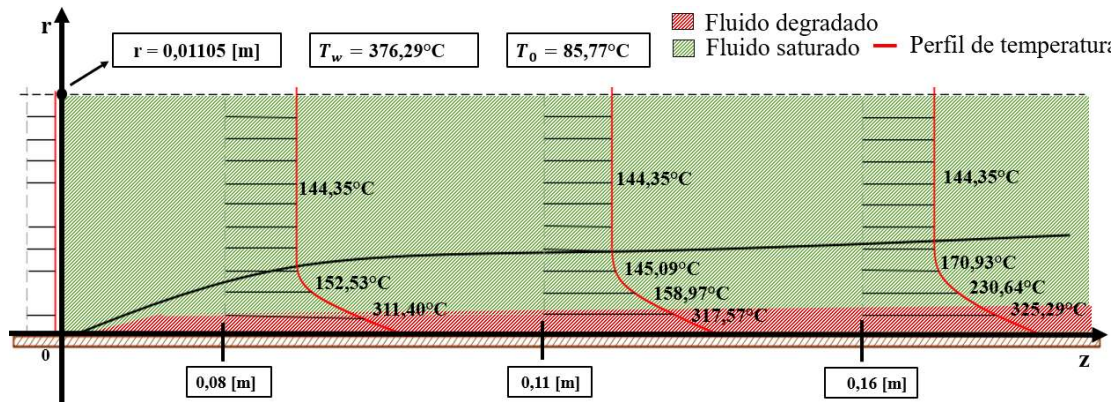


Figura 3.10 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase líquida no regime laminar.

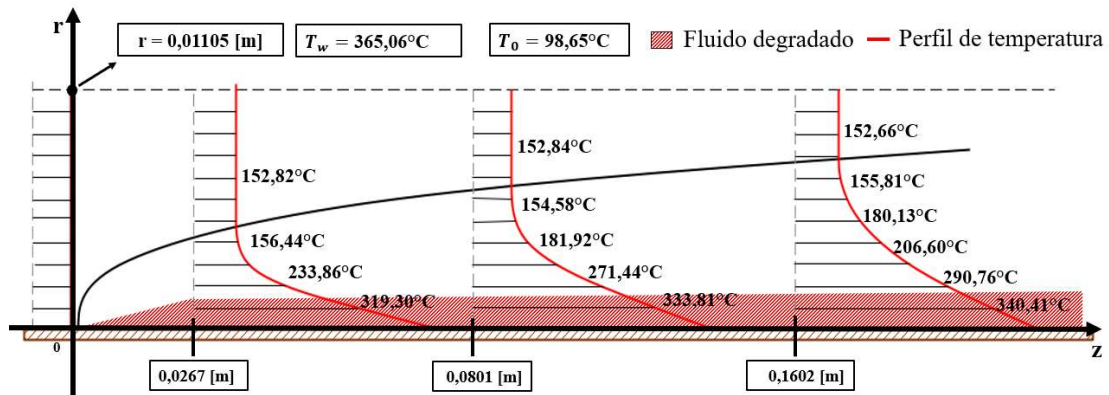


Figura 3.11 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase gasosa no regime laminar.

Com estas figuras as incertezas anteriormente descritas relativas à metodologia utilizada ficam mais explícitas. Isto pode ser verificado nos valores limite das respectivas espessuras pois estes deveriam ser, aproximadamente, o valor da temperatura de entrada. Estas diferenças de temperatura vão aumentando à medida que se aumenta a diferença entre a temperatura de entrada e a temperatura da superfície interna do tubo. De modo a combater esta incoerência, efetuou-se uma correção ao valor de  $\theta(X, Z)$  conforme descrito na equação (3.1).

$$\theta(X, Z)_{\text{corrigido}} = \frac{\theta(X, Z)}{\theta_{\text{max}} \approx 0,80} \quad (3.1)$$

Depois de aplicada esta correção, os resultados obtidos para os perfis de distribuição de temperatura  $\theta(X, Z)_{\text{corrigido}}$  para os respectivos níveis de tubos apresentam-se nas Figura 3.12 à Figura 3.16.

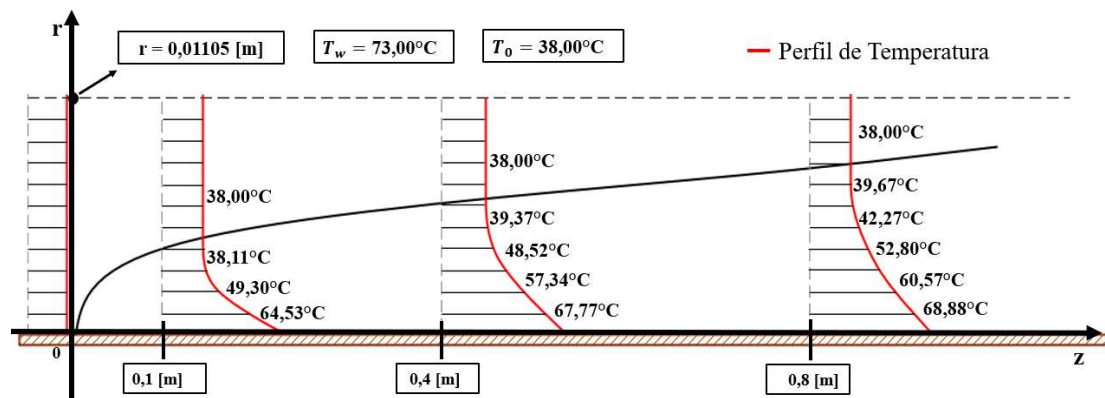


Figura 3.12 Perfis de temperatura ao longo do nível 4 do EHE considerando um regime laminar (com a correção do  $\theta$ ).

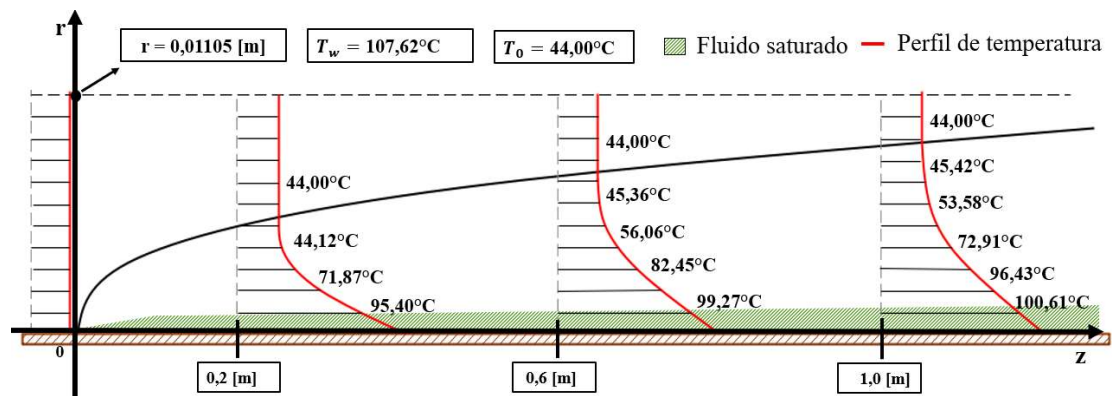


Figura 3.13 Perfis de temperatura ao longo do nível 3 do EHE considerando um regime laminar (com a correção do  $\theta$ ).

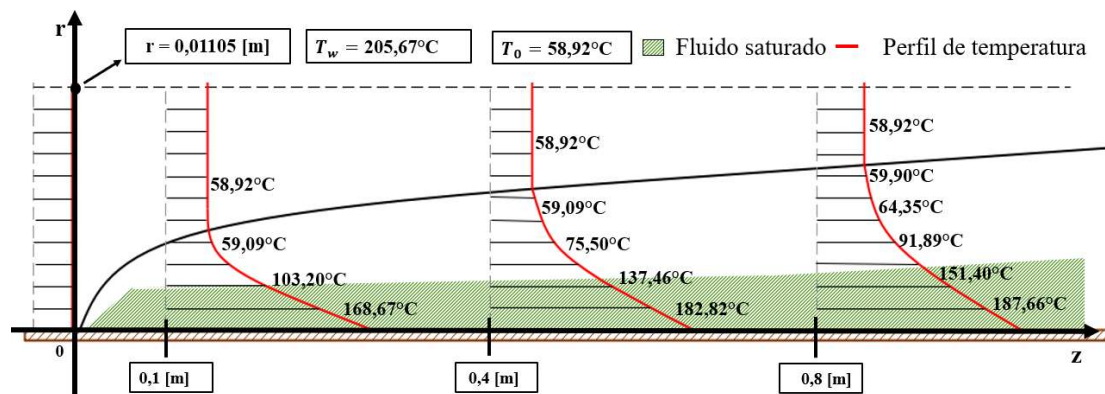


Figura 3.14 Perfis de temperatura ao longo do nível 2 do EHE considerando um regime laminar (com a correção do  $\theta$ ).



