

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA**  
**MECÂNICA**

**MODELAGEM DO COMPORTAMENTO INTEGRADO DE UM**  
**SISTEMA DE COLETOR CILÍNDRICO PARABÓLICO OPERANDO**  
**COM CICLO RANKINE ORGÂNICO E ARMAZENAMENTO**  
**TÉRMICO DE DOIS TANQUES**

**Gaylord Enrique Carrillo Caballero**

Itajubá-Minas Gerais

2018

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA**  
**MECÂNICA**

**Gaylord Enrique Carrillo Caballero**

**MODELAGEM DO COMPORTAMENTO INTEGRADO DE UM**  
**SISTEMA DE COLETOR CILÍNDRICO PARABÓLICO OPERANDO**  
**COM CICLO RANKINE ORGÂNICO E ARMAZENAMENTO**  
**TÉRMICO DE DOIS TANQUES**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Co-Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Itajubá, M.G. – Brasil

## DEDICATÓRIA

*A Deus por guiar minha vida, meus passos e por todas as bênçãos recebidas;*

*A meus pais Haydee del Carmen Caballero Vilorio e Pablo Carrillo Maza, pelo amor, esforço, dedicação e por sempre dar o melhor deles, pelos seus filhos;*

*A meus irmãos Dairo Rafael e Garyn Jairo por seu apoio constante, por estarem presentes em minha vida e me motivar a ser cada dia melhor;*

*A meus sobrinhos Hellen Valentina e Fahisal David por trazer amor e alegria a minha vida;*

*A minhas cunhadas Sofia e Joyce por cada momento compartilhado, e suas palavras de apoio.*

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus orientadores, Prof. Dr. Osvaldo José Venturini e Prof. Dr. Electo Silva Lora, pela oportunidade de trabalhar junto a eles, pela colaboração no desenvolvimento desta tese, paciência e amizade.

Ao Prof. Dr. Arnaldo Martin Martinez e sua mulher Ester Bermello Crespo, pela amizade, conselhos e todo o apoio durante meu Doutorado.

Ao Prof. Dr. José Carlos Escobar Palácio, Prof. Dr. Vladimir Rafael Melián Cobas e Prof. Dr. Ruben Miranda Carrillo, pela amizade, colaboração e orientações;

A Tania, Thiago e Elkin pela colaboração no desenvolvimento deste trabalho;

Ao Prof. Dr. Waldir De Oliveira pelo seu tempo e sua colaboração durante estes anos;

Aos meus amigos de Colômbia e Brasil, Ana, Barbara, Lorena, Marta Lucia, Milena, Yina, Aldemar, Carlos, Cesar, Dimas, Erick, Gabriel, German, Sebastian, Luis, York, por estar ao meu lado durante diferentes momentos destes anos, e por nunca me deixar caminhar sozinho;

A meu amigo Heitor pelas dicas e ajuda, pela sua amizade e conselhos durante essas longas jornadas de trabalho;

Aos meus amigos do NEST e UNIFEI, pela colaboração durante todo este tempo;

A UNIFEI e o Instituto de Engenharia de Mecânica, representado pelos seus Professores e Funcionários, pela oportunidade de viver esta experiência profissional e pessoal, e pela sua amizade.

Muito Obrigado!

## Resumo

**CABALLERO, G. E. C. (2018)**, Modelagem do Comportamento Integrado de um Sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico Operando com Ciclo Rankine Orgânico e Armazenamento Térmico de Dois Tanques, 224p. Tese (Doutorado em Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

O objetivo principal desta tese é desenvolver a modelagem matemática de um sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos integrado a um Ciclo Rankine Orgânico, com armazenamento térmico, como uma opção de pequenas e médias capacidades, que consigam responder à intermitência das fontes de energia renovável, como é o caso da energia solar. Para desenvolver os modelos matemáticos foi utilizada a ferramenta computacional *Matlab*.

Foram analisados diferentes fluidos de transferência de calor (Água, Donwtherm A, Donwthwer Q e Syltherm 800) e fluidos de trabalho (R-245fa, R-141b e o R-123), com o propósito de determinar a influência destes sobre o aproveitamento da energia térmica, a eletricidade gerada pelo sistema e sobre o comportamento da turbina. Também, foi desenvolvido o projeto preliminar de uma turbina radial para o Ciclo Rankine Orgânico, para três fluidos de trabalhos. Para isto, foi elaborado um modelo matemático unidimensional da turbina em *Matlab*, para diferentes condições de operação. O modelo unidimensional é útil para determinar os parâmetros geométricos e de projeto, e representa a base para desenvolver a análise 3D da turbina, com o uso do programa CFX-ANSYS. A análise 3D da turbina permite determinar os perfis de pressão, de velocidade e de temperatura de cada uma das geometrias obtidas para cada fluido de trabalho, além de permitir determinar o comportamento da turbina no ponto de projeto e fora deste ponto. Condições a partir da qual se desenvolve a análise do comportamento integrado do sistema proposto nesta tese.

Da análise do comportamento do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico integrado ao Ciclo Rankine Orgânico, com armazenamento térmico de dois tanques foi possível determinar para as condições e parâmetros definidos nesta tese, que um par de tanques com diâmetro de 4 m, altura de 4,55 m e utilizando o Downtherm A como fluido do sistema, permite garantir a geração de aproximadamente 7,4 kWe durante um período de 3 horas 26 min. Ademais se determino que para o dia analisado, o sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico contribui com 63,6 % da energia fornecida ao sistema Ciclo Rankine Orgânico, enquanto que o sistema de armazenamento contribui com o 36,4 %.

A abordagem do projeto 3D da turbina radial apresentada nesta tese permitiu determinar que a eficiência da turbina varia em função da condição de operação e o fluido de trabalho, os resultados mostram que para a análise do comportamento do Ciclo Rankine Orgânico é importante determinar o valor da eficiência para a condição analisada, e não deve ser definido como um valor constante.

**Palavras-chave:** Energia Solar, Sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico, Ciclo Rankine Orgânico, Armazenamento Térmico, Turbina Radial, Exergia.

## Abstract

**CABALLERO, G. E. C. (2018)**, Modeling the Integrated Behavior of a Parabolic Cylindrical Collector operating with an Organic Rankine Cycle and Thermal Storage of Two Tanks, 224p. Thesis (PhD in Thermal, Fluids and Flow Machines) - Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

The main objective of this thesis was to develop a mathematical modeling of a Parabolic Cylindrical Collector System integrated to an Organic Rankine Cycle with Thermal Storage as an option to generate electricity of both low and medium capacity, friendly to the environment and that is able to respond to the intermittence of the renewable energy sources, as is the case of solar energy. *Matlab* was used as the computational tool to develop the mathematical models.

Different heat transfer fluids (Water, Donwtherm A, Donwthwer Q e Syltherm 800) and working fluids (R-245fa, R-141b and R-123) were analyzed in order to determine the influence of these on the use of thermal energy, the electricity generated by the system and on the behavior of the turbine. In addition, the preliminary design of a radial turbine for the Rankine Organic Cycle was developed for three work fluids. For this, a mathematical model of the turbine was elaborated in *Matlab*, for different operating conditions. The one-dimensional model is useful for determining the geometric and design parameters; it also represents the basis for developing the 3D analysis of the turbine using the program CFX-ANSYS. The 3D analysis of the turbine aims to analyze the pressure, velocity and temperature profiles of each of the geometries obtained for each working fluid, besides allowing to determine the behavior of the turbine at the design point and out this point. Conditions from which the analysis of the integrated behavior of the system proposed in this thesis is developed.

From the analysis of the integrated behavior of a Parabolic Cylindrical Collector operating with an Organic Rankine Cycle and Thermal Storage of Two Tanks, it was possible to determine for the conditions and parameters defined in this thesis that a pair of tanks with a diameter of 4 m, height of 4,55 m and using the Downtherm A as the system fluid, ensures generation of approximately 7,4 kWe over a period of 3 hours 26 min. In addition, it was determined that for the analyzed day, the Parabolic Cylinder Collector system contributes with 63,6 % of the energy supplied to the Organic Rankine Cycle system, while the storage system contributes with 36,4 %.

The approach of the 3D design of the radial turbine presented in this thesis, allowed to determine that the efficiency of the turbine changes as a function of the operating condition and the working fluid. These results show that for the analysis of Organic Rankine Cycle behavior, it is important to determine the efficiency value for the analyzed condition, and should not be defined as a constant value.

**Keywords:** Solar Energy, Parabolic Cylindrical Collector System, Organic Rankine Cycle, Thermal Storage, Radial Turbine, Exergy.

## Sumario

1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Justificativa e Motivação .....	1
1.2 Objetivos .....	2
1.3 Contribuições .....	3
1.4 Estrutura do Trabalho .....	5
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	6
2.1 Sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos .....	6
2.2 Ciclo Rankine Orgânico.....	10
2.2.1 Fluidos de Trabalho do Ciclo Rankine Orgânico.....	14
2.3 Coletores Cilíndricos Parabólicos Acoplados ao Ciclo Rankine Orgânico .....	16
2.4 Sistema de Armazenamento Térmico .....	19
2.5 Expansor utilizado para o Ciclo Rankine Orgânico.....	26
3. MODELAGEM DOS COMPONENTES DO CICLO RANKINE ORGÂNICO (CRO) COM COLETORES CILÍNDRICOS PARABÓLICOS E ARMAZENAMENTO TÉRMICO .....	33
3.1 Componente Direta da Irradiação Solar.....	35
3.2 Coletores Cilíndricos Parabólicos.....	37
3.2.1 Análise Térmica do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos .....	39
3.2.2 Análise Exergética do Sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos .....	62
3.3 Validação do Modelo Matemático de Coletores Cilíndricos Parabólicos .....	67
3.4 Sistema de Armazenamento Térmico .....	70
3.4.1 Análise das Perdas de Calor no Tanque de Armazenamento.....	76
3.4.2 Análise Térmica e Diferencial das Condições do Sistema de Armazenamento ..	85
3.4.3 Análise Exergética do Sistema de Armazenamento Térmico.....	88
3.5 Validação do Sistema de Armazenamento Térmico.....	91

3.6 Ciclo Rankine Orgânico.....	92
3.6.1 Análise Térmica do Ciclo Rankine Orgânico .....	92
3.6.2 Análise Exergética do Ciclo Rankine Orgânico .....	102
3.7 Validação do Modelo Matemático do Ciclo Rankine Orgânico .....	105
3.8 Projeto Preliminar de uma Turbina Radial .....	106
3.8.1 Modelagem do Rotor .....	112
3.8.2 Modelagem do Bocal .....	121
3.8.3 Modelagem da Voluta.....	126
3.8.4 Perdas na Turbina Radial .....	128
3.9 Validação do Modelo Matemático de Turbina Radial .....	133
3.10 Projeto 3D da Turbina Radial .....	135
4. ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	137
4.1 Resultados do Sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico .....	137
4.2 Resultados do Sistema Ciclo Rankine Orgânico.....	146
4.3 Resultados do Projeto das Turbinas Radiais .....	153
4.3.1 Características de Desempenho do Conjunto Bocal-Rotor da Turbina Radial ..	158
4.3.2 Curvas Características das Turbinas Radiais .....	165
4.4 Resultados da Operação Integrada do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos Acoplados ao Ciclo Rankine Orgânico com Armazenamento Térmico .	170
5. CONCLUSÕES E SUGESTOES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	183
5.1 Conclusões .....	183
5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros.....	186
<b>APÊNDICE A</b> .....	187
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	192

## Lista de figuras

Figura 2.1. Configuração do sistema com geração direta de vapor. ....	9
Figura 2.2. Configuração do sistema com geração intermediário de vapor. ....	10
Figura 2.3. (a) Ciclo Rankine Orgânico (CRO) (b) Diagrama T-S do sistema CRO. ....	11
Figura 2.4. Algumas fontes de calor utilizadas com o Ciclo Rankine Orgânico. ....	12
Figura 2.5. Classificação dos fluidos de trabalho. ....	14
Figura 2.6. Classificação dos sistemas de armazenamento de energia. ....	20
Figura 2.7. Esquema simplificado de um sistema de armazenamento indireto do tipo 2- tanques acoplado a um sistema Cilíndrico Parabólico. ....	23
Figura 2.8. Estrutura de custos do sistema de armazenamento indireto de sal fundido de dois tanques para uma usina de Coletores Cilíndricos Parabólicos. ....	24
Figura 2.9. Esquema simplificado de uma turbina axial (a) e de uma turbina de entrada radial (b). ....	27
Figura 2.10. Esquema simplificado do processo de expansão em um expensor scroll. ....	28
Figura 2.11. Esquema simplificado do processo de expansão em um expensor de parafuso. ....	28
Figura 2.12. Expensor de pistão axial de dupla ação. ....	29
Figura 2.13. Representação esquemática de um expensor de palhetas. ....	30
Figura 3.1. Configuração do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos acoplado a um Ciclo Rankine Orgânico. ....	33
Figura 3.2. Fluxograma da operação integrada do sistema CCP-CRO. ....	34
Figura 3.3. Esquema de um sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos. ....	38
Figura 3.4. Receptor do sistema Cilíndrico Parabólico e seus componentes. ....	38
Figura 3.5. Esquema a ser utilizado na análise do receptor do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico. ....	39
Figura 3.6. Modelo de transferência de calor utilizado para caracterizar as perdas térmicas do receptor. ....	40
Figura 3.7. Discretização na direção axial do tubo absorvedor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos. ....	41
Figura 3.8. Representação da discretização sobre uma seção do receptor do sistema. ....	42

Figura 3.9. Resistências térmicas na seção transversal do receptor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos.....	42
Figura 3.10. Esquema da distribuição da irradiação solar direta e difusa sobre o lado 1 do receptor.....	44
Figura 3.11. Suporte do receptor do sistema de Coletores Cilíndrico Parabólico.....	57
Figura 3.12. Fluxograma do algoritmo e sequência de cálculo do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos desenvolvido em <i>Matlab</i> .....	58
Figura 3.13. Receptor do sistema Cilíndrico Parabólico e seus componentes.....	63
Figura 3.14. Esquema simplificado do conjunto Coletor-Receptor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos.....	64
Figura 3.15. Comparação do comportamento da eficiência do coletor entre resultados da literatura científica e os resultados do modelo matemático.....	69
Figura 3.16. Configuração de um sistema de armazenamento indireto de dois tanques integrado a uma usina solar.....	71
Figura 3.17. Fluxograma do algoritmo e sequência de cálculo do sistema de armazenamento térmico implementado no <i>Matlab</i> .....	72
Figura 3.18. Esquema do tanque de armazenamento térmico, distribuição de temperatura e fluxo de calor.....	77
Figura 3.19. Configuração das superfícies estudadas na análise de transferência de calor por radiação.....	80
Figura 3.20. Esquema simplificado do tanque de armazenamento térmico.....	85
Figura 3.21. Diagrama típico de um (a) Ciclo Rankine Orgânico e (b) Diagrama T-S do CRO.....	93
Figura 3.22. Sequência de cálculo do Ciclo Rankine Orgânico implementada em <i>Matlab</i> .....	94
Figura 3.23. Comportamento da temperatura do fluido de trabalho e do fluido de transferência de calor no evaporador.....	96
Figura 3.24. Esquema simplificado do evaporador.....	98
Figura 3.25. Esquema do algoritmo de cálculo do projeto preliminar da turbina de entrada radial.....	106

Figura 3.26. Variação da eficiência isentrópica de uma turbina radial em dependência da velocidade específica e do diâmetro específico. ....	109
Figura 3.27. Principais componentes de uma turbina radial. ....	109
Figura 3.28. Vista meridional da turbina de entrada radial, indicando os diferentes componentes e as principais dimensões. ....	110
Figura 3.29. Digrama entalpia-entropia do processo de expansão na turbina. ....	111
Figura 3.30. Triângulo de velocidades na entrada do rotor de uma turbina radial. ....	113
Figura 3.31. Coeficiente de perda do bocal. ....	115
Figura 3.32. Triângulo de velocidades na saída do rotor de uma turbina radial. ....	118
Figura 3.33. Esquema simplificado do bocal. ....	122
Figura 3.34. Espaço entre a saída do bocal e a entrada do rotor. ....	122
Figura 3.35. Diagramas de velocidades do bocal de uma turbina radial. ....	125
Figura 3.36. Modelo unidimensional da voluta. ....	127
Figura 3.37. Esquema da turbina radial e principais parâmetros geométricos de projeto. ....	130
Figura 3.38. Fluxograma da metodologia do projeto 3D da turbina radial. ....	136
Figura 4.1. Comportamento da eficiência e a perda de calor no campo solar. ....	138
Figura 4.2. Comportamento da eficiência exergética do campo solar. ....	139
Figura 4.3. Diminuição da exergia no campo solar devido às perdas no sistema. ....	141
Figura 4.4. Exergia destruída em função da temperatura na saída do campo solar. ....	141
Figura 4.5. Comportamento da eficiência térmica do campo solar para diferentes materiais do tubo absorvedor. ....	142
Figura 4.6. Comportamento da eficiência exergética do campo solar para diferentes materiais do tubo absorvedor. ....	143
Figura 4.7. Eficiência térmica do coletor para diferentes revestimentos seletivos. ....	143
Figura 4.8. Eficiência exergética do coletor para diferentes revestimentos seletivos. ....	144
Figura 4.9. Comportamento da irradiação solar sobre o lado 1 e 2 do tubo absorvedor. ....	145
Figura 4.10. Temperatura no lado 1 e 2 do tubo receptor. ....	145
Figura 4.11. Comportamento da potência elétrica gerada pelo Ciclo Rankine Orgânico. ....	147
Figura 4.12. Comportamento da eficiência térmica do Ciclo Rankine Orgânico. ....	148
Figura 4.13. Comportamento da eficiência exergética do Ciclo Rankine Orgânico. ....	149

Figura 4.14. Comportamento da eficiência global do sistema em função da temperatura na saída do coletor.....	150
Figura 4.15. Distribuição da exergia destruída no sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos integrados ao Ciclo Rankine Orgânico (R-245fa).....	151
Figura 4.16. Distribuição da exergia destruída no sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico integrado ao Ciclo Rankine Orgânico (R-141b).....	151
Figura 4.17. Distribuição da exergia destruída no sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico integrado ao Ciclo Rankine Orgânico (R-123).....	152
Figura 4.18. Esquema simplificado da malha da passagem do bocal-rotor da turbina radial.....	155
Figura 4.19. Superfícies na passagem bocal rotor utilizadas para definir as condições de contorno.....	157
Figura 4.20. Contorno de pressão no plano meridional do conjunto bocal-rotor da turbina radial.....	159
Figura 4.21. Distribuição do número de Mach no conjunto bocal-rotor a uma altura do 50%.....	160
Figura 4.22. Distribuição do número de Mach no plano meridional do conjunto bocal-rotor.....	162
Figura 4.23. Distribuição da velocidade absoluta no conjunto boca-rotor, na altura do 50 % das pás.....	163
Figura 4.24. Distribuição da velocidade meridional através do bocal e o rotor da turbina radial.....	164
Figura 4.25. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da relação de pressão para o R-245fa.....	165
Figura 4.26. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da velocidade de rotação para o R-245fa.....	166
Figura 4.27. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da relação de pressão para o R-141b.....	167
Figura 4.28. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da velocidade de rotação para o R-141b.....	168

Figura 4.29. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da relação de pressão para o R-123.....	168
Figura 4.30. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da velocidade de rotação para o R-123.....	169
Figura 4.31. Comportamento da Irradiação solar para a cidade de Itajubá-MG.....	171
Figura 4.32. Comportamento da potência elétrica gerada durante o dia 01 de Março de 2015.....	172
Figura 4.33. Comportamento do fluxo mássico no campo solar.....	175
Figura 4.34. Comportamento no nível de carregamento no tanque com fluido quente.....	175
Figura 4.35. Variação da temperatura do fluido durante o período de carga do tanque. ...	176
Figura 4.36. Comportamento da diminuição da exergia por perda de calor durante o período de carga. ....	177
Figura 4.37. Variação da temperatura do fluido durante o período de armazenamento. ...	177
Figura 4.38. Comportamento no nível de fluido no tanque durante o período de descarga.....	178
Figura 4.39. Variação da temperatura do fluido durante o período de descarga. ....	179
Figura 4.40. Comportamento da diminuição da exergia por perda de calor durante o período de descarga.....	179
Figura 4.41. Comportamento da potência elétrica gerada pelo sistema durante a operação do sistema de armazenamento térmico.....	180
Figura 4.42. Comportamento do sistema em função da irradiação solar na cidade de Itajubá-MG.....	181

## Lista de tabelas

Tabela 2.1. Características de alguns fluidos de transferência de calor. ....	8
Tabela 2.2. Características de alguns sistemas CCP acoplado a CRO instalados no mundo. ....	18
Tabela 2.3. Usinas de Coletores Cilíndricos Parabólicos com armazenamento térmico. ....	21
Tabela 3.1. Parâmetros para a condição de convecção forçada. ....	54
Tabela 3.2. Características do coletor PTC-1800. ....	67
Tabela 3.3. Validação do modelo matemático do Coletor Cilíndrico Parabólico. ....	68
Tabela 3.4. Parâmetros de projeto do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico. ....	70
Tabela 3.5. Parâmetros de projeto do tanque de armazenamento da validação. ....	91
Tabela 3.6. Comparação do comportamento da temperatura do fluido no tanque de armazenamento. ....	91
Tabela 3.7. Validação do modelo matemático do Ciclo Rankine Orgânico. ....	105
Tabela 3.8. Parâmetros comparados na validação da Turbina Radial. ....	134
Tabela 3.9. Parâmetros de entrada do projeto da turbina radial. ....	135
Tabela 4.1. Parâmetros de projeto do campo solar. ....	137
Tabela 4.2. Parâmetros de projeto do CRO. ....	147
Tabela 4.3. Parâmetros de projeto da turbina radial. ....	153
Tabela 4.4. Parâmetros do bocal e rotor da turbina radial. ....	154
Tabela 4.5. Resultados do estudo de independência de malha. ....	156
Tabela 4.6. Número de nós e de elementos das malhas computacionais. ....	156
Tabela 4.7. Parâmetros de projeto do sistema CCP-CRO. ....	171
Tabela 4.8. Parâmetros para geração de 7,4 kWe. ....	172
Tabela 4.9. Nova configuração do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico. ....	173
Tabela 4.10. Parâmetros de projeto dos tanques. ....	174

## Simbologia

$a$	Largura da abertura do coletor (m), Distância (m), Armazenamento, Velocidade do som (m/s), Absorvedor, Água
$a_m$	Coefficiente de acomodação
$A$	Área (m <sup>2</sup> )
$b$	Coefficiente de interação, Base, Bomba, Bocal
$B$	Constante
$C$	Constantes, Calor específico, Capacidade calorífica, Velocidade absoluta
$C_s$	Corda bocal, Ângulo do cone solar
$c$	Carga, Convecção, Corrigida
$C_p$	Calor específico à pressão constante (J/kg K)
$C_R$	Razão entre a menor e a maior capacidade calorífica
$D$	Diâmetro (m)
$D_s$	Diâmetro específico
$d$	Descarga
$d'$	Destruição
$E$	Equação do tempo, Exergia, Capacidade térmica (J)
$e$	Exergia específica (J/kg), Entrada, Espessura (m)
$\dot{E}$	Fluxo exergético (W)
$F$	Fator de forma
$F_t$	Fator de correção
$f$	Fator de atrito, Final, Fluido, Frio
$f_r$	Fator de atrito
$g$	Aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )
$G_{sc}$	Constante solar (W/m <sup>2</sup> )
$Gr$	Número de Grashof
$H$	Altura (m)
$h$	Entalpia específica (J/kg), Coeficientes de transferência de calor por convecção (W/m <sup>2</sup> K), Raiz da pá, Hidráulico
$I$	Irradiação solar (W/m <sup>2</sup> ), Rotalpia (J/kg)

$I_o$	Irradiação solar extraterrestre ( $W/m^2$ )
$i$	Ponto de análise, Incidência
$K$	Parâmetro, Constante
$k$	Condutividade térmica ( $W/m K$ ), Coeficiente
$k_T$	Índice de claridade
$k_f$	Coeficiente de torque
$K_\theta$	Ângulo modificado ( $^\circ$ )
$L$	Comprimento
$L_{st}$	Meridiano padrão
$L_{loc}$	Longitude ( $^\circ$ )
$L_r$	Comprimento do receptor (m)
$L_{st}$	Meridiano padrão para o fluxo horário local ( $^\circ$ )
$m$	Médio, Constante, Meridional
$Ma$	Número de Mach
$M$	Massa total (kg)
$\dot{m}$	Fluxo mássico (kg/s)
$n$	Número de dia, Constante
$N_s$	Velocidade específica
$Nu$	Números de Nusselt
$NTU$	Número de transferência de calor
$o$	Referência, Garganta, Ótico
$P$	Pressão (Pa), Perímetro
$p$	Queda, Projeção
$Pr$	Número de Prandtl
$q$	Fluxo de calor por unidade de comprimento ( $W/m$ ), Quente
$\dot{Q}$	Calor, Potência térmica (W)
$R$	Resistência térmica, Rotor
$RR$	Rugosidade
$r$	Raio (m), Radiação, Receptor, Radial
$Ra$	Número de Rayleigh
$Re$	Número de Reynolds

$S$	Entropia (J/K)
$S_s$	Parâmetro de projeto do bocal
$s$	Entropia específica (J/K kg), Céu, Saída, Solar, Topo da pá, Espaçamento
$T$	Temperatura (K)
$T_m$	Temperatura média logarítmica
$t$	Tempo (s), Tanque, Turbina
$U$	Velocidade de rotação circunferencial (m/s)
$u$	Energia interna (W)
$U_{\text{global}}$	Coefficiente global de transferência de calor ( $\text{W/m}^2 \text{ K}$ )
$V$	Velocidade (m/s), Volume ( $\text{m}^3$ )
$v$	Voluta
$\dot{W}$	Trabalho (W)
$W$	Velocidade relativa (m/s)
$w$	Velocidade do vento (m/s)
SDT	Hora local (h)
$SP$	Parâmetro de tamanho
TS	Tempo solar (h)
$x$	Seção de análise, Axial
$Z$	Número de pás

## Letras Gregas

$\Delta$	Diferencial, Queda, Período
$\alpha$	Absorbância, Difusividade térmica, Ângulo absoluto do escoamento ( $^\circ$ )
$\alpha_s$	Ângulo de altura solar ( $^\circ$ )
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrico, ângulo relativo do escoamento ( $^\circ$ )
$\delta$	Declinação solar ( $^\circ$ )
$\delta_m$	Diâmetro da molécula (m)
$\varepsilon$	Emissividade, Relação de raios, Folga
$\eta$	Eficiência (%)
$\rho$	Densidade ( $\text{kg/m}^3$ ), Refletividade

$\sigma$	Constante de Stefan Boltzmann ( $\text{W/m}^2\text{K}^4$ ), Solidez
$\theta$	Ângulo de incidência ( $^\circ$ ), Tangencial
$\theta_z$	Ângulo Zenith ( $^\circ$ )
$\emptyset$	Latitude do local ( $^\circ$ )
$\Phi$	Coefficiente de vazão
$\psi$	Potencial relativo de trabalho, Coeficiente de carregamento, Ângulo azimutal ( $^\circ$ )
$\omega$	Ângulo horário ( $^\circ$ ), Velocidade de rotação (rad/s)
$\gamma_m$	Razão de calores específicos
$\gamma_{fi}$	Fator de interceptação
$\nu_c$	Viscosidade cinemática (Pa.s)
$\emptyset$	Latitude do local ( $^\circ$ )
$\tau$	Transmitância
$\xi$	Razão de velocidade meridional
$\zeta$	Coefficiente de perda

## Subscritos

0	Total, Entrada voluta
1	Lado um do receptor, Ponto de análise, Entrada bocal
2	Lado dois do receptor, Ponto de análise
3	Saída do bocal
4	Entrada do rotor
6	Saída do rotor
ac	Água do condensador
ae	Absorvedor externo
ai	Absorvedor interno
amb	Ambiente
as	Suporte do absorvedor
Col	Coletor
cs	Campo solar
cp	Face posterior

<i>cv</i>	Cobertura de vidro
con	Condensador
cond	Condução
cro	Ciclo Rankine Orgânico
disp	Disponível
eva	Evaporador
ex	Extraído
ext	Externo
<i>Efe</i>	Eficiência/Efetividade
<i>ftc</i>	Fluido de transferência de calor
<i>ftp</i>	Folga no topo da pá
fun	Fundo
hor	Horizontal
int	Interno
<i>ise</i>	Isentropico
isol	Isolamento térmico
j	Posição de interesse
max	Maior
min	Menor
nit	Nitrogênio
<i>perd</i>	Perda
pe	Parede
<i>pp</i>	Ponto <i>Pinch</i>
vc	Volume de controle
ve	Cobertura externa de vidro
vi	Cobertura interior de vidro
<i>sat</i>	Sistema de armazenamento térmico
te	Teto
sup	Superfície
ter	Térmico/a

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Justificativa e Motivação

A melhoria da qualidade de vida e o desenvolvimento de alguns países tem elevado o consumo de energia. Mas também trazendo conseqüências como o efeito nocivo sobre o ambiente em várias formas que conduz ao aquecimento global, às mudanças climáticas e a poluição do ar. Por outro lado, a obrigação de reduzir as emissões de CO<sub>2</sub> e outros gases de efeito estufa é a principal causa para que alguns países venham desenvolvendo pesquisas e projetos em fontes de energia renovável, como a energia solar. Ou seja, há uma urgente necessidade de reduzir a dependência de geração de eletricidade a partir dos combustíveis fósseis, mediante o uso de tecnologias que usam fontes renováveis para gerar eletricidade.

Esta crescente preocupação com os problemas ambientais tem estimulado o desenvolvimento e utilização de tecnologias que funcionam a partir de energias renováveis, como a energia solar, o vento, o mar, etc.

Neste sentido, a energia solar pode ser a melhor opção por vários motivos, tais como:

- ✓ A energia solar é a fonte de energia renovável mais abundante. O sol emite energia a uma taxa de  $3,8 \times 10^{23}$  kW, dos quais aproximadamente  $1,8 \times 10^{14}$  kW são interceptados pela Terra [1];
- ✓ Estudos revelaram que a demanda mundial de energia pode ser suprida de forma satisfatória através da utilização de energia solar [2].

Estudos recentes mostram que a energia solar pode também ser uma fonte de calor promissora para a geração de eletricidade utilizando o sistema CRO, uma vez que as usinas térmicas de alta temperatura que trabalham baseadas no Ciclo Rankine convencional não são viáveis em aplicações de pequena capacidade. Para capacidades inferiores a 1MWe, determinou-se que a eficiência do Ciclo Rankine convencional é muito menor, em comparação a um Ciclo Rankine Orgânico [3]. Neste caso, o sistema CRO é uma tecnologia que pode ser utilizada para a geração de eletricidade em pequena e média capacidade (1 kW-5 MW). O Ciclo Rankine Orgânico (CRO) oferece ainda uma alternativa interessante para aquelas fontes de energia térmica de baixa qualidade [4].

Embora, há pesquisas na área de sistemas de concentração solar com Coletores Cilíndricos Parabólicos para a geração de eletricidade, poucos são as investigações nas quais se analisam este tipo de sistemas trabalhando com Ciclo Rankine Orgânico integrado ao armazenamento térmico. O armazenamento de energia neste tipo de sistemas pode trazer vantagens importantes, como: a capacidade de controlar o tempo de operação do sistema e a quantidade de eletricidade gerada, o controle do sistema durante condições meteorológicas transitórias, aumento do fator de capacidade anual e uma distribuição mais uniforme da geração de eletricidade.

Diante deste cenário este trabalho busca desenvolver um modelo matemático para a análise de um sistema de geração de eletricidade a partir da energia solar, que seja capaz de responder à intermitência desta fonte renovável.

## **1.2 Objetivos**

### **Objetivo Geral**

O objetivo principal deste trabalho é efetuar a análise do comportamento integrado de um sistema Ciclo Rankine Orgânico (CRO) com Coletores Cilíndricos Parabólicos e Armazenamento térmico de dois tanques, através da modelagem dos componentes do sistema.

### **Objetivos Específicos**

- ✓ Estudar e caracterizar o comportamento térmico de um sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos trabalhando com diferentes fluidos de transferência de calor, através da modelagem matemática desta tecnologia;
- ✓ Estudar e caracterizar o comportamento térmico do Ciclo Rankine Orgânico (CRO) operando com diferentes fluidos de trabalho, a partir da modelagem matemática deste sistema;
- ✓ Analisar e caracterizar o comportamento do sistema de armazenamento térmico de dois tanques, através da modelagem matemática deste tipo de tecnologia;
- ✓ Determinar o máximo potencial para entregar energia ou realizar trabalho dos componentes do sistema, através da análise exergética;
- ✓ Determinar as características geométricas dos componentes da turbina do Ciclo Rankine Orgânico para diferentes fluidos de trabalho, através do desenvolvimento do projeto unidimensional e 3D da turbina, visando sua operação fora do ponto de projeto;

### 1.3 Contribuições

A revisão bibliográfica realizada neste trabalho mostra que existem poucas pesquisas ou trabalhos focados na análise e caracterização de sistemas de Coletores Cilíndricos Parabólicos operando com Ciclo Rankine Orgânico integrado ao sistema de armazenamento térmico de dois tanques, incluindo a análise do expensor do ciclo de potência. Igualmente, é importante destacar que, ademais de esse ser um dos objetivos deste trabalho, esta tese focará na avaliação de diferentes fluidos de transferência de calor e fluidos de trabalho. Assim, a principal contribuição deste trabalho consiste na elaboração de um modelo matemático que pode ser utilizado como uma ferramenta para analisar o comportamento integrado dos sistemas propostos nesta tese, análise desenvolvida a partir das ferramentas computacionais Matlab e CFX-ANSYS.

Para o sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos foi considerado de forma detalhada o efeito da irradiação solar sobre a superfície do receptor do sistema, com o propósito de obter um modelo matemático que caracterize este tipo de tecnologia da maneira mais próxima da realidade. No caso do sistema de armazenamento térmico de dois tanques foram consideradas e analisadas detalhadamente as perdas térmicas, uma vez que na literatura científica, com frequência, são realizadas simplificações em relação a este cálculo.

Também é proposta a modelagem unidimensional de uma turbina radial em *Matlab*, como a base para desenvolver o projeto 3D da turbina do Ciclo Rankine Orgânico. A partir da análise 3D são determinados o tamanho e os perfis de pressão, temperatura e velocidade para cada uma das turbinas projetadas para os fluidos R-245fa, R-141b e o R-123. O projeto da turbina tem como principal objetivo permitir determinar o comportamento deste componente fora de condições de projeto e, fornecer os parâmetros necessários para desenvolver análise da operação integrada do sistema na configuração definida nesta tese.

Outro aporte desta tese é obtido a partir da análise exergética proposta para a configuração do sistema definido, e as considerações do efeito não uniforme da irradiação solar sobre o tubo absorvedor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos. A revisão bibliográfica mostra que não há publicações sobre a análise exergética da configuração do sistema definida nesta tese. Esta análise também, permite identificar oportunidades de melhoras nos componentes do sistema analisado.

A metodologia proposta nesta tese pode ser utilizada para dimensionar um sistema na configuração definida nesta tese, para qualquer faixa de potência elétrica e período de armazenamento.

## 1.4 Estrutura do Trabalho

O presente trabalho está dividido em cinco capítulos, com a seguinte estrutura:

Capítulo 1 apresenta a proposta da tese, a justificativa e a motivação para o desenvolvimento deste trabalho, assim como os objetivos e o conteúdo do trabalho. Neste capítulo também é apresentada a importância das energias renováveis e dos sistemas de geração de eletricidade a partir da energia solar.

Capítulo 2 apresenta um resumo dos trabalhos desenvolvidos sobre o Ciclo Rankine Orgânico com Coletores Cilíndricos Parabólicos e armazenamento térmico, visando a geração de eletricidade.

Capítulo 3 apresenta os conceitos, considerações, parâmetros e as equações utilizadas para modelar cada um dos componentes do sistema proposto nesta tese, como:

- ✓ Os Coletores Cilíndricos Parabólicos.
- ✓ O sistema de Armazenamento Térmico de Dois Tanques.
- ✓ O Ciclo Rankine Orgânico (CRO).
- ✓ A Turbina Radial.

Neste capítulo mostra-se também a validação realizada para cada um dos modelos matemáticos propostos.

Capítulo 4 apresenta os resultados obtidos e as análises destes resultados.

Capítulo 5 apresenta as conclusões, recomendações e propostas de pesquisas futuras a partir da experiência obtida no desenvolvimento da presente tese.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Neste capítulo, apresenta-se uma revisão bibliográfica sobre os temas abordados nesta tese. A parte inicial deste capítulo é dedicada à utilização do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos acoplados a um Ciclo Rankine Orgânico para a geração de eletricidade. São apresentadas as diferentes configurações, alguns conceitos sobre estes sistemas e as características dos fluidos usados em cada sistema. Além disso, apresentam-se estudos desenvolvidos sobre este tipo de sistema disponíveis na literatura científica.

Em outra seção deste capítulo são apresentados os conceitos e fundamentos dos sistemas de armazenamento térmico, as configurações utilizadas e os estudos existentes sobre estes sistemas e sua aplicação aos sistemas definidos nesta tese.

Finalmente são apresentados os fundamentos teóricos para projetos de turbina radial operando com fluidos orgânicos e alguns estudos disponíveis na literatura científica referentes a este equipamento.

### **2.1 Sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos**

Na atualidade o uso da energia solar se tem incrementado consideravelmente, tanto no setor doméstico, como no setor industrial. Neste sentido o interesse deste trabalho é estudar a utilização de Coletores Cilíndricos Parabólicos nas usinas de geração de eletricidade. Em alguns países, estes sistemas já são utilizados em aplicações de geração de potência elétrica, pelos altos valores de sua relação de concentração e a capacidade de atingir altas temperaturas [5]. Este tipo de sistema transforma a irradiação solar em calor, que em seguida é utilizada para gerar eletricidade ou calor de processo. Uma usina com Coletores Cilíndricos Parabólicos, consiste principalmente de 4 componentes: o sistema de concentração solar (os coletores), o receptor (cobertura de vidro e tubo absorvedor), o sistema de armazenamento térmico e o ciclo de potência para gerar a eletricidade. Outros componentes destes sistemas são o sistema para gerar vácuo no receptor, a bomba para movimentar o fluido de transferência de calor (FTC), o sistema de rastreamento do sol e o trocador de calor (se a troca de calor com o bloco de potência for indireta) [6].

Segundo Ho e Iverson [7], a máxima quantidade de irradiação que o receptor pode suportar, depende dos materiais deste elemento e da forma como a energia solar é transferida ao fluido. A

absorção da energia no receptor é considerada indireta, ou seja, a irradiação solar, inicialmente é absorvida por um corpo sólido opaco antes de ser transmitida ao fluido de transferência de calor. Por esta razão, o limite de temperatura é definido pelo tubo absorvedor, e a quantidade de calor extraída ou aproveitada é limitada pelo fluido no interior do receptor. Segundo Kuravi et al. [8], o fluido de transferência de calor deve ser compatível com o meio de armazenamento, com os materiais da tubulação e equipamentos em contato. Deve também ser capaz de operar na faixa de temperatura requerida, receber e transferir calor facilmente e se movimentar bem em espaço confinado. Para garantir uma boa eficiência e as características já descritas, o fluido de transferência de calor deve possuir as seguintes características [7], [9]:

- ✓ Ampla faixa de temperatura de trabalho e alta estabilidade térmica. Isto significa um ponto de fusão baixo para reduzir o uso de sistemas de controle de temperatura (o sistema de controle de temperatura é utilizado para evitar a solidificação do fluido de transferência de calor), e um limite de temperatura superior elevado, o que permite aumentar a eficiência dos ciclos termodinâmicos;
- ✓ Boas propriedades de transferência de calor para diminuir a diferença de temperatura entre o tubo absorvedor e o fluido, permitindo atingir altas temperaturas. Nesta ordem de ideias é desejada uma alta condutividade térmica, baixa viscosidade para ter menos perdas de pressão, e elevado calor específico;
- ✓ Baixas pressões de trabalho, pois isto permite usar tubulações com paredes finas e reduzir a diferença de temperatura entre o tubo absorvedor e o fluido;
- ✓ Baixo coeficiente de expansão, para evitar grandes variações de volume do fluido durante as diferentes condições de operação;
- ✓ Aspectos operacionais, como a segurança e a baixa corrosão são características importantes. Recomendam-se fluidos com baixa inflamabilidade, toxicidade limitada, amigáveis com o ambiente e que sejam compatíveis com o material dos diferentes componentes do sistema;
- ✓ Baixo custo e de fácil disponibilidade no mercado.

O tipo de fluido de transferência de calor a ser usado em um sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos é um aspecto muito importante, uma vez que este define a máxima temperatura de operação do sistema, o tipo de material a ser utilizado no tubo absorvedor do receptor e a facilidade para integrar o sistema de armazenamento [10]. A Tabela 2.1 apresenta um resumo dos

fluidos utilizados nos sistemas de Coletores Cilíndricos Parabólicos e em alguns sistemas de concentração solar [6], [10]:

Tabela 2.1. Características de alguns fluidos de transferência de calor.

Fluido de transferência de calor	Tipo de fluido	Composição	Temperatura mínima (°C)	Temperatura máxima (°C)
Syltherm 800	Óleo Térmico	NA	-40	400
Água		H <sub>2</sub> O	0	400
Therminol VP-1	Óleo Térmico	NA	12	400
Dowtherm A	Óleo Térmico	NA	15	405
Hitec	Sais fundidos	(7 wt% NaNO <sub>3</sub> , 40wt% NaNO <sub>2</sub> , 53 wt% KNO <sub>3</sub> )	140	530
Hitec XL	Sais fundidos	(7 wt% NaNO <sub>3</sub> , 45 wt% KNO <sub>3</sub> , 48 wt% Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> )	130	550
Sal solar	Sais fundidos	(60wt% NaNO <sub>3</sub> , 40wt% KNO <sub>3</sub> )	260	600
Na	Metal líquido	Na	98	883
LBE (Lead–Bismuth Eutectic)	Metal líquido	(44.5 wt% Pb, 55.5 wt% Bi)	125	1670
SiC	Partículas em suspensão	NA	Sem limite inferior	1800

wt %: Percentagem de peso.

NA: Não Aplica.

A eficiência térmica dos coletores depende significativamente das condições de operação e do receptor do sistema, com valores típicos na faixa de 30% até 70%. Os Coletores Cilíndricos Parabólicos atingem valores de concentração solar na faixa de 15-100 e temperaturas do fluido de transferência de calor até de 400 °C. No caso de campos solares pequenos, podem ser utilizados sistemas de rastreamento do sol de dois eixos para reduzir as perdas óticas [11].

Na maioria dos casos de sistemas de Coletores Cilíndricos Parabólicos é usado como bloco de potência um Ciclo Rankine a vapor, tecnologia que requer gerar uma potência mínima de alguns MWe, afim de ser competitiva. Particularmente no caso de sistemas de pequena capacidade o Ciclo Rankine Orgânico pode apresentar uma série de vantagens sobre o ciclo a vapor. No caso de sistemas com geração de vapor direta (GVD), o fluido trabalho é evaporado dentro do tubo absorvedor e este é enviado para a turbina, onde é expandido, gerando trabalho de eixo e posteriormente eletricidade no gerador. Na saída da turbina o fluido é condensado no condensador, e em seguida volta para os coletores, para repetir o ciclo. A Figura 2.1 apresenta um esquema desta configuração [11].