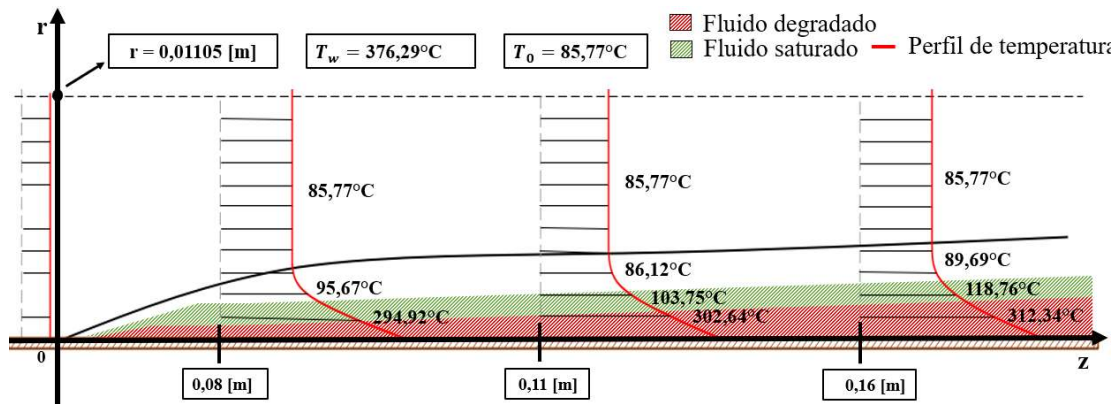


Figura 3.15 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase líquida e considerando um regime laminar (com a correção do  $\theta$ ).

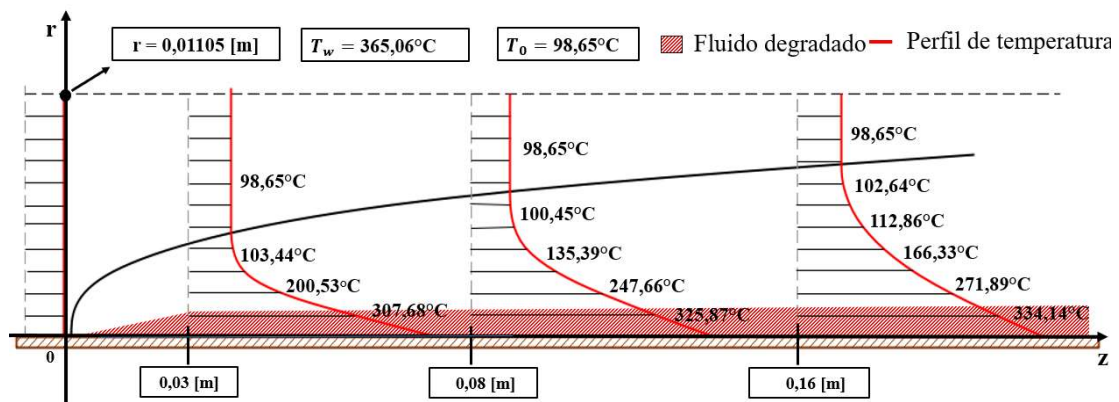


Figura 3.16 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase gasosa e considerando um regime laminar (com a correção do  $\theta$ ).

Após a apresentação dos perfis de temperatura, é importante lembrar que a evolução da espessura da camada limite térmica na região de entrada e para um regime laminar é maioritariamente caracterizada pelo número de Prandtl (ver secção 2.2.). Posto isto, para a zona em que o fluido se encontra no estado líquido (caracterizado por números de Prandtl superiores à unidade) o comprimento de entrada tende a ser consideravelmente elevado. Tendo em conta as medidas consideradas em estudo prevê-se que, dificilmente, o escoamento chegará a uma região totalmente desenvolvida termicamente. Isto deve-se ao facto de a transferência de calor da parede interna para o fluido não ter em conta a mistura macroscópica entre as moléculas, ou seja: como a transferência de calor da parede para o fluido demora mais tempo e, como o fluido se encontra em movimento, isto traduz-se numa maior distância. Contrariamente a este caso, quando o fluido se encontra no estado de vapor (caracterizado por números de Prandtl inferior à unidade) a de difusão térmica é elevada,

traduzindo-se num menor comprimento da região de entrada, uma vez que o fluido difundirá mais rapidamente o calor proveniente da temperatura de superfície interna do tubo.

Pela observação direta dos perfis de temperatura apresentados nas Figura 3.14 e Figura 3.15, percebe-se que, quando o fluido se encontra na fase líquida, existe uma zona bastante significativa com temperaturas superiores à de saturação do fluido. Visto isso, admite-se que nesta zona já possa ocorrer uma mudança de fase, classificada como ebulição local. Numa fase inicial espera-se a formação de pequenas bolhas de vapor (*bubbly flow*), que irão alterar as propriedades do fluido, tendo influência na transferência de calor. Com a formação destas bolhas há um aumento do coeficiente de convecção que promove o aumento da transferência de calor que, por sua vez, provocará novamente um aumento da quantidade dessas bolhas ao longo do tubo, acelerando assim o processo de evaporação (que acontecerá quando a ebulição estiver totalmente desenvolvida (*anular flow*)) [42,43].

Relativamente à degradação térmica do fluido constata-se que a zona onde esta pode ocorrer é significativa (identificada pela região a vermelho nas Figura 3.15 e Figura 3.16), sendo que no caso em que o fluido se encontra na fase gasosa esta tem uma maior preponderância. Ainda que as temperaturas para a superfície interna do tubo sejam inferiores à da fase líquida, este aumento deve-se ao facto do número de Prandtl ser inferior à unidade. Como referido anteriormente, menores números de Prandtl originam uma menor região de entrada promovendo uma maior espessura da camada limite, isto leva a que os valores de temperatura no sentido radial evoluam de forma mais lenta (variações menores de ponto para ponto) e, conseqüentemente, exista uma maior quantidade de fluido em risco de degradação.

Depois desta análise térmica ao escoamento, interessa agora quantificar a massa em risco de degradação térmica (que é o principal objetivo deste trabalho). Posto isto, começa-se por determinar (através do perfil) o raio correspondente à temperatura que se considera como mínima para se iniciar uma degradação significativa do fluido de acordo com a literatura ( $T > 300^{\circ}\text{C}$ ). Este raio irá representar a espessura da degradação térmica ( $\delta_d$ ) que permitirá o cálculo da sua quantidade. Como se irá obter diferentes níveis de degradação para diferentes volumes de controlo, irá ser considerado um valor médio entre as respetivas espessuras de degradação. De seguida, sabendo o comprimento do tubo na qual o fluido se encontra nesta condição retira-se o respetivo volume de fluido e, facilmente (através da densidade), estima-se a massa em risco de degradação. Os provenientes desta análise encontram-se apresentados na Tabela 3.2.

**Tabela 3.2** Volume e massa de fluido em risco de degradação para o caso de estudo, considerando um regime laminar.

Nível do tubo	$\delta_d/R$ [%]	Comprimento do tubo [m]	Volume em risco de degradação [mm <sup>3</sup> ]	Massa em risco de degradação [g]
1º nível (fase líquida)	5,28	0,16	6310,38	7,12
1º nível (fase gasosa)	8,03	0,16	9461,14	0,62

Com os resultados apresentados na Tabela 3.2 percebe-se que apesar do volume em degradação ser superior na fase gasosa, a massa que lhe irá corresponder será menor que a da fase líquida, isto deve-se ao facto da massa volúmica variar de forma significativa entre estas, concluindo assim que a fase líquida será (sempre) a zona mais crítica.

Independentemente desta análise se realizar para um escoamento (hipotético) laminar, constatou-se a relevância que o estudo da camada limite térmica tem na interpretação e compreensão de todos os fenómenos envolvidos no escoamento interno de um tubo. Posto isto, o caso em estudo tem de ser analisado de uma perspetiva mais complexa e realística considerando o regime turbulento.

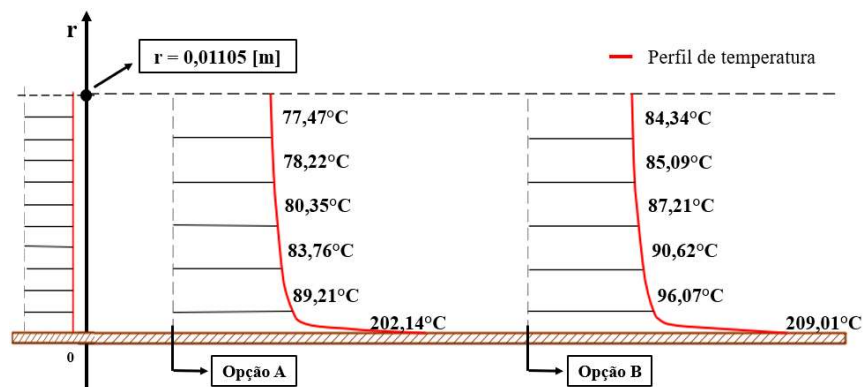
### 3.5. Regime turbulento

Para o caso de regime turbulento, e por este ser um escoamento mais complexo (com fenómenos aleatórios e imprevisíveis), as metodologias encontradas e apresentadas em 2.2.2. apenas permitem fazer um estudo da distribuição de temperaturas no interior de tubos ponto a ponto (neste caso, de volume de controlo em volume de controlo). Visto isto, é essencial realçar a importância do modelo detalhado do evaporador pois é este que permite conhecer as propriedades do fluido em cada volume de controlo e, assim, caracterizar todo o escoamento no evaporador incluindo a sua camada limite térmica. É ainda importante referir que este modelo foi validado experimentalmente através da temperatura do fluido de trabalho medida em diferentes pontos e nenhuma validação foi feita para as temperaturas de

parede (por esta ser extremamente complexa de ser medida). No entanto, os autores do modelo referem que se o início da vaporização e da potência total transferida ao fluido forem detetados corretamente, existe alguma confiança nos respetivos valores de temperatura de parede [14,41]. Após a análise das metodologias apresentadas na secção 2 para o regime turbulento, verificou-se que todas necessitam de considerar um valor de partida que, usualmente, é a temperatura da superfície interna do tubo ( $T_w$ ), conforme descrito na equação (2.28). Contudo, devido à validação experimental realizada ao modelo, esta será reformulada para (em vez de considerar a temperatura da superfície interna do EHE) considerar a temperatura central do fluido ( $T_c$ ), conforme apresentado na equação (3.2).

$$T = T_c + \frac{T^+ \times q''}{\rho \times C_p \times u_*} \quad (3.2)$$

Para os efeitos deste trabalho, foi considerado que a temperatura do fluido obtida pelo modelo matemático (ou experimentalmente, uma vez que este valor se encontra validado) será a temperatura central do perfil de temperaturas ( $T_c$ ). Para verificar a influência da consideração de um diferente parâmetro de partida, avaliou-se um perfil de temperatura aleatório (o último do nível 2, possuindo:  $T_w = 202,14^\circ\text{C}$  e  $T_c = 84,34^\circ\text{C}$ , de acordo com o modelo) e a mesma metodologia de cálculo. Os resultados são apresentados na Figura 3.17.

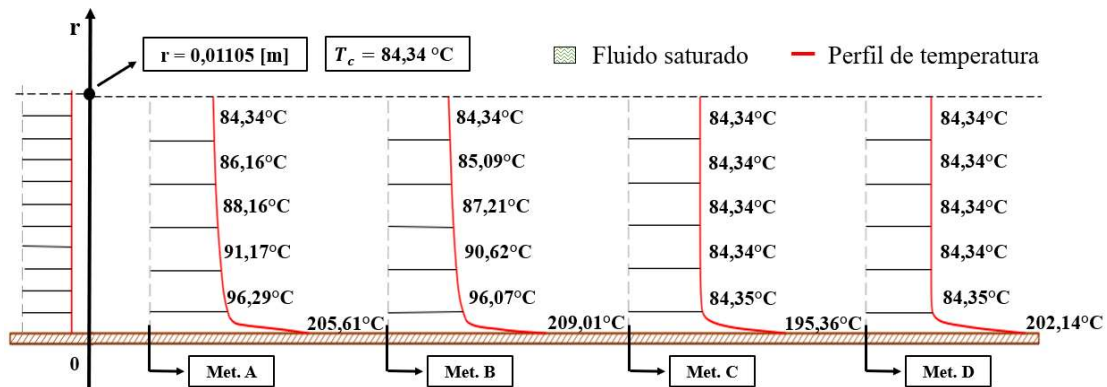


**Figura 3.17** Perfis de temperatura obtidos para um regime turbulento considerando como parâmetro de entrada: a) temperatura de parede e b) temperatura central do fluido.

Como se verifica, através da análise da Figura 3.17, as variações de temperatura são muito reduzidas e o perfil mantém-se praticamente constante. Isto deve-se ao facto do fluxo de energia ( $q''$ ) ser o mesmo, o que resulta na mesma variação de temperatura entre o valor central e o valor da superfície interna do tubo. Visto isso, e por não haver alterações significativas, será considerada a temperatura central do fluido como o parâmetro de entrada

apenas por este ser validado experimentalmente e, assim, possuir uma proximidade superior face à situação real.

Após a definição dos parâmetros de entrada é necessário definir qual será a metodologia de cálculo a utilizar, uma vez que foram identificadas quatro distintas ao longo da secção 2.2.2. Para tal, foi realizado uma análise comparativa entre estas, aplicada a um volume de controlo aleatório (o mesmo utilizado para a análise ao parâmetro de entrada). Os resultados desta análise encontram-se ilustrados na Figura 3.18.



**Figura 3.18** Perfil de temperaturas obtido para um regime turbulento considerando as metodologias de cálculo apresentadas na secção 2.2.2.

Após a análise da Figura 3.18, pode concluir-se que todos os métodos utilizados originam temperaturas de parede próximas às temperaturas calculadas do modelo. No entanto, é importante ressaltar que a metodologia D, contrariamente às outras, utiliza a temperatura central e a temperatura de parede como *inputs* de cálculo. Esta consideração indica que esta metodologia é adequada para quando existe um conhecimento profundo das condições existentes, principalmente das referidas temperaturas. Como a temperatura de parede não sofreu uma validação experimental, e, portanto, não existe segurança na utilização do seu valor, esta metodologia não foi considerada. Relativamente às outras três metodologias, não existe uma convicção absoluta de qual será a mais fiável no que diz respeito ao comportamento físico do fluido. Apesar disso, a metodologia C será também desprezada, uma vez que o volume de controlo em estudo se encontra numa zona totalmente desenvolvida termicamente e, por isso, seria de esperar uma pequena variação das temperaturas ao longo do perfil. Quanto à metodologia A e B, estas apresentam valores e perfis similares sendo que, para a caracterização deste caso de estudo, a metodologia B foi a selecionada. A sua escolha deveu-se à sua capacidade acrescida (face à metodologia A) de

descrever a evolução das temperaturas ao longo do comprimento do tubo em análise, havendo equações que caracterizam a região de entrada e a região totalmente desenvolvida.

Assim sendo, os perfis de temperaturas obtidos ao longo do EHE, divididos pelos respectivos níveis de tubos ou fases de estado, para o regime turbulento, encontram-se representados pelas Figura 3.19, Figura 3.20, Figura 3.21, Figura 3.22 e Figura 3.23.

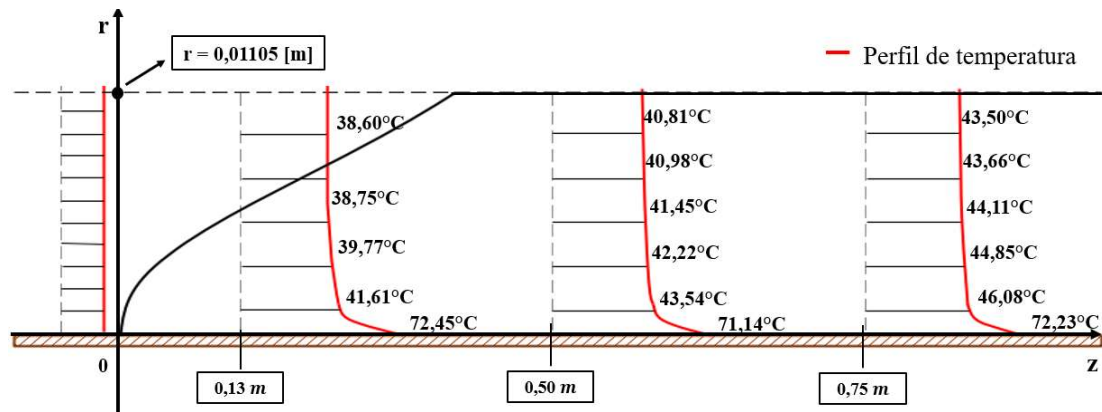


Figura 3.19 Perfis de temperatura ao longo do nível 4 do EHE no regime turbulento.