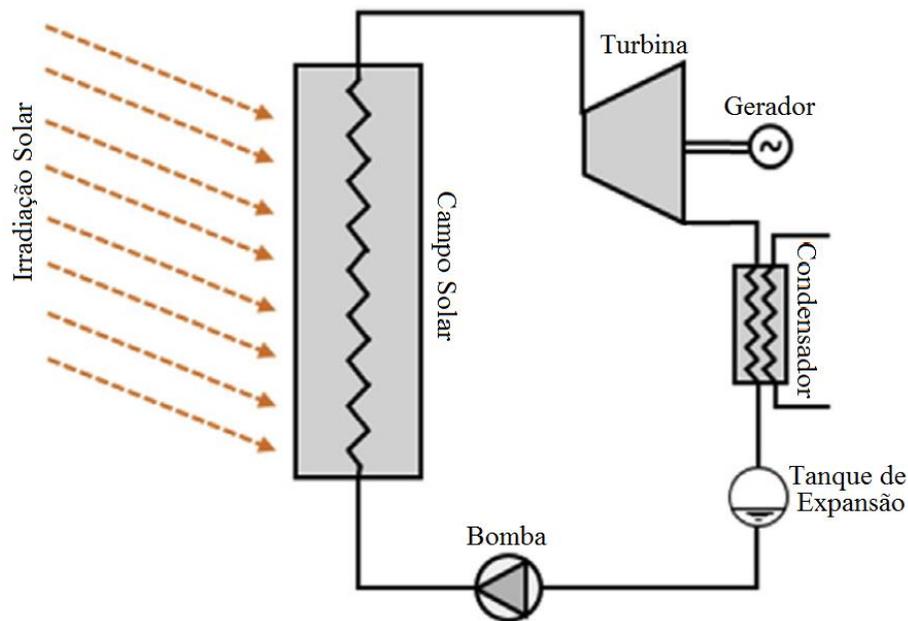


Figura 2.1. Configuração do sistema com geração direta de vapor [10].

A configuração (GVD) evita o custo de utilizar um trocador de calor entre o campo solar e o bloco de potência e as perdas associadas à bomba de circulação de um fluido secundário. Esta configuração é comum em sistemas de micro capacidade e é pouco usada em Ciclos Rankine Orgânico de média e grande capacidade, devido a:

- ✓ Elevados custos causados pela grande quantidade de fluido orgânico requerido para encher o tubo absorvedor dos coletores do campo solar;
- ✓ Elevados valores de pressão de operação nos coletores do sistema;
- ✓ Projetos de coletores mais caros.

A segunda configuração utilizada é conhecida como sistema com geração intermediária de vapor, um fluido de transferência de calor é usado para transportar o calor coletado nos coletores. E em seguida, um trocador de calor é implementado entre o campo solar e o bloco de potência, com o objetivo de transferir calor desde o fluido de transferência de calor para o fluido de trabalho no bloco de potência, e desta forma evaporar este último fluido. A Figura 2.2 mostra a configuração de um campo solar com geração intermediária de vapor. A operação deste sistema, inicia quando a irradiação solar atinge a superfície dos coletores e esta é concentrada sobre o tubo absorvedor localizado no ponto focal. O fluido de transferência de calor é aquecido e enviado até o evaporador, onde transfere energia para o fluido de trabalho. No CRO, o fluido de trabalho é transportado até a turbina onde é expandido, gerando trabalho de eixo e logo depois eletricidade

no gerador elétrico; em seguida, no condensador, o fluido é condensado completamente para voltar até o evaporador e repetir o ciclo.

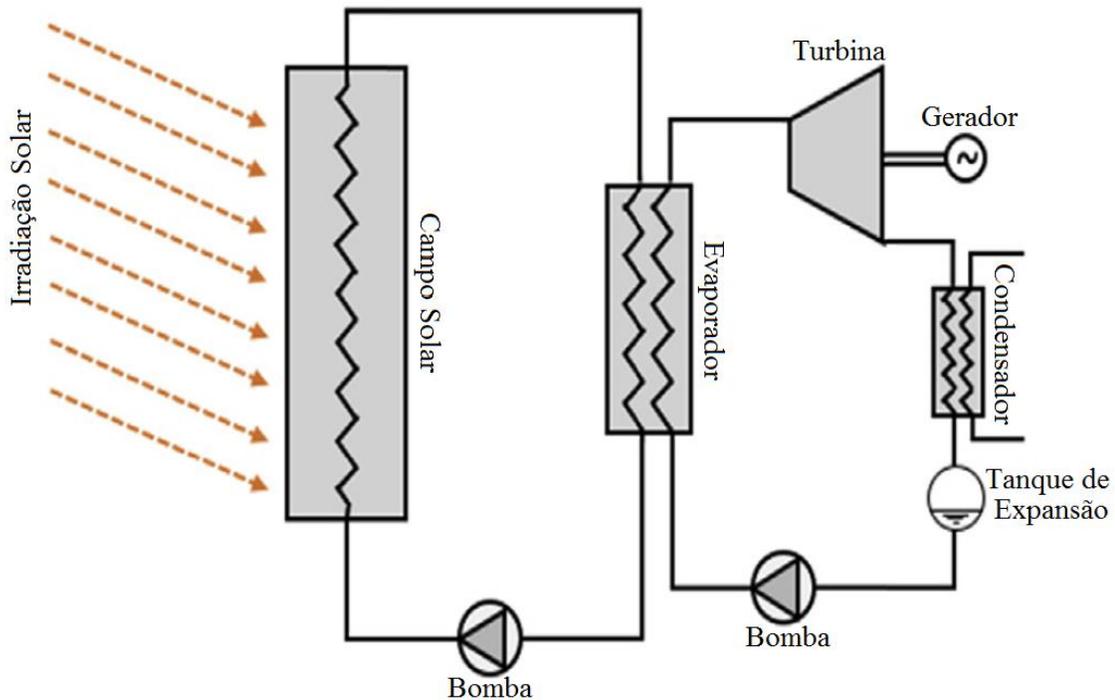


Figura 2.2. Configuração do sistema com geração intermediário de vapor [10].

Na próxima seção serão apresentados alguns conceitos e considerações do Ciclo Rankine Orgânico, ciclo térmico utilizado nesta tese como opção para o bloco de potência.

## 2.2 Ciclo Rankine Orgânico

O ciclo Rankine convencional usa água como fluido de trabalho, porém não é viável utilizar água como fluido de trabalho para aplicações com fontes de energia de baixa temperatura, devido à alta temperatura de vaporização a pressões baixas. Portanto, no Ciclo Rankine Orgânico (CRO), fluidos orgânicos com baixa temperatura de vaporização são usados [12]. O princípio de operação deste ciclo é semelhante ao ciclo Rankine a vapor, pelo qual pode ser representado esquematicamente na Figura 2.3.

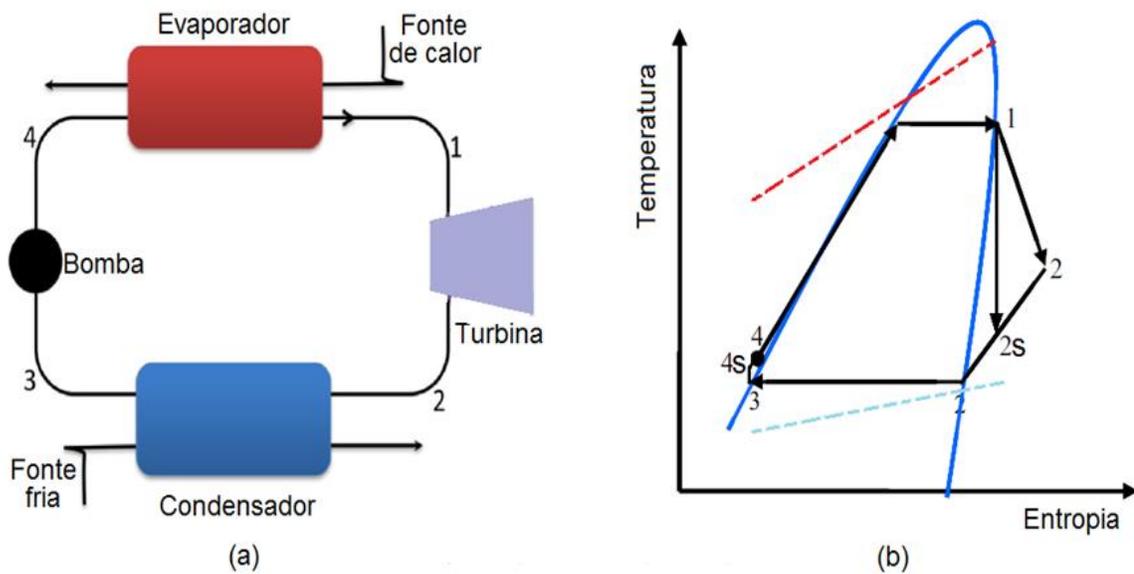


Figura 2.3. (a) Ciclo Rankine Orgânico (CRO) (b) Diagrama T-S do sistema CRO, adaptado de [13].

É possível dizer que os princípios de funcionamento do Ciclo Rankine convencional a vapor e o Ciclo Rankine Orgânico são semelhantes, onde a principal diferença consiste no fluido de trabalho utilizado em cada um. Os processos ideais apresentados na Figura 2.3 são descritos a seguir:

- ✓ Processo de expansão isentrópica através da turbina desde o ponto 1 (alta pressão) até o ponto 2s (pressão mais baixa do ciclo), para obter trabalho do eixo. Para o processo real de expansão, e para o processo real de expansão desde o ponto 1 até o ponto 2;
- ✓ Processo de rejeição de calor à pressão constante no condensador do ponto 2s até o ponto 3. Na saída da turbina o fluido está totalmente ou parcialmente no estado de vapor, sendo necessário rejeitar calor através do condensador, para retornar ao estado de líquido saturado e ser novamente comprimido;
- ✓ Processo de compressão isentrópica do fluido de trabalho do ponto 3 ao ponto 4s (idealmente numa forma adiabática) e do ponto 3 ao 4 para o processo real, do nível de baixa pressão ao nível de alta pressão;
- ✓ O processo 4 – 1 representa a adição de calor à pressão constante no evaporador, desde a fonte de calor para o fluido de trabalho.

A temperatura da fonte de calor é o indicador principal e indispensável para escolher entre um Ciclo Rankine a vapor e um Ciclo Rankine Orgânico. Geralmente as diferenças nas propriedades do fluido de trabalho fazem o sistema CRO viável para fontes de calor com média (150-250 °C) e

baixa ( $<150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) temperaturas, enquanto o Ciclo Rankine convencional é a melhor opção para fontes de calor de médias e altas ( $>250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) temperaturas. Algumas fontes de calor comuns usadas nos Ciclos Rankines convencionais podem ser: Carvão, derivados de petróleo, etc., as quais podem fornecer temperaturas acima de  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Na Figura 2.4 são apresentadas algumas fontes de calor e configurações onde pode ser utilizado o Ciclo Rankine Orgânico [11]:

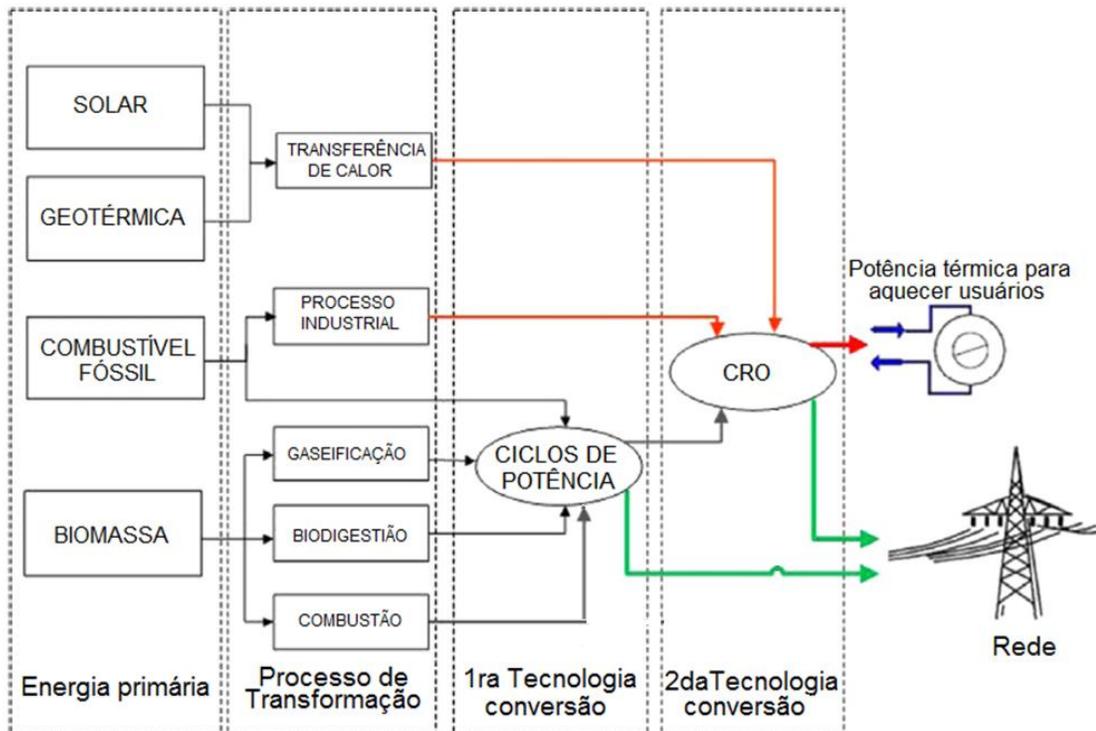


Figura 2.4. Algumas fontes de calor utilizadas com o Ciclo Rankine Orgânico[11].

O Ciclo Rankine Orgânico apresenta vantagens e desvantagens sobre o ciclo Rankine convencional, como [14], [15]:

- ✓ Os fluidos orgânicos normalmente têm temperatura crítica inferior ( $<300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) à da água ( $373,95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), tornando-se adequados para a recuperação de calor de fontes de baixa e média temperatura. Na atualidade, este tipo de ciclo é utilizado principalmente para recuperar energia em processos com calor residual;
- ✓ A inclinação da curva de vapor saturado no diagrama T-S (curva à direita a partir do ponto crítico) é negativa para a água, enquanto que para alguns fluidos orgânicos, como os fluidos isentrópicos a inclinação da curva à direita a partir do ponto crítico tende ao infinito e para os fluidos secos a inclinação é positiva. Assim, a limitação do título do

vapor no final do processo de expansão do CRO para esses fluidos orgânicos desaparece, motivo pelo qual não é necessário superaquecer o vapor na entrada da turbina;

- ✓ Para fontes de calor com temperaturas médias e baixas, os CRO são capazes de obter maior eficiência térmica que o Ciclo Rankine a vapor para uma mesma potência elétrica;
- ✓ Os sistemas CRO são menos complexos que os sistemas de Ciclo Rankine a vapor em processos de conversão de calor de baixa qualidade. Nos ciclos de vapor de água, a relação de pressão e a queda de entalpia na turbina são altas, isso envolve o uso de turbinas com vários estágios de expansão. Nos CRO, a queda de entalpia é muito menor e turbinas de um ou dois estágios são geralmente usadas, o que reduz seu custo. Efeitos adicionais de baixa entalpia incluem menores velocidades de rotação. No caso de menor velocidade de rotação permite-se o acionamento direto do gerador sem sistema de engrenagem de redução (isto é especialmente vantajoso para usinas de baixa potência), enquanto a baixa velocidade diminui a tensão sobre as pás da turbina e facilita o seu projeto;
- ✓ Nos sistemas CRO, o processo de expansão acontece à menor pressão e temperatura em comparação ao ciclo a vapor convencional, para uma mesma capacidade. Devido à baixa temperatura de evaporação dos fluidos orgânicos, é possível recuperar calor de fontes de baixa temperatura;
- ✓ Pequena diferença entre a temperatura de evaporação e de condensação do fluido de trabalho no sistema CRO.
- ✓ A relação de queda de pressão nestes sistemas é pequena, o que permite utilizar turbinas de simples estágio;
- ✓ O vapor produto da expansão dos fluidos orgânicos secos se mantém superaquecido na saída da turbina, evitando os riscos de erosão das pás da turbina;
- ✓ No ciclo de vapor convencional, são requeridas em alguns casos temperaturas superiores aos 450 °C na entrada da turbina, para evitar a formação de gotículas durante a expansão, causando maior fadiga térmica no evaporador (caldeira) e erosão sobre as pás da turbina;
- ✓ As fontes de calor de alta temperatura podem causar decomposição da maioria dos fluidos orgânicos, causando mudanças de suas propriedades;
- ✓ A diferença de entropia entre o líquido saturado e o vapor saturado é menor para o fluido orgânico, o que implica que a entalpia de vaporização também é menor. Para uma mesma

potência térmica no evaporador, o fluxo mássico do fluido orgânico é maior do que da água, levando a um maior consumo de potência elétrica na bomba;

As principais vantagens do ciclo Rankine Orgânico sobre o ciclo Rankine a vapor convencional são a alta eficiência da turbina, os baixos custos de operação e manutenção, procedimentos simples de arranque e operação completamente automática [16]. Os custos nestas usinas podem ser reduzidos melhorando-se o desempenho do sistema. A escolha do fluido de trabalho e as condições de operação têm um efeito importante sobre a eficiência do sistema e o impacto que este tem sobre o ambiente.

### 2.2.1 Fluidos de Trabalho do Ciclo Rankine Orgânico

Dependendo da inclinação da curva de vapor saturado no diagrama de temperatura-entropia, os fluidos de trabalho podem ser classificados em isentrópicos, se a inclinação da curva é vertical; secos, se a inclinação da curva é positiva, e úmidos, se a inclinação da curva é negativa (ver Figura 2.5). Os fluidos secos e isentrópicos são os mais apropriados para os sistemas CRO [17].

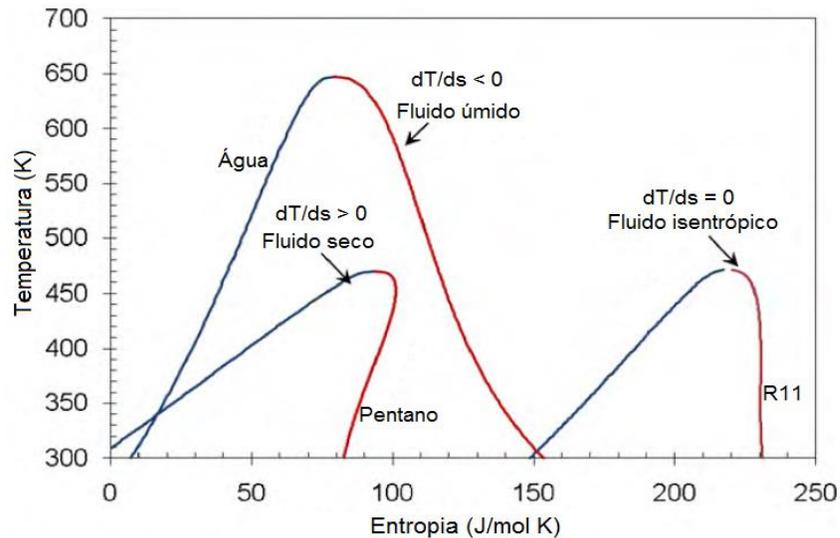


Figura 2.5. Classificação dos fluidos de trabalho, adaptado de [18].

Como o valor de  $(dT/ds)$  para os fluidos isentrópicos tende ao infinito, o inverso da inclinação da curva ( $\xi = ds/dT$ ) é usado para quantificar se um fluido é seco ou úmido. Se  $\xi$  é maior que zero, o fluido é seco, isto significa que depois do processo de expansão isentrópica na turbina, o fluido sai como vapor superaquecido. Se  $\xi$  é próximo de zero, o fluido é isentrópico, isto significa que o processo de expansão isentrópica acontece ao longo da curva de saturação ou em paralelo, isto quer dizer que o vapor saturado na entrada da turbina permanece saturado até a saída da turbina.

Se  $\xi$  é menor do que zero, o fluido é úmido, e a expansão ocorre na zona de vapor úmido, sendo necessário efetuar o superaquecimento do fluido na entrada da turbina a fim de evitar possíveis danos no equipamento, como a erosão das pás da turbina [18].

Um Ciclo Rankine Orgânico Solar pode ser projetado usando diferentes fluidos de trabalho, condição que resulta favorável para que este tipo de sistema possa trabalhar com diferentes fontes de calor. Por outro lado, isto dificulta a resolução dos problemas de otimização deste tipo de sistemas. Os fluidos orgânicos podem ser escolhidos entre várias classes químicas, como: hidrocarbonetos (alcanos, alcenos, etc.), fluidos refrigerantes (compostos parcialmente fluorados e perfluorados) e siloxanos. Apenas um pequeno número de fluidos puros (tolueno, pentano, butano, R134a, R245fa e alguns siloxanos) é utilizado em sistemas comerciais, principalmente porque os fabricantes tendem a usar fluidos bem conhecidos e já utilizados em outras instalações, mas não existem razões para excluir da análise outros fluidos menos conhecidos [11].

Dependendo da aplicação, o número de fluidos de trabalho a avaliar pode ser reduzido, considerando as propriedades termodinâmicas e as seguintes orientações e indicadores [18], [19]:

- ✓ Desempenho termodinâmico: a eficiência e a potência de saída devem ser a maior possível para uma dada fonte de calor e um dado sumidouro de calor. Assim, conhecendo-se as temperaturas da fonte e do sumidouro de calor, a eficiência e a potência dependerão de algumas propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, como o ponto crítico, o calor específico, a densidade, etc.;
- ✓ Alta Densidade: já que uma baixa densidade do fluido na fase líquida e vapor, resulta em um fluxo mássico inferior em relação a um fluido com maior densidade. Assim, será necessário aumentar a quantidade de fluido no ciclo e, em consequência as dimensões dos trocadores de calor como uma forma de limitar a perda de pressão;
- ✓ Baixas viscosidades na fase líquida e na fase vapor resultam em altos valores do coeficiente de transferência de calor e baixas perdas por atrito nos trocadores de calor;
- ✓ Pressões de evaporação aceitáveis, pois altos valores de pressão levam a maiores custos de investimento e maior complexidade do sistema;
- ✓ Pressão de condensação positiva: a mínima pressão deve ser maior que a pressão atmosférica a fim de evitar a infiltração de ar no ciclo;
- ✓ Estabilidade a temperaturas elevadas e compatibilidade com os materiais dos equipamentos;

- ✓ A máxima temperatura da fonte de calor é limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho;
- ✓ O ponto de fusão deve ser inferior à mínima temperatura ambiente durante o ano para evitar a solidificação do fluido de trabalho;
- ✓ Alto nível de segurança: a segurança envolve dois parâmetros, a toxicidade e a inflamabilidade;
- ✓ Baixo potencial de destruição da camada de ozônio;
- ✓ Baixo potencial de aquecimento global;
- ✓ Boa disponibilidade e baixo custo: os fluidos usados na refrigeração e na indústria química são de mais fácil obtenção e de menor custo.

### **2.3 Coletores Cilíndricos Parabólicos Acoplados ao Ciclo Rankine Orgânico**

Nos últimos 25 anos tem-se desenvolvido usinas térmicas de geração de eletricidade baseadas na tecnologia de Coletores Cilíndricos Parabólicos, mas só nos últimos anos vem se utilizando estes coletores acoplados a Ciclos Rankines Orgânicos, principalmente para aplicações na indústria [20]. A fim de melhorar o desempenho das usinas de concentração solar, diferentes configurações utilizando sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos têm sido reportadas na literatura científica [16]. Quoilin et al. [15] desenvolveram um modelo matemático de um Ciclo Rankine Orgânico acoplado a Coletores Cilíndricos Parabólicos. Este modelo tem como objetivo reproduzir o comportamento de uma usina instalada em Lesoto (África Austral). O sistema está constituído por Coletores Cilíndricos Parabólicos, um tanque de armazenamento e um Ciclo Rankine Orgânico, o qual utiliza expensor *Scroll*. Os autores fizeram uma análise energética e a modelagem dos diferentes componentes do sistema, o fluido de transferência de calor usado foi monoetileno glicol, enquanto os fluidos de trabalho utilizados foram R134a, R245fa, SES36 e o n-pentano. Para o sistema usando o SES36 como fluido de trabalho, os autores obtiveram uma eficiência máxima do CRO de 13,1 % e uma eficiência máxima do sistema de 7,9 %. A máxima eficiência do campo solar foi de 65,1 %, utilizando como fluido de transferência de calor o monoetileno glicol e como fluido de trabalho do CRO o R134a. O sistema de armazenamento modelado foi de um tanque, e foi analisada a operação do ciclo de potência com expensor *Scroll*. O diferencial desta tese é o desenvolvimento da modelagem de um sistema de armazenamento de dois tanques e o projeto de três turbinas radiais operando no ponto de projeto e fora deste ponto.

He et al. [21] apresentaram um modelo de um sistema de geração a partir de Coletores Cilíndricos Parabólicos utilizando como ciclo de potência um Ciclo Rankine Orgânico. Para isso os autores usaram o software TRNSYS. Os autores desenvolveram um modelo para caracterizar o sistema integrado a um sistema de armazenamento de um tanque, a configuração do CRO usado foi do tipo regenerativo. O fluido de transferência de calor utilizado no sistema foi óleo (HTO), enquanto os fluidos de trabalho usados foram o R113, R123 e o pentano. As capacidades do sistema de armazenamento definidas foram de 50 m<sup>3</sup>, 100 m<sup>3</sup>, 150 m<sup>3</sup>. Para irradiação solar entre 800 e 1200 W/m<sup>2</sup> foi obtida uma eficiência térmica dos coletores de 71,8 %, para uma temperatura do fluido de transferência de calor de 120 °C. O sistema apresentou uma máxima eficiência de 15,4 % e uma mínima eficiência de 10,4 %, para uma máxima capacidade do sistema de armazenamento de 150 m<sup>3</sup>. No caso do CRO foi obtida uma máxima eficiência térmica de 22,56 %, para uma temperatura de entrada na turbina de 190 °C, utilizando como fluido de trabalho o pentano. Os autores não modelaram o sistema de armazenamento de dois tanques e o expensor do ciclo de potência, análises que são realizadas nesta tese.

Chacartegui et al. [22] analisaram uma usina de 5 MW com Coletores Cilíndricos Parabólicos integrados a um Ciclo Rankine Orgânico com armazenamento térmico. Os autores avaliaram o comportamento do sistema utilizando duas configurações do sistema de armazenamento com dois tanques. Em uma configuração é utilizado o sistema de armazenamento térmico indireto, na qual os fluidos de transferência de calor usados foram Therminol VP-1 e o Hitec-XL. Na outra configuração foi usado o sistema de armazenamento térmico direto de dois tanques, neste caso o fluido de transferência de calor usado foi o Hitec-XL. O comportamento do Ciclo Rankine Orgânico foi avaliado para 13 diferentes fluidos de trabalhos. Entre os fluidos avaliados e para as condições consideradas, o melhor comportamento foi obtido para o tolueno, com uma máxima eficiência do bloco de potência de 31,5 %. Das análises realizadas, o sistema de armazenamento indireto de dois tanques apresentou os resultados mais interessantes para uma capacidade de 10 h. Os autores não consideraram as perdas de calor nos tanques do sistema de armazenamento, aspecto considerado e analisado nesta tese.

Borunda et al. [20] apresentaram uma análise de um sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos trabalhando com um Ciclo Rankine Orgânico com armazenamento térmico de um tanque, que tem como objetivo a geração de eletricidade e de calor. Os autores desenvolveram uma análise energética e exergetica do campo solar, do bloco de potência e do sistema de armazenamento

térmico. Para desenvolver as simulações, os autores utilizaram o software TRNSYS como ferramenta computacional. O fluido de transferência de calor usado foi Therminol-55 e como fluido de trabalho o n-butano. Os autores não analisam as perdas de calor no tanque do sistema de armazenamento, aspecto considerado e analisado no presente trabalho de pesquisa.

A Tabela 2.2 mostra um resumo de alguns trabalhos publicados sobre sistemas de Coletores Cilíndricos Parabólicos acoplados a um Ciclo Rankine Orgânico instalados em diferentes partes do mundo [11].

Tabela 2.2. Características de alguns sistemas CCP acoplado a CRO instalados no mundo.

Localização	Área do Coletor (m <sup>2</sup> )	Fluido de transferência de calor	Potência de saída (kW)	Fluido de trabalho	Armazenamento térmico	Referência
Willard, NM-USA (1979)	1276	Óleo mineral	19	R113	Thermocline-Direto	[23]
Vignola, France (1982)	1176	Óleo térmico	100	FC75	Thermocline-Direto	[24]
Perth, Australia (1984)	-	Óleo térmico	35	C <sub>8</sub> F <sub>16</sub>	-	[25], [26]
Red Rock, AZ-USA (2006)	10340	Óleo mineral	1x10 <sup>6</sup>	n-pentano	Nenhum	[27]
Newcastle, Australia (2006)	132	Óleo mineral	6	HFE 7100	Nenhum	[28]
Almeria, Espanha (2007)	-	Óleo térmico	5	SES36	Nenhum	[29]
Morphou, Chipre (2010)	216	Água	18	R245fa	Nenhum	[30]
Berea, Lesotho (2012)	75	Glicol	3/25	R245fa	Nenhum	[31]
Crowley, LA-USA (2013)	1051	Água	50	R245fa	Buffer	[32]
Tampa, FL-USA (2013)	-	Água / etileno	50	R245fa	Material de mudança de fase	[33]
Cadarache, França (2013)	550	Água	10	R245fa	Thermocline-Direto	[34]
Ait-Baha, Marrocos (2014)	6159	Ar	3x10 <sup>6</sup>	-	Leito de armazenamento sensível	[35]
Fallon, NV-USA (2015)	656	Água	33x10 <sup>6</sup>	Isobutano	Nenhum	[36]
Liège, Bélgica (2015)	78	Óleo sintético	3	R245fa	Nenhum	[37], [38]
Itajubá, MG-Brasil (2015)	112	Água	5	R245fa	Nenhum	NEST-UNIFEI

Da Tabela 2.2 e da revisão da literatura apresentada nesta seção é possível concluir que a configuração proposta nesta tese (Sistema com Coletores Cilíndricos Parabólicos, Armazenamento Térmico e Ciclo Rankine Orgânico, incluído a análise da turbina do CRO) não tem sido estudada em trabalhos de pesquisa, e até o momento não existe um sistema operado nesta configuração. A Tabela 2.2 também, mostra que na configuração do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico com Ciclo Rankine Orgânico dos sistemas instalados no mundo, o tipo de sistema de armazenamento utilizado é do tipo térmico. A revisão bibliográfica permitiu determinar que no caso do sistema de armazenamento, não são consideradas as perdas térmicas do sistema, ou são implementados outros sistemas de armazenamento, como o armazenamento com material de mudança de fase, de um tanque, leito de armazenamento sensível e sistemas thermocline-direto de um tanque. Com relação ao expansor do ciclo de potência encontrado na revisão da literatura, não existe trabalhos sobre a modelagem da turbina radial, componente estudado para a configuração analisada nesta tese, como pode se observar no trabalho de Quoilin et al. [15], onde é modelado um expansor tipo *Scroll*, e os resultados são validados em base a dados experimentais de testes desenvolvidos pelos autores.

## 2.4 Sistema de Armazenamento Térmico

No cenário atual e considerando as previsões sobre a geração e consumo da energia, sempre aparece como tônica importante enfrentar os problemas relacionados com as mudanças climáticas, a segurança e a qualidade da energia, através da implementação de sistemas que utilizem fontes de energia renováveis e sistemas de armazenamento. Para preencher a enorme lacuna existente entre o fornecimento e a demanda de energia, o conceito de armazenamento energético tornou-se importante nos últimos anos. Alguns aspectos importantes do sistema de armazenamento térmico são [39]:

- ✓ Fornecer energia durante a falta ou flutuação de irradiação solar;
- ✓ Reduzir a necessidade de utilizar os sistemas de geração de energia de emergência ou a operação das usinas em carga parcial;
- ✓ Redistribuir a energia necessária durante os picos de demanda, usando a energia gerada e armazenada durante as horas fora do pico;
- ✓ Utilizar a energia gerada a partir de sistemas que utilizam fontes de energia renováveis, para fornecer energia durante a flutuação da demanda de energia;

- ✓ Fornecer segurança energética com o menor impacto ambiental;
- ✓ Melhorar o desempenho operacional dos sistemas.

Existem diferentes formas ou tecnologias para armazenar energia, cada uma das quais tem sido desenvolvida com o objetivo de responder a uma necessidade em específico. Segundo a forma de armazenar a energia, estes sistemas podem ser classificados em: mecânicos, eletromagnéticos, químicos, biológicos e térmicos, tal como se apresenta na Figura 2.6 [40], [41].

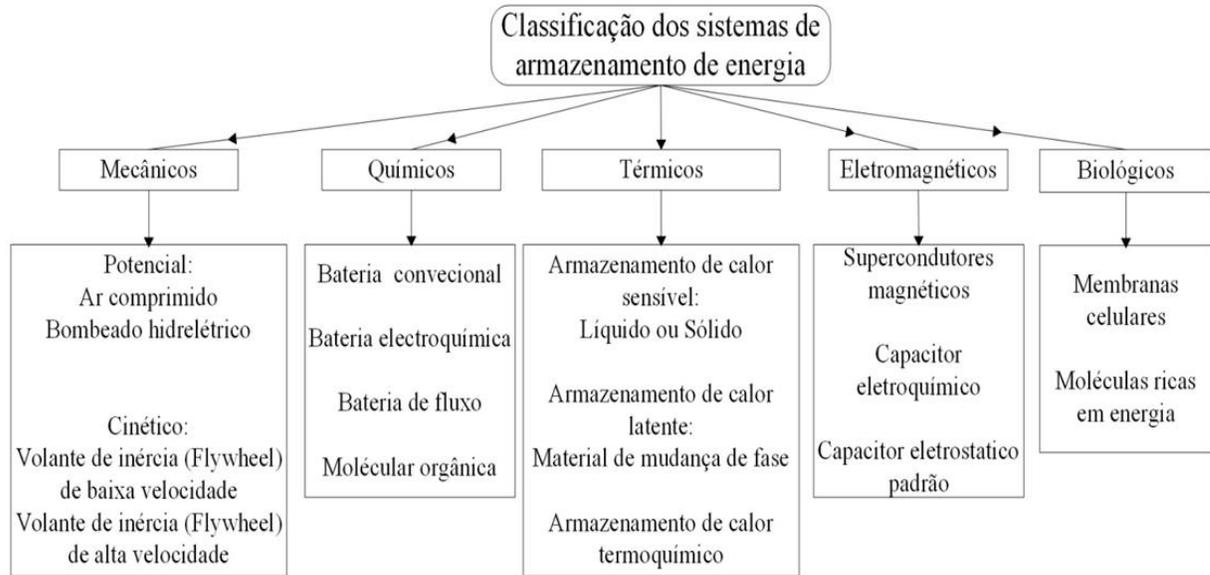


Figura 2.6. Classificação dos sistemas de armazenamento de energia.

As usinas de concentração solar podem ser utilizadas para complementar a operação de outras usinas que usam energia renovável, como as construídas a partir de turbinas eólicas ou células fotovoltaicas. Os sistemas de armazenamento térmico desempenham um papel decisivo nas usinas de concentração solar. O principal objetivo do sistema de armazenamento nestas usinas é o armazenamento eficiente, para o qual é necessário a minimização da entropia durante o carregamento e descarregamento do sistema de armazenamento utilizado. A entropia é gerada durante os processos de transferência de calor e a perda de pressão no sistema de armazenamento (em tanques, tubulações, válvulas, etc.) [11].

Os sistemas de armazenamento térmico podem ser classificados em relação à localização do meio de armazenamento dentro do sistema e à maneira como a energia chega até o mesmo. Esta classificação envolve sistemas de armazenamento ativo, passivo e híbrido [42].

No sistema de armazenamento ativo, o meio de armazenamento circula através de um trocador de calor e este é carregado ou descarregado por convecção forçada. Estes sistemas podem ser

divididos em sistemas diretos e indiretos. No sistema de armazenamento passivo, o meio de armazenamento não circula através do sistema, mas sempre permanece no mesmo local. O fluido de transferência de calor neste sistema é responsável por transportar a energia através do sistema. Durante o processo de carregamento, o fluido de transferência de calor transporta a energia recebida desde a fonte de calor até o meio de armazenamento e recebe a energia do meio de armazenamento durante a descarga. Este tipo de sistema usa principalmente um meio sólido para armazenamento de calor, tal como concreto e materiais que mudam de fase. Os sistemas híbridos misturam o conceito do sistema ativo e passivo tentando melhorar as características dos sistemas de armazenamento. Baseados na revisão bibliográfica são apresentados na Tabela 2.3 dados de alguns sistemas de armazenamento de energia térmica utilizados em usinas com Coletores Cilíndricos Parabólicos instalados em diferentes partes do mundo [8].

Tabela 2.3. Usinas de Coletores Cilíndricos Parabólicos com armazenamento térmico.

Projeto	Meio de arm.	Temperatura (°C)		Conceito de arm.	Potência de saída	Capacidade de arm.	Ref.
		Fria	Quen.				
SSPS-DCS Almeria, Espanha	Santotherm 55	225	295	1-tanque thermocline	1,2 MWt	5 MWht	[43],[44]
Nevada Solar One Nevada, USA	Dowtherm A	318	393	Sobredimesi onamento do campo de tubulação	64 MWe	0,5 h	[45],[46]
Holaniku at Keahole Point, Hawaii, USA	Água	-	200	Armazenam ento indireto	2 MWt, 500 kWe	2 h	[47],[48]
La Florida Badajoz, Espanha	Sal fundido	292	386	2-tanques indireto	50 MWe	7,5 h	[45], [49]
Andasol-1 Granada, Espanha	Sal fundido	292	386	2-tanques indireto	50 MWe	7,5 h / 1010 MWht	[45], [49],[50]
Andasol-2 Granada, Espanha	Sal fundido	292	386	2-tanques indireto	50 MWe	7,5 h / 1010 MWht	[45],[49] ,[50]
Extresol-1 Badajoz, Espanha	Sal fundido	292	386	2-tanques indireto	50 MWe	7,5 h / 1010 MWht	[45], [49]
Manchasol-1 Ciudad Real, Espanha	Sal fundido	292	386	2-tanques indireto	50 MWe	7,5 h	[45], [49]
Manchasol-2 Ciudad Real, Espanha	Sal fundido	292	386	2-tanques indireto	50 MWe	7,5 h	[45], [49]
La Dehesa Badajoz, Espanha	Sal fundido	292	386	2-tanques indireto	50 MWe	7,5 h	[45], [49]
Archimede Sicilia, Italia	Sal fundido	290	550	2-tanques indireto	5 MWe	8 h / 100 MWht	[45]

Da Tabela 2.3 é possível concluir que entre as usinas comerciais, o sistema de armazenamento de energia térmico mais utilizado é indireto do tipo 2-tanques, usando como meio de armazenamento sal fundido (*Molten salt*). Diante deste fato, nesta pesquisa se opta por utilizar o sistema de armazenamento térmico indireto de 2-tanques.

A Figura 2.7 apresenta a configuração de uma usina com Coletores Cilíndricos Parabólicos com armazenamento indireto do tipo 2-tanques. A operação deste sistema inicia quando a irradiação solar direta atinge a superfície dos coletores, e logo esta é concentrada e direcionada sobre o tubo receptor do sistema (localizado no ponto focal), com o propósito de aquecer o fluido de transferência de calor no interior do tubo absorvedor.

Segundo a estratégia de operação do sistema definida, podem-se ter duas opções para a operação do sistema. Na primeira forma de operação, o fluido quente na saída do campo solar vai para o trocador de calor do Ciclo Rankine Orgânico (CRO), onde transfere energia para o fluido de trabalho do CRO. O fluido de trabalho é expandido na turbina com o objetivo de gerar eletricidade (na capacidade definida), depois da turbina este fluido é condensado e transportado novamente até o trocador de calor, para repetir o ciclo. No caso do fluido de transferência de calor, uma vez este transfere a energia ao fluido de trabalho, ele é transportado novamente ao campo solar, para ser aquecido e retomar o ciclo de transferência de calor. Quando há excesso de energia térmica no campo solar, parte do fluido de transferência de calor na saída do campo solar é enviado para o CRO, e a outra porcentagem do fluido será direcionada para o trocador de calor do sistema de armazenamento, para aquecer o meio de armazenamento deste sistema, e desta forma ter energia térmica de respaldo para a operação do sistema, durante a falta de energia solar ou durante flutuações de geração de eletricidade.

A segunda forma de operação é baseada no redimensionamento do campo solar como uma forma de gerar a quantidade de energia térmica para alimentar o sistema CRO e o sistema de armazenamento de forma simultânea. Neste caso, o fluido quente na saída do campo solar é enviado para o CRO e o sistema de armazenamento. Depois de transferir energia, este volta ao campo solar para ser aquecido novamente.

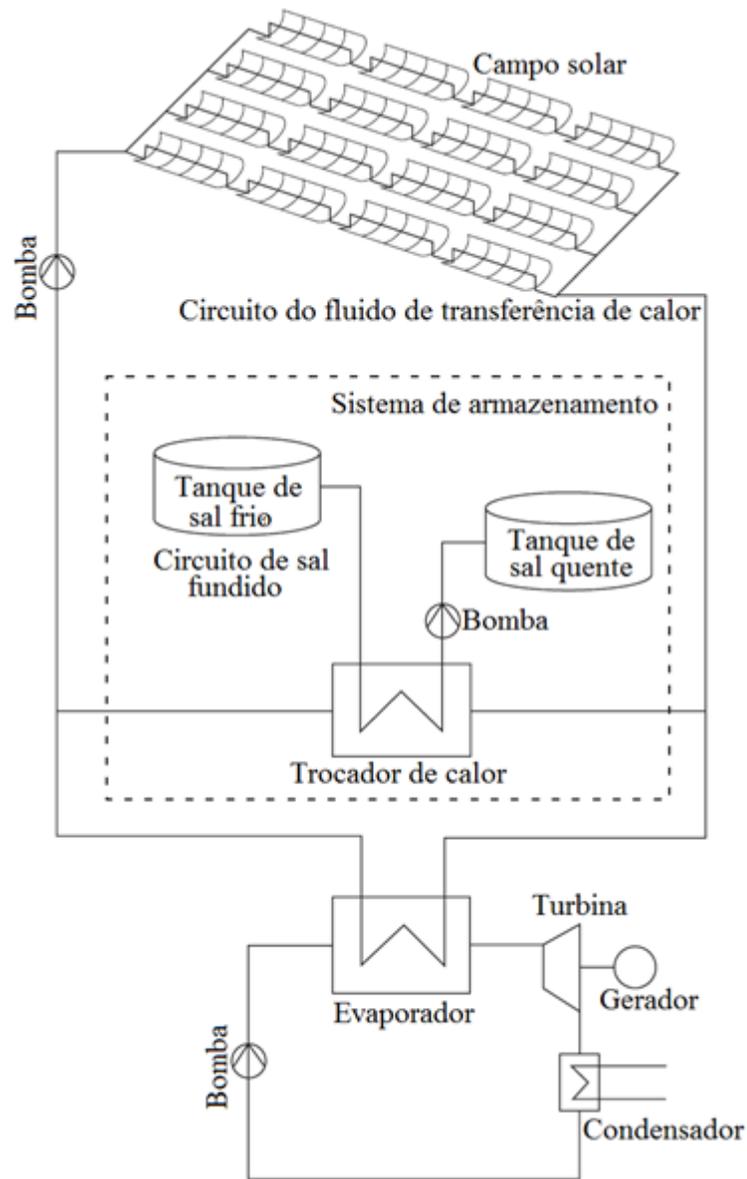


Figura 2.7. Esquema simplificado de um sistema de armazenamento indireto do tipo 2-tanques acoplado a um sistema Cilíndrico Parabólico, adaptado de [11].