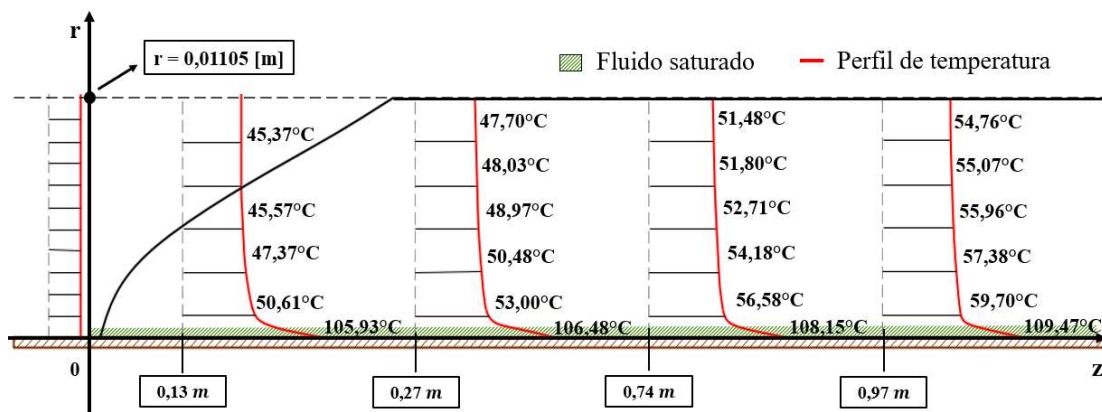


Figura 3.20 Perfis de temperatura ao longo do nível 3 do EHE no regime turbulento.

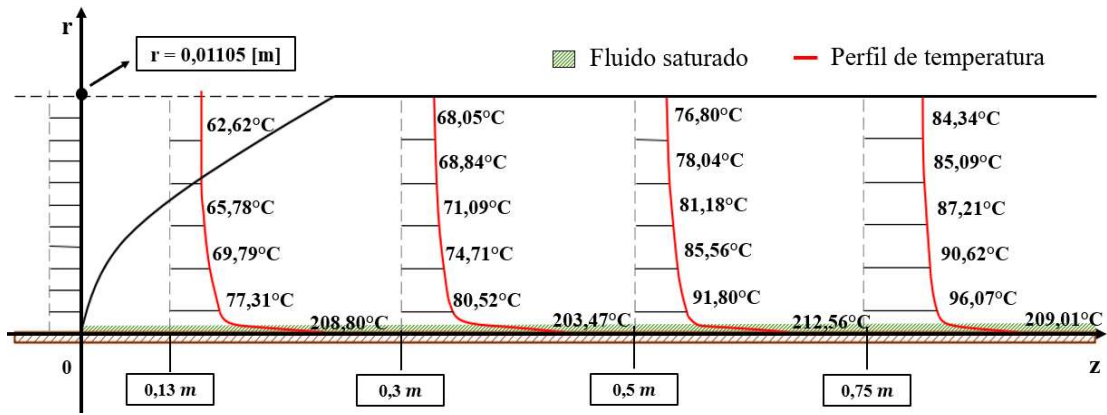


Figura 3.21 Perfis de temperatura ao longo do nível 2 do EHE no regime turbulento.

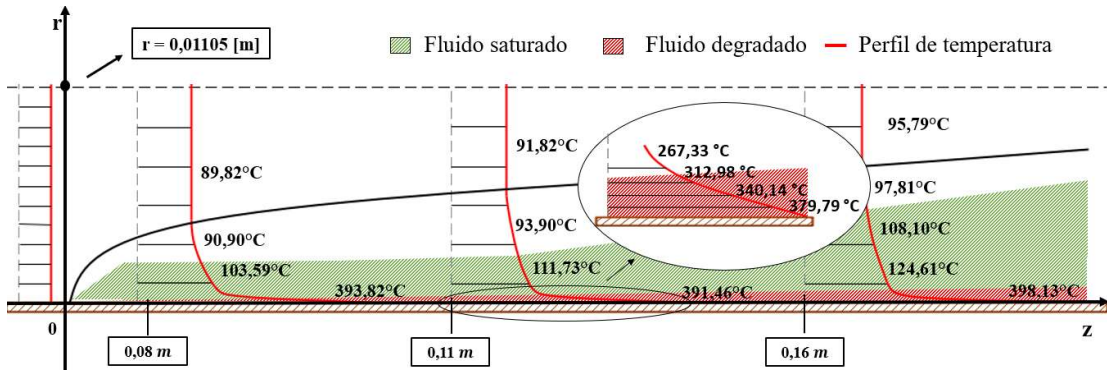


Figura 3.22 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase líquida no regime turbulento.

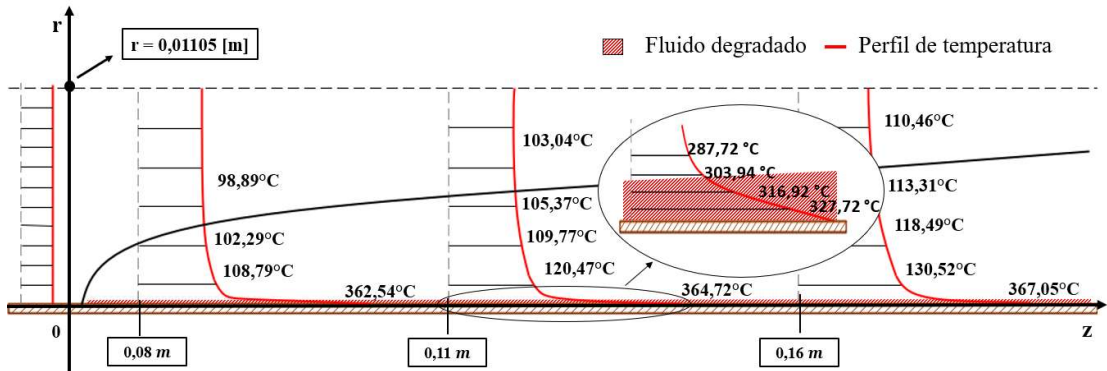


Figura 3.23 Perfis de temperatura ao longo do nível 1 do EHE, para a fase gasosa no regime turbulento.

Numa primeira análise aos perfis apresentados, identifica-se uma limitação às considerações exercidas/ conceitos teóricos descritos anteriormente. Nas Figura 3.22 e Figura 3.23 observa-se um aumento na temperatura na zona externa à camada limite. Este aumento não seria de esperar pois, como mencionado na secção 2.2., a camada limite separa a zona onde o fluido sofre alterações nas suas propriedades de transporte e a zona em que estas se mantêm constantes (semelhantes às condições de entrada). Estes resultados podem

indicar que a consideração de assumir uma região de entrada em cada nível de tubos, não parece ser a mais adequada, apesar das respectivas variações das propriedades de transporte que ocorrem de nível para nível. Para além disso, para o cálculo dos perfis, considerou-se a temperatura central do fluido como a temperatura obtida pelo modelo. Contudo, é importante referir que esta equivale à temperatura média e, como tal, vai aumentando ao longo do tubo, de volume de controlo para volume de controlo.

Quanto à camada limite térmica conclui-se que esta desenvolve-se mais rapidamente devido ao comportamento típico do escoamento em regime turbulento, uma vez que neste tipo de escoamentos acrescenta-se um fenómeno físico provocado pela mistura macroscópica entre as moléculas que facilita a transferência de calor [44]. Com esta mistura, a troca de energia entre a superfície interna do tubo e o fluido, torna-se mais eficiente provocando um maior aumento na temperatura central do fluido num pequeno comprimento do tubo do EHE. Tendo ainda em mente o comportamento caótico e não organizado do regime turbulento, torna-se ainda mais fácil a transmissão de calor para todas as partes do fluido levando assim a que os perfis obtidos tenham um maior grau de uniformidade quando comparados com o regime laminar, isto é: existe uma maior percentagem de fluido (observada pelo raio do tubo) onde as temperaturas sofrem pouca variação, dando assim um aspeto mais retilíneo ao perfil calculado.

No que diz respeito à zona onde parte do fluido apresenta temperaturas superiores à saturação (ver, por exemplo, a Figura 3.21), e como referido para o regime laminar, é expectável que ocorra uma vaporização local do fluido o que, por sua vez, irá promover um aumento nas trocas de calor existentes entre a parede interna do tubo e o fluido. Este fenómeno aparece representado de forma mais evidente na Figura 3.22, uma vez que a temperatura central se está a aproximar do valor de saturação. No entanto, o fluido apenas se encontra nesta condição ao longo de, aproximadamente, 0,16 metros (menos de um tubo), traduzindo-se numa pequena quantidade de fluido. Quando comparado com o regime laminar, apesar de não ser possível efetuar uma comparação para o ponto exato, uma vez que a sua vaporização se inicia em locais diferentes, consegue-se perceber que este fenómeno é muito mais expressivo para este regime turbulento, provocando uma maior e, ao mesmo tempo, mais curta variação da temperatura no sentido radial.

Relativamente ao objetivo principal deste trabalho, que se centra na avaliação do perfil de temperaturas para investigar o risco de degradação térmica do fluido de trabalho, é



imprescindível quantificar a zona em que este se encontra acima do limiar de degradação. Numa primeira observação às Figura 3.22 e Figura 3.23 percebe-se que esta zona tem uma dimensão pouco significativa num panorama global. Com isto em mente, e de modo idêntico à análise efetuada para o caso de regime laminar, os resultados obtidos para o estudo da degradação térmica encontram-se compilados na Tabela 3.3.

**Tabela 3.3** Volume e massa de fluido em risco de degradação para o caso de estudo, considerando um regime turbulento.

Nível do tubo	$\delta_d/R$ [%]	Comprimento do tubo [m]	Volume em risco de degradação [mm <sup>3</sup> ]	Massa em risco de degradação [g]
1º nível (fase líquida)	0,75	0,16	917,18	1,03
1º nível (fase gasosa)	0,12	0,16	147,21	0,01

Segue-se a análise dos resultados apresentados na Tabela 3.3, a diferença encontrada para a relação entre  $\delta_d/R$  resulta de na fase gasosa as temperaturas para a superfície interna do tubo serem relativamente inferiores. A isto acrescenta-se ainda o facto de que na fase gasosa as velocidades atingidas pelo fluido são bastante superiores, promovendo um menor tempo de contacto (provocando uma maior variação de temperaturas junto da parede, atingindo mais rapidamente os valores da temperatura central).

Analogamente ao regime laminar, a fase que induzirá maior degradação ao fluido orgânico será a fase líquida, pois esta é caracterizada por valores de densidade relativamente altos quando comparados com a fase gasosa. É ainda importante referir que a massa em degradação, na fase líquida, poderá ser inferior à efetivamente determinada, uma vez que a densidade utilizada para o seu cálculo corresponde exclusivamente à fase líquida. No entanto, como referido anteriormente, nesta zona ocorre um fenómeno de ebulição local junto às paredes devido à sua temperatura na camada limite térmica ser superior à temperatura de saturação. Se o valor da massa volúmica fosse calculado tendo em conta este

fenômeno (com valor de título diferente de zero), o seu valor iria ser menor levando a uma diminuição da massa de fluido nesta zona crítica.

Considerando os valores para a massa em risco de degradação, apresentados na Tabela 3.3, interessa agora estabelecer uma relação com a massa total utilizada na instalação. A instalação experimental em estudo foi carregada com, aproximadamente, 3 kg de fluido. Desta forma, as percentagens de massa de fluido em risco de degradação ( $y_c$ ) para a fase líquida e gasosa são de 0,034 % e 0,00033 %, respetivamente. Com base nestes valores, é necessário avaliar agora a sua influência no funcionamento global do sistema de forma a, para além de garantir as condições de segurança, promover um funcionamento estável e eficiente. De acordo com a literatura e segundo as boas práticas da engenharia, é recomendável que este valor de  $y_c$  não ultrapasse 1% [45]. Para analisar o respetivo caso de estudo é necessário compreender o comportamento do fluido quando temperaturas superiores ao limite de sua degradação são aplicadas, isto é: conhecer o tempo que uma determinada percentagem do fluido demora a degradar a uma temperatura fixa. Após uma pesquisa na literatura, foram encontrados dois trabalhos relativos ao fluido em uso (R-245fa), sendo apresentados por: *i) Dai et al.* [46] e *ii) Angelino et al.* [47].

O trabalho realizado por Dai *et al.* [46] tem em conta o método do FID (método estático – B2d-I de acordo com a Tabela 1.1) para a análise à degradação no fluido. Este método deteta a degradação através da variação na concentração dos iões fluoreto no fluido, isto é: assume-se que existe degradação no fluido quando há um aumento considerável (normalmente exponencial) na sua concentração. Neste trabalho os autores concluem que as temperaturas que provocam um aumento na concentração de iões de fluoreto (inicialmente de 0,3 mg/L) e, conseqüentemente, promovem uma degradação considerável, rondam os 320 °C e 340 °C (aumentando a sua concentração para 2,5 mg/L e 6,0 mg/L, respetivamente). Apesar deste ser um método sensível e com boa previsão no que diz respeito à temperatura que coloca em causa a estabilidade térmica do fluido, não permite quantificar diretamente a degradação obtida.

Por outro lado, o trabalho apresentado por Angelino & Invernizzi [47] utiliza um método analítico baseado na pressão (método estático – B1a-I de acordo com a Tabela 1.1) para detetar o início da degradação. O ensaio para o qual a degradação foi significativa ocorreu para uma temperatura de 330 °C. Este ensaio passou por fixar a pressão nos 58 bar e ao final de 31 horas notou-se que a pressão aumentou para os 70 bar, obrigando assim à

interrupção do teste por motivos de segurança. Após terminar este ensaio de stress térmico, os autores realizaram uma análise com a instalação desligada em equilíbrio com o ambiente para medir a pressão de vapor (pressão de saturação) do fluido. Antes do stress térmico, a pressão de vapor nesta condição era cerca de  $p_{sat}(T) = 1 \text{ bar}$ . Após o stress térmico, este valor aumentou para cerca de  $3 \text{ bar}$ , provando assim a existência de alterações nas propriedades do fluido. Com estes valores, e juntamente com uma correlação apresentada por Pereira *et al.* em [14], torna-se possível quantificar a percentagem de fluido degradado ( $y_d$ ) através da equação (3.3).

$$y_d = 1 - \frac{p_{sat}(T)}{p} \quad (3.3)$$

Posto isto, e aplicando a metodologia ao caso em estudo, espera-se que o fluido que se encontra na zona de risco de degradação ( $y_c$ ), possua uma degradação efetiva ( $y_d$ ) de 67 %, ao fim de 31 horas. Com este resultado, rapidamente se extrapola um valor equivalente ao número de horas que o fluido poderá estar em funcionamento (nestas condições) até que se atinja uma degradação de 1% da massa total da instalação. Assim sendo, a instalação terá de funcionar cerca de 1354 horas nestas condições para que 1% da massa total se degrade. É importante referir que estes valores traduzem a situação mais prejudicial para a instalação pois consideram que o fluido que passa na zona em degradação é sempre o mesmo.

Analisando a metodologia aplicada, percebe-se que existem dois fatores preponderantes para este cálculo, sendo eles: *i*) a temperatura média do fluido na zona em risco de degradação e *ii*) a probabilidade de uma molécula de fluido passar em ciclos sucessivos nessa zona de risco.

Para o caso em estudo, a temperatura média (linear) na zona de degradação ronda os 340 °C, apresentando uma ligeira diferença para os valores considerados em [47]. No entanto, esta análise corresponde a uma primeira tentativa de avaliação do tempo de funcionamento da máquina em segurança, sendo que é expectável que o valor obtido (e utilizado nesta metodologia) seja mais prejudicial do que se realizasse uma integração mais detalhada da temperatura média nesta zona de risco.

Para o segundo fator, é importante referir que os cálculos apresentados são baseados nos ensaios estáticos e como tal, para se perceber o número de horas de funcionamento (que, neste caso, é igual ao número de horas que o fluido demora para se degradar), considerou-se que as moléculas que passam na zona de degradação até sofrerem alterações são sempre

as mesmas (caso extremo e irrealista). No entanto, esta consideração limita de forma expressiva o resultado. Neste estudo por se tratar de um regime turbulento, na zona onde há possibilidade de degradação, existe uma renovação a cada ciclo das moléculas, devido à sua movimentação aleatória (mistura macroscópica). Como consequência deste comportamento estima-se que o tempo de funcionamento do sistema em segurança possa ser significativamente superior ao calculado, uma vez que a zona em degradação é muito inferior ao raio, promovendo uma diminuição na probabilidade das moléculas presentes nessa zona passarem nela durante vários ciclos seguidos. Para o caso extremo oposto ao descrito, ou seja, que todas as moléculas de fluido que se encontram na zona em risco de degradação precisem de cerca de 2940 ciclos ( $100\%/0,034\%$ ) para passarem novamente nessa zona, o sistema terá de funcionar cerca de 454 anos nestas condições para que 1% da massa total se degrade. Como se percebe pelos valores extremos obtidos, é importante perceber como é que o fluido se vai comportar de ciclo para ciclo. Com estes resultados, e definindo um tempo de vida útil da instalação de 10 anos, pode afirmar-se que dificilmente existirá uma quantidade significativa de degradação durante este período se estas condições de funcionamento não forem ultrapassadas.