Os sistemas de dois tanques do sal fundido, direto ou indireto, são as abordagens que têm sido preferidas até agora em projetos comerciais para minimizar o risco financeiro. Embora esta tecnologia represente o estado da arte, o potencial para futuras reduções de custos é limitado devido ao papel dominante do sal fundido na estrutura de custos destes sistemas. A Figura 2.8 apresenta a composição de custos associados à configuração do sistema de armazenamento indireto do tipo 2-tanques [11].

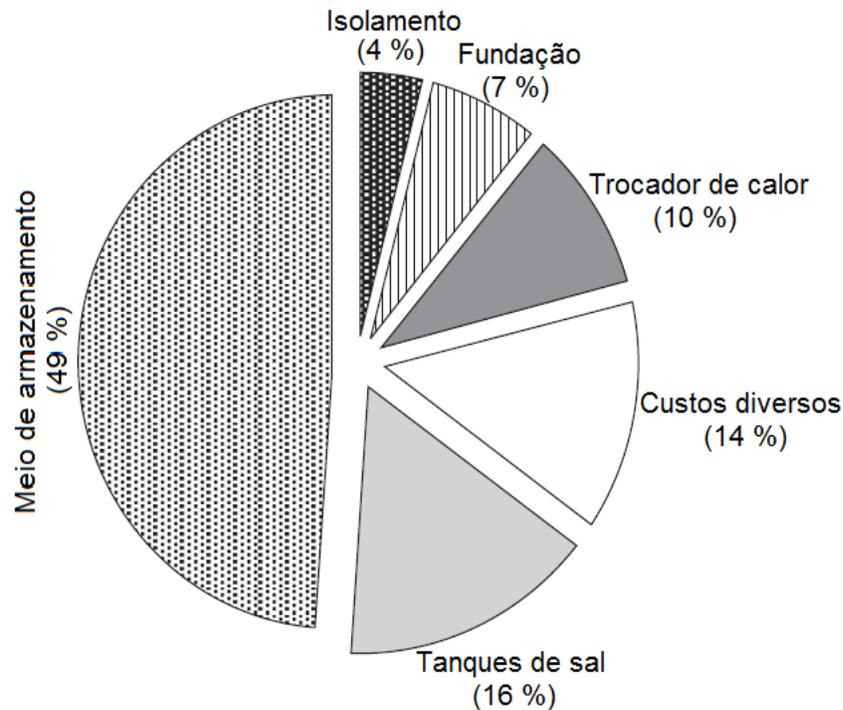


Figura 2.8. Estrutura de custos do sistema de armazenamento indireto de sal fundido de dois tanques para uma usina de Coletores Cilíndricos Parabólicos.

A Figura 2.8 mostra o impacto que tem os custos do meio (sal fundido) e dos tanques em relação ao custo total do sistema de armazenamento, representando o 65% do custo para a configuração apresentada pelo autor.

Até agora foram apresentados alguns sistemas que estão em operação em diferentes partes do mundo ou estão sendo utilizados para realizar testes de pesquisas. De igual forma, serão apresentados alguns trabalhos de pesquisa desenvolvidos sobre as tecnologias de armazenamento térmico, utilizadas para a configuração definida nesta tese ou configurações similares.

Kopp [51], estudou o desempenho de uma usina com Coletores Cilíndricos Parabólicos com armazenamento térmico, utilizando como ciclo de potência o Ciclo Rankine convencional a vapor. O sistema de armazenamento utilizado foi o de 2-tanques usando sal fundido. Este sal interage com o fluido de transferência de calor do campo solar através de um trocador de calor. Outra configuração foi proposta para o sistema de armazenamento, na qual o sal fundido foi utilizado como fonte para gerar vapor. O fluido de transferência de calor utilizado no campo solar para a primeira configuração foi o Therminol VP-1, enquanto o sal utilizado foi sal de nitrato, com a seguinte composição 60%  $\text{KNO}_3$  (nitrato de potássio) e 40%  $\text{NaNO}_3$  (nitrato de sódio). O autor utilizou o software *Matlab* como ferramenta computacional para escrever o código de

programação das configurações do sistema analisadas e o software SAM (*System Advisor Model*) para obter as propriedades dos diferentes fluidos considerados. Os autores não consideram as perdas térmicas, aspectos abordados nesta presente tese.

Carrasco [52] realizou uma análise do sistema de armazenamento térmico, baseado no sistema termoquímico e por calor latente para aplicações de alta temperatura. O autor apresenta generalidades e características dos dois sistemas analisados. Analisa diferentes aplicações para as quais pode ser usado o sistema de armazenamento termoquímico, a saber: dissociação de amoníaco usando sistemas de Disco parabólico ou Coletores Cilíndricos Parabólicos, sistemas de reforma do vapor e dióxido de carbono a partir do metano, Ciclos de desidratação/hidratação. Também é projetado um sistema de armazenamento térmico latente para um equipamento de laboratório [52]. O autor foca seu trabalho na utilização de Coletores Cilíndricos Parabólicos visando uma aplicação diferente de geração de eletricidade, onde não leva em consideração o sistema de armazenamento térmico de dois tanques.

Suresh et al. [53] apresentaram um procedimento para determinar a geração de eletricidade anual obtida a partir de uma usina baseada na tecnologia de Coletores Cilíndricos Parabólicos, para um local escolhido (Jodhpurv-India), uma dada entrada de irradiação solar, horas de armazenamento, utilizando 2-tanques de sal fundido e uma fração especificada de hibridização usando gás natural. O tamanho do campo solar é otimizado para maximizar a conversão anual de energia solar em eletricidade usando o conceito de múltiplo solar. O bloco de potência utilizado foi o Ciclo Rankine a vapor convencional, o que mostra o interesse dos autores em analisar e estudar o potencial de geração de eletricidade para a localidade definida, baseados na configuração mais utilizada nas usinas de Coletores Cilíndricos Parabólicos existentes comercialmente.

Simone [54] desenvolveu um modelo matemático para caracterizar um sistema de armazenamento térmico por calor latente para processos industriais, onde é requerido calor, e para a geração de eletricidade, para aplicações de temperatura entre 150-250 °C. São avaliados modelos 2D e 3D com a ferramenta computacional COMSOL. Para simular o comportamento do sistema de armazenamento baseado em material com mudança de fase, foram avaliadas de forma separada duas abordagens. Na primeira só se considera a transferência calor por condução durante o processo completo, até quando o meio de armazenamento vira líquido. Na segunda abordagem são analisadas, as equações de energia, considerando condução e convecção natural, as quais são resolvidas para prever o comportamento do meio de armazenamento (material de

mudança de fase). Diferentes materiais do meio de armazenamento, geometrias e configurações foram consideradas e testadas.

Da revisão da literatura do sistema de armazenamento é possível concluir que a principal aplicação deste tipo de sistema na área solar, é a sua utilização na configuração tradicional de usinas comerciais operando com Coletores Cilíndricos Parabólicos e Ciclo Rankine convencional a água, para a geração de eletricidade. Esta revisão, também mostra que não existe uma análise das perdas de calor no sistema de armazenamento térmico e desenvolvimento do projeto de turbina radial para o bloco de potência (Ciclo Rankine Orgânico), dando oportunidade a esta tese de realizar contribuições na área científica e apresentar uma metodologia para analisar a configuração definida nesta pesquisa.

## **2.5 Expansor utilizado para o Ciclo Rankine Orgânico**

A escolha do fluido de trabalho tem uma forte relação com o tipo de máquina de expansão a utilizar em um sistema Rankine Orgânico. Para algumas condições, quando o fluido de trabalho é escolhido, nem todas as máquinas de expansão são apropriadas para as condições de operação impostas, caso em que é necessário projetar o expansor para essa aplicação em específico. Ao limitar a eficiência do sistema CRO, o expansor é um componente crítico e, em geral, pode ser classificado em dois tipos: em turbomáquinas, como são as turbinas axial e radial, em expansores volumétricos ou de deslocamento positivo, como são os expansores de parafuso, expansores *scroll* e expansores de pistão alternativo. Os expansores de deslocamento positivo são uma boa opção para aplicações de baixa potência. Os expansores *scroll* podem tolerar líquido durante o processo de expansão [15], [55].

Devido às grandes diferenças entre as propriedades térmicas e físicas do fluido orgânico e do vapor de água, as turbinas que usam fluido orgânico têm algumas características especiais [55]:

- ✓ Os fluidos orgânicos têm maior massa molecular que o vapor de água, fazendo com que a velocidade do som destes fluidos seja menor que a do vapor, motivo pelo qual deve se evitar o comportamento supersônico na saída do bocal das turbinas no CRO, para evitar perdas por choque;
- ✓ Os fluidos orgânicos têm alta densidade, permitindo projetar as passagens para escoamento do fluido com menores dimensões (área);

As turbinas axiais de um estágio são comumente utilizadas em sistemas com alta vazão e baixa relação de pressão, enquanto as turbinas radiais de um estágio são viáveis para sistemas com baixa vazão e alta relação de pressão, pelo que estas últimas são preferidas para os Ciclos Rankine Orgânico. Algumas das vantagens das turbinas de entrada radial são:

- ✓ A partir de pequenas modificações, estas turbinas podem ser otimizadas para diferentes fontes de calor de baixa temperatura;
- ✓ Estas turbinas podem manter níveis de alta eficiência durante a operação fora das condições de projeto, através do uso de palhetas guia de entrada móveis;
- ✓ As turbinas de entrada radial são menos sensíveis às imprecisões do perfil das pás, ao contrário das turbinas axiais, o que permite manter eficiências elevadas à medida que o tamanho da turbina radial diminui;
- ✓ Estas turbinas são mais robustas ao longo do comprimento da pá, devido à alta densidade dos fluidos orgânicos nas condições subcríticas e supercríticas;
- ✓ Estas turbinas são mais fáceis de fabricar em relação às turbinas axiais.

A Figura 2.9 mostra o esquema de uma turbina axial e de uma turbina de entrada radial. Para cada um destes equipamentos são identificados os principais componentes.

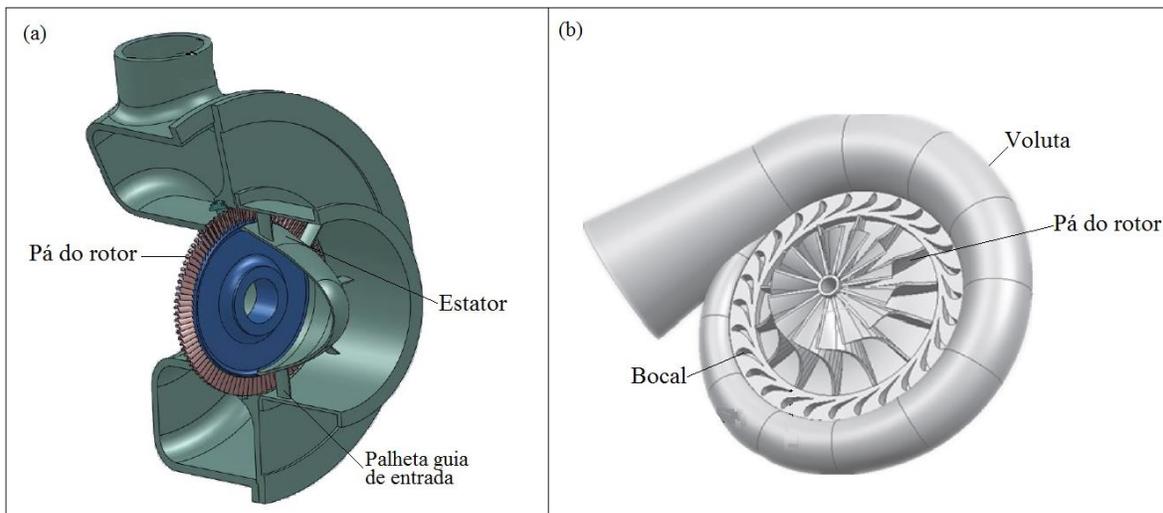


Figura 2.9. Esquema simplificado de uma turbina axial (a) e de uma turbina de entrada radial (b), adaptado de [56], [57].

Os expansores *Scroll* “expansores de deslocamento positivo” tem uma relação volumétrica fixa, e podem apresentar perdas significativas [58]. Estas perdas podem afetar consideravelmente a eficiência do processo de expansão, como consequência, os expansores volumétricos geralmente

são menos usados em aplicações com alta relação de pressão. Em comparação com os outros dispositivos de expansão de deslocamento positivo, o expansor *scroll* tem a geometria mais complicada [55]. Na Figura 2.10 é apresentado o processo de expansão em um expansor *Scroll*.

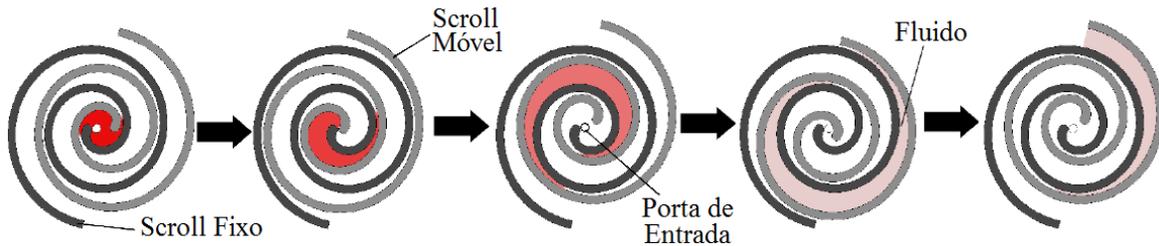


Figura 2.10. Esquema simplificado do processo de expansão em um expansor scroll, adaptado de [15].

Os expansores de parafuso são uma boa solução para sistemas indústrias de grande porte. Mesmo assim, para a aplicação em automoveis, os expansores de parafuso não são utilizados por causa de seu tamanho, peso e capacidade de geração. Estes expansores de deslocamento positivo têm sido utilizados como dispositivo de expansão em usinas de Ciclo Rankine convencional, especialmente para aplicações de fonte geotérmica e recuperação de calor [55]. Na Figura 2.11 é mostrado de forma simplificada o processo de expansão em um expansor de parafuso.



Figura 2.11. Esquema simplificado do processo de expansão em um expansor de parafuso, adaptado de [11].

Em aplicações de recuperação de calor do motor de carros e caminhões utilizando sistemas CRO, os expansores de pistão alternativo “expansores de pistão axial” são equipamento de interesse, pois são compactos [55]. Os expansores de pistão apresentam perdas consideráveis por atrito devido ao grande número de superfícies em contato. Nos sistemas CRO o impacto destas perdas pode ser reduzido, adicionando óleo no fluido de trabalho [55]. Na Figura 2.12 apresenta-se um expansor de pistão axial de dupla ação.

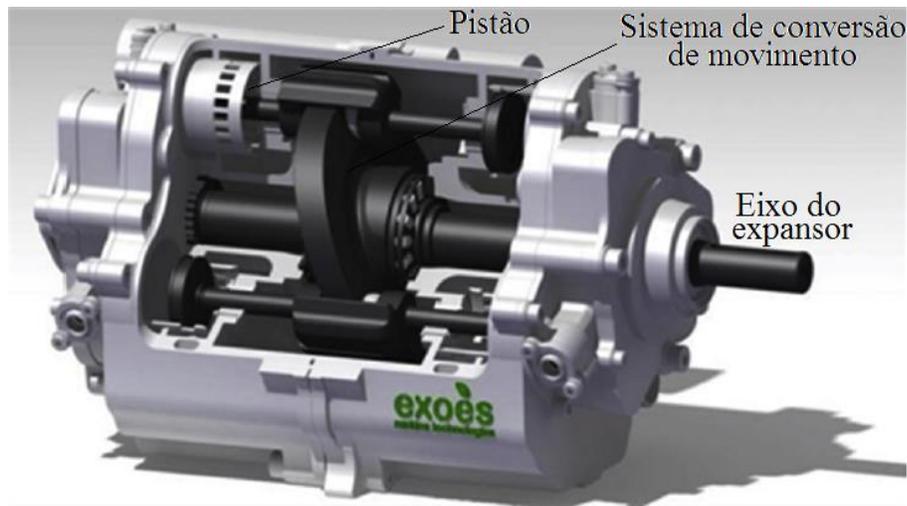


Figura 2.12. Expansor de pistão axial de dupla ação, adaptado de [11].

Os expansores alternativos têm algumas desvantagens, a saber [55]:

- ✓ Torque não contínuo devido ao número finito de pistões;
- ✓ A confiabilidade também é um problema associado com as máquinas de deslocamento positivo devido ao grande número de peças móveis;
- ✓ Dificuldades de lubrificação, quando o sistema opera com vapor de água como fluido de trabalho;
- ✓ Custos de fabricação elevados.

Os expansores de palheta rotativa têm tolerância à presença de líquido durante o processo de expansão, possuem poucas peças mecânicas e mecanismos simples [58]. A peça mais complexa é o mecanismo da palheta. Estes dispositivos podem funcionar em presença de líquido ou vapor úmido e são exigidas poucas operações de manutenção. Outras características positivas são o baixo ruído, vibração e a alta relação volumétrica obtida nestes expansores [55]. A Figura 2.13 descreve os principais componentes de um expansor de palhetas.

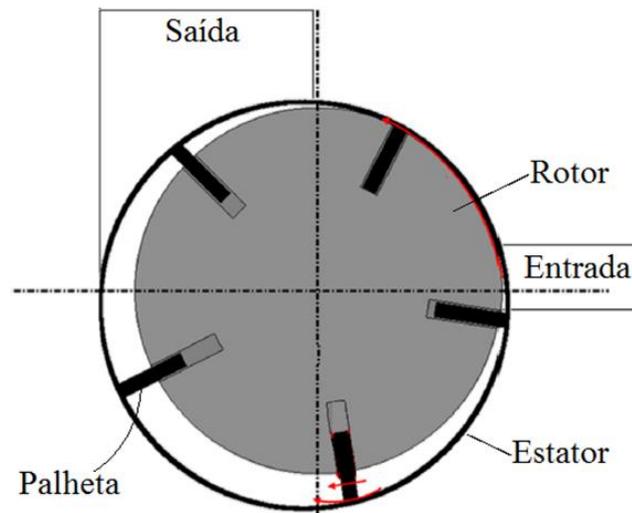


Figura 2.13. Representação esquemática de um expensor de palhetas, adaptado de [11].

A velocidade de rotação dos expansores de palheta rotativa é fortemente afetada pela pressão e vazão do vapor. Além disso, este tipo de equipamento é limitado pela temperatura de operação (inferiores a 140 °C). A expansão térmica torna-se predominante, e a fricção nas palhetas aumenta significativamente e pode levar ao travamento das palhetas, que na maioria das vezes termina com sua destruição [55]. Este limite de temperatura resulta em um limite na relação de pressão, por este motivo é um equipamento pouco utilizado em aplicações de geração de eletricidade a partir de um Ciclo Rankine Orgânico.

Baseados na revisão apresentada sobre as características dos expansores utilizados em algumas aplicações de sistemas CRO, e no fato que as turbinas de entrada radial são as que usualmente se utilizam em aplicações de Ciclo Rankine Orgânico, este trabalho focará neste tipo de turbina. A seguir serão apresentados alguns trabalhos desenvolvidos sobre este tipo de equipamento.

Glassman [59] apresentou um programa em FORTRAN para o projeto de turbinas de entrada radial. Os parâmetros de projeto considerados foram o ângulo na saída do estator, a relação de raios entre a entrada do rotor e topo da pá na saída do rotor, a relação de raios entre a raiz e o topo da pá na saída do rotor, a magnitude e a distribuição radial da velocidade tangencial na saída do rotor. Também são apresentadas as expressões utilizadas para determinar as perdas no estator, no rotor, as perdas causadas pelas folgas, por atrito do disco e as perdas causadas pela velocidade de saída. As saídas do programa proposto pelo autor são: o diâmetro do rotor, a eficiência total e estática, as temperaturas estática e absoluta, as pressões, velocidades, ângulos na entrada e na saída do rotor e do estator.

Atkinson [60] desenvolveu um modelo matemático para caracterizar o comportamento de turbinas radiais para gases, de forma que fossem eficientes para aplicações de baixa potência. O autor apresentou o procedimento para projetar o rotor, as palhetas guias de entrada e a voluta, mostrando os parâmetros calculados, as variáveis definidas e os critérios considerados para realizar estes cálculos. O autor desenvolveu o projeto unidimensional do rotor e o projeto 3D em CFD (*Computational Fluid Dynamics*) do rotor. A partir do modelo definido pelo autor, foram fabricadas e testadas duas turbinas para gases. A primeira turbina foi fabricada para gerar 96 kW com o objetivo de pesquisas, enquanto a segunda turbina foi fabricada para gerar 3,2 kW para um turbo-alternador de alta velocidade para ser utilizado em um carro híbrido elétrico.

Salih [61] introduziu um procedimento para projetar uma turbina de entrada radial, e a partir deste, realizou simulações numéricas e otimizou a turbina para recuperar energia em aplicações automotivas. A geometria da turbina inicialmente foi projetada para o ponto de operação, utilizando valores recomendados de parâmetros adimensionais, como a velocidade específica, o diâmetro específico, o coeficiente de carregamento, o coeficiente de vazão, o número de Mach e outras correlações geométricas. O fluido de trabalho utilizado para as diferentes análises da turbina foi o Etanol ( $C_2H_5-OH$ ), uma vez que este fluido tem propriedades que se encaixam aos requisitos da aplicação, sendo apropriadas para uso nas condições de operação da turbina (baixa temperatura de evaporação e baixo ponto crítico). A análise e cálculo dos parâmetros do projeto preliminar da turbina foram feitos em *Matlab*, enquanto a análise 3D do rotor e da passagem do bocal da turbina foi realizada em ANSYS-CFX 14,5. Os modelos de turbulência implementados neste trabalho foram o modelo SST K- $\omega$  e k- $\epsilon$ . Na otimização numérica da turbina, o autor utilizou o algoritmo genético MOGA, enquanto a superfície de resposta dos parâmetros de entrada e saída foi criada usando rede neural artificial e outras técnicas como *Kriging* e regressão não paramétrica.

Miranda [62] apresentou um projeto preliminar de turbina radial subsônica operando com fluidos orgânicos, tais como: R123, R134a, R141b e o R152a e considerando as propriedades reais destes fluidos. Para desenvolver estas análises o autor utilizou FORTRAN como ferramenta para desenvolver o algoritmo de cálculos dos parâmetros e CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para realizar a análise 3D da turbina (rotor, bocal e voluta). O programa desenvolvido em FORTRAN para a análise unidimensional da turbina permite determinar as características do escoamento ao longo da linha de corrente média para as condições de ponto de projeto em regime

permanente. Os parâmetros calculados da análise unidimensional são utilizados como entradas para o projeto 3D da turbina em ANSYS. Na metodologia desenvolvida pelo autor, são avaliadas as diferentes perdas presentes no bocal, no rotor e na voluta da turbina. Também são consideradas as perdas devido aos rolamentos e à selagem. Ao finalizar este trabalho o autor obteve como resultado, para as condições avaliadas, que a turbina de maior tamanho foi obtida com o R141b, com dimensão do rotor de 114,144 mm de raio e uma eficiência total de 70,504 %. Avaliando o desempenho da turbina em relação à folga no topo da pá e a folga na placa traseira do rotor, foi determinado que o efeito causado por esta última tem maior influência sobre a operação e potência gerada pela turbina.

As pesquisas realizadas e apresentadas sobre a modelagem de turbina radial para aplicações de Ciclo Rankine Orgânico, mostram que o desenvolvimento deste tipo de projeto requer uma análise complexa do modelo unidimensional e 3D da turbina, representando em muitos casos trabalhos de doutorado, uma vez que a caracterização deste tipo de componente requer uma abordagem detalhada de cada um dos componentes da turbina. Com o propósito de obter um modelo que seja capaz de caracterizar este equipamento de forma confiável. Além disto, esta revisão permitiu determinar as metodologias, parâmetros e ferramentas utilizadas para a elaboração do modelo e análise deste tipo de equipamento, como são Fortran, Matlab, CFX-ANSYS, etc. As metodologias apresentadas pelos autores dos trabalhos mostrados na revisão bibliográfica foram de grande utilidade para o desenvolvimento e configuração de cada projeto unidimensional e 3D da turbina radial desenvolvido nesta tese. A revisão bibliográfica permitiu determinar que os projetos desenvolvidos sobre turbina, analisam este tipo de máquina de forma isolada, sem considerar os parâmetros de projeto e operação do sistema geral. Nesta análises, os autores não determinaram o comportamento para a turbina em condições fora do ponto de projeto. Aspectos considerados e estudados na presente tese.

### 3. MODELAGEM DOS COMPONENTES DO CICLO RANKINE ORGÂNICO (CRO) COM COLETORES CILÍNDRICOS PARABÓLICOS E ARMAZENAMENTO TÉRMICO

Para analisar o comportamento deste sistema é preciso modelar cada um dos seus componentes: o sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, o Ciclo Rankine Orgânico e o Sistema de Armazenamento Térmico. Nesta seção é apresentada a sequência de cálculo elaborada para modelar o comportamento de uma central solar térmica na configuração de Coletores Cilíndricos Parabólicos (CCP) acoplada a um Ciclo Rankine Orgânico (CRO), para isso foi elaborado um algoritmo e um código de programação na plataforma de *Matlab*. Na Figura 3.1 apresenta-se a configuração do sistema proposto e modelado nesta tese.

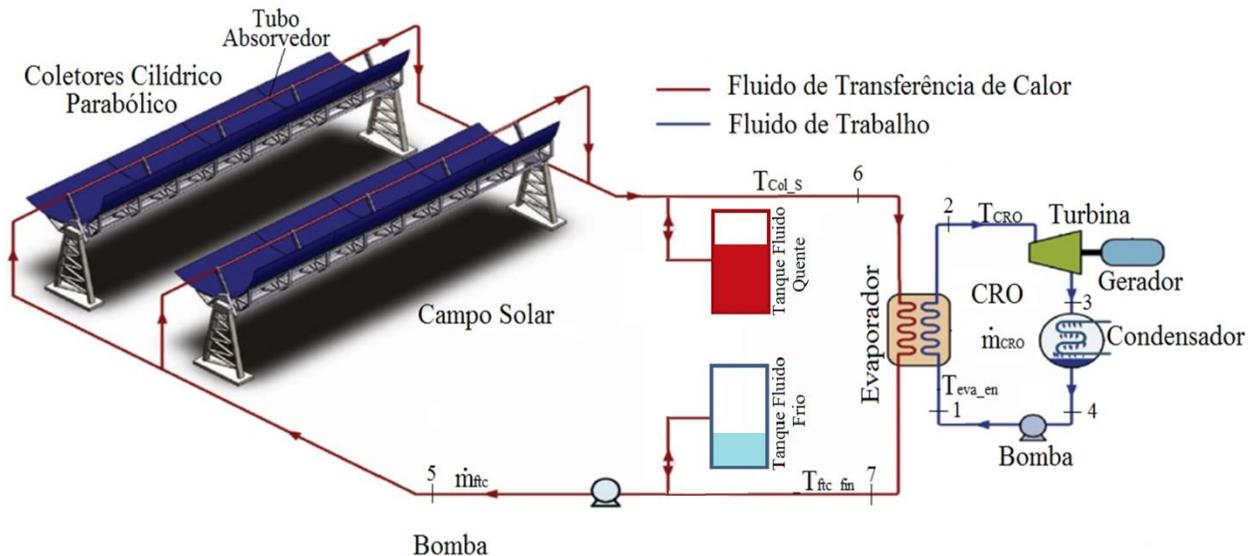


Figura 3.1. Configuração do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos acoplado a um Ciclo Rankine Orgânico, adaptado de [63].

A partir do modelo elaborado para a configuração definida na Figura 3.1, são obtidos parâmetros como:

- ✓ Temperatura do fluido de transferência na saída do campo solar ( $T_{Col\_s}$ );
- ✓ Temperatura do fluido de transferência de calor na saída do evaporador ( $T_{ftc\_fin}$ );
- ✓ Temperatura do fluido de trabalho na saída do evaporador ( $T_{CRO}$ );

- ✓ Vazão mássica do fluido de transferência de calor ( $\dot{m}_{ftc}$ );
- ✓ Vazão mássica do fluido de trabalho ( $\dot{m}_{cro}$ );
- ✓ Eficiência do campo solar;
- ✓ Eficiência e potência elétrica gerada pelo CRO;
- ✓ Eficiências do sistema CCP-CRO;

Para determinar os parâmetros de saída do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos acoplados ao Ciclo Rankine Orgânico foi necessário definir parâmetros geométricos e óticos do sistema CCP e alguns parâmetros do sistema CRO, além de condições, como: temperatura ambiente, velocidade do vento, temperatura do fluido de transferência de calor na entrada do concentrador, o fluido de transferência de calor estará no estado líquido a diferentes temperaturas, os quais serão apresentados ao longo desta seção. Na Figura 3.2 é apresentado o fluxograma do algoritmo de cálculo da operação integrada do sistema de CCP-CRO.

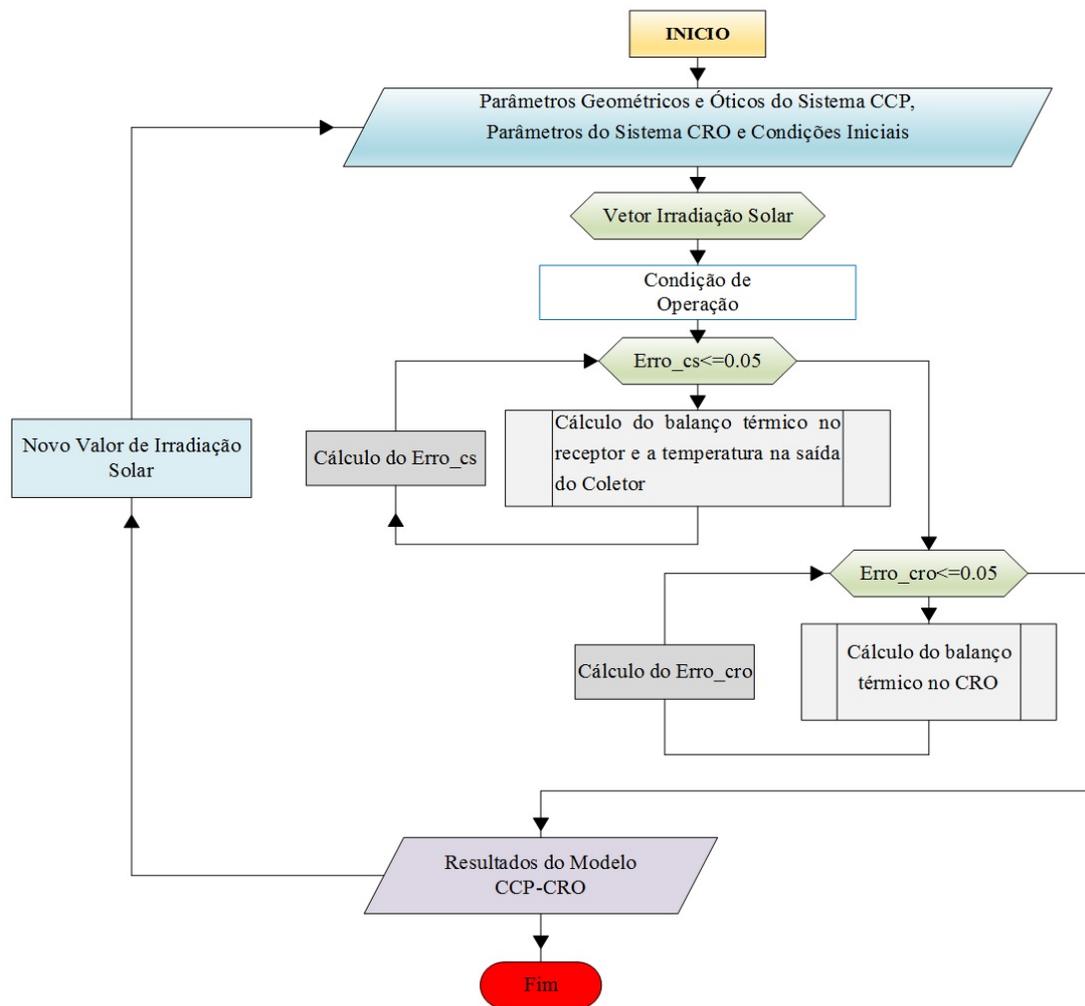


Figura 3.2. Fluxograma da operação integrada do sistema CCP-CRO.

O algoritmo apresentado na Figura 3.2 mostra de forma geral o procedimento implementado para determinar cada um dos parâmetros requeridos para a caracterização do sistema. Esta sequência inicia com a definição dos parâmetros do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, do Ciclo Rankine Orgânico e as condições iniciais. Em seguida é definido o vetor de irradiação solar e as condições de operação, parâmetros usados para desenvolver os balanços no tubo receptor e no sistema CRO. Atingidos os critérios ou condição de parada do algoritmo, o modelo é capaz de imprimir os resultados, e continuar o processo de forma iterativa para todos os valores do vetor de irradiação solar. Para determinar as propriedades dos fluidos de transferência de calor foram criadas diferentes bases de dados a partir de informações de empresas e trabalhos publicados. Para determinar as propriedades dos fluidos de trabalho foi, utilizado o software *CoolProp* [64]. Para a caracterização das tecnologias de concentração solar é necessário conhecer ou determinar a componente direta da irradiação solar, parâmetro importante na fase da modelagem deste tipo sistema. Além disso, algumas estações meteorológicas não têm equipamentos disponíveis para medir este parâmetro, pelo qual é necessário desenvolver modelos matemáticos que permitam determinar os valores horários da componente direta da irradiação solar e de outros parâmetros requeridos para análise do sistema.

### **3.1 Componente Direta da Irradiação Solar**

Quantificar a irradiação solar de uma localidade é uma das etapas mais importante para avaliar o potencial heliotérmico deste lugar. Esta avaliação pode ser realizada através de dados de estações meteorológicas que podem fornecer estas informações através de páginas web, como da INMET no Brasil e da NASA em USA, ou através da medição da irradiação solar no local de interesse. Este último método é o mais indicado uma vez que fornece dados mais precisos da irradiação solar do local onde será instalado o sistema de coletores. No presente trabalho será analisado o potencial do sistema de concentração para a geração de eletricidade. Os dados de irradiação solar da cidade de Itajubá, Minas Gerais, foram obtidos da estação meteorológica instalada na Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI).

A estação meteorológica da UNIFEI fornece dados de irradiação solar global sobre uma superfície horizontal, expressa em termos de potência por unidade de área  $W/m^2$ . Porém, para a modelagem do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos é necessário conhecer a componente direta (este tipo de sistema de concentração solar trabalha com a componente direta da

irradiação), pelo qual esta deverá ser calculada. Diferentes são as metodologias encontradas na literatura para o cálculo da irradiação solar direta a partir da irradiação global no plano horizontal. A irradiação global instantânea no plano horizontal é definida pela equação (3.1), a qual leva em consideração as componentes direta e difusa da irradiação global [65].

$$I_g = I_b + I_d \quad (3.1)$$

Onde,  $I_b$  é a componente direta da irradiação solar global ( $\text{W/m}^2$ ) e  $I_d$  é a componente difusa da irradiação solar global ( $\text{W/m}^2$ ). Na análise desenvolvida nesta tese, o valor da irradiação solar global será um parâmetro conhecido (informação fornecida pela estação meteorológica da UNIFEI).

A irradiação difusa pode ser calculada com a equação (3.2), (3.3) ou (3.4), de acordo com o valor de  $k_T$  [66]:

Para  $k_T \leq 0,22$

$$I_d = I_g(1 - 0,09k_T) \quad (3.2)$$

Para  $0,22 \leq k_T \leq 0,80$

$$I_d = I_g(0,9511 - 0,1604k_T + 4,388k_T^2 - 16,638k_T^3 + 12,336k_T^4) \quad (3.3)$$

Para  $k_T > 0,8$

$$I_d = 0,165I_g \quad (3.4)$$

Onde  $k_T$  é o índice de claridade, que é a relação entre a irradiação solar global na superfície da terra ( $I_g$ ) e a irradiação extraterrestre ( $I_o$ ) em qualquer instante. Assim, o índice de claridade é calculado conforme a equação (3.5) [66]:

$$k_T = \frac{I_g}{I_o} \quad (3.5)$$

A irradiação solar extraterrestre é dada pela equação (3.6) [66]:

$$I_o = G_{sc} \left( 1 + 0,033 \cos \left( \frac{360n}{365} \right) \right) (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta) \quad (3.6)$$

Onde,  $G_{sc}$  é a constante solar ( $1367 \text{ W/m}^2$ );  $\phi$  latitude do local ( $^\circ$ );  $\delta$  declinação solar ( $^\circ$ ),  $\omega$  é o ângulo horário e  $n$  é o número do dia analisado.

A declinação solar pode ser calculada com a equação (3.7) [66]:

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (3.7)$$

O ângulo horário é definido pela equação (3.8) [67]:

$$\omega = 15(TS - 12) \quad (3.8)$$

TS é o tempo solar, e pode ser calculado utilizando-se a equação (3.9) [67]:

$$TS = SDT + 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (3.9)$$

Onde, "SDT" é a hora local (h);  $L_{st}$  é o meridiano padrão para o fluxo horário local ( $^\circ$ );  $L_{loc}$  é a longitude ( $^\circ$ ), e "E" a equação do tempo, definida pela equação (3.10) [67]:

$$E = 229,2(7,5^{-5} + 1,86^{-3} \cos B - 3,2077^{-2} \sin B - 1,4615^{-2} \cos 2B - 4,089^{-2} \sin 2B) \quad (3.10)$$

$$B = \frac{360(n - 1)}{365} \quad (3.11)$$

Conhecida a irradiação solar global e sua componente difusa, é possível calcular a componente direta da irradiação, a partir da equação (3.1).

Determinada esta componente da irradiação solar, a próxima etapa na modelagem do sistema, é caracterizar e modelar o sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos.

### 3.2 Coletores Cilíndricos Parabólicos

Os sistemas de concentração solar convertem a irradiação solar em energia térmica. De acordo com o foco geométrico, estes sistemas são classificados em concentradores de foco pontual (sistemas *Dish Stirling* e Torre Central) e em concentradores de foco linear (Sistema Linear de Fresnel e Coletores Cilíndricos Parabólicos). O sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos (ver Figura 3.3) é formado principalmente por um tubo receptor (um tubo de aço protegido por uma cobertura de vidro), por espelhos refletores suportados por uma estrutura metálica, por um

sistema de rastreamento, um sistema de vácuo, por trocadores de calor e bombas. Os espelhos refletores possuem um sistema de rastreamento solar em um eixo, o qual tem como objetivo garantir que a componente direta da irradiação solar atinja a superfícies dos espelhos de forma perpendicular. A energia solar é então concentrada no receptor do sistema e é absorvida pelo fluido de transferência de calor, que escoo no interior do tubo absorvedor. O fluido de transferência de calor transporta esta energia térmica até o evaporador, onde é transferida para o sistema de geração de vapor ou para o fluido de trabalho do bloco de potência (para o caso de geração de eletricidade) [68].

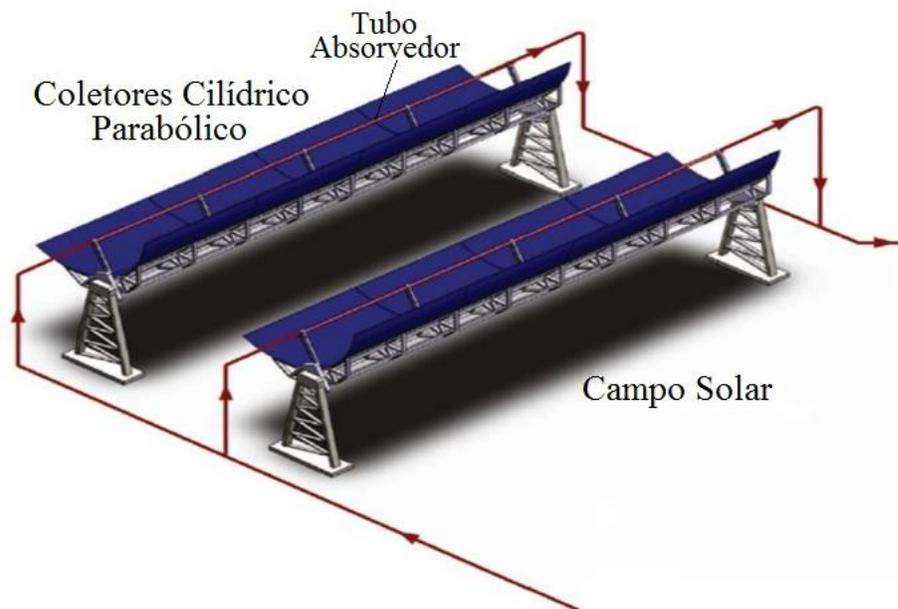


Figura 3.3. Esquema de um sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos [69].

Na Figura 3.3, mostra-se o receptor deste tipo de sistema e os componentes que o constituem [70].

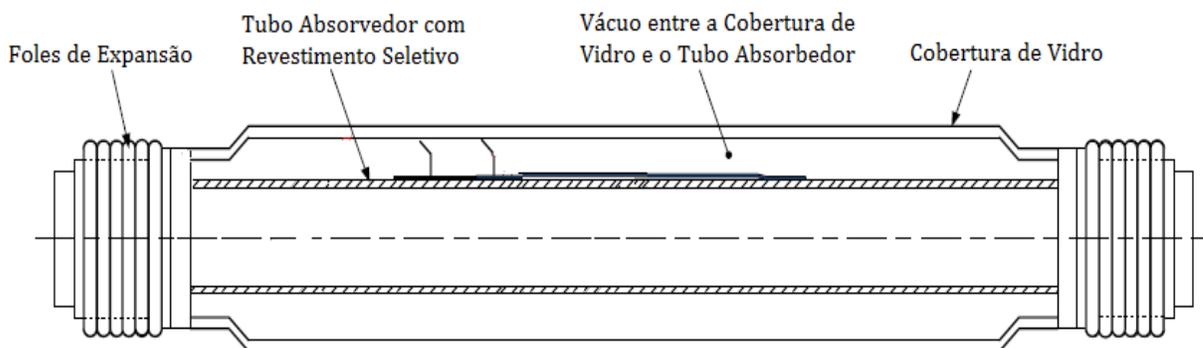


Figura 3.4. Receptor do sistema Cilíndrico Parabólico e seus componentes.

O tubo absorvedor é de aço com um revestimento especial, utilizado para minimizar as perdas de calor por radiação e aumentar a absorvidade do tubo, o qual é montado sob vácuo no interior de um tubo de vidro anti-refletivo. Selos de vidro-metal e fole metálico são utilizados para atingir e manter o vácuo necessário no sistema e para proteger o tubo absorvedor contra a oxidação e reduzir as perdas térmicas. Além disso, os foles metálicos permitem controlar as diferenças de expansão térmica entre o tubo de aço e a cobertura de vidro [68].

### 3.2.1 Análise Térmica do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos

Nesta seção será descrito um modelo matemático, que tem como objetivo avaliar o desempenho de um sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos. O modelo matemático foi desenvolvido em *Matlab* e utiliza equações de balanço de massa e energia para calcular o ponto de operação em regime permanente do campo solar.