## 4. ANÁLISE PARAMÉTRICA

Após aplicadas as metodologias para a avaliação da camada limite térmica, é importante investigar quais os parâmetros mais relevantes na evolução da temperatura nos tubos e, conseqüentemente, capazes de promover uma maior degradação térmica. Posto isto, será realizada uma análise paramétrica que tem como objetivo aumentar a compreensão sobre este fenómeno, ajudando na tomada de decisões na fase de projeto do permutador de calor. Deste modo, irá estudar-se nesta secção a influência da variação de dois parâmetros construtivos para os tubos do EHE, nomeadamente *i)* o material de construção e *ii)* o diâmetro interno do tubo. Para as seguintes avaliações, considerou-se o volume de controlo já utilizado na comparação das diferentes metodologias de cálculo para o regime turbulento (o último do nível 2, possuindo:  $T_c = 84,34^\circ C$ ) e a metodologia B.

No que diz respeito ao estudo da variação de material construtivo, foram considerados os materiais mais usuais para este tipo de componentes: aço comercial, aço inoxidável 316L (caso de estudo) e cobre. O fator principal quando se estuda a influência dos materiais está relacionado com as suas rugosidades, sendo estas apresentadas na Tabela 4.1.

**Tabela 4.1** Rugosidades dos materiais construtivos em estudo [48].

<b>Material</b>	<b>Rugosidade [mm]</b>
Aço inox	0,002
Aço comercial	0,046
Cobre	0,002

Visto isso, a influência dos respetivos materiais construtivos no respetivo perfil de temperaturas encontra-se apresentada na Figura 4.1.

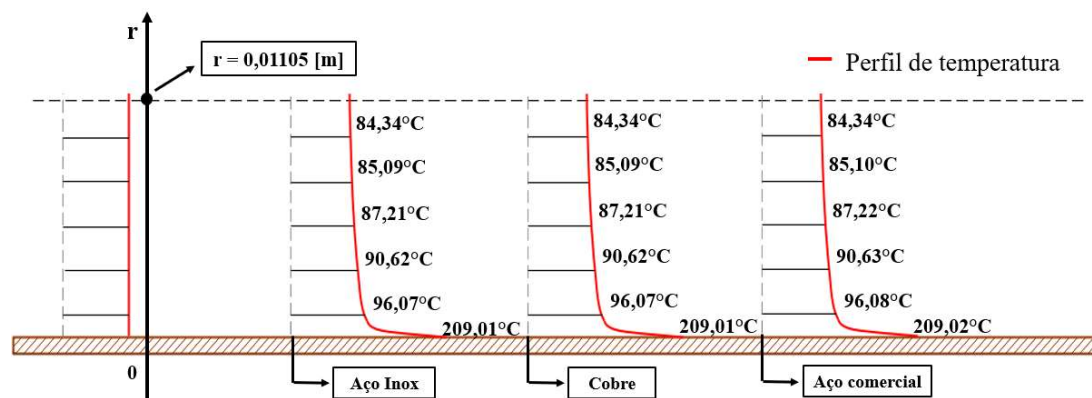


Figura 4.1 Distribuição de temperaturas para diferentes materiais construtivos do tubo do EHE.

Analisando a figura anterior, percebe-se que as alterações nas distribuições de temperatura são praticamente insignificativas ou (quase) nulas. Esta é uma conclusão de algum relevo pois leva a crer que se o material utilizado nas tubagens para a construção do evaporador for algum dos estudados os perfis vão-se manter idênticos, evidenciando assim menores preocupações no momento da elaboração do seu projeto.

De seguida, passa-se para o estudo do segundo parâmetro: o diâmetro interno do tubo. A metodologia utilizada para o seu estudo passa por fixar o caudal mássico da instalação e fazer variar o seu valor, alterando assim as velocidades de escoamento e os seus parâmetros dependentes. Para a análise considera-se o diâmetro real do tubo do evaporador (0,022 metros) e uma variação positiva e negativa de 50 % do seu valor. Posto isto, as distribuições de temperaturas obtidas encontram-se representadas na Figura 4.2 Distribuição de temperaturas conforme a variação do diâmetro do tubo.

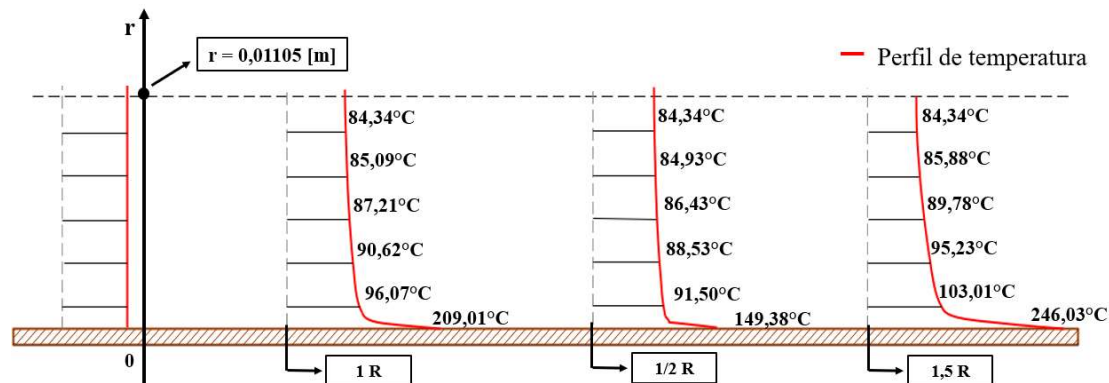


Figura 4.2 Distribuição de temperaturas conforme a variação do diâmetro do tubo.

Através da análise da Figura 4.2 chega-se à conclusão de que a mudança de diâmetro afeta os perfis de temperatura de uma forma significativa. Estas alterações ocorrem, pois,

com a variação do diâmetro existe uma alteração considerável na velocidade de escoamento e no fluxo de calor por unidade de área. Posto isto, e tendo em mente o problema da degradação térmica, o caso que poderá promover maiores riscos será a consideração de diâmetros elevados, uma vez que estes provocam uma temperatura de superfície superior devido a uma diminuição da velocidade e do respetivo número de Reynolds (diminuindo a desordem no escoamento). Com a aproximação do escoamento ao regime laminar, a mistura macroscópica deixa de ter tanta influência no processo de transferência de calor levando a que seja necessária uma temperatura de parede superior, de modo a manter o valor da temperatura central do escoamento. Por fim, verifica-se que o diâmetro, no momento da constituição da instalação, não pode ser desprezado e deve ter a sua taxa de importância relativamente à influência do risco na degradação térmica do fluido, uma vez que este induz variações significativas nos respetivos perfis de temperaturas.





## 5. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo apresentam-se as conclusões de maior relevância desta dissertação seguidas de algumas sugestões de trabalhos futuros.

### 5.1. Conclusão

A presente dissertação de Mestrado tinha como principais objetivos: *i*) descrição completa das temperaturas no escoamento interno dos tubos do EHE, *ii*) estimar um tempo de funcionamento em segurança para este tipo de sistemas (ORC de vaporização direta) e *iii*) análise paramétrica dos perfis de temperatura tendo em conta os principais fatores construtivos para um permutador de calor, neste caso o EHE.

Relativamente ao primeiro objetivo, foram encontradas variadas metodologias obtidas por diferentes modos, isto é: *i*) para o caso de regime laminar recorreu-se a métodos numéricos para aplicar a aproximação desenvolvida por Lévêque (para escoamentos internos em tubos) e *ii*) para o caso de regime turbulento as metodologias aplicadas seguem uma base via experimental. Através dos métodos encontrados, foi possível calcular uma massa de aproximadamente 7,74 gramas de fluido em risco de degradação (sendo que 7,12 pertence à fase líquida e 0,62 à fase gasosa) para a consideração de um regime laminar e cerca de 1,04 gramas (sendo que 1,03 pertence à fase líquida e 0,01 à fase gasosa) para o regime turbulento (caso de estudo).

Relativamente ao segundo objetivo, conclui-se que é importante compreender e quantificar a probabilidade de uma molécula do fluido voltar a passar no mesmo ponto ciclo após ciclo. No entanto, este valor é extramente complexo e difícil de ser obtido. Visto isso, para o âmbito deste trabalho, foi definido os patamares extremos do seu funcionamento, ou seja: *i*) as moléculas do fluido presentes na zona em risco de degradação passam sempre nessa zona e *ii*) as moléculas do fluido na zona em risco de degradação só voltarão a passar nessa zona depois de todas as restantes moléculas terem lá passado. Assim sendo, para a situação *i*) obteve-se um tempo de funcionamento em segurança de 1354 horas até e atingir um 1% de degradação da massa total e, para a situação *ii*) um tempo de aproximado de 454 anos. Após a observação destes valores, pode concluir-se que dificilmente o fluido de

trabalho se irá degradar significativamente (superior a 1% da massa total) durante o tempo de vida útil típico destes sistemas (10 anos), se as condições de funcionamento forem as descritas.