O modelo do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos desenvolvido neste trabalho considera a não uniformidade do fluxo de calor ao longo do tubo absorvedor. Este modelo não uniforme de transferência de calor baseia-se no balanço energético entre a irradiação solar que atinge a superfície dos espelhos refletores, o calor absorvido pelo fluido de transferência de calor, pelo tubo absorvedor, pela cobertura de vidro e pelo calor perdido ao ambiente. Todo o tubo receptor é dividido em duas metades lineares. Na Figura 3.5 mostra-se um diagrama do receptor do sistema, apresentando-se o esquema definido para análise deste componente [71].

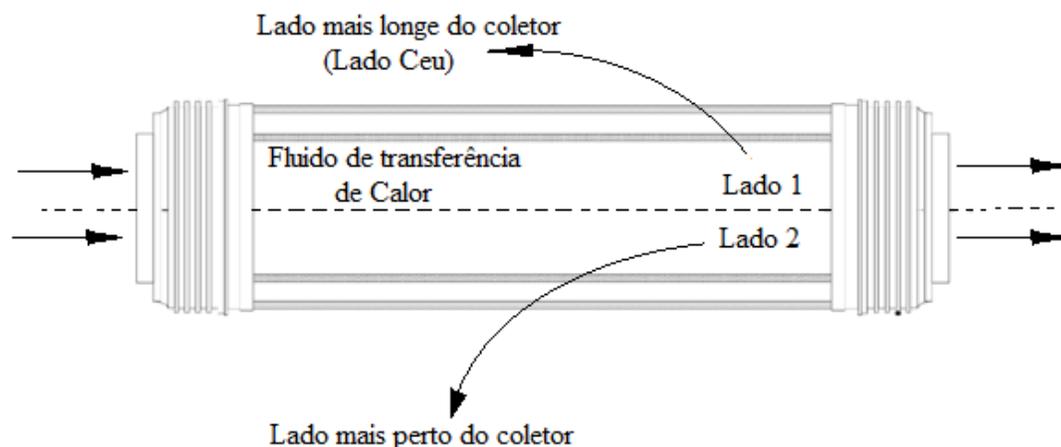


Figura 3.5. Esquema a ser utilizado na análise do receptor do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico.

O lado 2 do receptor, lado mais perto do espelho refletor (coletor), recebe mais fluxo solar que o lado 1, já que a irradiação solar concentrada só atinge o lado 2 do receptor. Na Figura 3.6,

mostra-se a seção transversal do receptor e o modelo de transferência de calor desenvolvido no presente trabalho. Esta metodologia será a base para definir o equacionamento a ser utilizado pelo modelo de Coletor Cilíndrico Parabólico.

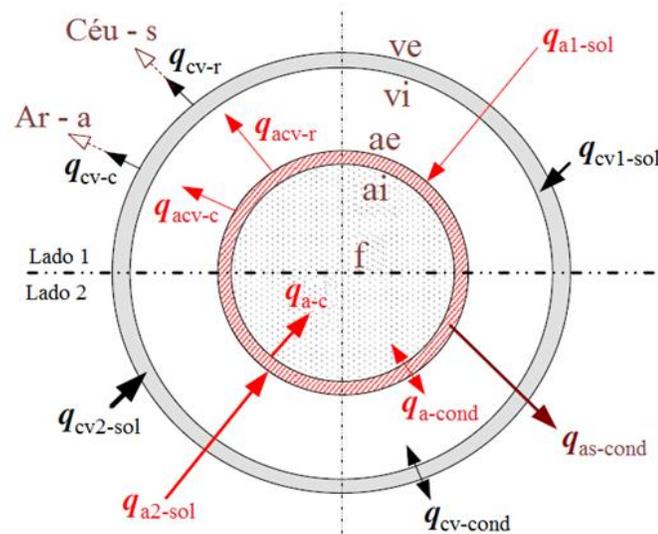


Figura 3.6. Modelo de transferência de calor utilizado para caracterizar as perdas térmicas do receptor, adaptado de [71].

A irradiação solar que atinge o lado 1 do receptor é diretamente absorvida pela parte superior do tubo absorvedor e pela parte superior da cobertura de vidro, ( $q_{a1-sol}$ ) e ( $q_{cv1-sol}$ ), respectivamente, enquanto a irradiação solar que atinge o lado 2, é absorvida pelo tubo absorvedor ( $q_{a2-sol}$ ) e pela cobertura de vidro ( $q_{cv2-sol}$ ). A maior parte da energia radiante absorvida pelos dois lados do tubo absorvedor é transferida através do tubo de aço ( $q_{a-cond}$ ) e, posteriormente esta energia é transferida por convecção ao fluido de transferência de calor ( $q_{a-c}$ ). A energia restante é transferida de volta para a cobertura de vidro por radiação térmica ( $q_{acv-r}$ ) e por convecção ( $q_{acv-c}$ ), no caso de não ter vácuo no espaço anular entre o tubo receptor e a cobertura de vidro. Há também perdas térmicas por condução ( $q_{as-cond}$ ) através dos suportes que fixam o receptor à estrutura do sistema. A perda de calor desde o tubo absorvedor atinge a cobertura de vidro e passa através desta por condução ( $q_{cv-cond}$ ). Esta energia é então transferida ao ambiente por convecção ( $q_{cv-c}$ ) e ao céu por radiação ( $q_{cv-r}$ ).

Aplicando balanço térmico sobre a seção mostrada na Figura 3.6 é possível obter as equações utilizadas no algoritmo de cálculo desenvolvido neste trabalho para o lado 1 e 2 do receptor (equações 3.12 - 3.21) [70] e [72].

Para o lado 1 do receptor:

$$q_{a1-c} = q_{a1-cond} \quad (3.12)$$

$$q_{a1-sol} = q_{acv1-c} + q_{acv1-r} + q_{a1-cond} \quad (3.13)$$

$$q_{a1-cond} = q_{acv1-c} + q_{acv1-r} \quad (3.14)$$

$$q_{cv1-cond} + q_{cv1-sol} = q_{cv1-c} + q_{cv1-r} \quad (3.15)$$

Onde a perda de calor no receptor no lado 1 pode ser calculada com a equação (3.16):

$$q_{perda-calor1} = q_{ga1-c} + q_{gs1-r} \quad (3.16)$$

Para o lado 2 do receptor:

$$q_{a2-c} = q_{a2-cond} \quad (3.17)$$

$$q_{a2-sol} = q_{acv2-c} + q_{acv2-r} + q_{a2-cond} + q_{as-cond} \quad (3.18)$$

$$q_{a2-cond} = q_{acv2-c} + q_{acv2-r} \quad (3.19)$$

$$q_{cv2-cond} + q_{cv2-sol} = q_{cv2-c} + q_{cv2-r} \quad (3.20)$$

Onde a perda de calor no receptor no lado 2 pode ser calculada com a equação (3.21):

$$q_{perda-calor2} = q_{cv2-c} + q_{cv2-r} + q_{as-cond} \quad (3.21)$$

O desenvolvimento de cada uma destas relações e considerações definidas para o modelo matemático do sistema serão apresentados ao longo deste capítulo.

Como mostra a Figura 3.7, o receptor (cobertura do vidro e tubo absorvedor) do sistema é discretizado em vários segmentos na direção axial, utilizando o método de volumes finitos. Em seguida efetua-se o balanço térmico sobre cada volume ou elemento diferencial do tubo, considerando regime permanente.

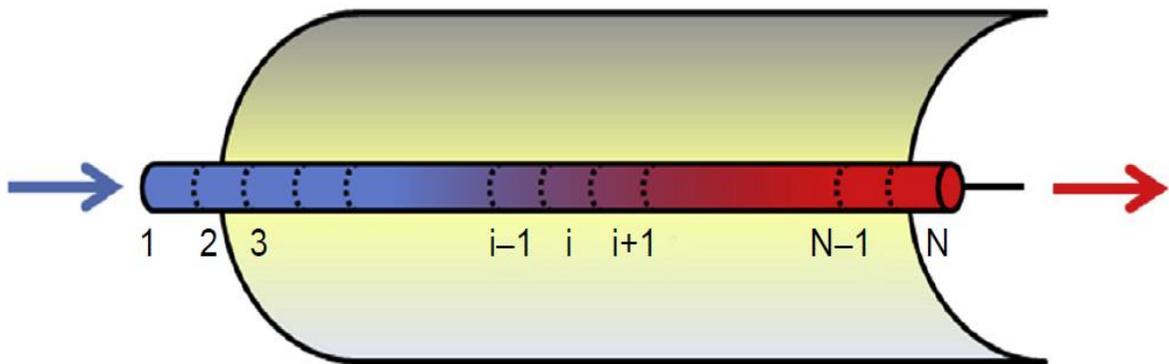


Figura 3.7. Discretização na direção axial do tubo absorvedor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, adaptado de [11].

A análise de transferência de calor no receptor foi desenvolvida para cada uma das seções definidas no tubo (1, 2, 3,..., N). Assim, a temperatura do fluido na saída do primeiro volume (ou primeiro nó) de controle é usada como a temperatura de entrada para o segundo volume de controle (ou segundo nó). A análise térmica do tubo foi desenvolvida de forma sequencial até o último volume de controle definido sobre o receptor [11]. Para uma seção em particular do receptor, é possível representar os volumes de controle e os diferentes diâmetros do tubo absorvedor e da cobertura de vidro através da Figura 3.8.

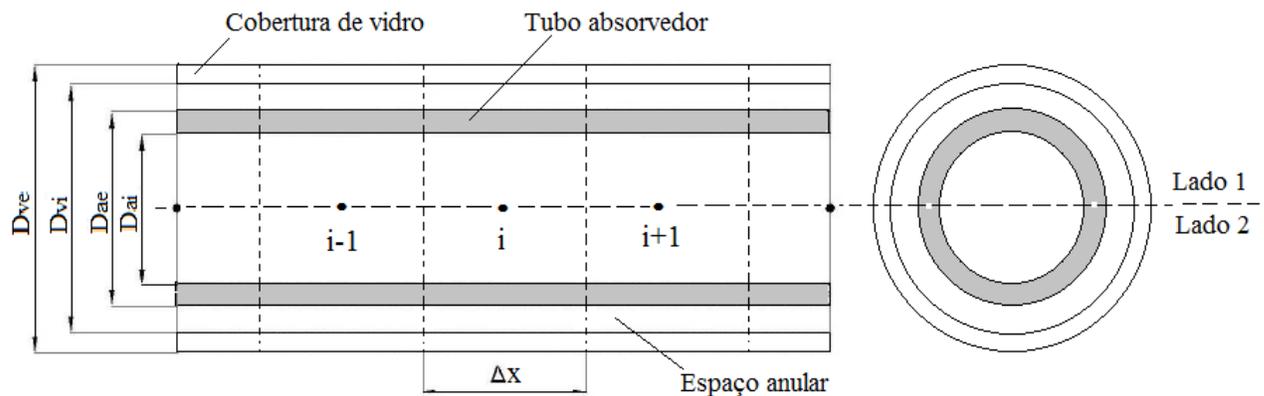


Figura 3.8. Representação da discretização sobre uma seção do receptor do sistema.

A Figura 3.9 apresenta o modelo de resistências térmicas utilizado para análise de transferência de calor [71].

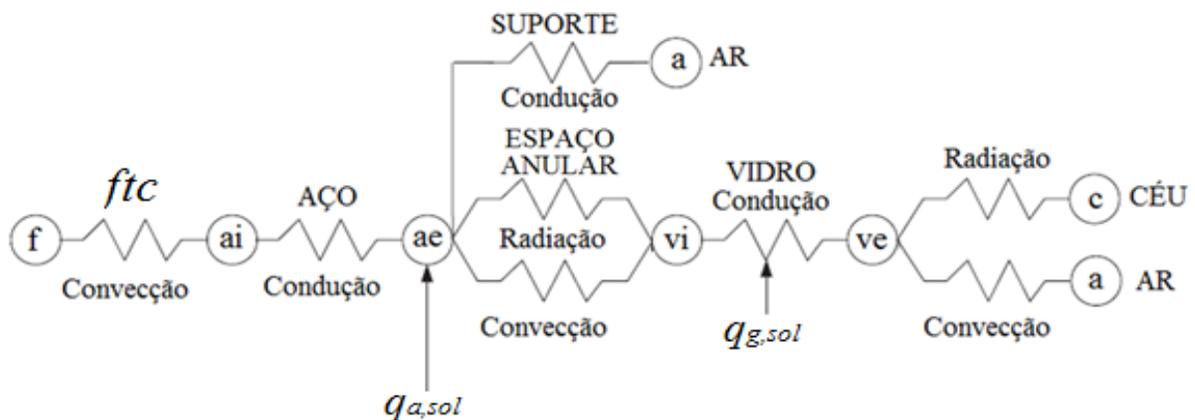


Figura 3.9. Resistências térmicas na seção transversal do receptor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, adaptado de [71].

Na Figura 3.9 mostra-se de forma sequencial a resistência térmica que se tem desde o fluido de transferência de calor no interior do tubo absorvedor, até o ar no exterior da cobertura de vidro. Como se pode observar, inicialmente há uma resistência no fluido de transferência de calor por

convecção, seguida por uma resistência por condução desde a parede interna até a parede externa do tubo de aço (tubo absorvedor). O espaço entre a superfície externa do tubo de aço e a parede interna da cobertura de vidro é chamado de espaço anular, e neste se tem uma resistência por radiação, e uma resistência por convecção, no caso de não ter a condição de vácuo neste espaço, e uma resistência térmica por condução, devida ao um suporte metálico que fixa o tubo absorvedor a estrutura do coletor solar. Em seguida há uma resistência por condução desde a parede interna até a parede externa da cobertura de vidro; e uma resistência térmica por radiação ao céu e por convecção ao ambiente no exterior da cobertura de vidro.

A irradiação solar absorvida na cobertura de vidro e no tubo absorvedor é determinada pelos seguintes parâmetros: irradiação solar, ângulo de declinação solar, ângulo hora solar, propriedades óticas e pelas imperfeições dos Coletores Cilíndricos Parabólicos e dos componentes do receptor [69]. Para diferentes ângulos solares, durante um dia ou um ano, o parâmetro chamado ângulo modificado ( $K_{\theta}$ ) pode ser usado para calcular as perdas óticas e geométricas quando o ângulo de incidência (ângulo entre o feixe da irradiação solar sobre a superfície do coletor e a normal desta superfície) é diferente de zero [73]. Enquanto as imperfeições nos espelhos refletores (ou coletores) são definidas pelo fator de interceptação ( $\gamma_{fi}$ ), o qual define a porcentagem de irradiação solar concentrada pelo coletor que atinge a superfície do receptor [69].

O receptor será analisado como duas metades, o lado 2 é a metade do receptor mais próxima do coletor, que recebe a irradiação solar concentrada pelo coletor [71]. Enquanto o lado 1 é a metade do receptor mais longe do coletor, que é atingida pela irradiação solar global. A Figura 3.10 mostra, de forma simplificada, o lado 1 do receptor e a forma que a irradiação solar direta e difusa atingem esta superfície. Como é possível observar na Figura 3.10 a irradiação solar direta se considera que atinge quase toda a superfície do lado 2 do receptor (o sistema de rastreamento do sol, instalado nos coletores tem como objetivo diminuir a diferença entre os raios do sol e a normal à superfície do receptor). No caso da irradiação solar difusa, esta atinge o lado 1 do receptor desde diferentes direções sobre toda a superfície, com valor inferior ao da irradiação solar direta. Para determinar a energia absorvida pelo tubo absorvedor e pela cobertura de vidro no lado 1, num instante do tempo, deve-se considerar as áreas apropriadas: para o cálculo com a irradiação solar difusa utiliza-se a área superficial do semicírculo, e no cálculo com a irradiação solar direta, utiliza-se a área da projeção do semicírculo. Esta consideração permite realizar um

cálculo mais próximo da realidade. Porém, a mesma não é levada em conta na literatura científica e publicações nesta área (os diferentes autores encontrados realizam o cálculo de forma simplificada).

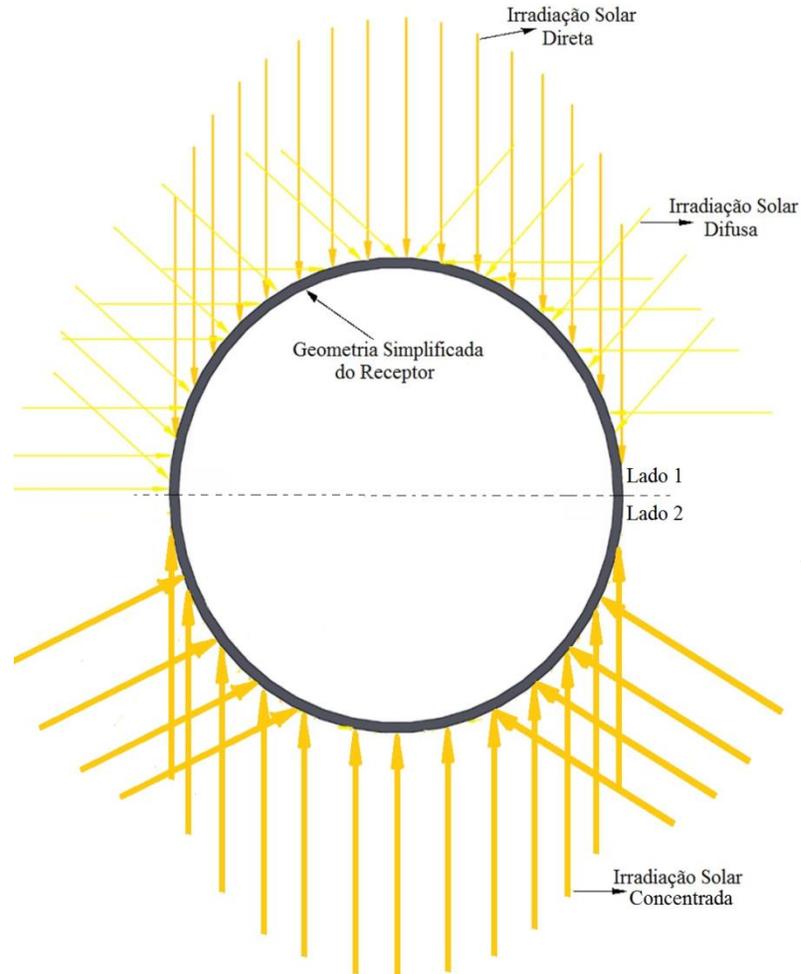


Figura 3.10. Esquema da distribuição da irradiação solar direta e difusa sobre o lado 1 do receptor.

Com o propósito de calcular a energia absorvida pelo tubo absorvedor e pela cobertura de vidro no lado 1 num instante do tempo, serão utilizadas as relações apresentadas nos trabalhos de [74], [75] e [76], e a estas serão aplicadas as considerações anteriormente definidas, com o propósito de realizar um cálculo mais detalhado e perto da realidade do fenômeno físico que acontece no sistema, obtendo desta forma as equações (3.22) e (3.23), respectivamente:

$$q_{a1-sol} = \left( D_{ae} I_b + \frac{\pi D_{ae} I_d}{2} \right) \tau_{cv} \alpha_a \quad (3.22)$$

$$q_{cv1-sol} = \left( D_{ve} I_b + \frac{\pi D_{ve} I_d}{2} \right) \alpha_{cv} \quad (3.23)$$

O lado 2 do receptor é aparte submetida à irradiação solar concentrada. Assim, a energia absorvida pelo tubo absorvedor e pela cobertura de vidro neste lado é calculada com a equação (3.24) e (3.25):

$$q_{a2-sol} = (\gamma_{fi}\rho_{Col}K_{\theta}I_b)[a - D_{ae}]\tau_{cv}\alpha_a \quad (3.24)$$

$$q_{cv2-sol} = (\gamma_{fi}\rho_{Col}K_{\theta}I_b)[a - D_{ve}]\alpha_{cv} \quad (3.25)$$

Onde “a” é a largura da abertura do espelho refletor,  $D_{ae}$  é o diâmetro externo do tubo absorvedor,  $D_{ve}$  é o diâmetro externo da cobertura de vidro,  $I_d$  e  $I_b$  são a irradiação solar difusa e direta, respectivamente,  $\rho_{Col}$  é a refletividade do espelho refletor,  $\alpha_{cv}$  e  $\tau_{cv}$  absorbância e a transmitância da cobertura de vidro e do tubo absorvedor e  $\alpha_a$  é a absorbância do tubo absorvedor. Assume-se que todas as propriedades óticas são independentes da temperatura. O ângulo de incidência modificado é calculado com a equação (3.26). O qual é utilizado para quantificar as perdas óticas e geométricas devido a ângulos de incidência maiores que  $0^\circ$  [21]:

$$K_{\theta} = \cos(\theta) = 0,003512\theta - 0,00003137\theta^2 \quad (3.26)$$

O ângulo de incidência ( $\theta$ ) é dado com a equação (3.27) [66]:

$$\theta = \cos^{-1}(\cos^2\theta_z + \cos^2\delta \sin^2\omega)^{1/2} \quad (3.27)$$

Onde  $\theta_z$  é o ângulo de Zenith,  $\delta$  é a declinação solar e  $\omega$  é o ângulo horário. O ângulo de Zenith é determinado com a equação (3.28) [77] e [66]:

$$\theta_z = 90 - \alpha_s \quad (3.28)$$

O parâmetro  $\alpha_s$  é conhecido como ângulo de altura solar e é dado pela equação (3.29) [77]:

$$\alpha_s = \sin^{-1}(\sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \omega \cos \phi) \quad (3.29)$$

Uma vez definidos os parâmetros que permitem determinar a energia absorvida pela cobertura de vidro e pelo tubo absorvedor no lado 1 e 2 do receptor, na próxima seção serão definidas as relações requeridas para calcular os mecanismos de perdas de calor no receptor do sistema, e desta forma obter cada termo das equações de balanço térmico (equações 3.12-3.21) apresentadas anteriormente.

### 3.2.1.1 Transferência de calor desde o tubo absorvedor para o fluido de transferência de calor

Para esta análise assume-se regime permanente e fluido incompressível [78]. A energia térmica útil do fluido de transferência de calor (FTC) obtida desde a superfície interna do tubo absorvedor por unidade de comprimento pode ser calculada através da Lei de Resfriamento de Newton aplicada a cada um dos lados do receptor, equação (3.30) para o lado 1 e (3.31) para o lado 2 [79]:

Para o lado 1, tem-se:

$$q_{a1-c1} = \frac{\pi D_{ai}}{2} h_{ftc1} (T_{ai1} - T_f) \quad (3.30)$$

Para o lado 2:

$$q_{a2-c2} = \frac{\pi D_{ai}}{2} h_{ftc2} (T_{ai2} - T_f) \quad (3.31)$$

$$h_{ftc1} = \frac{Nu_{Dai1} k_{f1}}{D_{ai}} \quad (3.32)$$

Onde  $D_{ai}$  é o diâmetro interno do tubo absorvedor,  $h_{ftc1}$  e  $h_{ftc2}$  são os coeficientes de transferência de calor por convecção,  $Nu_{Dai1}$  e  $Nu_{Dai2}$  são os Números de Nusselt,  $k_{f1}$  e  $k_{f2}$  são a condutividade térmica do fluido de transferência de calor. O cálculo de cada um destes parâmetros é realizado considerando as condições do lado 1 e 2 do receptor, respectivamente,  $T_{ai1}$  é a temperatura interna do tubo absorvedor no lado 1 e  $T_{ai2}$  é a temperatura interna do tubo absorvedor no lado 2.

O número de Nusselt  $Nu_{Dai1}$  e  $Nu_{Dai2}$  depende do comportamento do fluido no interior do tubo absorvedor, este parâmetro é determinado a partir do número de Reynolds e Prandtl. Para fluxo laminar  $Re \leq 2300$ , o número de Nusselt é constante e igual a 4,34. Para escoamento transitório totalmente desenvolvido ou turbulento com  $Re \geq 2300$ , os números de Nusselt são calculados com as equações (3.33) e (3.34) [80]:

$$Nu_{Dai1} = \frac{(f_r/8)(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12,7(f_r/8)^{1/2} (Pr_f^{2/3} - 1)} \left( \frac{Pr_f}{Pr_1} \right)^{0,11} \quad (3.33)$$

$$Nu_{D_{ai2}} = \frac{(f_r/8)(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12,7(f_r/8)^{1/2}(Pr_f^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_f}{Pr_2}\right)^{0,11} \quad (3.34)$$

$f$  é o fator de atrito na superfície interna do tubo absorvedor, calculado com a equação (3.35) [81]:

$$f_r = (1,82 \ln(Re_f) - 1,64)^{-2} \quad (3.35)$$

O número de Reynolds poder ser calculado com a equação (3.36):

$$Re_f = \frac{V_{ftc}(D_{ai})}{\nu_{c\_ftc}} \quad (3.36)$$

Onde  $Re_f$  é o número de Reynolds do fluido de transferência de calor,  $Pr_f$  é o número de Prandtl avaliado à temperatura  $T_f$ , temperatura do fluido de transferência de calor, valor considerado como a temperatura média das temperaturas 1 e 2 na saída de cada volume de controle, obtidas do balanço térmico para o lado 1 e 2,  $Pr_2$  é o número de Prandtl avaliado à temperatura interna do tubo absorvedor  $T_{ai1}$ , e  $T_{ai2}$  no lado 1 e 2, respectivamente,  $V_{ftc}$  é a velocidade do fluido de transferência de calor e  $\nu_{c\_ftc}$  é a viscosidade cinemática do fluido de transferência de calor a  $T_f$ . Uma vez estabelecidas as relações necessárias para determinar o calor transferido desde a superfície interna do tubo absorvedor até o fluido de transferência de calor, a próxima etapa é definir as equações e parâmetros requeridos para calcular a transferência de calor através do tubo de aço.

### 3.2.1.2 Transferência de calor através do tubo absorvedor

A transferência de calor através da parede do tubo absorvedor (tubo de aço) por unidade de comprimento é determinada a partir da Lei de Condução de Calor de Fourier, num cilindro oco [80], conforme a equação (3.37) para o lado 1 e a equação (3.38) para o lado 2:

Para o lado 1:

$$q_{a1-cond} = \frac{\pi D_{ae}}{2} \left( \frac{2k_a}{D_{ae} \ln\left(\frac{D_{ae}}{D_{ai}}\right)} \right) (T_{ae1} - T_{ai1}) \quad (3.37)$$

Para o lado 2:

$$q_{a2-cond} = \frac{\pi D_{ae}}{2} \left( \frac{2k_a}{D_{ae} \ln \left( \frac{D_{ae}}{D_{ai}} \right)} \right) (T_{ae2} - T_{ai2}) \quad (3.38)$$

Onde  $k_a$  é a condutividade térmica do material do tubo absorvedor à temperatura média ( $T_{ae-ai} = (T_{ae} + T_{ai})/2$ ), para o lado avaliado,  $T_{ae1}$  e  $T_{ai1}$  são as temperaturas externa e interna do tubo absorvedor no lado 1, enquanto  $T_{ae2}$  e  $T_{ai2}$  são as temperaturas externa e interna no lado 2 do tubo absorvedor, respectivamente.

A condutividade térmica  $k_a$  do tubo absorvedor depende do tipo de material e da sua temperatura. Alguns dos materiais utilizados na literatura científica para este tipo de sistema são: aço inoxidável 304L, 316L e 321H [70], [73]. Se o aço 304L ou 316L são escolhidos como material do tubo absorvedor é possível determinar a sua condutividade térmica com a equação (3.39):

$$k_a = 0,013T_{ae-ai} + 15,2 \quad (3.39)$$

Se o aço 321H é escolhido, a condutividade térmica é dada com a equação (3.40):

$$k_a = 0,0153T_{ae-ai} + 14,775 \quad (3.40)$$

Uma vez analisada a transferência de calor através do tubo absorvedor até o fluido de transferência de calor, também será de interesse apresentar os parâmetros e critérios considerados para avaliar a transferência de calor desde o tubo absorvedor até a cobertura de vidro.

### 3.2.1.3 Transferência de calor desde o tubo absorvedor até a cobertura de vidro

A perda de calor desde o tubo absorvedor é definida como a soma das perdas de calor por convecção e radiação para a cobertura de vidro, e a perda de calor que se tem através dos suportes metálicos que fixam o tubo receptor à estrutura do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos [82]. A perda de calor por convecção depende da pressão no interior do espaço anular (espaço entre o tubo absorvedor e a cobertura de vidro). Para valores de pressões inferiores a 0,13 kPa, a transferência de calor é dada por condução molecular, enquanto para pressões maiores do que 0,13 kPa a transferência de calor é por convecção natural [69]. A seguir serão descritos os critérios considerados para a condição de vácuo e de pressão no espaço anular do receptor.

### Pressão no espaço anular superior a 0,13 kPa (1 Torr)

Na operação de usinas solares, a condição de vácuo no espaço anular pode se alterar devido a selos quebrados, a penetração de gases ou por algum tipo de problema no sistema de vácuo [83]. Para uma pressão no espaço anular superior a 0,13 kPa, o mecanismo de transferência de calor acontece no espaço anular por convecção natural, sendo possível utilizar relações dadas pela equação (3.41) e (3.42) para determinar a perda de calor por unidade de comprimento, para cada um dos lados do receptor [84].

Para o lado 1:

$$q_{acv1-c} = \left( \frac{\pi D_{ae}}{2} \right) h_{a-cv1} (T_{ae1} - T_{vi1}) \quad (3.41)$$

Para o lado 2:

$$q_{acv2-c} = \left( \frac{\pi D_{ae}}{2} \right) h_{a-cv2} (T_{ae2} - T_{vi2}) \quad (3.42)$$

Onde  $T_{vi1}$  e  $T_{vi2}$  são as temperaturas no interior da cobertura de vidro no lado 1 e no lado 2,  $h_{a-cv}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção avaliado em cada um dos lados do receptor. Este coeficiente de transferência de calor pode ser determinado conforme as equações (3.43) e (3.44), respectivamente [70], [85].

Para o lado 1:

$$h_{a-cv1} = \left( \frac{2,425 k_{acv1} ((Ra_{Dae1})^{0,25} / ((0,861 + Pr_{acv1})^{0,25}))}{\left( \left( 1 + \frac{D_{ae}}{D_{vi}} \right)^{0,6} \right)^{1,25}} \right) \quad (3.43)$$

Para o lado 2:

$$h_{a-cv2} = \left( \frac{2,425 k_{acv2} ((Ra_{Dae2})^{0,25} / ((0,861 + Pr_{acv2})^{0,25}))}{\left( \left( 1 + \frac{D_{ae}}{D_{vi}} \right)^{0,6} \right)^{1,25}} \right) \quad (3.44)$$

Onde  $k_{acv1}$  e  $k_{acv2}$  são os coeficientes de transferência de calor por condução do gás no espaço anular do receptor avaliados à temperatura média ( $T_{ae-vi} = (T_{ae} + T_{vi})/2$ ) para o lado 1 e 2, respectivamente,  $Ra_{Dae1}$  e  $Ra_{Dae2}$  são o número de Rayleigh avaliado para  $D_{ae}$  no lado 1 e 2,  $Pr_{acv1}$

e  $Pr_{acv2}$  são os números de Prandtl avaliados para  $T_{ae-vi}$  no lado 1 e 2 respectivamente e  $D_{vi}$  é o diâmetro interno da cobertura de vidro.

De forma geral o número de Rayleigh é dado pela equação (3.45) [85]:

$$Ra_{Dae} = \left( \frac{g\beta(T_{ae} - T_{vi})D_{ae}^3}{\alpha_{ter-aevi}\nu_{c_}} \right) \quad (3.45)$$

Onde  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\beta$  coeficiente de expansão térmica do gás no espaço anular a  $T_{ae-vi}$  para o lado 1 e 2 respectivamente,  $\alpha_{ter-aevi}$  e  $\nu$  são a difusividade térmica e a viscosidade cinemática do gás no espaço anular avaliados a  $T_f$ , respectivamente.

### Vácuo no espaço anular devido a pressões inferiores a 0,13 kPa

O objetivo do vácuo no espaço anular do receptor é tornar as perdas de calor por condução e convecção insignificantes. Quando o espaço anular do receptor está submetido a vácuo de aproximadamente 0,13 kPa ou menor, o coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser avaliado com a equação (3.46) [86]:

$$h_{a-cv1} = \left( \frac{k_{gas}}{\left[ \left( \frac{D_{ae}}{2} \right) \ln \left( \frac{D_{vi}}{D_{ae}} \right) + b\lambda \left( \frac{D_{ae}}{D_{vi}} + 1 \right) \right]} \right) \quad (3.46)$$

$$b = \left( \frac{(2 - a_m)(9\gamma_m - 5)}{2a_m(\gamma_m + 1)} \right) \quad (3.47)$$

$$\lambda = 2,331 \times 10^{-20} \left( \frac{T_{ae-vi1}}{P\delta_m^2} \right) \quad (3.48)$$

Onde “b” é o coeficiente de interação,  $\gamma_m$  é a razão de calores específicos para o gás no espaço anular, P valor do vácuo no espaço anular,  $\delta_m$  é o diâmetro da molécula do gás no espaço anular,  $T_{ae-vi1}$  é a temperatura média entre a superfície externa do tubo absorvedor e a cobertura do vidro no lado 1 e  $a_m$  é o coeficiente de acomodação, com valor entre [0,01–1,00] [87].

A perda de calor por radiação desde a superfície externa do tubo absorvedor até a superfície interna da cobertura de vidro acontece pela diferença de temperatura entre estes componentes. O cálculo deste mecanismo de transferência de calor é realizado utilizando-se algumas simplificações [63]:

- ✓ O gás no espaço anular do receptor foi assumido como não participante (quando a troca de energia radiativa entre superfícies é virtualmente não afetada pelo meio que as separa [88]);
- ✓ As superfícies são cinzentas;
- ✓ A cobertura de vidro é opaca à radiação infravermelha;

Assim, a transferência de calor entre a superfície externa do tubo absorvedor e a superfície interna da cobertura de vidro por unidade de comprimento é estimada para o lado 1 com a equação (3.49) e para o lado 2 com a equação (3.50) [71]:

Para o lado 1:

$$q_{acv-r1} = \pi \left( \frac{D_{ae}}{2} \right) \sigma \varepsilon_{acv1} [T_{ae1}^4 - T_{vi1}^4] \quad (3.49)$$

Para o lado 2:

$$q_{acv-r2} = \pi \left( \frac{D_{ae}}{2} \right) \sigma \varepsilon_{acv2} [T_{ae2}^4 - T_{vi2}^4] \quad (3.50)$$

Com:

$$\varepsilon_{acv1} = \left( \frac{1}{\varepsilon_{ae1}} + \frac{D_{ae}}{D_{vi}} \left( \frac{1 - \varepsilon_{vi}}{\varepsilon_{vi}} \right) \right)^{-1} \quad (3.51)$$

$$\varepsilon_{acv2} = \left( \frac{1}{\varepsilon_{ae2}} + \frac{D_{ae}}{D_{vi}} \left( \frac{1 - \varepsilon_{vi}}{\varepsilon_{vi}} \right) \right)^{-1} \quad (3.52)$$

Onde  $\sigma$  é a constante de Stefan Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ ),  $\varepsilon_{ae1}$  e  $\varepsilon_{ae2}$  são a emissividade do revestimento seletivo na superfície externa do tubo absorvedor no lado 1 e 2, respectivamente,  $\varepsilon_{vi}$  é a emissividade da superfície interna da cobertura de vidro (considerada constante, e igual a 0,9).

A seguir serão definidas as correlações que podem ser utilizadas para determinar a emissividade do revestimento seletivo em função da temperatura na superfície externa do tubo absorvedor e do tipo de revestimento utilizado [70]. Para o revestimento seletivo do tipo Luz Black Chrome, utiliza-se a equação (3.53):

$$\varepsilon_{ae} = 0,0005333T_{ae} - 0,0856 \quad (3.53)$$

Para o revestimento seletivo do tipo Luz Cermet, utiliza-se a equação (3.54):

$$\varepsilon_{ae} = 0,000327T_{ae} - 0,065971 \quad (3.54)$$

Para o revestimento seletivo do tipo Solel UVAC Cermet avg, utiliza-se a equação (3.55):

$$\varepsilon_{ae} = (1,907^{-7})T_{ae}^2 + (1,208^{-4})T_{ae} + 6,282^{-2} \quad (3.55)$$

O cálculo da emissividade do revestimento no lado 1 ( $\varepsilon_{ae1}$ ) ou 2 ( $\varepsilon_{ae2}$ ), consiste simplesmente em substituir o valor da temperatura na superfície externa do tubo absorvedor no lado 1 ou 2 nas equações (3.53), (3.54) e (3.55) definidas para os diferentes revestimentos. O valor da temperatura, para estas equações deve estar em kelvin (K).

Definidas as relações utilizadas para determinar a transferência de calor desde a superfície externa do tubo absorvedor até a superfície interna da cobertura de vidro, a próxima etapa é definir a relação requerida para calcular a transferência de calor através da cobertura de vidro.

#### 3.2.1.4 Transferência de calor através da cobertura de vidro

Para esta análise assume-se que o tratamento anti-reflexo nas superfícies internas e externas da cobertura de vidro não introduz resistência térmica ou não afeta a emissividade do vidro [73]. A condução de calor através da cobertura de vidro por unidade de comprimento é tratada da mesma maneira que para o tubo absorvedor, e esta pode ser definida com a Lei de Fourier, como as equações (3.56) e (3.57) para o lado 1 e 2, respectivamente [89]:

Para o lado 1:

$$q_{cv1-cond} = \frac{\pi D_{ve}}{2} \left( \frac{2k_{acv}}{D_{ve} \ln \left( \frac{D_{ve}}{D_{vi}} \right)} \right) (T_{ve1} - T_{vi1}) \quad (3.56)$$

Para o lado 2:

$$q_{cv2-cond} = \frac{\pi D_{ve}}{2} \left( \frac{2k_{acv}}{D_{ve} \ln \left( \frac{D_{ve}}{D_{vi}} \right)} \right) (T_{ve2} - T_{vi2}) \quad (3.57)$$

Onde  $D_{ve}$  é o diâmetro externo da cobertura de vidro,  $T_{ve1}$  e  $T_{ve2}$  são as temperaturas na superfície externa da cobertura de vidro, no lado 1 e 2 respectivamente,  $k_{acv}$  é a condutividade térmica do

vidro da cobertura, considerada constante com valor de 1,04 W/m °C (para o vidro Pyrex, material utilizado em alguns trabalhos da literatura científica e publicações sobre este tipo de sistema) [70].

Uma vez que o calor passa através da cobertura de vidro, este é transferido ao ambiente por convecção e por radiação. Assim, na próxima seção serão estudados estes mecanismos de transferência de calor.

### 3.2.1.5 Transferência de calor desde a superfície externa da cobertura de vidro

A transferência de calor por convecção apresenta duas situações: a convecção forçada, para a condição de vento ao redor da cobertura de vidro, e a convecção natural, para a condição na qual não há vento. Enquanto a transferência de calor por radiação está dada entre a superfície externa da cobertura de vidro e o céu ou a superfície do coletor [90].

A transferência de calor no exterior da cobertura de vidro no lado 1 e no lado 2 pode ser calculada com as equações (3.58) e (3.59), respectivamente:

Para o lado 1:

$$q_{cv1-c} = \left( \frac{\pi D_{ve}}{2} \right) h_{cv1} (T_{ve1} - T_{amb}) \quad (3.58)$$

Para o lado 2:

$$q_{cv2-c} = \left( \frac{\pi D_{ve}}{2} \right) h_{cv2} (T_{ve2} - T_{amb}) \quad (3.59)$$

$$h_{cv1} = \left( \frac{Nu_{ve1} k_{ar1}}{D_{ve}} \right) \quad (3.60)$$

Onde  $D_{ve}$  é o diâmetro externo da cobertura de vidro,  $T_{amb}$  é a temperatura do ambiente,  $T_{ve1}$  e  $T_{ve2}$  é a temperatura da cobertura de vidro no lado 1 e no lado 2, respectivamente,  $k_{ar1}$  é a condutividade térmica do ar, avaliada à temperatura ( $T_{vea1} = (T_{ve1} + T_{amb})/2$ ),  $h_{cv1}$  e  $h_{cv2}$  são os coeficiente de transferência de calor por convecção avaliado no lado 1 e 2, respectivamente. O coeficiente de transferência de calor por convecção natural pode ser avaliado utilizando a correlação desenvolvida por Churchill e Chun [69], [73], [91] para um cilindro horizontal. Assim, é possível determinar o número de Nusselt com a equação (3.61):

$$Nu_{ve1} = \left( 0,6 + \left( \frac{0,387 Ra_{vea1}^{1/6}}{(1 + (0,559 / Pr_{vea1})^{9/16})^{8/27}} \right) \right) \quad (3.61)$$

$$Ra_{vea1} = \left( \frac{g\beta_{vea1}D_{ve}^3(T_{ve1} - T_{amb})}{\alpha_{ve-ar1}\nu_{ve-ar1}} \right) \quad (3.62)$$

$$\beta_{vea1} = \left( \frac{1}{T_{ve-ar1}} \right) \quad (3.63)$$

$$Pr_{vea1} = \left( \frac{\nu_{vea1}}{\alpha_{ve-ar1}} \right) \quad (3.64)$$

Onde  $g$  é a aceleração da gravidade,  $Nu_{ve1}$  é o número de Nusselt,  $Ra_{vea1}$  é o número de Rayleigh para o ar,  $\beta_{vea1}$  é o coeficiente de expansão,  $Pr_{vea1}$  é o número de Prandtl do ar,  $\nu_{ve-ar1}$  é a viscosidade cinemática do ar,  $\alpha_{ve-ar1}$  é a difusividade térmica do ar. Os parâmetros definidos anteriormente são todos avaliados à temperatura  $T_{vea1}$ . Para calcular o valor de  $h_{cv2}$ , deve-se avaliar as equações (3.61), (3.62), (3.63) e (3.64) nas condições de  $(T_{vea2}=(T_{ve2}+T_{amb})/2)$ . Para a condição de convecção forçada, o número de Nusselt é calculado com a equação (3.65) [69], [70], [73]:

$$Nu_{ve1} = CRe_{ve}^m Pr_{amb}^n \left( \frac{Pr_{amb}}{Pr_{ve1}} \right)^{1/4} \quad (3.65)$$

O número de Reynolds é determinado com a equação (3.66):

$$Re_{ve} = \frac{V_{ar}(D_{ve}/2)}{\nu_{c-ar}} \quad (3.66)$$

Onde  $Re_{ve}$  e  $Pr_{amb}$  é o número de Reynolds e o número de Prandtl avaliados à temperatura do ambiente,  $Pr_{ve1}$  é o número de Prandtl avaliado à temperatura externa da cobertura de vidro no lado 1,  $V_{ar}$  é a velocidade do ar no exterior da cobertura de vidro e  $\nu_{c-ar}$  é a viscosidade cinemática do ar à temperatura do ambiente. C, m e n são constantes apresentadas na Tabela 3.1 [70]:

Tabela 3.1. Parâmetros para a condição de convecção forçada.

$Re$	$C$	$m$
1-40	0,75	0,4
40-1000	0,51	0,5
1000-200000	0,26	0,6
200000-1000	0,076	0,7

Se  $Pr \leq 10$ ,  $n$  é igual a 0,37. No caso de  $Pr > 10$ , o valor de  $n$  é 0,36. Para calcular o número de Nusselt no lado 2, é necessário avaliar na equação (3.65) o valor de  $Pr_{ve2}$ .

Para a análise de transferência de calor por radiação desde a superfície externa da cobertura de vidro são consideradas as seguintes hipóteses [90]:

- ✓ A cobertura de vidro e o tubo absorvedor são considerados como pequenos objetos convexos cinzentos, emissores e refletores difusos;
- ✓ O céu é considerado como uma grande cavidade do corpo negro à temperatura  $T_s$ ;

Nesta análise assume-se que a temperatura da superfície dos espelhos refletores está aproximadamente à temperatura ambiente [92]. Assim é válido considerar que a cobertura de vidro está totalmente rodeada pelo céu. Portanto, a transferência de calor causada pela diferença de temperatura entre a superfície externa da cobertura e o céu, pode ser calculada com a equação (3.67) para o lado 1 e com a equação (3.68) para o lado 2 [80]:

Para o lado 1:

$$q_{cv1-r} = \left(\frac{\pi D_{ve}}{2}\right) \sigma \varepsilon_{ve} [(T_{ve1}^4) - (T_s^4)] \quad (3.67)$$

Para o lado 2:

$$q_{cv2-r} = \left(\frac{\pi D_{ve}}{2}\right) \sigma \varepsilon_{ve} [(T_{ve2}^4) - (T_s^4)] \quad (3.68)$$

Onde  $\varepsilon_{ve}$  é a emissividade da superfície externa na cobertura de vidro, que é considerada igual a 0,9 [69],  $T_s$  é a temperatura do céu, a qual pode ser calculada como a correlação de Swinbank [93], de acordo a equação (3.69):

$$T_s = 0,0553 T_{ve}^{1,5} \quad (3.69)$$

Da equação (3.69), é possível observar que o cálculo da temperatura do céu está influenciado pela temperatura no exterior da cobertura de vidro. Assim, tem-se  $T_{s1}$  e  $T_{s2}$ , para cada um dos lados definidos no receptor do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico.

Outro mecanismo de transferência de calor avaliado neste trabalho é a transferência de calor desde os suportes metálicos, que fixam o tubo absorvedor, até a estrutura do sistema de coletores.

### 3.2.1.6 Transferência de calor através dos suportes do tubo absorvedor

Os suportes metálicos são os elementos encarregados de manter o receptor do sistema na linha focal do espelho refletor. As perdas térmicas desde os suportes são aproximadas, uma vez que os suportes são tratados como aletas infinitas [94]. Segundo Forristall [70], a temperatura na base dos suportes é considerada como a temperatura no exterior do tubo absorvedor menos 10°C. Assim a perda de calor nos suportes pode ser calculada pela equação (3.70):

$$q_{as-cond} = (h_{as}P_{as}k_{as}A_{b-as})^{0,5}(T_b - T_{amb})/(2L_r) \quad (3.70)$$

Como material do suporte foi utilizado o aço carbono, o valor da condutividade térmica  $k_{as}$  e  $h_{as}$  coeficiente médio de transferência de calor por convecção do suporte foram determinados com as equações (3.71) e (3.72), respectivamente [95]:

$$k_{as} = -0,0419T_b + 73,2357 \quad (3.71)$$

$$h_{as} = \frac{Nuk_{as}}{L_{et}} \quad (3.72)$$

Onde o número de Nusselt é calculado pela equação (3.73) [95]:

$$Nu = 0,14Re^{0,666} \quad (3.73)$$

Como simplificação, tem-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção é calculado para o tubo quadrado (seção chamada suporte na Figura 3.11), porque esta parte do suporte tem mais de 99 % da área exposta para o ambiente [69]. O parâmetro  $L_{et}$  é o comprimento (diâmetro) característico de um tubo quadrado e  $L_r$  é o comprimento do receptor do sistema.

Considerando a configuração apresentada na Figura 3.11 e baseado nas metodologias de cálculo de [69] e [70], é possível utilizar as conexões da base do suporte como as seções de referência para determinar a área de transferência de calor  $A_{b-as}$  e o perímetro dos mesmos  $P_{as}$ , pelas equações (3.74) e (3.75), respectivamente:

$$A_{b-as} = 2[(L_s^2) - (L_i^2)] \quad (3.74)$$

$$P_{as} = 4L_s \quad (3.75)$$

Onde  $T_b$  é a temperatura da base do suporte ( $T_b = T_{ae} - 10$ ).

A Figura 3.11 apresenta uma das configurações do suporte do receptor utilizado em sistemas de Coletores Cilíndricos Parabólicos.

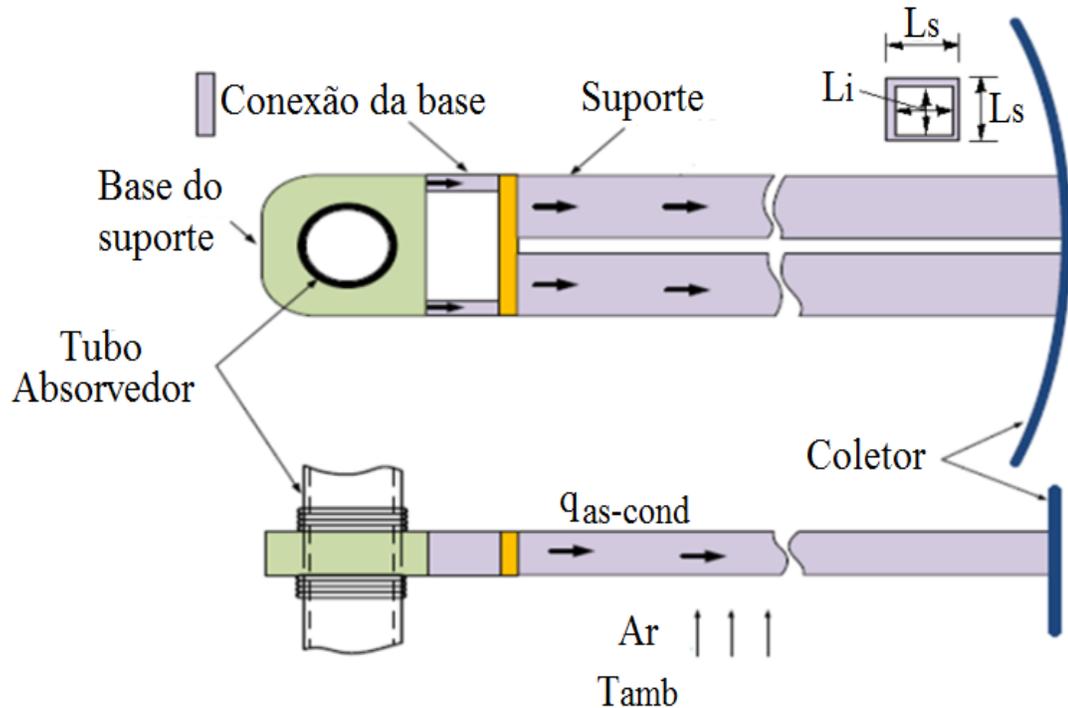


Figura 3.11. Suporte do receptor do sistema de Coletores Cilíndrico Parabólico, adaptado de [69].

Nesta seção foram apresentadas as relações e conceitos requeridos para o balanço energético do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos necessários para desenvolver o algoritmo de cálculo que permite dar solução ao modelo proposto, o qual foi desenvolvido em *Matlab*. O algoritmo da Figura 3.12 apresenta a sequência de cálculo implementada neste trabalho, com o objetivo de determinar de forma iterativa a temperatura do fluido de transferência de calor na saída do coletor e demais parâmetros requeridos para avaliar o desempenho deste tipo de sistema.

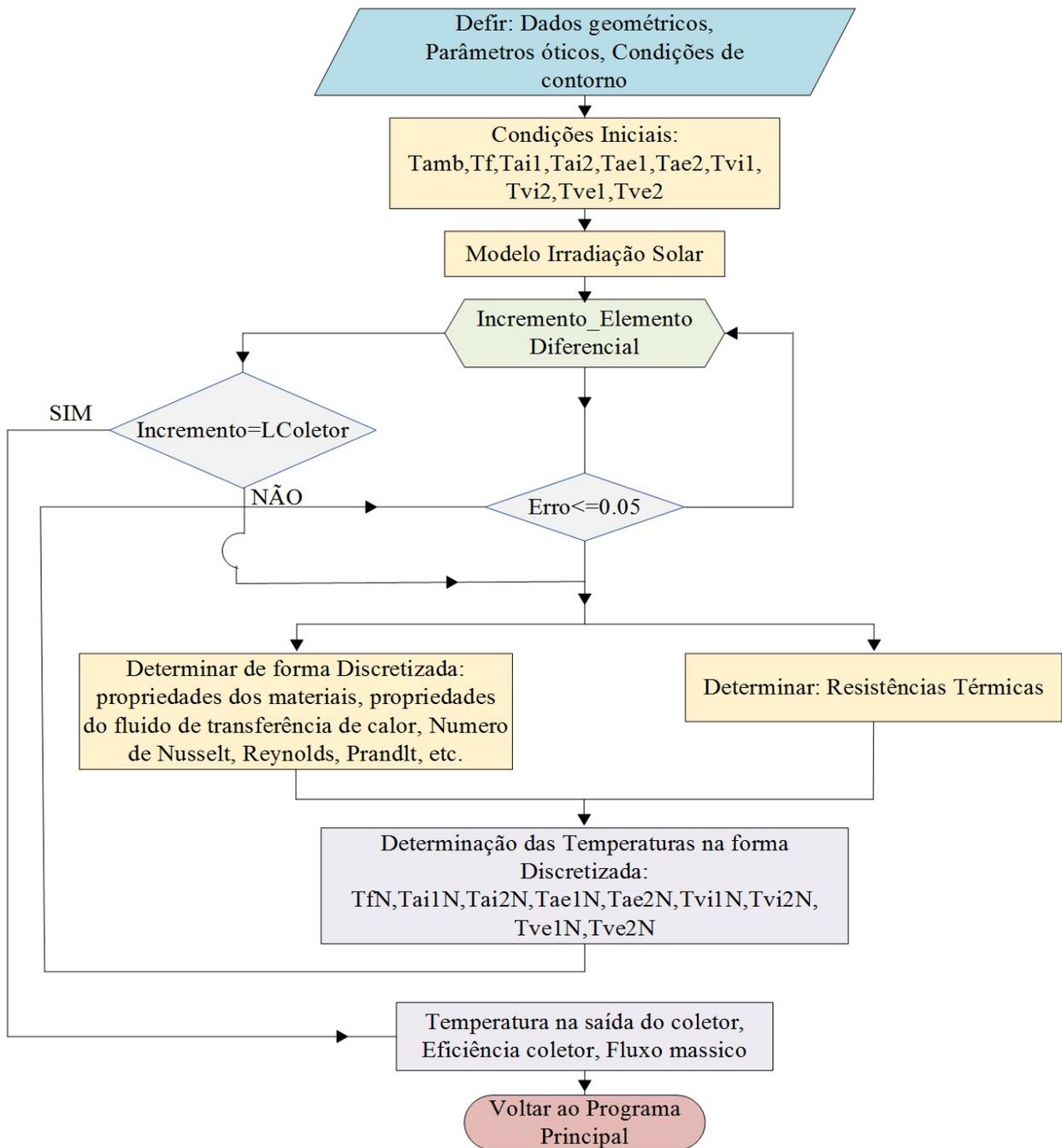


Figura 3.12. Fluxograma do algoritmo e sequência de cálculo do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos desenvolvido em *Matlab*.

A sequência de cálculo das temperaturas nos diferentes componentes do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos foi desenvolvida com base na metodologia utilizada pelo programa de simulação *SAM (Solar Advisor Model)*, software utilizado como ferramenta para a análise deste tipo de sistema de concentração solar [96]. A sequência de cálculo inicia definindo parâmetros

geométricos do tubo receptor, da cobertura de vidro e do coletor, além de parâmetros óticos da cobertura de vidro, do coletor e de um valor de um elemento diferencial, para realizar a análise do sistema de forma discretizada. Logo, são determinados os valores iniciais da temperatura do fluido de transferência de calor na entrada do coletor e as temperaturas em cada uma das partes do receptor (parede interna e externa do tubo absorvedor e da cobertura de vidro para o lado 1 e 2 do receptor), com o objetivo de inicializar o algoritmo de cálculo [96]:

Para o lado 1:

$$T_{ai1} = T_f + 2 \quad (3.76)$$

$$T_{ae1} = T_{ai1} + 5 \quad (3.77)$$

$$T_{vi1} = T_{ae1} - (0,8(T_{ae1} - T_{amb})) \quad (3.78)$$

$$T_{ve1} = T_{vi1} - 2 \quad (3.79)$$

Para o lado 2:

$$T_{ai2} = T_f + 2 \quad (3.80)$$

$$T_{ae2} = T_{ai2} + 5 \quad (3.81)$$

$$T_{vi2} = T_{ae2} - (0,8(T_{ae2} - T_{amb})) \quad (3.82)$$

$$T_{ve2} = T_{vi2} - 2 \quad (3.83)$$

Com os valores iniciais destas temperaturas, as relações do balanço térmico estabelecidas no início do capítulo, os valores de propriedades e parâmetros para o fluido de transferência de calor, para o tubo absorvedor e a coberturas de vidro, são então calculados os valores iniciais dos fluxos de calor e as perdas térmica através do receptor. Estes valores são necessários para a sequência definida no algoritmo apresentado na Figura 3.12. A etapa seguinte foi estabelecer as relações para o cálculo das resistências térmicas através do receptor [96]:

Para o lado 1:

$$R_{acv1_c} = \frac{1}{h_{a-cv1} \left( \frac{D_{ae}}{2} \right) \pi} \quad (3.84)$$

$$R_{acv1_r} = \frac{1}{\gamma_{acv1_{rad}} \left( \frac{D_{ae}}{2} \right) \pi} \quad (3.85)$$

$$\gamma_{acv1_r} = \sigma(T_{ae1}^2 - T_{vi1}^2) \left( \frac{(T_{ae1} + T_{vi1})}{\left( \frac{1}{\varepsilon_{ae1}} + \frac{D_{ae}}{D_{vi}} \left( \frac{1 - \varepsilon_{vi}}{\varepsilon_{vi}} \right) \right)} \right) \quad (3.86)$$

$$R_{cv1_{cond}} = \frac{\ln(D_{ve}/D_{vi})}{\pi k_{acv}} \quad (3.87)$$

$$R_{cv1_c} = \frac{1}{h_{cv1} \left( \frac{D_{ve}}{2} \right) \pi} \quad (3.88)$$

$$R_{cv1_r} = \frac{1}{\gamma_{cv1_{rad}} \left( \frac{D_{ve}}{2} \right) \pi} \quad (3.89)$$

$$\gamma_{cv1_r} = \sigma(T_{ve1}^2 - T_{s1}^2) \left( \frac{(T_{ve1} + T_{s1})}{(\varepsilon_{ve})} \right) \quad (3.90)$$

Para o lado 2:

$$R_{acv2_c} = \frac{1}{h_{a-cv2} \left( \frac{D_{ae}}{2} \right) \pi} \quad (3.91)$$

$$R_{acv2_r} = \frac{1}{\gamma_{acv2_{rad}} \left( \frac{D_{ae}}{2} \right) \pi} \quad (3.92)$$

$$\gamma_{acv2_r} = \sigma(T_{ae2}^2 - T_{vi2}^2) \left( \frac{(T_{ae2} + T_{vi2})}{\left( \frac{1}{\varepsilon_{ae2}} + \frac{D_{ae}}{D_{vi}} \left( \frac{1 - \varepsilon_{vi}}{\varepsilon_{vi}} \right) \right)} \right) \quad (3.93)$$

$$R_{cv2_{cond}} = \frac{\ln(D_{ve}/D_{vi})}{\pi k_{acv}} \quad (3.94)$$

$$R_{cv2_c} = \frac{1}{h_{cv2} \left( \frac{D_{ve}}{2} \right) \pi} \quad (3.95)$$

$$R_{cv2_r} = \frac{1}{\gamma_{cv2_{rad}} \left( \frac{D_{ve}}{2} \right) \pi} \quad (3.96)$$

$$\gamma_{cv2_r} = \sigma(T_{ve2}^2 - T_{s2}^2) \left( \frac{(T_{ve2} + T_{s2})}{(\varepsilon_{ve})} \right) \quad (3.97)$$

Definidas as relações das resistências térmicas, é possível definir as equações usadas para calcular os novos valores das temperaturas nas paredes internas ( $T_{ai1N}$ ,  $T_{ai2N}$ ) e externas ( $T_{ae1N}$ ,  $T_{ae2N}$ ) do tubo absorvedor e as temperaturas interna ( $T_{vi1N}$ ,  $T_{vi2N}$ ) e externa ( $T_{ve1N}$ ,  $T_{ve2N}$ ) da cobertura de vidro para o lado 1 e 2 do receptor, respectivamente [96]:

Para o lado 1:

$$T_{ai1N} = T_f + \left( \frac{-q_{a1-cond}}{\pi N_{uDai}} \right) \quad (3.98)$$

$$T_{ae1N} = T_{ai1N} + \left( \left( \frac{-q_{a1-cond}}{\pi k_a} \right) \left( \ln \left( \frac{D_{ae}}{D_{ai}} \right) \right) \right) \quad (3.99)$$

$$T_{vi1N} = T_{ae1N} - [(q_{acv-r1})(R_{acv1,r})] \quad (3.100)$$

$$T_{ve1N} = T_{vi1N} - [(q_{cv1-cond})(R_{cv1,cond})] \quad (3.101)$$

Para o lado 2:

$$T_{ai2N} = T_f + \left( \frac{-q_{a2-cond}}{\pi N_{uDai}} \right) \quad (3.102)$$

$$T_{ae2N} = T_{ai2N} + \left( \left( \frac{-q_{a2-cond}}{\pi k_a} \right) \left( \ln \left( \frac{D_{ae}}{D_{ai}} \right) \right) \right) \quad (3.103)$$

$$T_{vi2N} = T_{ae2N} - [(q_{acv-r2})(R_{acv2,r})] \quad (3.104)$$

$$T_{ve2N} = T_{vi2N} - [(q_{cv2-cond})(R_{cv2,cond})] \quad (3.105)$$

A partir das equações do cálculo das temperaturas (3.98 - 3.105) através do receptor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, é possível calcular o parâmetro chamado Erro (Figura 3.12) para o balanço térmico do lado 1 e 2 do receptor. A convergência ou parada da iteração do algoritmo é atingida quando o valor deste parâmetro é inferior 0,05 [96].

Para o lado 1:

$$Erro = \sqrt{\left( \frac{T_{vi1N} - T_{vi1}}{T_{vi1}} \right)^2 + \left( \frac{T_{ae1N} - T_{ae1}}{T_{ae1}} \right)^2} \quad (3.106)$$

Para o lado 2:

$$Erro = \sqrt{\left( \frac{T_{vi2N} - T_{vi2}}{T_{vi2}} \right)^2 + \left( \frac{T_{ae2N} - T_{ae2}}{T_{ae2}} \right)^2} \quad (3.107)$$

Uma vez determinados e atingidos os valores de Erro do algoritmo de cálculo apresentado anteriormente, a próxima etapa de cálculo consiste em determinar o valor da temperatura na saída

de cada volume de controle e finalmente na saída do coletor, para cada um dos lados do receptor, e posteriormente determinar um valor médio a partir das duas temperaturas [96].

Para o lado 1:

$$T_{Col-saída1} = T_f + \left[ \frac{q_{a1-sol} + q_{cv1-sol} - q_{cv1-c} - q_{cv1-r}}{0,5\dot{m}_{ftc}C_{p\_ftc}} \right] (\text{Elemento Diferencial}) \quad (3.108)$$

Para o lado 2:

$$T_{Col-saída2} = T_f + \left[ \frac{q_{a2-sol} + q_{cv2-sol} - q_{cv2-c} - q_{cv2-r}}{0,5\dot{m}_{ftc}C_{p\_ftc}} \right] (\text{Elemento Diferencial}) \quad (3.109)$$

$$T_{Col-saída} = \left( \frac{T_{Col-saída1} + T_{Col-saída2}}{2} \right) \quad (3.110)$$

Onde  $\dot{m}_{ftc}$  é o fluxo mássico do fluido de transferência de calor (parâmetro de entrada ao algoritmo) e  $C_{p\_ftc}$  é o calor específico do fluido de transferência de calor, calculado à temperatura  $T_f$ . A partir das relações já definidas e a temperatura na saída do coletor é possível determinar o desempenho deste componente "Eficiência do coletor" pela equação (3.111):

$$\eta_{Coletor} = \frac{\dot{m}_{ftc}C_{p\_ftc}(T_{Col-saída} - T_f)}{I_b D_{coletor} L_{coletor}} \quad (3.111)$$

A partir dos parâmetros calculados e considerações definidas nesta seção, é possível desenvolver a análise exérgica do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, etapa a ser desenvolvida na seguinte seção.

### 3.2.2 Análise Exérgica do Sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos

A análise exérgica de um sistema não só permite determinar magnitudes, localização e causas de irreversibilidades no sistema, mas também fornece uma avaliação mais significativa da eficiência individual dos componentes. Assim, pode-se dizer que a análise exérgica e a análise energética podem dar uma descrição completa das características do sistema [97]. Através desta análise exérgica se tem como objetivo estudar as principais causas das irreversibilidades no receptor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos e os parâmetros que mais influenciam nas mesmas. Para esta finalidade se utilizará a metodologia proposta por Padilla et al. [98]. Na Figura 3.13 apresenta-se um esquema simplificado do receptor do sistema.

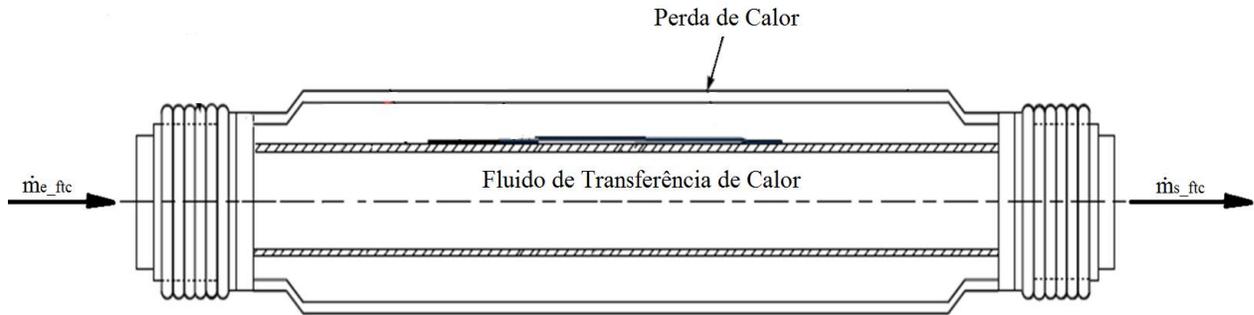


Figura 3.13. Receptor do sistema Cilíndrico Parabólico e seus componentes.

Aplicando balanço exerético sobre o receptor do sistema (Figura 3.13), para regime permanente, é possível obter de forma geral a equação (3.112) [99]:

$$\sum_j \dot{E}_{qj} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_{e\_ftc} e_{ftc\_Ce} - \sum_s \dot{m}_{s\_ftc} e_{ftc\_Cs} - \dot{E}_d - \dot{E}_{perd} = 0 \quad (3.112)$$

O primeiro termo da equação (3.112) representa a soma de todos os fluxos de exergia por transferência de calor. Para cada fluxo em particular pode-se utilizar a equação (3.113) para determinar o valor de exergia:

$$\dot{E}_{qj} = \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (3.113)$$

Onde  $T_o$  é a temperatura de referência,  $T_j$  é a temperatura da fonte na posição  $j$  e  $\dot{Q}_j$  fluxo de calor na posição  $j$ .

Para o cálculo da exergia específica do fluxo utiliza-se a equação (3.114):

$$e_{ftc} = h - h_o - T_o(s - s_o) + \frac{V^2}{2} + gH \quad (3.114)$$

Neste tipo de sistema é possível considerar que a velocidade do fluido de transferência de calor é a mesma na entrada e na saída do coletor ( $V_{ftc\_Ce} = V_{ftc\_Cs}$ ), o fluido se mantém na mesma altura ( $H = 0$ ) e não há nenhum tipo de trabalho, assim que  $\dot{W}_{vc} = 0$ . Onde  $\dot{m}_{e\_ftc}$  e  $\dot{m}_{s\_ftc}$  fluxos mássicos na entrada e na saída dos coletores, respectivamente,  $e_{ftc\_Ce}$  e  $e_{ftc\_Cs}$  são as exergias específicas do fluido de transferência de calor na entrada e na saída dos coletores, respectivamente,  $\dot{E}_d$  é a taxa de destruição de exergia,  $\dot{E}_{perd}$  é a taxa da exergia devida à perda ótica e perdas de calor no receptor do sistema,  $h$  é a entalpia à temperatura de interesse,  $h_o$  é a entalpia à temperatura e pressão de referência,  $s$  é a entropia à temperatura de interesse,  $s_o$  é a entropia à temperatura de referência. Na Figura 3.14 apresenta-se de forma simplificada o esquema do conjunto Coletor-Receptor utilizado para aplicar o balanço exerético.

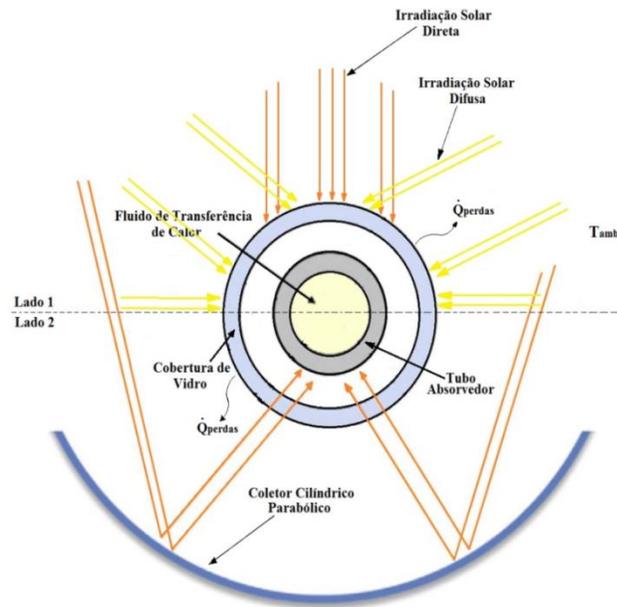


Figura 3.14. Esquema simplificado do conjunto Coletor-Receptor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, adaptado de [100].

A análise desenvolvida neste conjunto é realizada considerando a exergia da irradiação solar, a produção de exergia útil, as perdas e a destruição de exergia. Para um processo ideal, o máximo potencial ( $\psi$ ) de trabalho útil disponível a partir da radiação pode ser calculado com a correlação de Petela [101], equação (3.115):

$$\psi = 1 - \frac{4T_o}{3T_{sol}} + \frac{1}{3} \left( \frac{T_o}{T_{sol}} \right)^4 \quad (3.115)$$

$T_{sol}$  é a temperatura equivalente do sol como corpo negro ( $\sim 5800$  K).

Aplicando a metodologia de Bellos e Tzivanidis [100] à configuração do receptor definida neste trabalho e a condição de discretização definida no início deste capítulo, é possível determinar a exergia da irradiação solar para o lado 1 e 2 do receptor pelas equações (3.116) e (3.117):

$$E_{s1} = \left( D_{ae} I_b + \frac{\pi D_{ae} I_d}{2} \right) \psi \quad (3.116)$$

$$E_{s2} = (I_b (a - D_{ae})) \psi \quad (3.117)$$

Onde "a" é a largura da abertura do coletor.

A exergia total da irradiação solar num elemento diferencial é dada pela equação (3.118):

$$E_s = E_{s1} + E_{s2} \quad (3.118)$$

A exergia do fluido de transferência de calor no lado 1 e 2 em cada elemento diferencial do receptor (até a saída do tubo receptor) pode ser calculada pelas equações (3.119) e (3.120):

$$E_{ftc1} = q_{a1-c} - \dot{m}_{ftc} T_{amb} \ln \left[ \frac{T_{Col-saída1}}{T_f} \right] - \dot{m}_{ftc} T_{amb} \left[ \frac{\Delta P}{T_{Col-saída1}} \right] \quad (3.119)$$

$$E_{ftc2} = q_{a2-c} - \dot{m}_{ftc} T_{amb} \ln \left[ \frac{T_{Col-saída2}}{T_f} \right] - \dot{m}_{ftc} T_{amb} \left[ \frac{\Delta P}{T_{Col-saída2}} \right] \quad (3.120)$$

A exergia total da corrente do fluido de transferência de calor num elemento diferencial é dada pela equação (3.121):

$$E_{ftc} = E_{ftc1} + E_{ftc2} \quad (3.121)$$

As equações (3.119) e (3.120) podem ser aplicadas para fluidos em estado líquido e gasoso, no caso de fluido em estado líquido, o último termo da equação pode ser desconsiderado, uma vez que o valor de  $\Delta P$  é pequeno [100].

Como foi apresentado no balanço geral do receptor (equação 3.112), na análise exérgica do conjunto Coletor-receptor deve ser determinado o valor de diminuição da exergia por perdas de calor, perdas óticas e a exergia destruída para o lado 1 e 2 do receptor. Para calcular a diminuição da exergia devido às perdas de calor são utilizadas as equações (3.122) e (3.123) [100], respectivamente:

$$E_{perd\_ter1} = q_{perd-calor1} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{ai1}} \right) \quad (3.122)$$

$$E_{perd\_ter2} = q_{perd-calor2} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{ai2}} \right) \quad (3.123)$$

O cálculo da diminuição de exergia devido às perdas óticas é realizado sobre o lado 2 do receptor, uma vez que este é o único lado que recebe a irradiação solar concentrada pelo coletor, para isso utiliza-se a equação (3.124) [100]:

$$E_{p-erd\_ótica2} = (1 - \eta_{ótica}) E_{s2} \quad (3.124)$$

Onde a eficiência ótica é dada pela equação (3.125) [70]:

$$\eta_{ótica} = \gamma_{fi} \rho_{er} K_{\theta} \tau_{cv} \alpha_a \quad (3.125)$$

Desta forma é possível expressar a diminuição total de exergia por perdas com a equação (3.126):

$$E_{perd} = E_{perd\_ter1} + E_{perd\_ter2} + E_{perd\_ótica2} \quad (3.126)$$

No caso da exergia destruída devido às irreversibilidades durante transferência de calor, apresentam-se duas formas de destruição de exergia neste tipo de sistema. A primeira forma é

entre o sol e o tubo absorvedor ( $E_{d',sol-a}$ ), durante o processo de absorção da irradiação solar pelo tubo absorvedor. A segunda forma de destruição de exergia é entre tubo absorvedor e o fluido de transferência de calor ( $E_{d',af}$ ). Para determinar a destruição de exergia entre o sol e tubo absorvedor no lado 2 utiliza-se a equação (3.127) [100]:

$$E_{d',sol-a2} = \eta_{\acute{o}tica} E_{s2} - q_{a2-sol} \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T_{ai2}} \right) \quad (3.127)$$

No caso da destruição de exergia entre o tubo absorvedor e o fluido de transferência de calor, este parâmetro pode ser calculado pela equação (3.128) e (3.129) para o lado 1 e 2 do receptor, respectivamente [100]:

$$E_{d',af1} = q_{a1-c} \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T_{ai1}} \right) - E_{ftc1} \quad (3.128)$$

$$E_{d',af2} = q_{a2-c} \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T_{ai1}} \right) - E_{ftc2} \quad (3.129)$$

Assim é possível expressar a destruição total de exergia no receptor do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos pela equação (3.130):

$$E_{destruição} = E_{d',sol-r2} + E_{d',af1} + E_{d',af2} \quad (3.130)$$

De forma específica e para a configuração do receptor definida neste trabalho, o balanço exergético pode ser expresso pela equação (3.131):

$$E_{sol} = E_{ftc} + E_{perd} + E_{d'} \quad (3.131)$$

A eficiência exergética é definida como a razão entre a exergia recuperada pelo sistema a partir da exergia da irradiação solar [98]. Este parâmetro pode ser calculado com a equação (3.132):

$$\eta_{exer} = \left( \frac{E_{ftc}}{E_{sol}} \right) \quad (3.132)$$

Com a equação (3.132) pode-se avaliar a capacidade que o sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos tem para aproveitar de forma útil a irradiação solar para uma dada condição. Além disto, a análise exergética permitirá identificar as oportunidades de obter melhorias, através da comparação dos resultados obtidos com os resultados de usinas similares.

Como foi apresentado ao longo desta seção, o desenvolvimento de uma análise exergética requer o conhecimento de diferentes parâmetros de projeto, de operação, condição de referência, além de uma série de parâmetros calculados a partir do balanço térmico, como foi descrito neste capítulo. Neste sentido pode-se observar a importância do balanço térmico e da confiabilidade

nos resultados obtidos com o modelo matemático elaborado. Uma forma de garantir a utilidade do modelo matemático desenvolvido, é mediante a implementação da etapa de validação, a qual tem como principal objetivo mostrar as diferenças entre os resultados do modelo elaborado e resultados de sistemas existentes no mundo ou trabalhos científicos que permitam ser comparados. Por isso, na próxima seção apresentam-se os resultados obtidos da validação realizada para o modelo de Coletores Cilíndricos Parabólicos apresentado neste capítulo.

### 3.3 Validação do Modelo Matemático de Coletores Cilíndricos Parabólicos

Para validar o modelo matemático de Coletores Cilíndricos Parabólicos apresentado nesta tese foi utilizado o trabalho de Khaled [102]. Este trabalho fornece dados experimentais sobre a operação de um sistema instalado na Jordânia. O sistema encontra-se instalado sobre o teto do prédio chamado “Dead Sea Medical Resort”, que está localizado a uma latitude de 31,714 °N e uma longitude de 35,586°L. O campo solar consiste em três fileiras de coletores conectados em série, com um número total de catorze coletores. O tipo de coletor instalado é PTC-1800, desenvolvidos pela empresa alemã SOLITEM GmbH [102]. Os dados dos testes do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos apresentado no trabalho de Khaled [102] correspondem ao dia 12 de Junho de 2010. Na Tabela 3.2 se apresentam as características dos coletores instalados no prédio “Dead Sea Medical Resort”.

Tabela 3.2. Características do coletor PTC-1800.

Componente	Parâmetro	Valor
Refletor	Ângulo de borda (°)	69
	Distância focal (m)	0,78
	Comprimento (m)	5,09
	Largura da abertura (m)	1,8
	Altura (m)	0,26
	Revestimento de alumínio (m)	5 E-4
	Refletância	0,85
Tubo absorvedor	Material	Aço inoxidável
	Revestimento	Black Chrome
	Diâmetro externo (m)	0,038
	Espessura da parede (m)	1,5 E-3
	Absorbância	0,94
Cobertura de vidro	Diâmetro externo (m)	0,065
	Espessura da parede (m)	2,2 E-3
	Transmitância	0,92

A Tabela 3.3 mostra o desvio obtido entre a temperatura de saída da água dos testes experimentais e a temperatura obtida com o modelo desenvolvido nesta tese (modelo NEST).

Tabela 3.3. Validação do modelo matemático do Coletor Cilíndrico Parabólico.

<b>Irradiação solar (W/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Fluxo volumétrico (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Temp. ambiente (°C)</b>	<b>Velocidade do vento (m/s)</b>	<b>Temp. entrada coletor (°C)</b>	<b>Temp. saída coletor, Experimental (°C)</b>	<b>Temp. saída coletor, Modelo NEST (°C)</b>	<b>Diferença (%)</b>
984,2	3,77	40,3	3	57,2	67,3	66,5	1,1
983,8	3,77	39,2	1,9	60,2	69,8	69,6	0,3
983,7	3,77	38,7	2,1	67,2	76,1	76,5	0,6
983,7	3,77	39,3	0,8	69,7	78,5	79,1	0,8
984,6	3,77	39,2	2,1	70,9	79,3	80,4	1,4
986,0	3,77	38,9	1,1	75,9	83,6	85,3	2,0
985,9	3,77	39,2	0,4	76,5	84,3	85,9	1,9
988,0	3,77	38,7	1,5	79,0	86,45	88,5	2,3
990,1	3,77	39,4	0,7	84,7	91,3	93,7	2,6
991,4	3,77	39,2	1,99	84,6	91,4	94,0	2,9
989,9	3,77	38,5	2,8	88,2	94,5	97,6	3,3
989,8	3,77	37,9	2,1	88,5	94,7	97,9	3,4
990,1	3,77	38,8	1,6	91,9	97,8	101,4	3,7
989,9	3,77	37,4	1,1	97,7	102,5	107,2	4,7
989,7	3,77	37,4	1,9	98,2	102,56	107,7	4,9

A partir da Tabela 3.3 é possível concluir que o modelo matemático de Coletor Cilíndrico Parabólico desenvolvido neste trabalho, é uma ferramenta útil para caracterizar o comportamento deste tipo de tecnologia, uma vez que, para as condições e parâmetros avaliados, o máximo erro obtido entre os dados experimentais e os obtidos com o modelo NEST foi de 4,9 %, enquanto que a mínima diferença foi de 0,3 %. Com o propósito de avaliar o comportamento do modelo matemático de Coletor Cilíndrico Parabólico em uma faixa mais ampla de operação, foi realizada a comparação do comportamento da eficiência do coletor entre os resultados apresentados por Kalogirou [103] e os resultados obtidos como o modelo desenvolvido nesta tese (Figura 3.15).

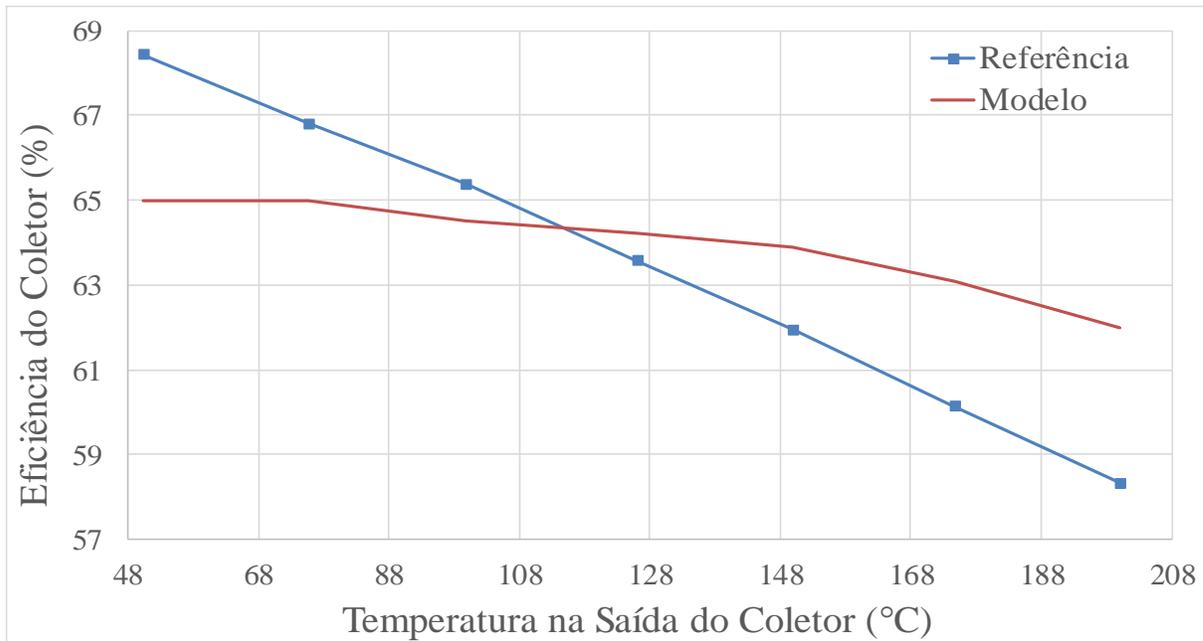


Figura 3.15. Comparação do comportamento da eficiência do coletor entre resultados da literatura científica e os resultados do modelo matemático.

Na Figura 3.15 se mostra o comportamento da eficiência do coletor obtida por [103] e os resultados obtidos como o modelo matemático elaborado nesta tese em função da temperatura do fluido de transferência de calor na saída do campo solar. A partir desta comparação foi possível determinar uma máxima diferença de 6,3 % e uma mínima diferença de 1 %.

As diferenças obtidas na validação são causadas principalmente pelo desconhecimento de alguns parâmetros não fornecidos pelas referências, como são: o fator de interceptação, o diâmetro interno e externo da cobertura de vidro, a emissividade e condutividade térmica da cobertura de vidro, além de algumas simplificações, restrições e a metodologia utilizada para implementar o algoritmo de cálculo do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico desenvolvido nesta tese. A partir dos resultados obtidos na validação do modelo, e os fatores que contribuem com as diferenças obtidas, é possível concluir que o modelo desenvolvido pode ser utilizado como uma ferramenta para caracterizar este tipo de tecnologia, e estudar a influência de alguns parâmetros sobre o comportamento do sistema. Na Tabela 3.4 se apresentam os parâmetros de projeto fornecidos pelo trabalho de Kalogirou [103].

Tabela 3.4. Parâmetros de projeto do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Número de coletores	6	Diâmetro externo do tubo absorvedor (m)	0,028
Comprimento do coletor (m)	1,993	Diâmetro interno do tubo absorvedor (m)	0,025
Largura do coletor (m)	1,208	Transmitância da cobertura de vidro	0,89
Distância focal (m)	0,647	Diâmetro externo do tubo absorvedor (m)	0,028
Refletividade do espelho	0,935	Absorbância do revestimento seletivo	0,93
Material do tubo absorvedor	Aço inoxidável 304 L	Emitância revestimento seletivo	0,18

Na presente seção foi realizada uma comparação entre dados experimentais e os resultados obtidos com o modelo NEST, como uma forma de determinar se o modelo desenvolvido permite caracterizar o sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico. Porém, devido à intermitência do recurso solar, é importante que este tipo de sistema esteja acompanhado de um sistema de armazenamento térmico para garantir as condições requeridas pelo bloco de potência para a geração de eletricidade.

### 3.4 Sistema de Armazenamento Térmico

O armazenamento térmico é necessário em qualquer aplicação onde a fonte básica de energia fornecida a um sistema seja intermitente. O objetivo do sistema de armazenamento é aumentar a disponibilidade da energia térmica durante os períodos de demanda pico, e flexibilizar a operação, o que muitas vezes é a chave para o bom funcionamento de um sistema térmico, permitindo projetar equipamentos de menor tamanho [104]. O sistema de armazenamento térmico é o melhor dos métodos aplicado a usinas solares; sendo que existem principalmente três formas para armazenamento térmico de energia: sistemas de armazenamento latente, sistema de armazenamento químico e sistema de armazenamento sensível [40].

Neste trabalho será modelado o sistema de armazenamento sensível, especificamente o armazenamento de dois tanques, composto de um tanque com fluido quente e um tanque com fluido frio [105]. A abordagem de armazenamento sensível é baseada numa tecnologia bastante madura que tem sido aplicado com sucesso em todo o mundo, resultando em sistemas simples,

confiáveis, mais fáceis de operar e menores custos que qualquer outro sistema de armazenamento térmico de energia [106], [107]. A Figura 3.16 apresenta uma usina solar de geração de eletricidade integrada a um sistema de armazenamento indireto de dois tanques, nesta configuração são identificados os principais componentes da usina.