No que diz respeito à análise paramétrica há a ressaltar que tendo em mente a camada limite térmica, o tipo de material usado na tubagem não interfere significativamente no perfil de temperaturas. Por outro lado, quando a análise se foca no diâmetro interno da tubagem nota-se que este tem algum peso, sendo que diâmetros elevados irão provocar maiores riscos de degradação térmica.

Numa visão mais geral do trabalho realizado, conclui-se que os objetivos propostos foram cumpridos, culminando numa caracterização completa na evolução de temperaturas no evaporador, onde se quantificou a zona em risco de degradação. Relativamente a esta, conclui-se que é insignificante quando comparado com um panorama geral da instalação, demonstrando assim que estes sistemas (especialmente os de vaporização direta) podem estar a ser subvalorizados por receios infundados relativos às altas temperaturas de funcionamento. Os resultados obtidos, correspondem às expectativas inicialmente criadas, comprovando assim que as condições de funcionamento da instalação podem ir mais além do que as que foram consideradas críticas neste trabalho. Como tal, este tema merece continuar a ser estudado e validado experimentalmente, pois pode-se estar perante uma tecnologia promissora que trará uma enorme redução de energia primária e, consequentemente, uma redução de emissão de gases com efeito de estufa.

## 5.2. Trabalhos futuros

Os trabalhos que podem prosseguir a este passam pela correta e completa descrição das temperaturas no EHE. Para isto há que ter em conta alguns aspetos, tais como:

- Comprovar experimentalmente os perfis obtidos neste trabalho;
- Investigar a mudança de fase no evaporador assim como todo o processo global de ebulição em cilindros horizontais - criar correlações para caracterizar de forma mais eficaz o coeficiente de convecção;
- Atualizar o modelo tendo em conta estes novos conceitos de camada limite;
- Traçar correlações empíricas que permitam caracterizar vários fluidos orgânicos tanto na fase líquida como na fase gasosa.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Samadi S, Gröne MC, Schneidewind U, Luhmann HJ, Venjakob J, Best B. Sufficiency in energy scenario studies: Taking the potential benefits of lifestyle changes into account. *Technol Forecast Soc Change* 2017;124:126–34. <https://doi.org/10.1016/J.TECHFORE.2016.09.013>.
- [2] Unfccc. Adoption of the Paris Agreement - Paris Agreement text English n.d.
- [3] Mitigation of Climate Change Summary for Policymakers Climate Change 2022 Working Group III contribution to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change
- [4] Cordroch L, Hilpert S, Wiese F. Why renewables and energy efficiency are not enough - the relevance of sufficiency in the heating sector for limiting global warming to 1.5 °C. *Technol Forecast Soc Change* 2022;175. <https://doi.org/10.1016/J.TECHFORE.2021.121313>.
- [5] Salman M, Long X, Wang G, Zha D. Paris climate agreement and global environmental efficiency: New evidence from fuzzy regression discontinuity design. *Energy Policy* 2022;168:113128. <https://doi.org/10.1016/J.ENPOL.2022.113128>.
- [6] Mikielwicz D, Mikielwicz J. A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Appl Therm Eng* 2010;30:2357–62. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2010.05.035>.
- [7] Pereira JS, Ribeiro JB, Mendes R, Vaz GC, André JC. ORC based micro-cogeneration systems for residential application - A state of the art review and current challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2018;92:728–43. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2018.04.039>.
- [8] Dai X, Shi L, Qian W. Review of the Working Fluid Thermal Stability for Organic Rankine Cycles. *Journal of Thermal Science* 2019 28:4 2019;28:597–607. <https://doi.org/10.1007/S11630-019-1119-3>.
- [9] Peris B, Navarro-Esbrí J, Molés F, Pascual Martí J, Mota-Babiloni A. Experimental characterization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for micro-scale CHP applications

- [10] Farrokhi M, Noie SH, Akbarzadeh AA. Preliminary experimental investigation of a natural gas-fired ORC-based micro-CHP system for residential buildings. *Appl Therm Eng* 2014;69:221–9. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2013.11.060>.
- [11] Ginosar DM, Petkovic LM, Guillen DP. Thermal stability of cyclopentane as an organic Rankine cycle working fluid. *Energy and Fuels* 2011;25:4138–44. [https://doi.org/10.1021/EF200639R/ASSET/IMAGES/LARGE/EF-2011-00639R\\_0009.JPEG](https://doi.org/10.1021/EF200639R/ASSET/IMAGES/LARGE/EF-2011-00639R_0009.JPEG).
- [12] Jiménez-Arreola M, Wieland C, Romagnoli A. Direct vs indirect evaporation in Organic Rankine Cycle (ORC) systems: A comparison of the dynamic behavior for waste heat recovery of engine exhaust. *Appl Energy* 2019;242:439–52. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2019.03.011>.
- [13] Invernizzi CM, Bonalumi D. Thermal stability of organic fluids for Organic Rankine Cycle systems. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications* 2017:121–51. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00005-3>.
- [14] Pereira JS, Santos M, Mendes R, André JC, Ribeiro JB. Thermal degradation assessment study of a direct vaporization ORC based micro-CHP system under close-to-real operating conditions. *Appl Therm Eng* 2022;214. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2022.118878>.
- [15] Dinanno LR, Dibella FA, Koplow MD. An RC-1 Organic Rankine Bottoming Cycle for an Adiabatic Diesel Engine 1983.
- [16] Erhart TG, Gözl J, Eicker U, van den Broek M. Working fluid stability in large-scale organic rankine cycle-units using siloxanes - Long-term experiences and fluid recycling. *Energies (Basel)* 2016;9. <https://doi.org/10.3390/EN9060422>.
- [17] Luis Adriano Oliveira, António Gameiro Lopes. *Mecânica dos Fluidos*. 5ª Edição. 2017.
- [18] Difference Between Laminar and Turbulent Flow - Mechanical Booster. <https://www.mechanicalbooster.com/2016/08/difference-between-laminar-and-turbulent-flow.html> (accessed June 2, 2022).
- [19] Laminar Vs. Turbulent Flow | Science Trends. <https://sciencetrends.com/the-difference-between-laminar-and-turbulent-flow/> (accessed June 2, 2022).

- 
- [20] The Differences Between Laminar vs. Turbulent Flow | System Analysis Blog | Cadence. <https://resources.system-analysis.cadence.com/blog/msa2022-the-differences-between-laminar-vs-turbulent-flow> (accessed June 2, 2022).
- [21] Bejan A. Convection Heat Transfer: Fourth Edition. Convection Heat Transfer: Fourth Edition 2013. <https://doi.org/10.1002/9781118671627>.
- [22] Miguel Oliveira Panão. Sebenta: Transmissão de Calor. 1º Edição.
- [23] Al-Nassri SA, Unny T. Developing laminar flow in the inlet length of a smooth pipe. Applied Scientific Research 1981;36:313–32. <https://doi.org/10.1007/BF00411891>.
- [24] Jaroslavštigler JJ. Analytical velocity profile in tube for laminar and turbulent flow. Engineering MECHANICS 2014;21:371–9.
- [25] Belhocine A. Numerical study of heat transfer in fully developed laminar flow inside a circular tube. <https://doi.org/10.1007/s00170-015-8104-0>.
- [26] Salami LA. An investigation of turbulent developing flow at the entrance to a smooth pipe. Int J Heat Fluid Flow 1986;7:247–57. [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(86\)90002-0](https://doi.org/10.1016/0142-727X(86)90002-0).
- [27] Canlı E, Ateş A, Bilir Ş. Developing Turbulent Flow in Pipes and Analysis of Entrance Region. Academic Platform Journal of Engineering and Science 2021;9:332–53. <https://doi.org/10.21541/apjes.818717>.
- [28] Laminar and Turbulent Flow | Engineering Library <https://engineeringlibrary.org/reference/laminar-and-turbulent-fluid-flow-doe-handbook> (accessed June 10, 2022).
- [29] Pantaleão A, Freire S. Teoria de Camada Limite 1990.
- [30] Hishida M, Nagano Y, Nakamura Y. Temperature Distribution in the Turbulent Boundary Layer in a Circular Pipe. Bulletin of JSME 1978;21:1175–84. <https://doi.org/10.1299/JSME1958.21.1175>.
- [31] Subramanian RS. The Graetz Problem
- [32] Belhocine A, Wan Omar WZ. Analytical solution and numerical simulation of the generalized Levêque equation to predict the thermal boundary layer. Math Comput Simul 2021;180:43–60. <https://doi.org/10.1016/J.MATCOM.2020.08.007>.
- [33] Belhocine A, Wan Omar WZ. An analytical method for solving exact solutions of the convective heat transfer in fully developed laminar flow through a circular tube.
-

- Heat Transfer—Asian Research 2017;46:1342–53.  
<https://doi.org/10.1002/HTJ.21277>.
- [34] Kirillov PL. Heat Transfer in Turbulent Flow. Part 2. Velocity and Temperature Distributions. Atomic Energy 2017 122:4 2017;122:230–42.  
<https://doi.org/10.1007/S10512-017-0261-9>.
- [35] Kalbaliev FI. Profiles of mean temperature and concentration in turbulent flow of a liquid in a pipe and in a boundary layer at a plate. Journal of Engineering Physics 1976 29:2 1975;29:986–90. <https://doi.org/10.1007/BF00861723>.
- [36] Kader BA. Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers. Int J Heat Mass Transf 1981;24:1541–4. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90220-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90220-9).
- [37] Thomas LC. Temperature Profiles for Liquid Metals and Moderate-Prandtl-Number Fluids. J Heat Transfer 1970;92:565–7. <https://doi.org/10.1115/1.3449725>.
- [38] Thomas LC, Chung BTF, Mahaldar SK. Temperature profiles for turbulent flow of high prandtl number fluids. Int J Heat Mass Transf 1971;14:1465–71.  
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(71\)90192-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(71)90192-X).
- [39] Johnk RE, Hanratty TJ. Temperature profiles for turbulent flow of air in a pipe—II The thermal entrance region. Chem Eng Sci 1962;17:881–92.  
[https://doi.org/10.1016/0009-2509\(62\)87020-1](https://doi.org/10.1016/0009-2509(62)87020-1).
- [40] Johnk RE, Hanratty TJ. Temperature profiles for turbulent flow of air in a pipe—I: The fully developed heat-transfer region. Chem Eng Sci 1962;17:867–79.  
[https://doi.org/10.1016/0009-2509\(62\)87019-5](https://doi.org/10.1016/0009-2509(62)87019-5).
- [41] Pereira JS, Almeida J, André JC, Mendes R, Ribeiro JB. Modelling and experimental validation of the heat-transfer processes of a direct vaporization micro-scale ORC-evaporator for thermal degradation risk assessment. Energy Convers Manag 2021;238. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2021.114130>.
- [42] Yu C, Shen D, Jiang Q, He W, Yu H, Hu Z, et al. Modelling of Passive Heat Removal Systems: A Review with Reference to the Framatome BWR Reactor KERENA: Part II. Energies 2020, Vol 13, Page 109 2019;13:109.  
<https://doi.org/10.3390/EN13010109>.

- [43] Ding T, Cao H wen, He Z guang, Li Z. Visualization experiment on boiling heat transfer and flow characteristics in separated heat pipe system. *Exp Therm Fluid Sci* 2018;91:423–31. <https://doi.org/10.1016/J.EXPTHERMFLUSCI.2017.10.019>.
- [44] Bois G. Derivation of a macroscopic mixture model for two-phase turbulent flows. *Int J Heat Mass Transf* 2021;178. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2021.121500>.
- [45] Dai X, Shi L, An Q, Qian W. Chemical kinetics method for evaluating the thermal stability of Organic Rankine Cycle working fluids. *Appl Therm Eng* 2016;100:708–13. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.02.091>.
- [46] Dai X, Shi L, An Q, Qian W. Thermal stability of some hydrofluorocarbons as supercritical ORCs working fluids. *Appl Therm Eng* 2018;128:1095–101. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2017.09.046>.
- [47] Angelino G, Invernizzi C. Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 2003;26:51–8. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(02\)00023-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(02)00023-3).
- [48] FRIOCLIMATIZADO: Rugosidade de tubos. <http://frioclimatizado.blogspot.com/2016/04/rugosidade-de-tubos.html> (accessed August 5, 2022).

## APÊNDICE A

### Método de 4ª ordem Runge-Kutta – RK04

A equação diferencial ordinária é a seguinte:

$$\frac{d^2F}{d\eta^2} + 3\eta^2 \frac{dF}{d\eta} = 0$$

$$\text{Onde } \begin{cases} \frac{dF}{d\eta} = P \\ \frac{dP}{d\eta} = -3\eta^2 P \end{cases}, \text{ com } F(0) = 0 \text{ e } P(0) = 1$$

As equações diferenciais ordinárias de 1ª ordem são:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dx} = f(x, y, z) \\ \frac{dz}{dx} = g(x, y, z) \end{cases}$$

As fórmulas de Runge-Kutta de 4ª ordem para um sistema de 2 equações diferenciais ordinárias são:

$$\begin{cases} y_{i+1} = y_i + (k_0 + 2 \times k_1 + 2 \times k_2 + k_3)/6 \\ z_{i+1} = z_i + (l_0 + 2 \times l_1 + 2 \times l_2 + l_3)/6 \end{cases}$$

Onde

$$\begin{cases} k_0 = h \times f(x_i, y_i, z_i) \\ k_1 = h \times f(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_0}{2}, z_i + \frac{l_0}{2}) \\ k_2 = h \times f(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_1}{2}, z_i + \frac{l_1}{2}) \\ k_3 = h \times f(x_i + h, y_i + k_2, z_i + l_2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_0 = h \times g(x_i, y_i, z_i) \\ l_1 = h \times g(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_0}{2}, z_i + \frac{l_0}{2}) \\ l_2 = h \times g(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_1}{2}, z_i + \frac{l_1}{2}) \\ l_3 = h \times g(x_i + h, y_i + k_2, z_i + l_2) \end{cases}$$

Alguns inputs para o algoritmo:

- Um intervalo sobre o qual se faz os cálculos,  $a \leq t \leq b$



encontrada.

- O número de passos N;
- O tamanho do passo, normalmente  $h = (b - a)/N$

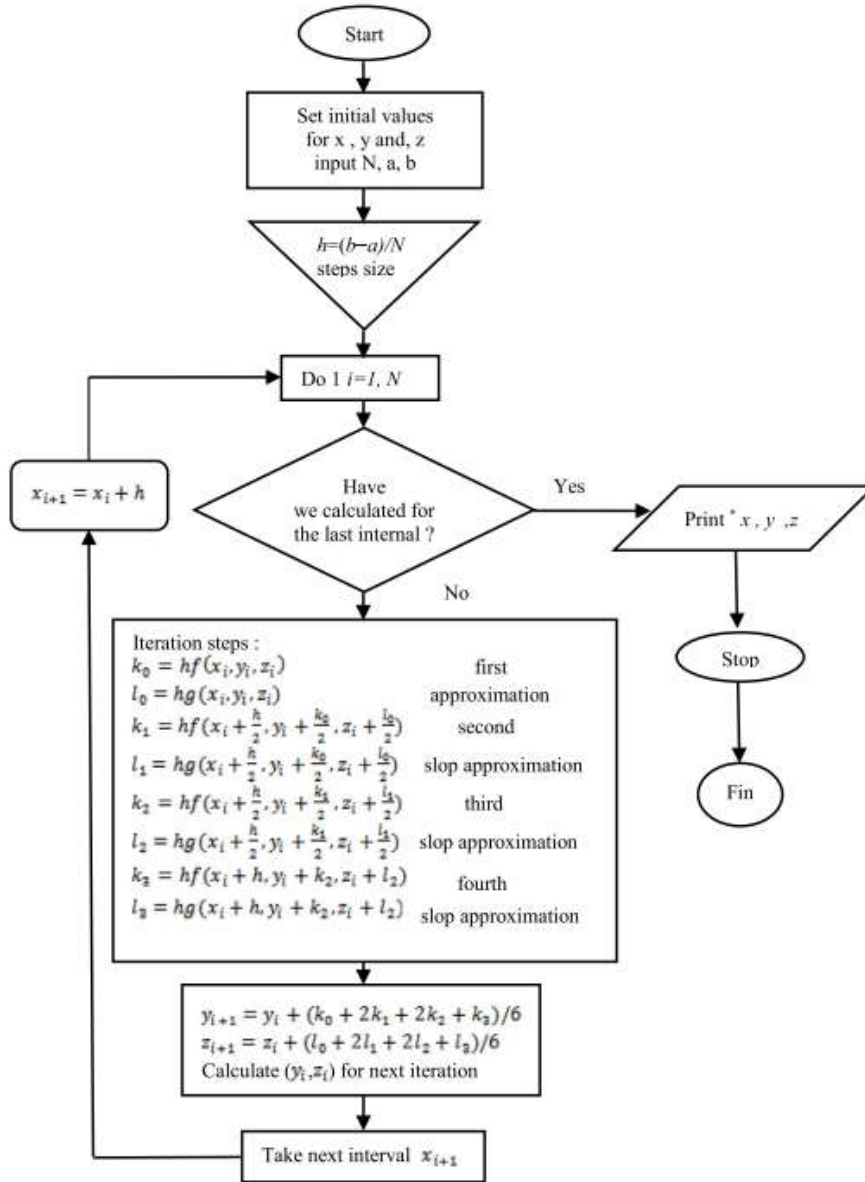


Figura 5.1 Fluxograma do método RK4.