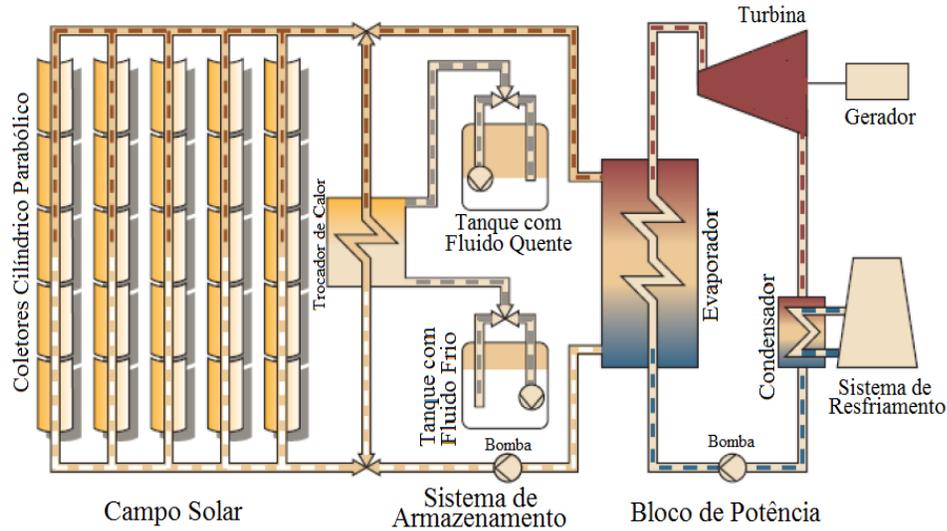


Figura 3.16. Configuração de um sistema de armazenamento indireto de dois tanques integrado a uma usina solar, adaptado de [102].

Baseados no esquema mostrado na Figura 3.16 foi desenvolvido um algoritmo de cálculo (ver Figura 3.17) com o propósito de projetar os tanques do sistema, e determinar o comportamento do fluido ou meio de armazenamento durante as etapas de carga, armazenamento e descarga do sistema. Nesta sequência de cálculo são descritos, de forma resumida, os principais parâmetros calculados e considerados no modelo. Inicialmente, nesta sequência de cálculo, são considerados alguns parâmetros de operação, como a potência elétrica gerada pelo Ciclo Rankine Orgânico e sua eficiência, uma vez que os sistemas de armazenamento têm como objetivo garantir a geração contínua durante as flutuações ou falta do recurso solar, nas condições de projeto especificadas. Outros parâmetros requeridos são o fluxo mássico e a temperatura desejada no bloco de potência, a velocidade do vento, temperatura ambiente, irradiação solar, além da quantidade mínima de fluido em cada tanque. Nesta fase inicial é necessário definir a altura do tanque, o fluido a ser utilizado e o número de pares de tanque a ser utilizados pelo sistema. A partir destes parâmetros, executa-se uma primeira etapa de cálculo para determinar a capacidade total de armazenamento e o diâmetro do tanque (os dois tanques terão a mesma geometria). Em seguida, no algoritmo de cálculo, verifica-se o tipo de fluido utilizado, e assim é definida no algoritmo a mínima e máxima

temperatura de operação do fluido. Em seguida é calculado o nível ou volume no interior do tanque, com o propósito de determinar o tipo de operação a ser realizada pelo sistema de armazenamento (carga, armazenamento ou descarga do tanque). Identificada o tipo de operação do sistema de armazenamento, o algoritmo determina as propriedades do fluido, o gás da atmosfera de controle entre a superfície interna do tanque e a superfície superior do fluido, propriedade e parâmetros do isolamento térmico e propriedades do material do tanque. A partir destes parâmetros, são determinadas as perdas térmicas, para finalmente, através da solução de uma equação diferencial, determinar o comportamento da temperatura do fluido no tanque de armazenamento como função das perdas térmicas, do tempo, das condições de operação e demais parâmetros do sistema, etc.

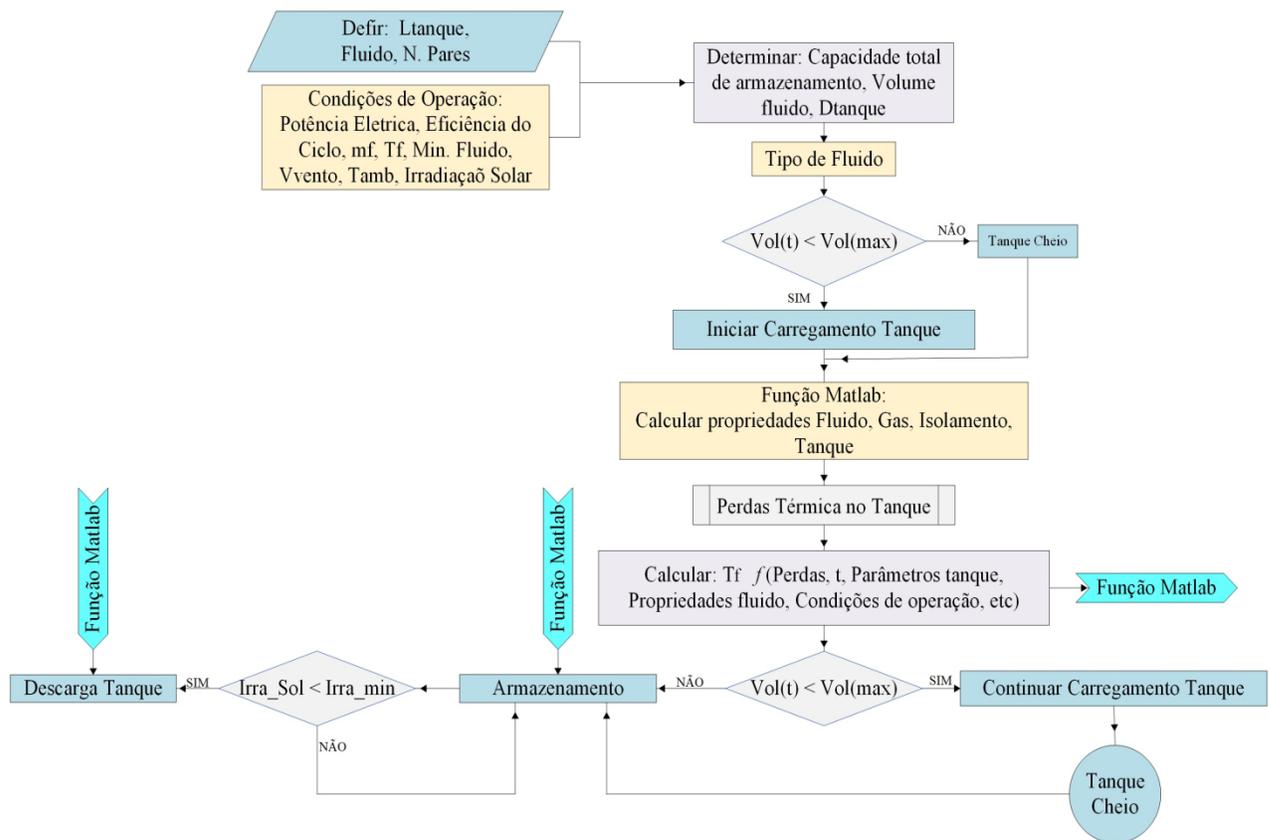


Figura 3.17. Fluxograma do algoritmo e sequência de cálculo do sistema de armazenamento térmico implementado no *Matlab*.

A seguir serão estabelecidas em detalhe as relações e considerações requeridas para dar solução ao algoritmo de cálculo apresentado na Figura 3.17. Para o dimensionamento do sistema de armazenamento de dois tanques, um tanque para fluido quente e outro para o fluido frio, serão definidos uma série de critérios de projeto, [53], [108], a saber: o número de horas de

armazenamento térmico ( $t_{sat}$ ), a altura do tanque  $L_t$  e a capacidade térmica do sistema de armazenamento, definida como a quantidade total de calor requerida para garantir a operação do sistema durante o período de tempo definido para o projeto. Este último parâmetro pode ser determinado com a equação (3.133):

$$E_{sat} = \left( \frac{Q_{cro} t_{sat}}{\eta_{cro}} \right) \quad (3.133)$$

Onde  $Q_{cro}$  é a potência térmica fornecida pelo fluido de transferência de calor para que o sistema possa operar nas condições de projeto definidas,  $\eta_{cro}$  é a eficiência de projeto do ciclo de potência.

Em seguida, é calculado o volume de fluido necessário para poder armazenar  $E_{sat}$ . Este volume corresponde ao mínimo volume requerido pelos dois tanques de armazenamento [108]. Para determinar o volume do fluido é utilizada a equação (3.134):

$$V_{sat} = \left( \frac{E_{sat}}{\rho_{ftc} C_{p_{ftc}} (T_{Col_S} - T_{ftc_{fin}})} \right) \quad (3.134)$$

Onde  $\rho_{ftc}$  e  $C_{p_{ftc}}$  são a densidade e o calor específico a pressão constante do fluido utilizado no sistema de armazenamento à  $T_{m_{sat}}$  (temperatura média entre a entrada e saída do fluido no campo solar),  $T_{Col_S}$  é a temperatura de saída do campo solar,  $T_{ftc_{fin}}$  é a temperatura de entrada ao campo solar.

Finalmente, a partir dos valores da altura do tanque, do volume do fluido, da capacidade de armazenamento do sistema e dos valores de densidade e temperatura, pode se determinar o diâmetro do tanque e o fluxo mássico de fluido requerido do sistema de armazenamento, para a condição do projeto do sistema de armazenamento [108], através das equações (3.135) e (3.136), respectivamente:

$$D_t = 2 \sqrt{\frac{V_{sat}}{\pi L_t}} \quad (3.135)$$

$$\dot{m}_{f_{sat}} = \left( \frac{E_{sat}}{C_{p_{ftc}} (T_{Col_S} - T_{ftc_{fin}})} \right) \quad (3.136)$$

A partir destas equações é possível caracterizar a geometria dos tanques requerida para cumprir com os requerimentos do sistema, e poder garantir o fornecimento de potência térmica, durante a flutuação ou falta do recurso solar. Após esta etapa é necessário definir o tipo de operação a ser

realizada pelo sistema de armazenamento, e estabelecer alguns conceitos requeridos para definir as seqüências de cálculo do algoritmo matemático. Para a realização desta análise serão considerados os processos de carga, armazenamento e descarga do fluido nos dois tanques do sistema de armazenamento. A seguir se apresentam as diferentes relações utilizadas para analisar estes processos [109]:

### Para o tanque de fluido quente

Para o tanque com fluido quente serão apresentadas as equações que descrevem o fluxo de calor para cada uma das etapas, isto com o propósito de estabelecer parte das relações requeridas no algoritmo de cálculo implementado no *Matlab*.

**Carga:** A taxa na qual a energia térmica entra no tanque de armazenamento é dada pela equação (3.137):

$$\dot{Q}_{q\_sat} = \dot{Q}_{cs} - \dot{Q}_{perd\_sat} \quad (3.137)$$

$\dot{Q}_{q\_sat}$  representa a energia que realmente se tem no tanque, uma vez que este termo leva em consideração as perdas térmicas.  $\dot{Q}_{cs}$  é a energia térmica no fluido que sai do campo solar e entra no tanque,  $\dot{Q}_{perd\_sat}$  é a perda de calor do tanque de armazenamento. Assim, o calor total perdido no tanque com o fluido quente é calculado com a equação (3.138):

$$Q_{perd\_sat} = \dot{Q}_{perd\_sat} \Delta t_q \quad (3.138)$$

A temperatura do fluido neste tanque é determinada usando a equação (3.139):

$$T_{tfq\_c}^+ = T_{tfq\_c} - \left( \frac{\sum \dot{Q}_{q\_sat}}{C_{p\_fq} M_{tfq}} \right) \quad (3.139)$$

Onde  $\Delta t_q$  é o tempo total requerido para carregar o tanque com fluido quente,  $M_{tfq}$  e  $C_{p\_fq}$  é a massa total e o calor específico do fluido no tanque, respectivamente.

**Armazenamento:** A variação de temperatura no tanque ao longo do tempo pode ser determinada, pela equação (3.140):

$$T_{tfq}^+ = T_{tfq} - \left( \frac{\Delta t_q}{C_{p\_fq} M_{tfq}} \right) \dot{Q}_{perd\_sat} \quad (3.140)$$

A equação (3.140) quantifica a diminuição do valor da temperatura do fluido no interior do tanque durante o processo de armazenamento como função das perdas térmicas. Neste sentido, a perda total de calor durante o armazenamento térmico é calculada com a equação (3.141):

$$Q_{tfq\_perd} = C_{p\_ftc} M_{tfq} (T_{tfq} - T_{tfq}^+) \quad (3.141)$$

**Descarga:** A energia térmica total do fluido durante a descarga pode ser calculada utilizando a equação (3.142):

$$Q_{dtfq} = \sum \dot{Q}_{q\_sat} - Q_{tfq\_perd} \quad (3.142)$$

Através da equação (3.143) determina-se o valor na energia térmica na etapa de descarga, como o valor da energia total no tanque até o final do processo de carregamento, menos as perdas térmicas durante toda etapa do processo de armazenamento.

### Para o tanque de fluido frio

De forma similar à metodologia definida no tanque de fluido quente, para o tanque do fluido frio serão definidas as relações que descrevem o comportamento do fluxo de calor em cada etapa.

**Armazenamento:** A energia térmica total armazenada no tanque de fluido frio durante esta etapa é determinada pela equação (3.143):

$$Q_{a\_tff} = C_{p\_fff} M_{tff} (T_{tff} - T_{tff}^+) \quad (3.143)$$

Como a equação (3.143) é possível determinar a variação da energia térmica do fluido durante o período de armazenamento como função da variação da temperatura devido às perdas térmicas. A variação de temperatura no tanque de fluido frio ao longo do tempo pode ser determinada com a equação (3.144):

$$T_{tff}^+ = T_{tff} - \left( \frac{\Delta t_f}{C_{p\_fff} M_{tff}} \right) \dot{Q}_{per\_tff} \quad (3.144)$$

A temperatura do fluido neste tanque é determinada com a equação (3.145):

$$T_{tff} = \left( \frac{Q_{per\_tff}}{C_{p\_fff} M_{tff}} \right) \quad (3.145)$$

A perda total de calor no tanque  $Q_{perd\_stff}$  é calculada através da equação (3.146):

$$Q_{perd\_tff} = \dot{Q}_{per\_tff} \Delta t_f \quad (3.146)$$

Onde  $\Delta t_f$  é o tempo total do período de armazenamento do fluido no tanque.

**Descarga:** A taxa de descarga de energia térmica neste tanque pode ser calculada com a equação (3.147):

$$Q_{dtff} = Q_{a\_tff} - Q_{perd\_tff} \quad (3.147)$$

Neste caso é possível expressar a energia térmica entregue pelo sistema durante o período de descarga do tanque como a diferença entre a energia térmica disponível no final do período de armazenamento e as perdas totais durante todo o período.

Definidos cada um dos processos a serem considerados no algoritmo de cálculo do sistema de armazenamento de dois tanques, a próxima etapa neste trabalho consiste em analisar as diferentes formas pelas quais se perde calor nos tanques de armazenamento térmico para o ambiente, com o objetivo de determinar os mecanismos de perdas térmica a ser consideradas durante a modelagem do sistema.

### 3.4.1 Análise das Perdas de Calor no Tanque de Armazenamento

Para a análise e modelagem das perdas de calor nos tanques de armazenamento térmico será utilizada a metodologia estabelecida por Zaversky et al. [110]. Como já foi definido anteriormente, neste trabalho considera-se que os dois tanques têm as mesmas geometrias e dimensões, assim a análise de transferência de calor que será desenvolvida é válida para os dois tanques. A Figura 3.18 apresenta o esquema dos tanques de armazenamento térmico modelados neste trabalho, além da configuração e parâmetros de operação considerados na análise de transferência de calor. A transferência de calor por condução na parede, no teto e no fundo dos tanques é analisada como um modelo unidimensional com várias camadas (aço-isolamento). O teto e fundo dos tanques são modelados como duas placas planas, enquanto a parede é modelada separadamente como um cilindro oco. A perda de calor por convecção e radiação no interior do tanque e desde a superfície externa do isolamento térmico para o ambiente completam os mecanismos de transferência de calor que serão descritos nesta seção [110].

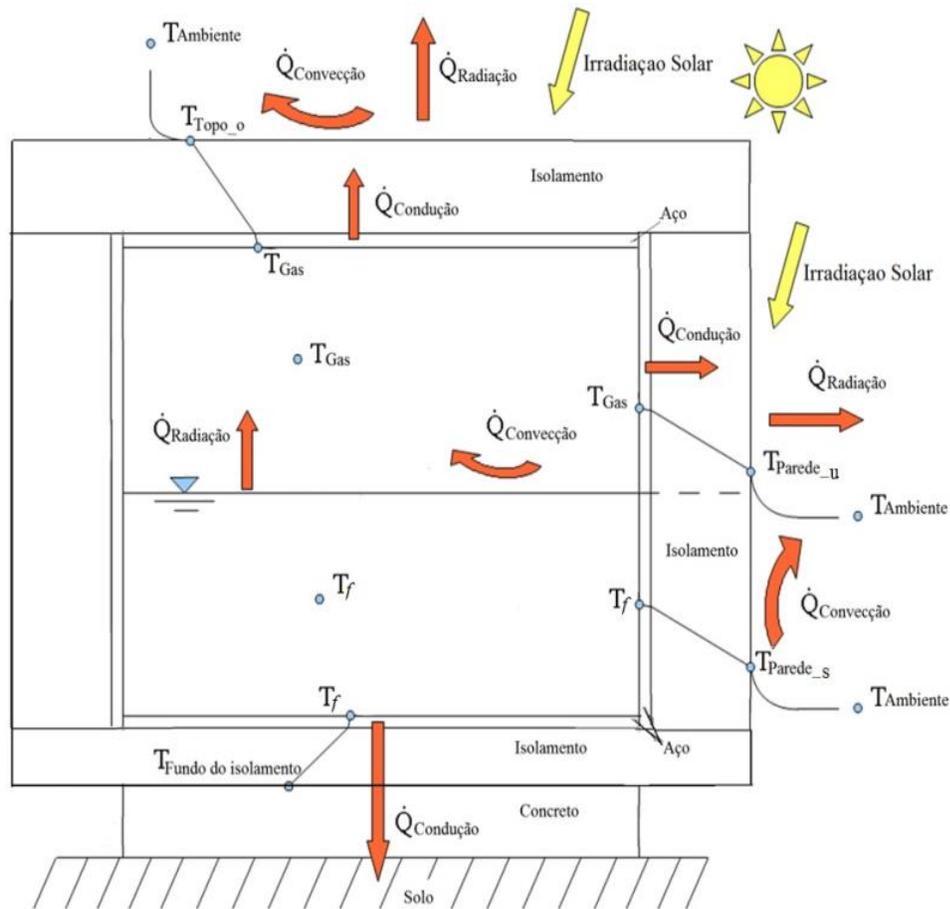


Figura 3.18. Esquema do tanque de armazenamento térmico, distribuição de temperatura e fluxo de calor, adaptado de [110].

Para esta configuração do sistema é usado nitrogênio no interior do tanque como atmosfera de controle entre o teto do tanque e a superfície do meio de armazenamento térmico. Adicionalmente, são consideradas temperaturas médias para o fluido no interior do tanque e para o gás na atmosfera de controle.

A seguir serão descritas as equações e considerações utilizadas para caracterizar os mecanismos de perda de calor presentes nos tanques do sistema.

### 3.4.1.1 Transferência de calor por condução através do teto e o fundo do tanque

Como já foi mencionado anteriormente, a parte superior dos tanques (o teto) e a parte inferior (o fundo) serão tratadas como uma placa plana. Logo, para determinar a transferência de calor através do teto pode-se usar a Lei de Fourier, através da equação (3.148):

$$Q_{cond\_te} = \left( \frac{T_{Gas} - T_{Topo\_o}}{\frac{e_{aço\_te}}{k_{aço}A_{int\_te}} + \frac{e_{isol\_te}}{k_{isol}A_{ext\_te}}} \right) \quad (3.148)$$

Enquanto para o fundo, a equação utilizada é (3.149):

$$Q_{cond\_fu} = \left( \frac{T_f - T_{fu\_isol}}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço}A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol}A_{ext\_i}}} \right) \quad (3.149)$$

Onde  $e_{aço\_te}$  é a espessura do teto do tanque,  $e_{isol\_te}$  é a espessura do isolamento acima do teto,  $k_{aço}$  e  $k_{isol}$  é a condutividade térmica do material do tanque e do isolamento térmico, respectivamente,  $A_{int\_te}$  é a área interna do teto do tanque,  $A_{ext\_te}$  é a área externa do isolamento térmico acima do teto do tanque. Considera-se que as características de espessura, áreas e condutividade térmica no fundo do tanque são as mesmas que no teto do tanque. Assim,  $e_{aço\_fu}$  é a espessura da placa no fundo do tanque,  $e_{isol\_s}$  é a espessura do isolamento embaixo da placa do fundo,  $A_{int\_fu}$  é a área interna da placa no fundo do tanque,  $A_{ext\_i}$  é a área do isolamento térmico embaixo da placa do fundo.

### 3.4.1.2 Transferência de calor por convecção no interior do tanque

Para determinar a transferência de calor por convecção na seção interna do tanque, entre o gás da atmosfera de controle e o fluido, considera-se uma placa muito fina com massa desprezível e resistência térmica insignificante, como uma forma de representar a interface do gás e o fluido no interior do tanque [111]. Assim é possível utilizar as equações (3.150) ou (3.151) para determinar o número de Nusselt e logo o coeficiente de transferência de calor, respectivamente[111]:

$$Nu_{c\_nit} = \frac{h_{nit} D_t}{k_{nit}} = 0,54(Gr_{nit}Pr_{nit})^{1/4} \quad (3.150)$$

Válida para  $10^5 < Gr_{nit}Pr_{nit} < 10^7$

Para  $10^7 < Gr_{nit}Pr_{nit} < 10^{10}$ , o número de Nusselt é calculado com a equação (3.151):

$$Nu_{c\_nit} = \frac{h_{nit} D_t}{k_{nit}} = 0,15(Gr_{nit}Pr_{nit})^{1/3} \quad (3.151)$$

O número de Grashof é calculado pela equação (3.152):

$$Gr_{nit} = \frac{0,98 \beta(T_f - T_{Gas})D_t^3}{\nu_{cin}^2} \quad (3.152)$$

Onde  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica,  $\nu_{cin}$  é a viscosidade cinemática do nitrogênio.

A transferência de calor por convecção pode ser calculada com a equação (3.153):

$$Q_{c\_nit} = A_{int\_t} h_{nit}(T_f - T_{Gas}) \quad (3.153)$$

### 3.4.1.3 Transferência de calor por radiação no interior do tanque

Outro mecanismo de transferência de calor a ser considerado no interior do tanque é a radiação de calor entre a superfície do fluido e a superfície não molhada das paredes do tanque. Gases elementares como o nitrogênio e as misturas de alguns destes gases, como o ar, tem uma estrutura simétrica e não emitem ou absorvem radiação para a faixa de temperatura de operação dos sistemas de Coletores Cilíndricos Parabólicos. Assim, é possível modelar a radiação de calor no interior do tanque de forma separada, considerando só as seguintes superfícies: a superfície do fluido, a superfície interna do teto do tanque, e a superfície não molhada da parede interna do tanque com uma forma cilíndrica, como se mostra na Figura 3.19. As paredes internas do tanque e a superfície do fluido são tratadas como superfícies cinzentas [110]. Ao realizar uma análise de transferência de calor por radiação sobre uma superfície, deve-se ter em conta aquelas outras superfícies que possam trocar energia radiativa entre elas e com a superfície analisada, não importando quão distante elas estejam. Desta forma, é possível aplicar o conceito de fator de forma para determinar a transferência de calor por radiação que existe entre as superfícies de interesse [88].

Na Figura 3.19 ilustra-se a configuração das três superfícies estudadas nesta seção, superfície interna da parede vertical do tanque, a superfície do fluido e a superfície interna do teto do tanque.

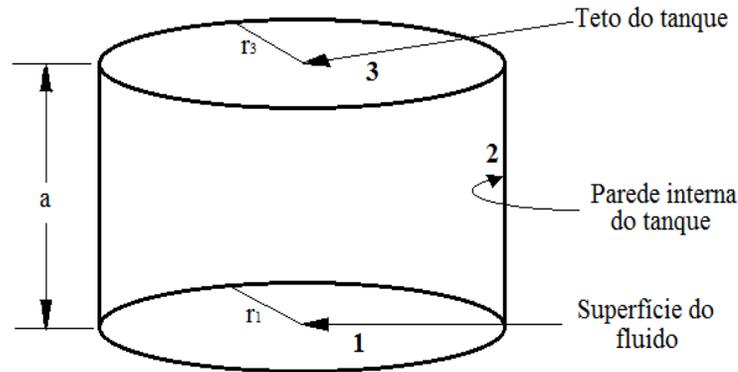


Figura 3.19. Configuração das superfícies estudadas na análise de transferência de calor por radiação.

Para definir o modelo de transferência de calor por radiação para as superfícies (1), (2) e (3), apresentadas na Figura 3.19, é necessário determinar o fator de forma de cada uma desta [88].

Para calcular o fator de forma entre a superfície do fluido e a superfície interna do teto, pode-se utilizar a relação proposta por Modest [88], para o caso geral de dois discos paralelos de raios desiguais e distância (a). Obviamente para as superfícies estudadas neste trabalho os raios são iguais, equação (3.154):

$$F_{1-3} = \frac{1}{2} \left\{ X - \sqrt{X^2 - 4 \left( \frac{R_3}{R_1} \right)^2} \right\} \quad (3.154)$$

$$X = 1 + \frac{1 + R_3^2}{R_1^2} \quad (3.155)$$

Onde (a) é a distância entre as duas superfícies,  $R_1 = r_1/a$ ,  $r_1$  é o raio da superfície interna do teto,  $R_3 = r_3/a$ ,  $r_3$  é o raio da superfície do fluido.

Para determinar o fator de forma entre a superfície do fluido e a superfície interna não molhada da parede vertical do tanque, é possível utilizar a equação (3.156) [88]:

$$F_{1-2} = 2(a/2r_1) \left[ \sqrt{1 + (a/2r_1)^2} - (a/2r_1) \right] \quad (3.156)$$

Aplicando a relação de reciprocidade [88], é possível determinar o fator de forma  $F_{2-1}$ , o qual vai ser utilizado para determinar a fração de radiação que sai da superfície (2) e atinge a superfície (3) (Figura 3.19):

$$A_1 F_{1-2} = A_2 F_{2-1} \quad (3.157)$$

$$F_{2-1} = \frac{A_1 F_{1-2}}{A_2} \quad (3.158)$$

Agora utilizando a regra da simetria, é possível determinar o fator de forma  $F_{2-3}$ , com a equação (3.159) [88]:

$$F_{2-3} = F_{2-1} \quad (3.159)$$

Definidos os fatores de forma para cada caso em específico, é possível determinar, para cada situação o valor da radiação transferida. Assim, é possível determinar o calor perdido por radiação desde a superfície do fluido para o teto do tanque, de acordo a equação (3.160) [112]:

$$Q_1 = A_{int\_t} \sigma F_{1-3} (T_f^4 - T_{Gas}^4) \quad (3.160)$$

No caso da superfície (2) é possível determinar a fração de radiação ganha pela parede vertical do tanque desde a superfície do fluido, equação (3.161):

$$Q_2 = A_{int\_t} \sigma F_{1-2} (T_f^4 - T_{Gas}^4) \quad (3.161)$$

Como as superfícies (1) e (3) têm a mesma geometria e dimensões, o fator de forma  $F_{3-1}$  é igual a  $F_{1-3}$ . Assim, o calor ganho por radiação pelo teto desde a parede vertical na seção da atmosfera de controle (seção ocupada pelo nitrogênio), é calculado com a equação (3.162) [112]:

$$Q_3 = A_{int\_pg} \sigma F_{3-1} (T_n^4 - T_{Gas}^4) \quad (3.162)$$

Onde  $A_{int\_pg}$  é a área interna da parede vertical do tanque na seção ocupada pelo nitrogênio e  $\sigma$  é a constante de Stefan Boltzmann.

Definidos os mecanismos de transferência de calor no interior do tanque e a transferência de calor desde a superfície interna da parede do tanque até a superfície externa do isolamento, a próxima etapa desta seção consiste em definir as formas pelas quais o calor é transferido desde a superfície externa do isolamento térmico do tanque, o que ocorre por convecção e por radiação. Dependendo da velocidade do vento, da temperatura ambiente ou da irradiação solar, haverá mais influência de um mecanismo de transferência de calor que de outro [110].

### 3.4.1.4 Transferência de calor por convecção da superfície externa do isolamento térmico do tanque para o ambiente

Para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção laminar sobre a superfície vertical externa do tanque (para a seção correspondente a  $T_{\text{parede}_u}$  e  $T_{\text{parede}_s}$ ), é utilizada a equação (3.163) [111]:

$$Nu_{ar_x} = \frac{h_{ar_x} L_{ct}}{k_{ar_x}} = 0,68 Pr_{ar_x}^{1/2} \left( \frac{Gr_{ar_x}^{1/4}}{(0,95 + Pr_{ar_x})^{1/4}} \right) \quad (3.163)$$

Esta equação é válida para fluxo laminar, para  $10 < Gr_{ar_x} Pr_{ar_x} < 10^8$

Para fluxo turbulento  $Gr > 10^9$ , o número de Nusselt é calculado com a equação (3.164):

$$Nu_{ar_x} = \frac{h_{ar_x} L_{ct}}{k_{ar_x}} = 0,13 (Gr_{ar_x} Pr_{ar_x})^{1/3} \quad (3.164)$$

Para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada na parede vertical externa do tanque (para a seção correspondente a  $T_{\text{parede}_u}$  e  $T_{\text{parede}_s}$ ), utiliza-se a equação (3.165) [80]:

$$Nu_{ar_x} = \frac{h_{ar_x} L_{ct}}{k_{ar_x}} = 0,3 + \frac{0,62 Re_{ar_x}^{1/2} Pr_{ar_x}^{1/3}}{\left(1 + (0,4/Pr_{ar_x})^{2/3}\right)^{1/4}} \left(1 + (Re_{ar_x}/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \quad (3.165)$$

$$Re_{ar_x} = \frac{V_{ar_x} L_{ct}}{\nu_{ar_x}} \quad (3.166)$$

A transferência de calor por convecção na parede externa do tanque pode ser calculada com a equação (3.167), para cada uma das seções da parede (ver Figura 3.18):

$$Q_{c_{pe}} = A_{ext_x} h_{ar_x} (T_{pe_x} - T_{amb}) \quad (3.167)$$

Onde  $w$  é a velocidade do vento,  $\nu_{ar_x}$  é a viscosidade cinemática do ar,  $L_{ct}$  é a altura externa do tanque,  $Re_{ar_x}$  é o número de Reynolds do ar,  $Pr_{ar_x}$  é o número de Prandtl,  $Gr_{ar_x}$  é o número de Grashof,  $k_{ar_x}$  é a condutividade térmica do ar,  $A_{ext_x}$  é a área externa da parede do tanque na seção analisada e  $T_{pe_x}$  é a temperatura na parede externa do tanque, na seção de interesse (pode ser  $T_{\text{parede}_u}$  ou  $T_{\text{parede}_s}$ ) e  $h_{ar_x}$  é o coeficiente de transferência de calor do ar por convecção sobre a superfície mais externa da parede, na seção do nitrogênio ou fluido. O

subscrito "x" é utilizado para indicar a seção analisada (lado externo da seção do nitrogênio ou do fluido).

Para o teto do tanque, os coeficientes de transferência de calor por convecção natural e por convecção forçada são dados como [80]:

No caso da convecção natural, as relações utilizadas são (3.168) e (3.169):

Para  $10^5 < Gr_{ar\_te} Pr_{ar\_te} < 10^7$ , utiliza-se a equação (3.168) para determinar o número de Nusselt:

$$Nu_{ar\_te} = \frac{h_{ar\_te} L_{teto\_te}}{k_{ar\_te}} = 0,54(Gr_{ar\_te} Pr_{ar\_te})^{1/4} \quad (3.168)$$

Para  $10^7 < Gr_{ar\_te} Pr_{ar\_te} < 10^{10}$ , o número de Nusselt é calculado a partir da equação (3.169):

$$Nu_{ar\_te} = \frac{h_{ar\_te} L_{teto\_te}}{k_{ar\_te}} = 0,15(Gr_{ar\_te} Pr_{ar\_te})^{1/3} \quad (3.169)$$

Para a convecção forçada é possível determinar o coeficiente de transferência de calor com as equações (3.170) e (3.171):

Para  $Re_{ar\_te} \leq 5 \times 10^5$ , o número de Nusselt é calculado com a equação (3.170):

$$Nu_{ar\_te} = \frac{h_{ar\_te} L_{teto\_te}}{k_{ar\_te}} = 0,66 Re_{ar\_te}^{1/2} Pr_{ar\_te}^{1/3} \quad (3.170)$$

Para o caso de  $5 \times 10^5 \leq Re_{ar\_te} \leq 10^7$  e  $0,6 \leq Pr_{ar\_te} \leq 60$ , o número de Nusselt pode ser determinado pela equação (3.171):

$$Nu_{ar\_te} = \frac{h_{ar\_te} L_{teto\_ext}}{k_{ar\_te}} = 0,037 Re_{ar\_te}^{0,8} Pr_{ar\_te}^{1/3} \quad (3.171)$$

A transferência de calor por convecção desde a superfície externa do teto do tanque pode ser calculada pela equação (3.172):

$$Q_{c\_te} = A_{ext\_te} h_{ar\_te} (T_{Topo\_o} - T_{amb}) \quad (3.172)$$

Onde  $L_{teto-ext}$  é o comprimento característico da superfície externa do teto do tanque,  $A_{ext\_te}$  é a área da superfície externa do teto do tanque e  $h_{ar\_te}$  é o coeficiente de transferência de calor do ar por convecção sobre a superfície mais externa do teto.

### 3.4.1.5 Transferência de calor por radiação da superfície externa do isolamento térmico do tanque para o ambiente

Em usinas típicas de energia solar térmica, utiliza-se sobre o isolamento térmico uma cobertura metálica para proteção contra as condições do ambiente. Esta cobertura protetora normalmente é de zinco/alumínio ou de aço galvanizado, a qual é exposta à irradiação solar global e flutuações de temperatura, todos os dias. Portanto, a irradiação solar absorvida e a radiação emitida ao ambiente, têm influência sobre o fluxo de calor através das paredes e do teto do tanque de armazenamento. Desta maneira é possível determinar a irradiação solar incidente sobre a superfície externa do teto, com a equação (3.173) [110]:

$$Q_{solar\_teto} = (I_b + I_d)\alpha_{sup}A_{ext-teto} \quad (3.173)$$

Onde  $A_{e-teto}$  é a área da superfície externa do teto do tanque ( $\pi D_{tanque}^2/4$ ),  $I_{d-hor}$  é a irradiação solar difusa sobre uma superfície horizontal,  $\alpha_{sup}$  é a absorvidade da cobertura protetora do tanque,  $D_{tanque}$  é o diâmetro do tanque.

Para determinar a irradiação global incidente sobre a superfície externa da cobertura protetora da parede vertical, utiliza-se a equação (3.174) [113]:

$$Q_{solar\_parede} = \left( (I_b \sin\theta_z)A_{p-parede} + I_d \frac{1}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi}{2} \right) A_{parede} + I_g \rho_{solo} \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2} \right) A_{parede} \right) \alpha_{sup} \quad (3.174)$$

Onde  $I_b$  é a irradiação solar direta,  $A_{parede}$  é a área circunferencial de um cilindro ( $\pi D_{tanque} H_{tanque}$ ),  $H_{tanque}$  é a altura do tanque,  $A_{p-parede}$  é a área projetada do tanque ( $D_{tanque} H_{tanque}$ ).

Para determinar a perda de calor por radiação desde a superfície externa da cobertura protetora do tanque são utilizadas as equações definidas por Zavershy et al. [110]:

Para a superfície externa do teto, utiliza-se a equação (3.175):

$$Q_{r\_te} = A_{ext\_te} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{Topo_o}^4 - T_s^4) \quad (3.175)$$

Para a superfície externa da parede do tanque, a equação utilizada é (3.176):

$$Q_{r-px} = A_{ext_x} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{pe_x}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.176)$$

Definidas as considerações e relações requeridas para a caracterização geométrica e térmica dos tanques do sistema de armazenamento térmico, a seguir será apresentada a análise elaborada para poder determinar a variação da temperatura do fluido como uma função do tempo.

### 3.4.2 Análise Térmica e Diferencial das Condições do Sistema de Armazenamento

Nesta seção será apresentada a análise desenvolvida e implementada no algoritmo de cálculo (Figura 3.17), que permite determinar a variação da temperatura do fluido no interior dos tanques do sistema. A Figura 3.20 apresenta um esquema simplificado de um dos tanques de armazenamento.

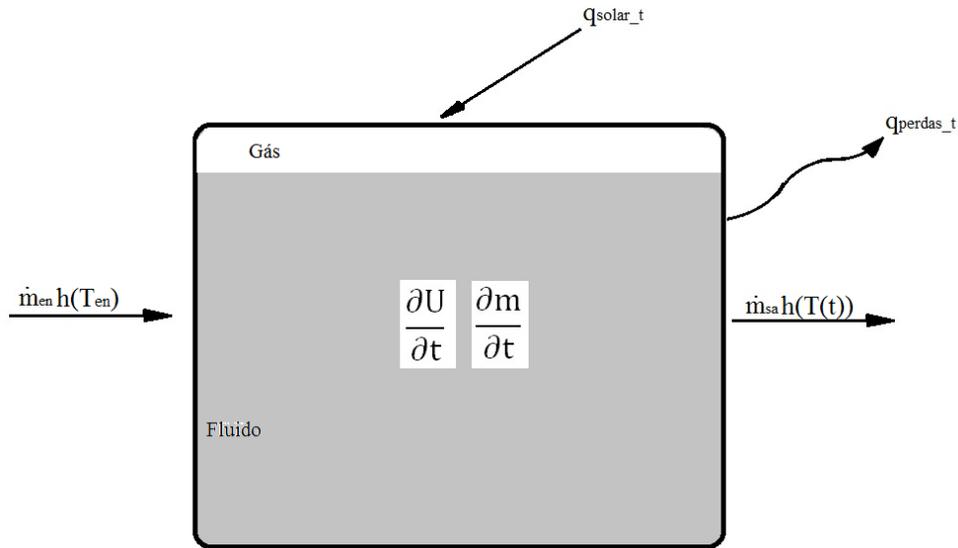


Figura 3.20. Esquema simplificado do tanque de armazenamento térmico, adaptado de [96].

Na Figura 3.20 ilustram-se de forma geral os processos que contribuem com o incremento e a diminuição da energia interna do fluido no interior do tanque. Entre as formas que incrementam a energia interna do fluido tem-se a energia que entra no sistema com o fluido e as contribuições da irradiação solar. No caso da diminuição da energia interna, tem-se principalmente a energia que é levada com o fluido que sai do tanque (durante o processo de descarga do tanque) e as diferentes formas de perda de calor desde o interior do tanque até o ambiente. Assim, é possível determinar

a variação da energia interna do fluido como função do tempo e demais parâmetros de projeto, pela equação (3.177) [96]:

$$\frac{\partial(u(t)m(t))}{\partial t} = \dot{m}_{en}h(T_{en}) - \dot{m}_{sa}h(T(t)) + q_{solar} - q_{perdas_t} \quad (3.177)$$

A energia interna do fluido pode ser calculada pela equação (3.178):

$$u(t) = C_f(T_f(t) - T_{ref}) \quad (3.178)$$

A variação da massa do fluido no interior do tanque como função do tempo, pode ser determinada pela equação (3.179):

$$m(t) = m_0 + t(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa}) \quad (3.179)$$

A entalpia num instante de tempo pode ser determinada pela equação (3.180):

$$h(t) = C_f(T_f(t) - T_{ref}) \quad (3.180)$$

A contribuição da irradiação solar pode ser calculada pela equação (3.181):

$$q_{solar} = [q_{solar\_teto} + q_{solar\_parede}] \quad (3.181)$$

Onde "t" representa um instante de tempo,  $m_0$  é a massa inicial de fluido em cada tanque,  $\dot{m}_{en}$  e  $\dot{m}_{sa}$  são o fluxo mássico do fluido na entrada e na saída do tanque,  $T_f(t)$  é a temperatura do fluido como função do tempo e  $C_f$  é o calor específico do fluido.

A contribuição da irradiação solar pela parede do tanque pode ser determinada com a equação (3.182):

$$q_{solar\_parede} = [I_b \cos(\theta_z) A_{pe}^p + I_d] \alpha_{sur} A_{te} \quad (3.182)$$

A contribuição da irradiação solar pelo teto do tanque pode ser determinada com a equação (3.183):

$$q_{solar\_te} = \left[ I_b \sin(\theta_z) A_{pe}^p + \frac{I_d}{2} (1 + \cos(\pi/2)) A_{pe} + \frac{I_g}{2} \rho_{solo} (1 - \cos(\pi/2)) A_{pe} \right] \alpha_{sur} \quad (3.183)$$

Nesta etapa de cálculo do aporte da irradiação solar, foi criada uma função em *Matlab* para calcular cada um dos parâmetros das equações (3.182 e 3.183) a partir do modelo de irradiação

solar desenvolvido nesta tese (os parâmetros já foram definidos na seção do modelo da irradiação solar).

Como foi apresentado no tanque, há perdas térmicas desde o interior para o ambiente. Desta forma serão consideradas as perdas desde a superfície mais externa do tanque (superfície externa do isolamento térmico) para determinar a diminuição da energia devido às perdas térmicas. Na seção de análise de perdas de calor no tanque de armazenamento foram apresentadas as diferentes relações para o cálculo de cada tipo de perda em específico. De forma geral, pode-se expressar a perda para o ambiente pela equação (3.184):

$$q_{perdas\_t} = [q_{r\_te} + q_{r\_pn} + q_{r\_pf}] + [q_{c\_te} + q_{c\_pn} + q_{c\_pf}] + [q_{cond\_fu}] \quad (3.184)$$

Na equação (3.184) observam-se de forma organizada os efeitos das perdas de calor por radiação e por convecção na superfície mais externa do teto do tanque (superfície externa do isolamento térmico no teto), na superfície mais externa da parede vertical do tanque (foram consideradas duas seções verticais, uma correspondente ao volume ocupado pelo nitrogênio e a outra correspondente ao volume ocupado pelo fluido), e finalmente, uma perda de calor por condução através do piso do tanque até a superfície externa do isolamento. No caso das perdas por radiação estas podem ser expressas pelas equações (3.185), (3.186) e (3.187):

$$q_{r\_te} = A_{ext\_te} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{topo\_o}^4 - T_s^4) \quad (3.185)$$

$$q_{r\_pn} = A_{ext\_n} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{parede\_u}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.186)$$

$$q_{r\_pf} = A_{ext\_f} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{parede\_s}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.187)$$

Para as perdas de calor por convecção, são utilizadas as equações (3.188), (3.189) e (3.190):

$$q_{c\_te} = A_{ext\_te} h_{ar\_te} (T_{topo\_o} - T_{amb}) \quad (3.188)$$

$$q_{c\_pn} = A_{ext\_n} h_{ar\_n} (T_{topo\_u} - T_{amb}) \quad (3.189)$$

$$q_{c\_pf} = A_{ext\_f} h_{ar\_f} (T_{topo\_s} - T_{amb}) \quad (3.190)$$

A perda por condução através do piso do tanque até superfície externa do isolamento térmico é calculada pela equação (3.191):

$$q_{cond\_fu} = \left( \frac{T_f - T_{Fundado\_isolamento}}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço} A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol} A_{ext\_i}}} \right) \quad (3.191)$$

A equação (3.177) é uma equação diferencial ordinária de primeira ordem. Para resolvê-la, inicialmente, é necessário substituir na equação (3.177) todas as relações apresentadas

anteriormente com o objetivo de fazer simplificações e utilizar o método adequado de solução. De forma geral, será obtida uma relação da forma ilustrada pela equação (3.192). No apêndice "A" se pode conferir o desenvolvimento e a solução desta equação.

$$T_f = f(t, m_0, \dot{m}_{en}, T_{Col_S}, \dot{m}_{sa}, C_f, e_{aço}, e_{iso}, k_{aço}, k_{iso}, A_{tanque}, Q_{perda}, Q_{solar}) \quad (3.192)$$

A equação (3.192) permite determinar a variação da temperatura do fluido do sistema de armazenamento térmico como função dos parâmetros apresentados nesta seção. A partir deste modelo geométrico e térmico dos tanques do sistema, é possível determinar os parâmetros para caracterizar este tipo de tecnologia, parâmetros úteis para a análise exergética, apresentada na próxima seção.

### 3.4.3 Análise Exergética do Sistema de Armazenamento Térmico

Como foi apresentado na seção anterior, a equação (3.192) permite determinar o comportamento do fluido como função de alguns parâmetros de projeto e da variação do tempo, desta forma a análise exergética será desenvolvida para as diferentes etapas do sistema de armazenamento, como é o período de carga, armazenamento e descarga, considerando a variação do tempo [114].

#### Análise no período de carga

O balanço exergético durante o período de carga do tanque de armazenamento é dado pela equação (3.193):

$$\frac{E_c}{dt} = E_{e,c}(t) - E_{perd,c}(t) \quad (3.193)$$

Onde o termo da esquerda da equação (3.193), representa a exergia acumulada num período de tempo (dt) durante a etapa de carga,  $E_{e,c}$  é o fluxo de exergia que entra no tanque,  $E_{perd,c}$  é a perda de exergia devido as perdas de calor. Assim, o fluxo de exergia que entra no tanque, pode ser calculado com a equação (3.194):

$$E_{i,c}(t) = (H_f(t) - H_e(t)) - T_o(S_f(t) - S_e(t)) \quad (3.194)$$

No caso da perda de exergia, esta é determinada pela equação (3.195):

$$E_{perd,c}(t) = \left(1 - \frac{T_o}{T_{f,t}}\right) Q_c(t) \quad (3.195)$$

A destruição de exergiana equação é representada pelos termos apresentados na equação (3.196):

$$E_{d,c}(t) = T_o(S_f(t) - S_e(t)) \quad (3.196)$$

A eficiência exergética durante o processo de carga indica a fração da exergia de entrada no tanque que é acumulada durante este período, a qual pode ser calculada com a equação (3.197) [114]:

$$\eta_c = \frac{\frac{E_c}{dt}}{E_{e,c}} \quad (3.197)$$

Onde  $H_{f,t}$  e  $H_{e,t}$  são a entalpia do fluido no final e no início do período de tempo (dt),  $S_{f,t}$  e  $S_{e,t}$  são a entropia do fluido no final e no início do período (dt),  $Q_{c,t}$  é a perda de calor durante o período de carga (dt),  $T_{f,t}$  é a temperatura do fluido num período (dt) e  $T_o$  é a temperatura de referência.

### **Análise no período de armazenamento**

A análise exergética durante o período de armazenamento térmico no tanque é dada pela equação (3.198):

$$\frac{E_a}{dt} = -E_{perd,a}(t) \quad (3.198)$$

A exergia acumulada num período de tempo (dt) representa a mudança da exergia durante o início e o final num período de tempo (dt) durante o armazenamento térmico, dada pela equação (3.199):

$$\frac{E_a}{dt} = E_{f,a}(t) - E_{e,a}(t) \quad (3.199)$$

Onde  $E_{perd,a}$  e  $E_{d,a}$  são a perda de exergia devido as perdas de calor e a destruição de exergia durante o período de armazenamento, respectivamente. A perda e a destruição de exergia, nesta etapa, podem ser calculadas aplicando as equações (3.195) e (3.196) para um instante de tempo (dt) durante o período de armazenamento.

Nesta etapa do armazenamento a eficiência exergética é definida como a fração de exergia acumulada durante o período de carga que é mantida até o final do período de armazenamento, calculada pela equação (3.200) [114]:

$$\eta_a = \frac{E_a}{E_{f,c}} \quad (3.200)$$

### **Análise no período de descarga**

Para este período o balanço exergético é definido pela equação (3.201):

$$\frac{E_d}{dt} = E_{r,d}(t) - E_{perd,d}(t) \quad (3.201)$$

A exergia que o fluido contém na descarga num instante (dt) é dada pela equação (3.202):

$$E_{r,d}(t) = E_{f,d}(t) - E_{e,d}(t) \quad (3.202)$$

Onde o termo da esquerda da equação (3.202) representa a variação da exergia num período de tempo (dt) durante o período de descarga,  $E_{p,d}$  é a perda de exergia devido às perdas de calor durante o período de descarga. A exergia do fluido, a perda de exergia e a destruição de exergia, nesta etapa podem ser calculadas aplicando as equações (3.194), (3.195) e (3.196) durante o período de armazenamento.

Durante o período de descarga a eficiência exergética é definida como a fração de exergia que entra no tanque durante o período de carga, disponível no final do período de armazenamento, e que é recuperada durante o processo de descarga. Assim, esta eficiência é calculada pela equação (3.203) [114]:

$$\eta_d = \frac{E_{f,d}}{E_{e,d}} \quad (3.203)$$

Finalizada a caracterização dos tanques do sistema de armazenamento e definidas as relações necessárias para modelar o comportamento da temperatura do fluido no interior dos tanques, a etapa seguinte neste capítulo consiste em apresentar a validação do modelo desenvolvido, como uma forma de garantir a utilidade do modelo matemático e dos resultados.

### 3.5 Validação do Sistema de Armazenamento Térmico

Nesta etapa foi utilizado o trabalho de Zaversky et al. [110], para desenvolver a validação do modelo do sistema de armazenamento térmico utilizando como fluido Sal fundido. Na Tabela 3.5 se mostram os parâmetros de projetos utilizados para elaborar a análise de validação.

Tabela 3.5. Parâmetros de projeto do tanque de armazenamento da validação.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Tipo de Material
Diâmetro do tanque (m)	38,5	Isolamento térmico da parede	Lã mineral
Altura do tanque (m)	14	Isolamento térmico do teto	Placa de silicato de cálcio
Nível mínimo de fluido (m)	0,7	Isolamento térmico do piso	Espuma de vidro
		Nível do fluido no tanque	Não fornecido
		Material do tanque	Aço inoxidável 304

A abordagem utilizada para desenvolver a validação do modelo, consistiu em analisar a variação da temperatura do fluido no tanque em função do tempo, e comparar com a variação da temperatura obtida com o modelo desenvolvido neste trabalho. A partir da Tabela 3.5 e definindo algumas considerações no modelo matemático foram realizadas simulações com o objetivo de determinar o comportamento da temperatura do fluido em uma faixa de tempo determinada, os resultados destas simulações são apresentados na Tabela 3.6. Devido ao alto consumo de recurso computacional requerido pelo modelo de armazenamento térmico, a análise foi elaborada para um período de 4 horas 45 min do tempo total (6 dias) da análise apresentada pelo trabalho de Zaversky et al. [110].

Tabela 3.6. Comparação do comportamento da temperatura do fluido no tanque de armazenamento.

Tempo (hora: min)	Temperatura referência (°C)	Temperatura modelo (°C)
0	386	386
1	385,6	385,5
2	385,2	385,1
3	384,8	384,7
4	384,5	384,3
4:45	384,3	384,0

A partir dos dados de queda de temperatura apresentados na Tabela 3.6, obtidos da referência bibliográfica utilizada para a validação do modelo e das simulações do modelo matemático, é

possível determinar que para os dados de referencia a máxima queda de temperatura durante o período analisado (0 até 4 horas 45 min) foi de 1,7 °C, enquanto para os resultados do modelo matemático a máxima queda de temperatura foi de 1,97 °C, representando uma diferença de 15,8 %. A diferença entre os valores da queda de temperatura comparados, resulto em um valor considerável, valor que pode ser atribuído ao desconhecimento de alguns parâmetros não fornecidos pela referência, como são: a temperatura ambiente, velocidade do vento, o nível do fluido no tanque (o autor só diz que o nível do fluido no interior do tanque é baixo). Nesta etapa não foi possível realizar uma análise mais detalhada devido à falta de informação nos trabalhos achados na literatura científica, ou inclusive ao tipo de abordagem definida pelos trabalhos, os quais focam na operação do sistema de geração e não consideram o comportamento da temperatura do fluido do sistema de armazenamento. Assim é possível concluir que o modelo desenvolvido neste trabalho é uma ferramenta útil para caracterizar o comportamento global deste tipo de sistema e da temperatura do fluido durante as diferentes etapas de operação.

Apresentada a caracterização do sistema de armazenamento e etapa de validação do modelo, a etapa seguinte neste trabalho consiste em estabelecer as equações e considerações para desenvolver a modelagem matemática do Ciclo Rankine Orgânico.

### **3.6 Ciclo Rankine Orgânico**

O Ciclo Rankine Orgânico é considerado como um dos métodos mais econômicos e eficientes para converter energia térmica de baixa qualidade, como por exemplo, a derivada da recuperação de calor, geotérmica, fontes de energia solar, biomassa e a energia térmica oceânica em eletricidade [115], [116]. Particularmente no caso de sistemas de pequena capacidade, o Ciclo Rankine Orgânico pode apresentar algumas vantagens sobre o ciclo a vapor convencional, como baixa temperatura de trabalho, baixos requisitos de manutenção e a simplicidade, fazendo com que este tipo de tecnologia seja economicamente atrativa para sistemas de pequena e média capacidade de geração [117].

#### **3.6.1 Análise Térmica do Ciclo Rankine Orgânico**

Na Figura 3.21 apresenta-se uma configuração típica do Ciclo Rankine Orgânico modelado nesta tese. Aplicando o balanço de massa e energia a cada um dos componentes do esquema

apresentado, é possível estabelecer as relações necessárias para determinar o desempenho do sistema CRO.

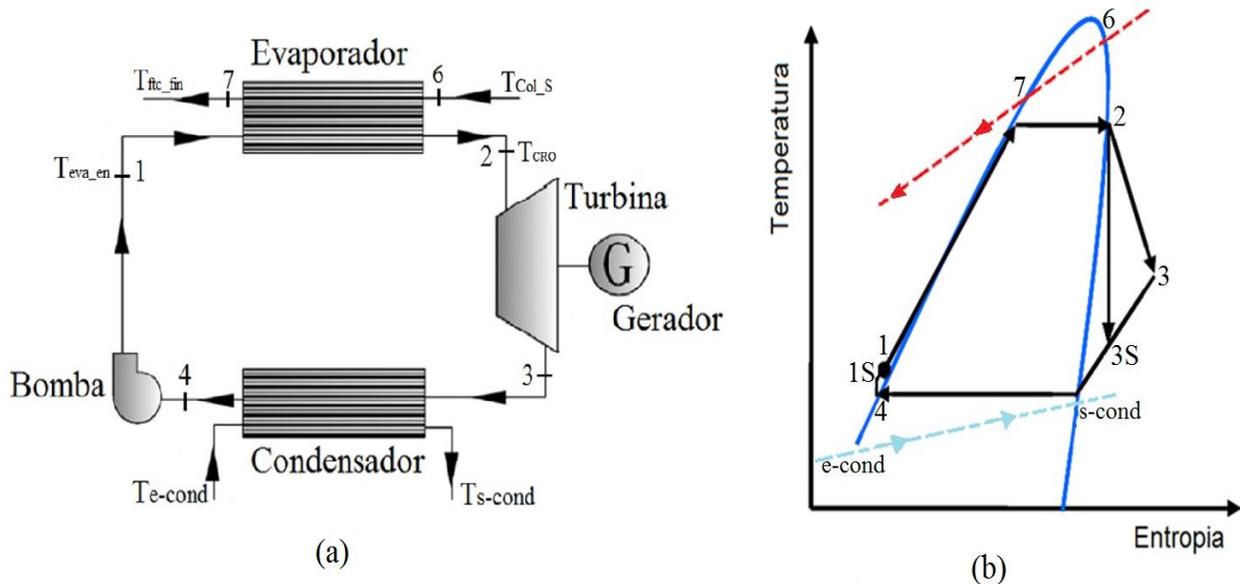


Figura 3.21. Diagrama típico de um (a) Ciclo Rankine Orgânico e (b) Diagrama T-S do CRO, adaptado de [13], [118].

As hipóteses consideradas para a análise térmica deste tipo de sistema [119], são:

- ✓ Operação em regime permanente para as condições de operação;
- ✓ Não se têm perdas de calor ou de pressão nos trocadores de calor, na bomba, na turbina e nas tubulações;
- ✓ As variações na energia cinética e potencial são desprezíveis.

A Figura 3.22 apresenta o algoritmo de cálculo do Ciclo Rankine Orgânico implementado no *Matlab*, com o objetivo de determinar de forma iterativa o desempenho deste sistema e determinar parâmetros como a temperatura e o fluxo mássico do fluido de trabalho, a potência elétrica produzida no gerador, o calor rejeitado no condensador, o calor fornecido pela fonte de calor (campo solar) no evaporador e a eficiência do CRO, a partir dos resultados calculados no modelo de Coletor Cilíndrico Parabólico.

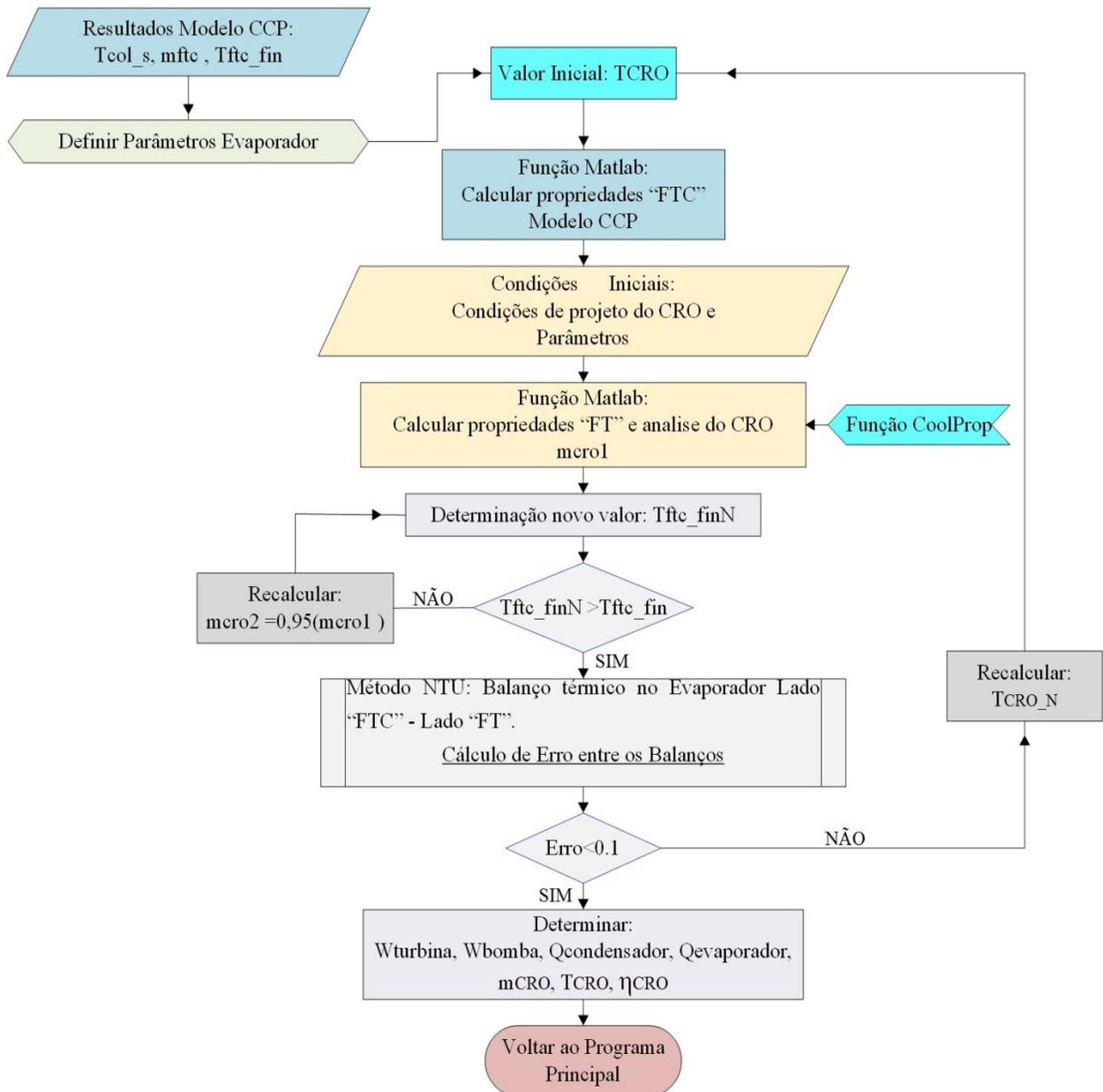


Figura 3.22. Sequência de cálculo do Ciclo Rankine Orgânico implementada em *Matlab*.

Na etapa inicial o algoritmo de cálculo (Figura 3.22) recebe alguns parâmetros, como: a temperatura na entrada do Coletor ( $T_{Col_s}$ ), a Temperatura na saída do coletor ( $T_{ftc\_fin}$ ) e o fluxo mássico do fluido de transferência de calor ( $\dot{m}_{ftc}$ ), e área do evaporador. Em seguida, foram implementadas duas funções de cálculo no *Matlab*. A primeira é utilizada para determinar as propriedades do fluido de transferência de calor, para as condições de operação desejadas. Enquanto a segunda função é utilizada para desenvolver a análise térmica do CRO e determinar

parâmetros, como o fluxo mássico do fluido de trabalho ( $\dot{m}_{cro1}$ ), a temperatura do fluido de transferência de calor na saída do evaporador ( $T_{ftc\_finN}$ ), etc.

A partir da sequência e dos parâmetros definidos, confere-se através de critérios de paradas que a sequência de cálculo apresente resultados adequados com a operação real deste tipo de sistema. Nesta etapa verifica-se que o novo valor da temperatura do fluido de transferência de calor ( $T_{ftc\_finN}$ ) seja superior ao valor anterior desta temperatura ( $T_{ftc\_fin}$ ), para um valor de irradiação solar superior ou igual ao da condição anterior. Se não for atingida a condição definida anteriormente para a temperatura, calcula-se um novo valor de fluxo mássico do fluido de trabalho ( $\dot{m}_{cro2}$ ) e da temperatura do fluido de transferência de calor na saída do evaporador ( $T_{ftc\_finN}$ ) até atingir a condição de parada ou convergência. Finalizada esta etapa, é realizado o balanço térmico no evaporador lado fluido de transferência de calor e no lado fluido de trabalho, avalia-se a diferença (relativa) entre os valores calculados. Se a diferença é inferior a (0,1), são calculados os parâmetros de saída do CRO; se a diferença for superior a (0,1), calcula-se uma nova temperatura de fluido de trabalho ( $T_{CRO}$ ) e repete-se a sequência de cálculo como mostra o algoritmo (ver **Erro! Fonte de referência não encontrada.**), até atingir-se todos os critérios definidos e requeridos.

A seguir, serão apresentadas as relações utilizadas para elaborar o modelo do Ciclo Rankine Orgânico e requeridas para o algoritmo de cálculo descrito. Estas relações serão apresentadas para cada um dos componentes considerados para a análise do ciclo, como:

**Evaporador:** No evaporador é feita toda a adição de calor ao ciclo de potência. A quantidade de calor que é transferida desde o evaporador ao bloco de potência depende principalmente da diferença de temperatura no processo de transferência de calor entre o fluido utilizado no campo solar e o fluido de trabalho [72].

Na Figura 3.23 é mostrado o comportamento da temperatura do fluido de transferência de calor e do fluido de trabalho no evaporador de um sistema CRO simples, com pré-aquecimento e evaporação.

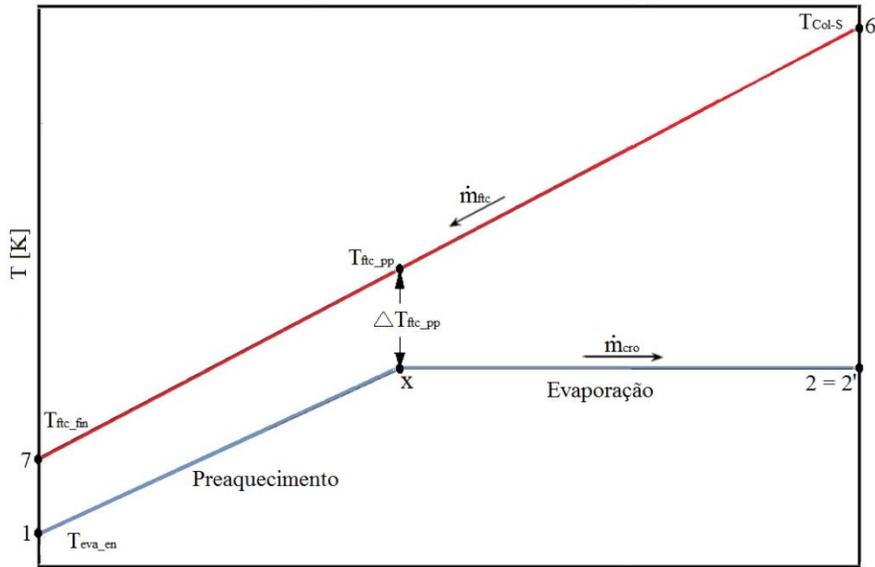


Figura 3.23. Comportamento da temperatura do fluido de trabalho e do fluido de transferência de calor no evaporador, adaptado de [120].

Neste trabalho se limitará o valor máximo do ponto *Pinch*, para o qual se contou com o trabalho de Quoilin et al. [72], que estabelece um valor do ponto *Pinch* do evaporador de 10 K. O ponto *Pinch* restringe a quantidade de calor transferida entre os fluidos no interior do evaporador, e pode ser definido como a mínima diferença de temperaturas entre os fluidos que trocam calor [121]. Para determinar a quantidade de calor que é transferida desde o fluido de transferência de calor para o fluido de trabalho é necessário realizar um balanço de energia para o processo no interior do evaporador. Inicialmente, se analisará a etapa de vaporização do fluido de trabalho, mostrada na Figura 3.23, etapa compreendida desde o ponto (x) até o ponto (2'). Assim é possível determinar a vazão de fluido de trabalho ( $\dot{m}_{cro}$ ) do sistema CRO com a equação (3.204) [120]:

$$\dot{m}_{cro} = \frac{\dot{m}_{ftc} C_{p\_ftc} (T_{Col-s} - T_{ftc\_pp})}{h_{2'} - h_x} \quad (3.204)$$

Onde  $\dot{m}_{cro}$  é a vazão do fluido de trabalho,  $C_{p\_ftc}$  é o calor específico médio à pressão constante do fluido de transferência de calor,  $T_{Col-s}$  é a temperatura do fluido de transferência de calor na saída do campo solar,  $T_{ftc\_pp}$  é a temperatura do fluido de transferência de calor no ponto *Pinch* ( $T_{ftc\_pp} = T_x + \Delta T_{ftc\_pp}$ ),  $h_{2'}$  e  $h_x$  são as entalpias do fluido de trabalho na saída e no ponto *Pinch* do evaporador, determinadas com o *Coolprop* [64].

O outro balanço de energia é realizado sobre a etapa de aquecimento no interior do evaporador, etapa compreendida desde o ponto (1) até o ponto (x), que permite determinar a temperatura do fluido de transferência de calor na saída do evaporador ( $T_{ftc\_finN}$ ), através da equação (3.205):

$$T_{ftc\_fin} = T_{ftc\_pp} - \frac{\dot{m}_{cro}(h_x - h_1)}{\dot{m}_{ftc}C_{p\_ftc}} \quad (3.205)$$

A temperatura do fluido de transferência de calor no ponto *Pinch*  $T_{ftc\_pp}$  [120] pode ser calculada com a equação (3.206):

$$T_{ftc\_pp} = T_{Col\_S} - \frac{\dot{m}_{cro1}(h_2 - h_x)}{\dot{m}_{ftc}C_{p\_ftc}} \quad (3.206)$$

Onde  $h_1$  é a entalpia do fluido de trabalho na entrada do evaporador. Neste trabalho o evaporador é modelado como um único trocador de calor (trocador de calor de placas) no qual os fluidos se movimentam em contracorrente. A quantidade de calor fornecida pelo evaporador ao fluido de trabalho do sistema CRO é igual ao calor extraído da fonte de calor [119]. Assim, o calor fornecido desde o fluido de transferência de calor no evaporador é determinado pela equação (3.207):

$$Q_{f\_ftc} = \dot{m}_{ftc}C_{p\_ftc}(T_{Col\_S} - T_{ftc\_fin}) \quad (3.207)$$

O calor absorvido pelo fluido de trabalho no evaporador pode ser calculado utilizando a equação (3.208):

$$Q_{ext\_ft} = \dot{m}_{cro}(h_2 - h_1) \quad (3.208)$$

Onde  $h_1$  e  $h_2$  são as entalpias do fluido de trabalho na entrada e na saída do evaporador, respectivamente.

No caso do balanço térmico no evaporador foi utilizado o método de efetividade-NTU para modelar este trocador de calor, e desta forma caracterizar o comportamento dos fluidos no interior deste componente. Para isso, utilizaram-se os trabalhos de [122] e [116] como referência para definir as equações utilizadas no algoritmo de cálculo apresentado anteriormente. Dentro da metodologia implementada divide-se o evaporador em duas seções, uma seção para aquecer o fluido de trabalho e uma seção para evaporar o fluido. Na Figura 3.24 apresenta-se um esquema simplificado do evaporador e do escoamento dos fluidos no interior deste, e em seguida as equações do método de efetividade-NTU aplicadas a este equipamento.

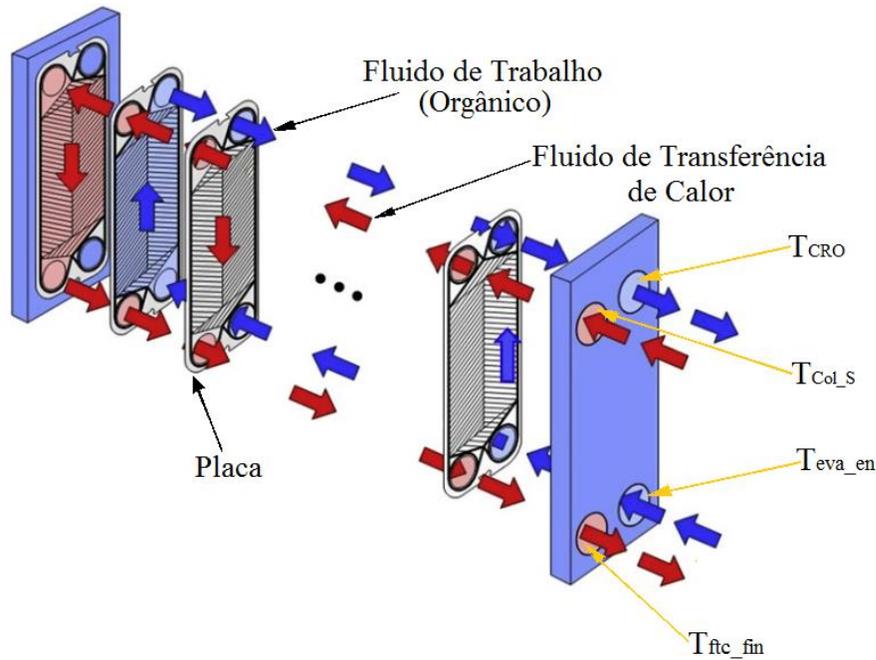


Figura 3.24. Esquema simplificado do evaporador, adaptado de [116].

Para desenvolver a análise no evaporador foi utilizada como base fundamental a equação (3.208), definida anteriormente, e a equação de transferência de calor como função da área do trocador de calor, equação (3.209):

$$Q_{f\_trocador} = U_{global} A_{disp\_trocador} F_t \Delta T_m \quad (3.209)$$

Onde  $U_{global}$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $F_t$  é conhecido como fator de correção (que depende da configuração do trocador de calor), e  $\Delta T_m$  é a temperatura média logarítmica de um trocador de calor de placas com fluidos em contracorrente.

A condição fundamental desta análise e foco do desenvolvimento das diferentes relações que serão apresentadas a seguir está dada pela equação (3.210), a qual estabelece que a quantidade de calor fornecida pelo evaporador ao fluido de trabalho do sistema CRO é igual ao calor extraído da fonte de calor [119]:

$$Q_{f\_trocador} = Q_{f\_ftc} \quad (3.210)$$

A temperatura média logarítmica de um trocador de calor de placas com fluidos em contracorrente, calculada pela equação (3.211):

$$\Delta T_m = \frac{(T_{Col\_S} - T_{CRO}) - (T_{ftc\_fin} - T_{eva\_en})}{\left( \ln \left( \frac{T_{Col\_S} - T_{CRO}}{T_{ftc\_fin} - T_{eva\_en}} \right) \right)} \quad (3.211)$$

O coeficiente de transferência de calor é calculado com a equação (3.212):

$$U_{global} = \frac{((UA)_{evaporação} + (UA)_{aquecimento})}{(A_{disp\_trocaador})} \quad (3.212)$$

O produto  $(UA)_{evaporação}$  correspondente à seção de evaporação no trocador de calor, determinado pela equação (3.213):

$$(UA)_{evaporação} = (NTU_{evaporação} C_{ftc}) \quad (3.213)$$

A razão entre as taxas de capacidade calorífica para um processo de evaporação é  $C_R=0$ . Assim, o número de unidades de Transferência de calor na seção de evaporação  $NTU_{evaporação}$  é determinado pela equação (3.214) [122]:

$$NTU_{evaporação} = -Ln(1 - Efe_{evaporação}) \quad (3.214)$$

Onde  $Efe_{trocador}$  é a efetividade do trocador de calor na seção de evaporação, calculada com a equação (3.215):

$$Efe_{evaporação} = \left( \frac{Q_{evaporação}}{Q_{max\_e}} \right) \quad (3.215)$$

Os fatores  $Q_{evaporação}$  e  $Q_{max\_e}$  da equação (3.215) são o calor absorvido pelo fluido de trabalho na seção de evaporação (equação 3.216) e a taxa máxima de transferência de calor do trocador de calor na seção de evaporação (equação 3.217), respectivamente:

$$Q_{evaporação} = \dot{m}_{ftc} c_{p\_ftc} (T_{col\_s} - T_{ftc\_pp}) \quad (3.216)$$

$$Q_{max\_e} = C_{ftc} (T_{col\_s} - T_{2x}) \quad (3.217)$$

A capacidade calorífica do fluido de transferência de calor ( $C_{ftc}$ ) é calculada através da equação (3.218):

$$C_{ftc} = (\dot{m}_{ftc} c_{p\_ftc}) \quad (3.218)$$

Finalmente para determinar o produto  $(UA)_{aquecimento}$  correspondente à seção de aquecimento no trocador de calor, é utilizada a equação (3.219):

$$(UA)_{aquecimento} = NTU_{aquecimento} C_{min} \quad (3.219)$$

Nesta seção, o número de unidades de Transferência de calor na seção de evaporação  $NTU_{aquecimento}$  é determinado pela equação (3.220):

$$NTU_{aquecimento} = \frac{1}{C_R} \ln \left( \frac{Efe_{aquecimento} - 1}{C_R(Efe_{aquecimento} - 1)} \right) \quad (3.220)$$

Onde  $C_R$  é a razão entre a menor e a maior capacidade calorífica, definida pela equação (3.221) e  $Efe_{aquecimento}$  é a eficiência do trocador de calor na seção de aquecimento, calculada com a equação (3.222):

$$C_R = \left( \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (3.221)$$

$$Efe_{aquecimento} = \left( \frac{Q_{aquecimento}}{Q_{max\_a}} \right) \quad (3.222)$$

Para determinar  $C_{min}$  e  $C_{max}$  é necessário calcular a capacidade calorífica para cada fluido, identificando o menor e o máximo valor desta capacidade. Para o fluido de transferência de calor, a equação utilizada é a (3.218), apresentada anteriormente. No caso do fluido de trabalho, este parâmetro pode ser calculado pela equação (3.223):

$$C_{cro} = (\dot{m}_{cro} c_{cro}) \quad (3.223)$$

O termo  $Q_{aquecimento}$  da equação (3.222) representa o calor absorvido ou calor transferido durante a etapa de aquecimento do fluido de trabalho no evaporador, enquanto que o termo  $Q_{max\_a}$  representa a taxa máxima de transferência durante o aquecimento do fluido na seção de evaporação, parâmetros determinados pelas equações (3.224) e (3.225):

$$Q_{aquecimento} = \dot{m}_{cro} c_{p\_cro} (T_{2x} - T_{eva\_en}) \quad (3.224)$$

$$Q_{max\_a} = C_{min} (T_{ftc\_pp} - T_{eva\_en}) \quad (3.225)$$

Com as equações apresentadas do evaporador é possível determinar e elaborar a análise térmica deste componente, e resolver as equações de balanço térmico requeridas pelo algoritmo de cálculo apresentado na Figura 3.22.

A seguir serão apresentadas as equações que permitem elaborar a análise completa do Ciclo Rankine Orgânico, para os outros equipamentos considerados, como a turbina, o condensador e a bomba do sistema.

**Turbina:** É o equipamento do ciclo de potência encarregado de transformar a energia do vapor pressurizado em energia cinética rotacional. A corrente de vapor de alta pressão do fluido trabalho sofre sua expansão no interior da turbina, causando a rotação do eixo da mesma, o qual

está ligado ao eixo de um gerador, que transforma a energia cinética rotacional em eletricidade [119]. A eficiência da turbina pode ser calculada pela equação (3.226):

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{real-t}}{\dot{W}_{ise-t}} = \frac{\dot{m}_{cro}(h_2 - h_3)}{\dot{m}_{cro}(h_2 - h_{3ise})} \quad (3.226)$$

Assim, a potência obtida na turbina é dada pela equação (3.227):

$$\dot{W}_{real-t} = \dot{m}_{cro}(h_2 - h_3) \quad (3.227)$$

Onde  $h_2$  é a entalpia do fluido de trabalho na entrada da turbina,  $h_3$  e  $h_{3ise}$  são a entalpia real e a isentrópica do fluido de trabalho na saída da turbina, respectivamente.

**Condensador:** as duas soluções mais importantes conhecidas comercialmente de rejeição de calor em usinas CRO, são: o sistema que utiliza torres de resfriamento úmidas e o sistema de resfriamento seco (ou condensador resfriado a ar). As condições ambientais e a disponibilidade da água são parâmetros importantes para determinar o tipo de sistema a utilizar. O primeiro tipo geralmente é considerado como o mais econômico de construir e operar, em função da disponibilidade e baixo custo da água. Embora em algumas áreas áridas pode ser mais rentável utilizar condensadores resfriados a ar. Nas usinas com torres de resfriamento úmidas é possível resfriar o fluido de trabalho a temperaturas mais baixas, o que melhora consideravelmente a eficiência do ciclo [119]. Se considera que a quantidade de calor adicionada à água no condensador é igual ao calor que é extraído do fluido de trabalho.

O calor adicionado à água no condensador pode ser determinado com a equação (3.228):

$$Q_{a-con} = \dot{m}_{ac} C_{p_a} (T_{s-ac} - T_{e-ac}) \quad (3.228)$$

E o calor extraído do fluido de trabalho no condensador é calculado utilizando a equação (3.229):

$$Q_{ext-con} = \dot{m}_{cro}(h_3 - h_4) \quad (3.229)$$

Onde  $\dot{m}_{ac}$  é a fluxo mássica da água no condensador,  $C_{p_a}$  é o calor específico da água à pressão constante,  $T_{s-ac}$  e  $T_{e-ac}$  são as temperaturas na saída e na entrada do condensador no lado água,  $h_3$  e  $h_4$  são as entalpias do fluido de trabalho na entrada e na saída do condensador.

**Bomba:** A bomba é o equipamento do sistema encarregado de incrementar a pressão do fluido de trabalho, sendo que sua eficiência isentrópica é dada pela equação (3.230):

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_{ise-b}}{\dot{W}_{real-b}} = \frac{\dot{m}_{cro}(h_{1ise} - h_4)}{\dot{m}_{cro}(h_1 - h_4)} \quad (3.230)$$

Enquanto que a potência requerida pela bomba é calculada pela equação (3.231):

$$\dot{W}_{real-b} = \dot{m}_{cro}(h_1 - h_4) \quad (3.231)$$

Onde  $h_1$  e  $h_4$  são as entalpias na saída e na entrada da bomba do fluido de trabalho,  $h_{1ise}$  é a entalpia isentrópica na saída da bomba.

Conhecidos os diferentes estados no Ciclo Rankine Orgânico é possível determinar o trabalho líquido de saída, com a equação (3.232):

$$\dot{W}_{líquido} = \dot{W}_{real-t} - \dot{W}_{real-b} \quad (3.232)$$

A eficiência do ciclo é calculada utilizando a equação (3.233):

$$\eta_{cro} = \frac{\dot{W}_{real-t} - \dot{W}_{real-b}}{Q_{ext-ft}} \quad (3.233)$$

Na próxima seção serão apresentadas as relações utilizadas para desenvolver a análise exergética de cada um dos componentes do sistema CRO.

### 3.6.2 Análise Exergética do Ciclo Rankine Orgânico

Aplicando o balanço exergético para cada um dos componentes do Ciclo Rankine Orgânico da Figura 3.21 em regime permanente e tendo em conta as considerações já definidas na seção da análise térmica, tem-se:

**Para o evaporador:**

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_{Col_S} = \dot{E}_2 + \dot{E}_{ftc\_fin} + \dot{E}_{dr-eva} \quad (3.234)$$

A exergia da corrente ( $\dot{E}_1$ ) na entrada do evaporador, lado fluido de trabalho, é determinada pela equação (3.235):

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_{cro}(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.235)$$

A exergia da corrente ( $\dot{E}_2$ ) na entrada da turbina é determinada pela equação (3.236):

$$\dot{E}_2 = \dot{m}_{cro}[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] \quad (3.236)$$

A exergia da corrente na saída do coletor é calculada com a equação (3.237):

$$\dot{E}_{Col_S} = \dot{m}_{ftc}[(h_{Col_S} - h_{0_ftc}) - T_0(s_{Col_S} - s_{0_ftc})] \quad (3.237)$$

A exergia da corrente na saída do evaporador, lado do fluido de transferência de calor, é calculada com a equação (3.238):

$$\dot{E}_{ftc\_fin} = \dot{m}_{ftc}[(h_{ftc\_fin} - h_{0_ftc}) - T_0(s_{ftc\_fin} - s_{0_ftc})] \quad (3.238)$$

A exergia destruída no evaporador é calculada com a equação (3.239) [118]:

$$\dot{E}_{d'-eva} = T_0[\dot{m}_{cro}(s_2 - s_1) - \dot{m}_{ftc}(s_{Col_S} - s_{ftc\_fin})] \quad (3.239)$$

#### **Para a turbina:**

$$\dot{E}_2 = \dot{E}_3 + \dot{W}_{real,t} + \dot{E}_{d'-t} \quad (3.240)$$

A exergia do fluido de trabalho na saída da turbina é calculada com a equação (3.241) [118]:

$$\dot{E}_3 = \dot{m}_{cro}[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] \quad (3.241)$$

A exergia destruída na turbina é determinada com a equação (3.242) [118]:

$$\dot{E}_{d'-t} = T_0[\dot{m}_{cro}(s_2 - s_3)] \quad (3.242)$$

#### **Para o condensador:**

$$\dot{E}_3 + \dot{E}_{e-con} = \dot{E}_4 + \dot{E}_{s-cond} + \dot{E}_{d'-con} \quad (3.243)$$

A exergia na saída do condensador, no lado do fluido de trabalho, é calculada com a equação (3.244) [118]:

$$\dot{E}_4 = \dot{m}_{cro}[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] \quad (3.244)$$

A exergia na saída do condensador, no lado água, é calculada com a equação (3.245) [118]:

$$\dot{E}_{s-con} = \dot{m}_{ac}[(h_{s-cond} - h_{0_ac}) - T_0(s_{s-con} - s_{0_ac})] \quad (3.245)$$

A exergia na entrada do condensador, no lado água, é calculada com a equação (3.246) [118]:

$$\dot{E}_{e-con} = \dot{m}_{aco}[(h_{e-con} - h_{0_{ac}}) - T_0(s_{e-con} - s_{0_{ac}})] \quad (3.246)$$

A exergia destruída no condensador é dada pela equação (3.247) [118]:

$$\dot{E}_{d-con} = T_0[\dot{m}_{cro}(s_3 - s_4) - \dot{m}_{ac}(s_{s-cond} - s_{e-con})] \quad (3.247)$$

### **Para a bomba:**

$$\dot{E}_4 + \dot{W}_{real-b} = \dot{E}_1 + \dot{E}_{d-b} \quad (3.248)$$

A exergia destruída na bomba pode ser calculada com a equação (3.249) [118]:

$$\dot{E}_{d-b} = T_0[\dot{m}_{cro}(s_4 - s_1)] \quad (3.249)$$

Definidos para cada componente do Ciclo Rankine Orgânico os diferentes fluxos exergéticos, é importante determinar a eficiência exergética do ciclo, a partir da equação (3.250) [118]:

$$\eta_{ex\_cro} = \frac{\dot{W}_{real-t} - \dot{W}_{real-b}}{\dot{E}_{e\_ftc}} \quad (3.250)$$

Onde a exergia do fluido de transferência de calor no evaporador é dada pela equação (3.251):

$$\dot{E}_{e\_ftc} = \dot{m}_{ftc}[(h_{col\_cs} - h_{ftc\_fin}) - T_0(s_{col\_s} - s_{ftc\_fin})] \quad (3.251)$$

O subscrito "ac" refere-se ao termo água do condensador, o "ftc" refere-se ao termo fluido de transferência de calor e  $T_0$  é a temperatura de referência.

Nesta seção foi apresentada a metodologia utilizada para modelar um Ciclo Rankine Orgânico. Além disso, foram apresentados os parâmetros e considerações da análise térmica e exergética. Assim, é importante apresentar a etapa de validação do modelo térmico, como uma forma de mostrar as diferenças entre os resultados gerados com o modelo e os resultados apresentados na literatura científica, e desta forma poder determinar a utilidade do modelo como ferramenta para caracterizar este tipo de sistema. Na próxima seção serão apresentados os resultados obtidos da validação do modelo térmico do sistema CRO.

### 3.7 Validação do Modelo Matemático do Ciclo Rankine Orgânico

Para validar o modelo matemático do Ciclo Rankine Orgânico foi utilizado o trabalho de Muhammad et al. [123], o qual fornece informações sobre o projeto e dados experimentais de um Ciclo Rankine Orgânico de 1 kWe, utilizado para recuperar calor de uma fonte de vapor de baixa temperatura. Os autores utilizaram o R-245fa como fluido de trabalho do sistema CRO. Na Tabela 3.7 apresenta-se a comparação entre os resultados obtidos no trabalho de Muhammad et al. [123] e o modelo desenvolvido nesta tese.

Tabela 3.7. Validação do modelo matemático do Ciclo Rankine Orgânico.

Resultados da Referência [123]		Resultados do Modelo NEST		Diferença (%)
Wturbina (kW)	1,0	Wturbina (kW)	1,05	5
Qevaporador (kW)	12,27	Qevaporador (kW)	12,65	3,1
Qcondensador (kW)	11,79	Qcondensador (kW)	10,86	7,8
Fluxo mássico (kg/s)	0,054	Fluxo mássico (kg/s)	0,055	2,7
Pressão entrada turbina (bar)	12,5	Pressão entrada turbina (bar)	13,3	6,4
Temperatura entrada turbina (°C)	102,5	Temperatura entrada turbina (°C)	104,32	1,8
Pressão saída turbina (bar)	2	Pressão saída turbina (bar)	2,02	1
Temperatura saída condensador (°C)	30	Temperatura saída condensador (°C)	31	3,3
Temperatura saída bomba (°C)	30,78	Temperatura saída bomba (°C)	32	3,9
Eficiência da turbina (%)	60	Fluido de trabalho	245fa	-
Eficiência da bomba (%)	60			

Dos parâmetros comparados é possível observar que a máxima diferença foi obtida no valor do calor rejeitado no condensador de 7,8 %, enquanto que a mínima diferença obtida foi para o valor da pressão na saída turbina, com um valor de 1,0 %. A diferença entre os parâmetros comparados é causada principalmente pelo desconhecimento de alguns parâmetros não fornecidos pela referência, como são: área de troca de calor do evaporador, eficiência do gerador elétrico, além de algumas simplificações, restrições e a metodologia utilizada para implementar o algoritmo de cálculo do Ciclo Rankine Orgânico desenvolvido nesta tese. A partir dos resultados obtidos na validação do modelo matemático é possível concluir que este modelo pode ser utilizado como uma ferramenta para analisar este tipo de ciclo e dimensionamento dos componentes deste tipo de sistema.

Apresentada a metodologia utilizada para caracterizar e modelar o Ciclo Rankine Orgânico, a etapa seguinte nesta tese, consiste em apresentar as relações e considerações requeridas para desenvolver o modelo preliminar de uma turbina radial. A partir da análise da turbina é possível determinar os parâmetros requeridos para desenvolver a análise da operação integrada do sistema CCP-Armazenamento Térmico-CRO.

### 3.8 Projeto Preliminar de uma Turbina Radial

O comportamento do sistema CRO é fortemente influenciado pelo desempenho da turbina ou expensor [124], e é por isso que nesta seção será desenvolvido o projeto preliminar de uma turbina radial. Na Figura 3.25 apresenta-se o algoritmo de cálculo elaborado e implementado em *Matlab*, com o propósito de modelar este tipo de componente.

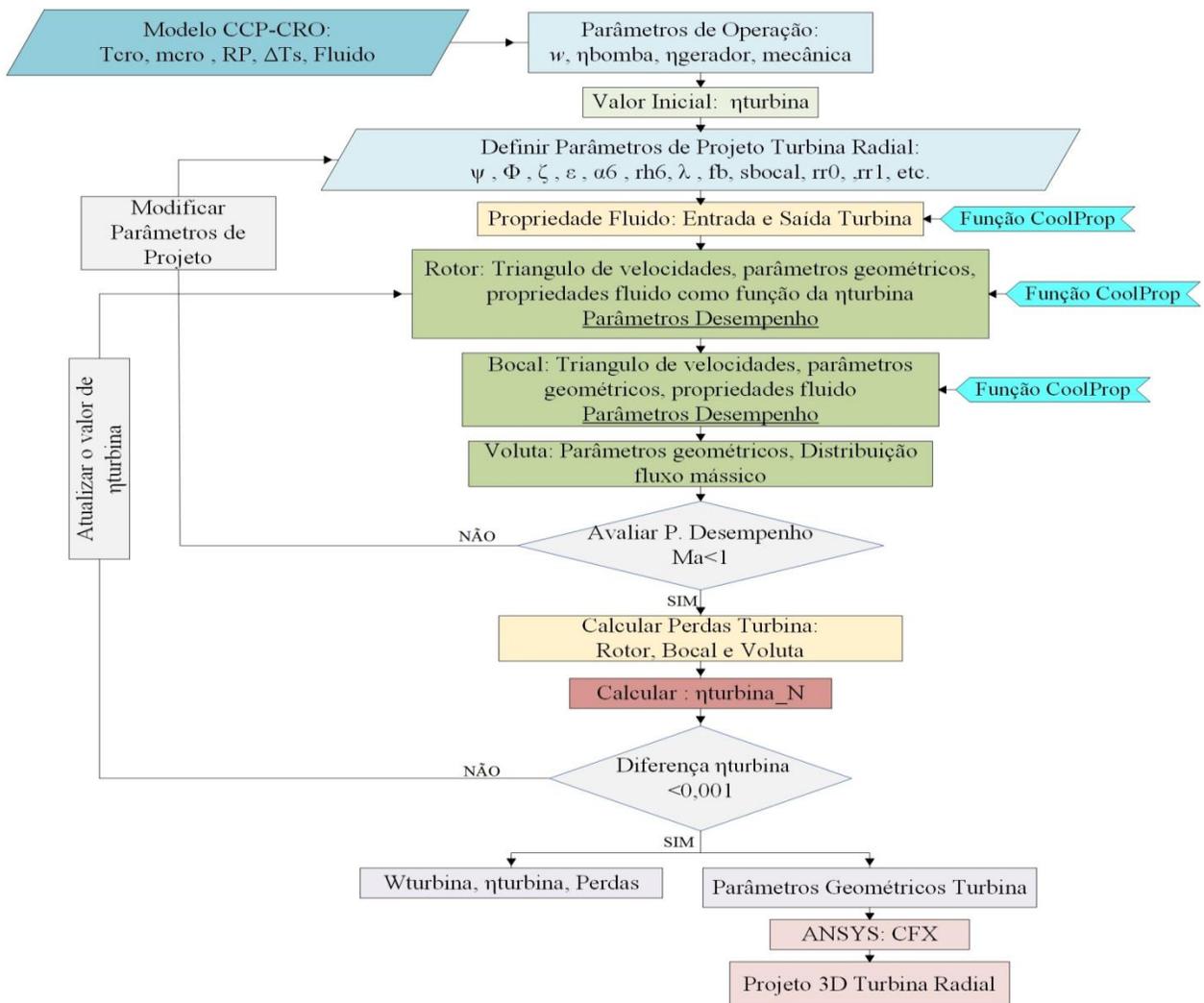


Figura 3.25. Esquema do algoritmo de cálculo do projeto preliminar da turbina de entrada radial.

Como mostra o algoritmo desenvolvido (ver Figura 3.25), a sequência de cálculo inicia-se com a entrada de alguns parâmetros importantes, como são:  $T_{cro}$ ,  $\dot{m}_{cro}$ , relação de pressão da turbina, fluido de trabalho, a velocidade de rotação da turbina, a eficiência do gerador elétrico e a eficiência mecânica. Logo, é preciso definir um valor inicial da eficiência da turbina e parâmetros de projetos da turbina radial, valores definidos baseados na literatura especializada e científica. O algoritmo de cálculo determina as propriedades do fluido trabalho na entrada e na saída da turbina, e desta forma pode-se iniciar a análise e cálculo unidimensional do rotor, do bocal e da voluta. Durante esta etapa de cálculo, são determinados os triângulos de velocidades, parâmetros geométricos e parâmetros que permitem determinar o desempenho da turbina, como: o número de Mach absoluto e relativo, a velocidade específica e o diâmetro específico.

Como foi definido dentro das considerações do modelo do CRO, a operação da turbina tem que ser subsônica, assim no algoritmo de cálculo avalia-se se o valor deste parâmetro é inferior a (1). Para o número de Mach igual ou superior a (1), é necessário variar o valor de alguns parâmetros de projeto, até atingir a condição desejada para operação subsônica. Atingida esta condição de projeto, são calculadas as perdas através da turbina (rotor, bocal e voluta), parâmetros utilizados para recalculer o valor da eficiência da mesma. A partir do novo valor de eficiência, é avaliado novamente o critério de parada do algoritmo, onde se determina a diferença relativa entre o valor de eficiência inicialmente definido e o valor da eficiência calculado. Esta condição é avaliada de forma iterativa até atingir um valor inferior a (0,001). Quando a diferença é inferior ao valor definido, o algoritmo de cálculo para, e apresenta como resultados o valor de potência e da eficiência da turbina, os valores de perdas calculados e os parâmetros geométricos dos componentes da turbina.

Alguns dos parâmetros de projetos determinados no algoritmo de cálculo são utilizados como ponto inicial para o projeto 3D da turbina radial em CFX (ANSYS) [125]. A seguir serão apresentadas as diferentes relações e considerações utilizadas para elaborar os procedimentos de cálculos anteriormente descritos.

Nesta ordem de ideias é importante definir dois conceitos importantes: a velocidade específica e o diâmetro específico. Estes dois conceitos foram inseridos por Balje [126] para relacionar o desempenho de turbinas de diferentes dimensões. A velocidade específica ( $N_s$ ) é um parâmetro importante de projeto (parâmetro adimensional), que é proporcional à velocidade do eixo da

turbina e independente da geometria [127]. Este parâmetro pode ser determinado utilizando a equação (3.252):

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{\dot{m}/\rho_{saida}}}{(\Delta h_{isen})^{0,75}} \quad (3.252)$$

Onde  $\omega$  é a velocidade do eixo da turbina em rad/s,  $\dot{m}$  é o fluxo mássico que passa através da turbina,  $\rho_{saida}$  é a densidade do fluido trabalho avaliado nas condições de saída da turbina e  $\Delta h_{isen}$  é a queda isentrópica de entalpia. A partir dos dados de entrada do algoritmo de cálculo e é possível determinar o valor de  $\Delta h_{isen}$  e  $\rho_{saida}$ , com o *Coolprop*.

O diâmetro específico é um parâmetro adimensional, que depende da geometria da turbina e é independente da velocidade do eixo [128]. Para determinar o diâmetro específico é usada a equação (3.253):

$$D_s = \frac{D(\Delta h_{isen})^{0,75}}{\sqrt{\dot{m}/\rho_{saida}}} \quad (3.253)$$

Onde D é o diâmetro de entrada do rotor. Para turbinas com o mesmo valor de  $D_s$ , as dimensões são as mesmas [129].

Outro indicador de interesse é o parâmetro de tamanho proposto por Macchi [130], o qual tem influência direta na dimensão da turbina [127]. O parâmetro de tamanho é calculado com a equação (3.254):

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{m}/\rho_{saida}}}{(\Delta h_{isen})^{0,75}} \quad (3.254)$$

Uma vez que o diâmetro específico e a velocidade específica são parâmetros utilizados para medir o desempenho de uma turbina, é possível estabelecer uma correlação entre a velocidade específica, o diâmetro específico e a eficiência isentrópica da turbina radial [126], como é mostrado na Figura 3.26.

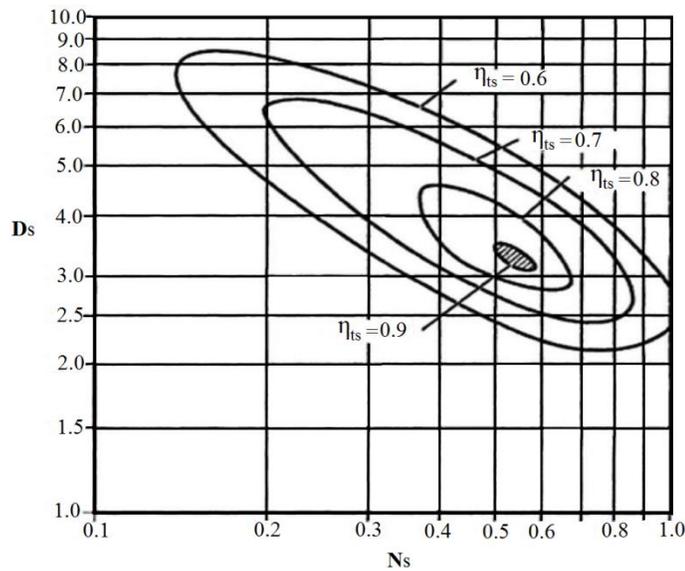


Figura 3.26. Variação da eficiência isentrópica de uma turbina radial em dependência da velocidade específica e do diâmetro específico, adaptado de [131].

A Figura 3.26 pode ser utilizada para prever o comportamento da turbina a ser projetada, a partir do valor da velocidade específica e do diâmetro específico, parâmetros calculados pelas equações (3.252) e (3.253).

Os principais componentes de uma turbina radial são: a voluta, o bocal e o rotor. O fluido que entra na turbina é acelerado e distribuído uniformemente ao longo da voluta; logo depois, no bocal, o fluido é acelerado antes de entrar no rotor. Finalmente, no rotor a energia cinética do fluido é convertida em energia mecânica de eixo, como consequência da expansão do fluido desde a entrada até a saída do rotor da turbina [132]. A Figura 3.27 apresenta os principais componentes de uma turbina radial.

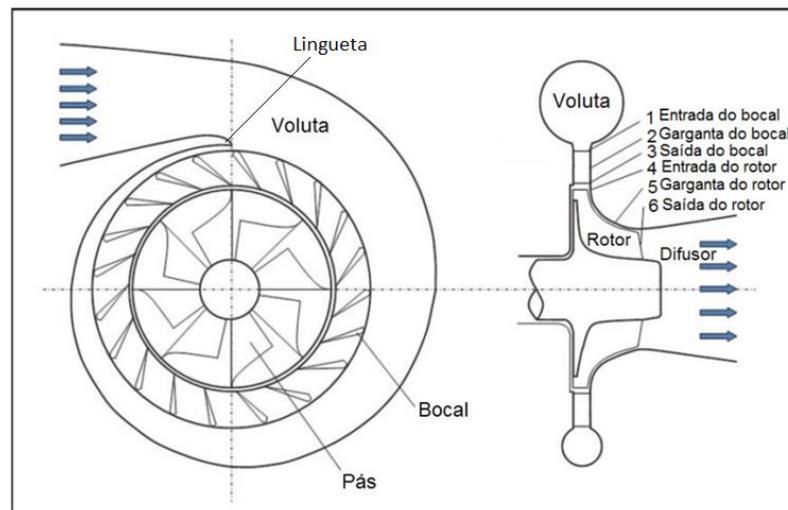


Figura 3.27. Principais componentes de uma turbina radial, adaptado de [128].

A abordagem preliminar do projeto de turbina radial é importante para definir a geometria da turbina e os principais parâmetros de projeto dos componentes da turbina [133]. Na Figura 3.28 apresentam-se alguns parâmetros geométricos da turbina de entrada radial, que serão definidos e utilizados nos diferentes procedimentos de cálculos do projeto da turbina [134].

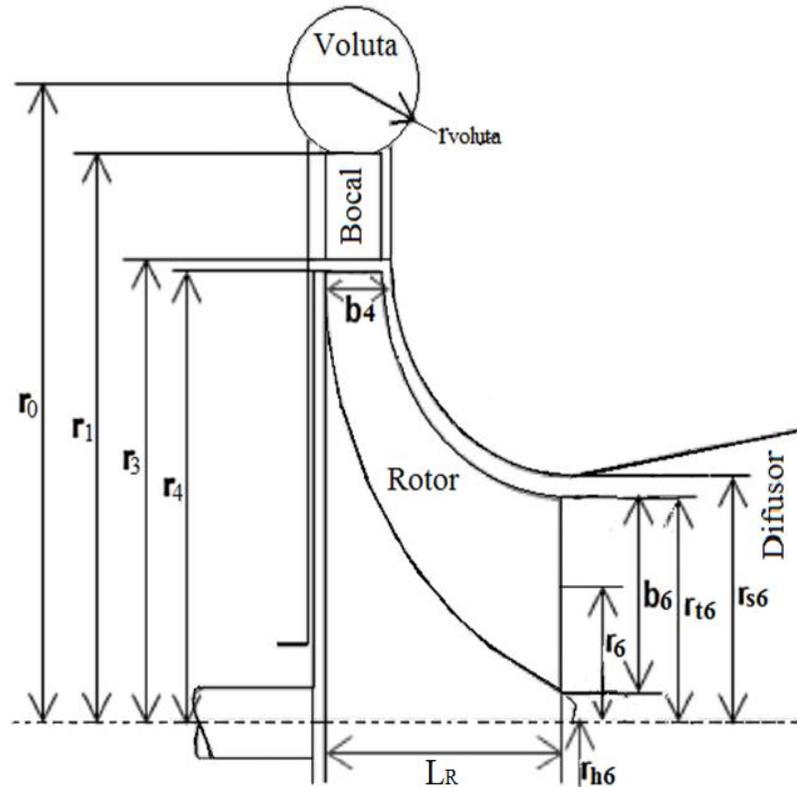


Figura 3.28. Vista meridional da turbina de entrada radial, indicando os diferentes componentes e as principais dimensões, adaptado de [134].

A partir da simbologia apresentada na Figura 3.28 é importante mostrar o processo de expansão através da turbina. Na Figura 3.29 ilustra-se o diagrama entalpia-entropia na voluta, no bocal e no rotor da turbina.

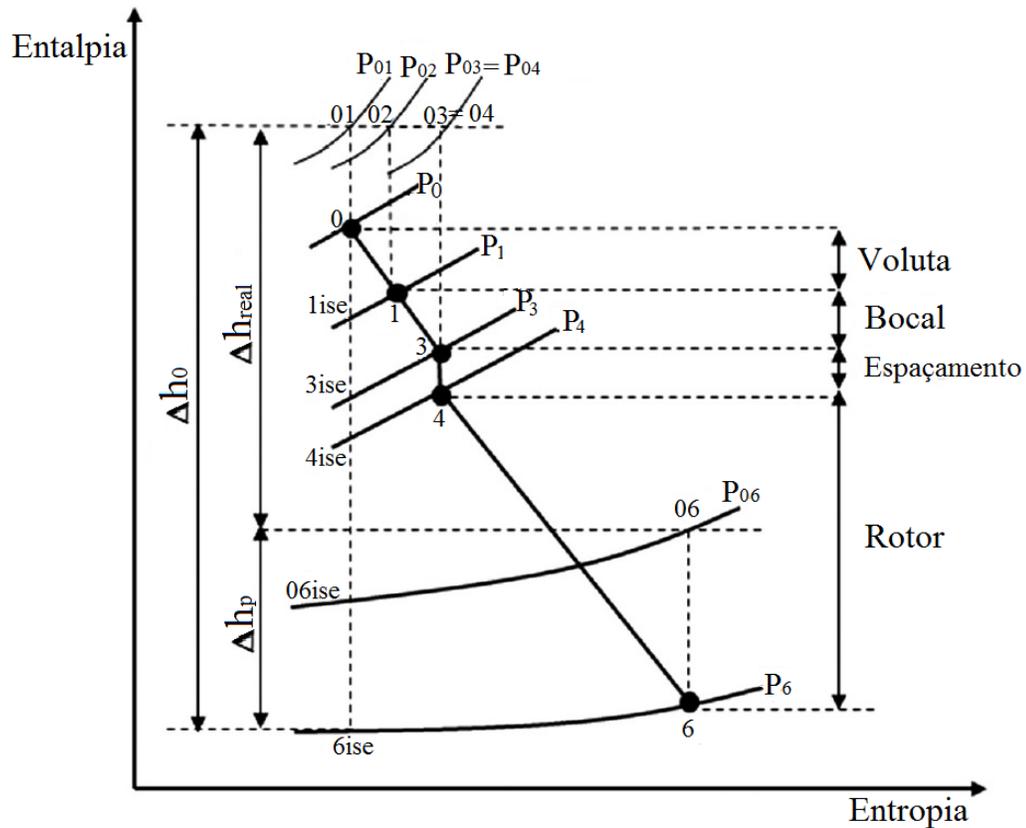


Figura 3.29. Digrama entalpia-entropia do processo de expansão na turbina, adaptado de [132].

Da Figura 3.29 é possível observar que o fluido de trabalho é expandido através da voluta, do bocal e do rotor, e que sobre condições normais de operação a pressão diminui continuamente. Quando a turbina é considerada como uma máquina operando sem perdas, o processo de expansão acontece a entropia constante (isentrópico), representando pela linha 0-1ise-3ise-4ise-6ise. No processo real as perdas causam que a linha do processo de expansão se movimente para a direita da linha de entropia constante no diagrama h-s. O incremento da entropia pode ser medido em termos de redução da pressão total em componentes como a voluta e bocal. No caso do rotor, a pressão total cai como consequência da energia extraída do fluido de trabalho para gerar trabalho de eixo, e mesmo num processo ideal a pressão total na entrada do rotor ( $P_{04}$ ) é superior à pressão total na saída do rotor ( $P_{06}$ ). Neste diagrama, os pontos  $P_0$ ,  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ,  $P_6$  representam as pressões estáticas na entrada e saída da voluta, do bocal e do rotor, respectivamente [134].

Seguindo a sequência definida no algoritmo de cálculo, a próxima etapa consiste em definir as equações, parâmetros e as considerações necessárias para modelar o rotor da turbina de entrada radial.

### 3.8.1 Modelagem do Rotor

Segundo Moustapha et al. [134], existem três parâmetros importantes para análise deste componente: o coeficiente de carregamento, o coeficiente de vazão e a razão da velocidade meridional. O coeficiente de carregamento ( $\psi$ ) é uma medida do trabalho e do carregamento do estágio da turbina, sendo este parâmetro determinado pela equação (3.255):

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U_4^2} = \frac{C_{\theta 4}}{U_4} - \varepsilon \frac{C_{\theta 6}}{U_4} \quad (3.255)$$

Onde  $\varepsilon$  é a relação de raios do rotor ( $\varepsilon = r_6/r_4$ ),  $\Delta h_0$  é variação total de entalpia para o processo de expansão isentrópica do fluido através da turbina,  $U_4$  é a velocidade de rotação circunferencial na entrada do rotor,  $C_{\theta 4}$  é a componente tangencial da velocidade absoluta na entrada do rotor,  $C_{\theta 6}$  é a componente tangencial da velocidade absoluta na saída do rotor. Para uma turbina radial podem ser utilizados valores de  $\psi$  entre 0,6 e 1,4 [134].

O coeficiente de vazão é definido como a razão entre a velocidade do fluido no plano meridional na saída do rotor  $C_{m6}$  e a velocidade de rotação circunferencial na entrada do rotor  $U_4$  [134]. O coeficiente de vazão é determinado com a equação (3.256):

$$\Phi = \frac{C_{m6}}{U_4} \quad (3.256)$$

O coeficiente de vazão é um parâmetro utilizado para caracterizar o comportamento do fluxo de massa através do estágio. Para uma turbina radial este parâmetro pode ser definido na faixa [0,2 - 0,5] [134]. O terceiro parâmetro é a razão de velocidade meridional  $\xi$  na saída e a entrada do rotor, definida pela equação (3.257) [134]:

$$\xi = \frac{C_{m4}}{C_{m6}} \quad (3.257)$$

Onde  $C_{m4}$  é a velocidade meridional na entrada do rotor. Segundo Aungier [135] o valor de  $\xi$  pode ser definido entre 0,67 e 1.

Um parâmetro importante para a turbina radial que deve ser definido é o trabalho específico de saída de uma turbina, determinado pela equação das Turbo máquinas de Euler [136], equação (3.258):

$$\dot{W}_x = \Delta h_0 = U_4 C_{\theta 4} - U_6 C_{\theta 6} = U_4 C_{m4} \tan \alpha_4 - U_4 C_{m6} \tan \alpha_6 \quad (3.258)$$

Neste tipo de turbina, é possível obter o máximo trabalho específico se  $C_{\theta 6} = 0$ , [137]. Quando o ângulo absoluto de escoamento do fluido na entrada do rotor  $\alpha_4$  é negativo (Figura 3.30), o trabalho específico da turbina aumenta. Porém, para um valor do ângulo absoluto de escoamento do fluido na saída do rotor ( $\alpha_6$ ) maior que zero, aumentam as perdas de energia cinética na saída da turbina. A mínima perda de energia cinética é obtida quando o ângulo absoluto do fluido é zero, condição na qual a velocidade absoluta do fluido na saída da turbina é mínima [138], [139]. Para  $C_{\theta 6} = 0$ , o coeficiente de carregamento é calculado pela equação (3.259):

$$\psi = \frac{C_{\theta 4}}{U_4} \quad (3.259)$$

A velocidade de rotação circunferencial na entrada do rotor  $U_4$  pode ser determinada pela equação (3.260):

$$U_4 = \sqrt{\frac{\Delta h_0}{\psi}} \quad (3.260)$$

Desta maneira é possível calcular a componente tangencial da velocidade absoluta na entrada do rotor ( $C_{\theta 4}$ ) através da equação (3.261):

$$C_{\theta 4} = \psi U_4 \quad (3.261)$$

Na Figura 3.30, apresenta-se o triângulo de velocidades do fluido na entrada do rotor para  $\beta_4 < 0$ .

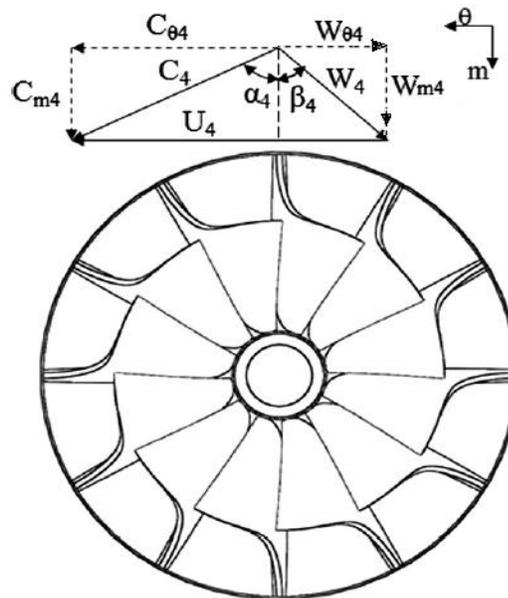


Figura 3.30. Triângulo de velocidades na entrada do rotor de uma turbina radial, adaptado de [132].

A Figura 3.30 ilustra o triângulo de velocidade na entrada do rotor (ponto 4). Nesta figura é possível observar a componente meridional ( $m$ ) e tangencial ( $\theta$ ) da velocidade absoluta ( $C$ ) e relativa ( $W$ ), além do ângulo de escoamento absoluto ( $\alpha$ ), relativo ( $\beta$ ) e a velocidade circunferencial ( $U$ ). O triângulo de velocidades na entrada do rotor é definido por completo (Figura 3.30) com as equações (3.262-3.269).

A partir do parâmetro  $\Phi$ , equação (3.256), pode-se determinar a componente meridional da velocidade absoluta na saída do rotor ( $C_{m6}$ ) pela equação (3.262):

$$C_{m6} = \Phi U_4 \quad (3.262)$$

Para determinar a componente meridional da velocidade absoluta na entrada do rotor ( $C_{m4}$ ), é utilizada a equação (3.263):

$$C_{m4} = \xi C_{m6} \quad (3.263)$$

A partir da equação (3.61) e (3.263) se determina a velocidade absoluta na entrada do rotor pela equação (3.264):

$$C_4 = \sqrt{C_{m4}^2 + C_{\theta 4}^2} \quad (3.264)$$

Utilizando o triângulo de velocidades definido na Figura 3.30, pode-se determinar o ângulo absoluto de escoamento do fluido na entrada do rotor  $\alpha_4$  pela equação (3.265):

$$\alpha_4 = \tan^{-1} \left( \frac{C_{\theta 4}}{C_{m4}} \right) \quad (3.265)$$

E o ângulo relativo de escoamento do fluido na entrada do rotor  $\beta_4$  com a equação (3.266):

$$\beta_4 = \tan^{-1} \left( \frac{C_{\theta 4} - U_4}{C_{m4}} \right) \quad (3.266)$$

Com  $\beta_4$ , é possível determinar a velocidade relativa na entrada do rotor ( $W_4$ ) pela equação (3.267):

$$W_4 = \left( \frac{C_{m4}}{\cos(\beta_4)} \right) \quad (3.267)$$

A componente meridional da velocidade relativa é determinada com a equação (3.268):

$$W_{m4} = C_{m4} \quad (3.268)$$

Para finalmente calcular a componente tangencial da velocidade relativa pela equação (3.269):

$$W_{\theta 4} = W_4(\sin(\beta_4)) \quad (3.269)$$

Definidos cada um dos componentes do triângulo de velocidades na entrada do rotor, a etapa seguinte é calcular as propriedades e parâmetros do fluido de trabalho neste ponto (4). Admitindo-se que o escoamento na voluta é adiabático, e como nenhum trabalho é realizado neste componente, tem-se que a entalpia total através do bocal se conserva e a entalpia na saída do bocal ( $h_{03}$ ) é igual à entalpia total na entrada da turbina ( $h_{01}$ ). Assim, a entalpia total na entrada do rotor é igual à entalpia total na saída do bocal  $h_{04} = h_{03}$ . Assim, é possível determinar a pressão total na entrada da turbina pela equação (3.270):

$$P_{04} = P_{01} - \left( \frac{\rho_{01} \Delta h_{real} (1 - \eta_{turbina})}{4\eta_{turbina}} \right) \quad (3.270)$$

Onde  $\rho_{01}$  é a densidade do fluido de trabalho na entrada da turbina e  $\Delta h_{real}$  é a variação total de entalpia real do fluido através da turbina.

A partir desta consideração, também podem ser calculadas a entalpia estática na entrada do rotor ( $h_4$ ) e a entalpia na entrada do rotor para uma expansão isentrópica ( $h_{4ise}$ ), com as equações (3.271) e (3.272), respectivamente:

$$h_4 = h_{04} - \frac{1}{2} C_4^2 \quad (3.271)$$

$$h_{4ise} = h_4 - \frac{1}{2} \zeta_b C_4^2 \quad (3.272)$$

Onde  $\zeta_b$  é o coeficiente de perda de entalpia no bocal. Como é mencionado por Moustapha [134], este coeficiente pode ser expresso em função da perda da entalpia estática através do bocal. Segundo Benson [140], o coeficiente de perda de entalpia no bocal está entre 0,05 até 0,15, como é apresentado na Figura 3.31.

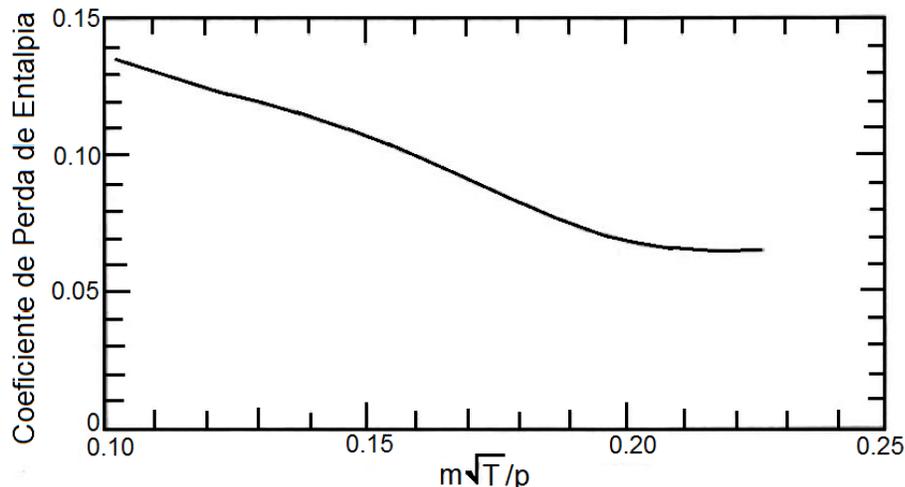


Figura 3.31. Coeficiente de perda do bocal, adaptado de [134].

Para determinar o valor de  $\zeta_b$  a partir da Figura 3.31, é necessário avaliar o parâmetro de vazão de massa corrigida ( $\dot{m}_c = \dot{m}\sqrt{T_{01}}/P_{01}$ ). Com estes parâmetros é possível calcular  $h_{4ise}$ , uma vez que o valor de  $C_4$  já é conhecido. Com o valor de  $h_{4ise}$  são determinadas as demais propriedades na entrada do rotor, tais como a velocidade do som, o número de Mach absoluto e relativo, a densidade e a entropia, através de diferentes funções do *Coolprop*. Também é calculada a rotalpia, a qual é uma propriedade importante para o fluxo de fluido em sistemas em rotação, conhecida como entalpia rotacional de estagnação. O valor desta propriedade na entrada do rotor é dado pela equação (3.273) [136]:

$$I_4 = h_4 + \frac{1}{2}(W_4^2 - U_4^2) \quad (3.273)$$

Como foi apresentado no algoritmo de cálculo, o número de Mach absoluto e relativo são utilizados como uma forma de determinar o desempenho da turbina, além de ter sido definido como um dos critérios de parada ou convergência. O número de Mach absoluto e relativo na entrada do rotor pode ser calculado com as equações (3.274) e (3.275), respectivamente:

$$Ma_4 = \frac{C_4}{a_4} \quad (3.274)$$

$$Ma_{4rel} = \frac{W_4}{a_4} \quad (3.275)$$

O valor da velocidade do som na entrada do rotor pode ser determinado pela equação (3.276):

$$a_4 = f(h_4, P_4) \quad (3.276)$$

Onde a pressão estática na entrada do rotor ( $P_4$ ) pode ser calculada utilizando a equação (3.277):

$$P_4 = f(h_{4ise}, S_{01}) \quad (3.277)$$

Aunguier [135] recomenda as equações (3.278 até 3.282) para determinar a espessura da pá na entrada ( $e_{b4}$ ), a espessura do topo da pá na saída ( $e_{6t}$ ), a espessura da raiz da pá na saída ( $e_{6h}$ ), o raio da raiz da pá na saída ( $r_{h6}$ ), o comprimento axial do rotor ( $L_R$ ):

$$e_{b4} = 0,04 r_4 \quad (3.278)$$

$$e_{6t} = 0,01 r_4 \quad (3.279)$$

$$e_{6h} = 0,02 r_4 \quad (3.280)$$

$$r_{h6} = 0,18 r_4 \quad (3.281)$$

$$L_R = 1,5(r_{s6} - r_{h6}) \quad (3.282)$$

Segundo Whitfield e Baines [136], o número de pás ( $Z_R$ ) deve ser suficiente para evitar fluxo reverso no interior da passagem do rotor. Porém, um número elevado de pás pode causar bloqueio na saída do rotor e uma alta perda por atrito, pois haveria uma grande área superficial em contato com o fluido de trabalho. Deste modo, neste trabalho será utilizada a equação indicada por Glassman [141] que é uma relação empírica, dada pela equação (3.283):

$$Z_R = \left(\frac{\pi}{30}\right) (110 - \alpha_4) \tan(\alpha_4) \quad (3.283)$$

É importante deixar claro que  $Z_R$  deve ser um valor inteiro. Portanto, no algoritmo de cálculo em cada iteração este valor é verificado e, se necessário, o valor é arredondado para o inteiro mais próximo.

Baseados na equação proposta por Balje [126], é possível determinar o raio desde o eixo de giro da turbina até a entrada do rotor ( $r_4$ ) pela equação (3.284) [126]:

$$r_4 = \left(\frac{U_4}{\omega}\right) \quad (3.284)$$

Onde  $\omega$  é a velocidade de rotação angular da turbina, definido como parâmetro de entrada no algoritmo de cálculo (Figura 3.25).

A partir da equação de continuidade, é possível determinar a área requerida para o escoamento do fluido na entrada do rotor através da equação (3.285):

$$A_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 C_{m4}} \quad (3.285)$$

No caso da largura da pá na entrada do rotor, é possível utilizar a equação (3.286):

$$b_4 = \frac{A_4}{2\pi r_4 - Z_R e_{b4}} \quad (3.286)$$

Definidos os parâmetros geométricos e termodinâmicos na entrada do rotor, a próxima etapa na modelagem é caracterizar a saída do rotor, estabelecendo-se as relações necessárias para definir a geometria do canal do rotor na saída e o estado termodinâmico do fluido neste ponto (6). Assim, é importante apresentar as componentes das velocidades na saída do rotor, Figura 3.32.

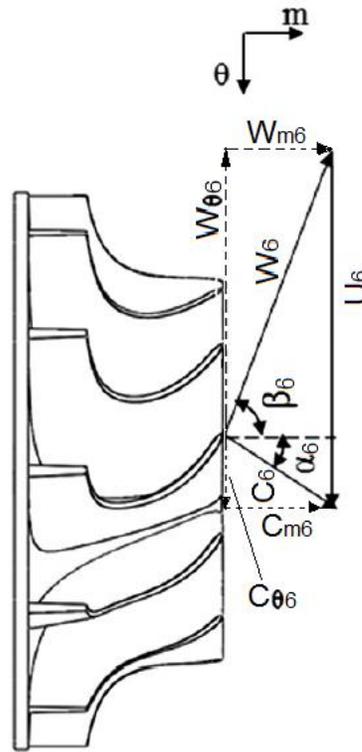


Figura 3.32. Triângulo de velocidades na saída do rotor de uma turbina radial, adaptado de [132].

Para definir o triângulo de velocidades utilizando a metodologia da linha de corrente média na saída do rotor é necessário determinar a velocidade circunferencial na saída do rotor ( $U_6$ ), a qual é obtida a partir da relação de raio ( $\varepsilon$ ), considerado como parâmetro de entrada do algoritmo de cálculo, e a componente meridional da velocidade absoluta ( $C_{m6}$ ), equação (3.263). Para determinar o valor de ( $U_6$ ), utiliza-se a equação (3.287):

$$U_6 = \varepsilon U_4 \quad (3.287)$$

Este trabalho considera que  $\alpha_6 = 0$ , pelo qual a componente tangencial da velocidade absoluta na saída do rotor é  $C_{\theta 6} = 0$ . A velocidade absoluta na saída do rotor ( $C_6$ ) pode ser expressada pela equação (3.288):

$$C_6 = \left( \frac{C_{m6}}{\cos(\alpha_6)} \right) \quad (3.288)$$

Desta forma é possível determinar as outras componentes da velocidade na saída do rotor, como a componente meridional da velocidade relativa ( $W_{m6}$ ), equação (3.289):

$$W_{m6} = C_{m6} \quad (3.289)$$

A componente tangencial da velocidade relativa na saída do rotor ( $W_{\theta 6}$ ), equação (3.290):

$$W_{\theta 6} = C_{\theta 6} - U_6 \quad (3.290)$$

A partir das equações (3.291) e (3.292) é possível determinar a velocidade relativa (3.291):

$$W_6 = \sqrt{C_{m6}^2 + W_{\theta 6}^2} \quad (3.291)$$

De forma mais detalhada e considerando-se os raios da raiz ( $r_{h6}$ ), no ponto *rms* ( $r_{rms6}$ ) e no topo ( $r_{s6}$ ) da pá na saída do rotor, definidos na Figura 3.28, é possível determinar os valores destes raios com as equações (3.292) e (3.293):

$$r_{s6} = \sqrt{\frac{A_6}{\pi} + r_{h6}^2} \quad (3.292)$$

$$r_{rms6} = \sqrt{\frac{r_{h6}^2 + r_{s6}^2}{2}} \quad (3.293)$$

O valor do raio na raiz ( $r_{h6}$ ) da pá foi definido anteriormente na equação (3.281). É importante deixar claro que o cálculo dos diferentes parâmetros geométricos na seção da raiz, no ponto *rms* (raio médio quadrático) e no topo da pá na saída do rotor são requeridos para a construção do projeto 3D no CFX-ANSYS.

Para determinar a área na saída do rotor ( $A_6$ ) é utilizada a equação (3.294):

$$A_6 = \frac{\dot{m}_{cro}}{\rho_6 C_{m6}} \quad (3.294)$$

Como foi descrito no início desta seção, a partir dos dados de entrada do algoritmo de cálculo é possível determinar as propriedades termodinâmicas na entrada e na saída do rotor. A entalpia total na saída do rotor pode ser calculada com a equação (3.295):

$$h_{06} = f(RP, s_{01}) \quad (3.295)$$

A entropia total na saída do rotor pode ser calculada com a equação (3.296):

$$s_{06} = f(RP, s_{01}) \quad (3.296)$$

A pressão total na saída do rotor pode ser calculada com a equação (3.297):

$$P_{06} = (RP, s_{01}) \quad (3.297)$$

A entalpia estática na saída do rotor é determinada pela equação (3.298):

$$h_6 = h_{06} - \frac{C_6^2}{2} \quad (3.298)$$

Com o valor de  $s_6$  ( $s_6 = s_{06}$ ) e  $h_6$  e o *Coolprop*, é possível determinar as outras propriedades, como a densidade estática ( $\rho_6$ ), a velocidade do som ( $a_6$ ), a pressão estática ( $P_6$ ) e a temperatura estática ( $T_6$ ), equações (3.299-3.302):

$$\rho_6 = (h_6, s_6) \quad (3.299)$$

$$a_6 = (h_6, s_6) \quad (3.300)$$

$$P_6 = f(h_6, s_6) \quad (3.301)$$

$$T_6 = (h_6, s_6) \quad (3.302)$$

A partir do valor de ( $\rho_6$ ), ( $\dot{m}_{cro}$ ) e ( $C_{m6}$ ), dados conhecidos, pode-se determinar ( $A_6$ ) com a equação (3.294) e, portanto, ( $r_{s6}$ ) e ( $r_{rms6}$ ), utilizando-se as equações (3.292) e (3.293).

Com o valor de ( $r_{s6}$ ), ( $r_{s6}$ ), ( $r_{rms6}$ ) e  $\omega$  é possível determinar a velocidade circunferencial na raiz ( $U_{h6}$ ), no ponto *rms* ( $U_{rms6}$ ) e no topo ( $U_{s6}$ ) da pá, pelas equações (3.303), (3.304) e (3.305):

$$U_{h6} = \omega r_{h6} \quad (3.303)$$

$$U_{rms6} = \omega r_{rms6} \quad (3.304)$$

$$U_{s6} = \omega r_{s6} \quad (3.305)$$

E as respectivas componentes da velocidade relativa, através dos parâmetros anteriormente apresentados:

$$W_{h6} = \sqrt{C_6^2 + U_{h6}^2} \quad (3.306)$$

$$W_{rms6} = \sqrt{C_6^2 + U_{rms6}^2} \quad (3.307)$$

$$W_{s6} = \sqrt{C_6^2 + U_{s6}^2} \quad (3.308)$$

A partir dos valores da velocidade circunferencial na raiz ( $U_{h6}$ ), no ponto *rms* ( $U_{rms6}$ ) e no topo ( $U_{s6}$ ) da pá na saída do rotor, além do valor da velocidade absoluta na saída do rotor ( $C_6$ ), é possível determinar o ângulo relativo do escoamento na saída do rotor com as equações (3.309), (3.310) e (3.311):

$$\beta_{h6} = \tan^{-1} \left( \frac{-U_{h6}}{C_6} \right) \quad (3.309)$$

$$\beta_{rms6} = \tan^{-1} \left( \frac{-U_{rms6}}{C_6} \right) \quad (3.310)$$

$$\beta_{s6} = \tan^{-1} \left( \frac{-U_{s6}}{C_6} \right) \quad (3.311)$$

Finalmente, é calculado o número de Mach com o propósito de determinar o comportamento do fluido na saída do rotor e verificar que o seu valor seja inferior a "1", condição de fluido subsônico. Os números de Mach absoluto e relativo podem ser calculados com as equações (3.312) e (3.313), respectivamente:

$$Ma_6 = \frac{C_6}{a_6} \quad (3.312)$$

$$Ma_{6rel} = \frac{W_6}{a_6} \quad (3.313)$$

Com o cálculo do número de Mach finaliza-se a caracterização do rotor da turbina. A etapa seguinte requerida para a modelagem da turbina é a caracterização do bocal.

### 3.8.2 Modelagem do Bocal

Quando o fluxo chega à saída da voluta, o próximo componente é o bocal. A função deste componente é remover qualquer comportamento não uniforme do fluido e acelerá-lo para que este entre no rotor com o ângulo e a velocidade corretos [136], [142]. Assim, nos projetos de turbina radial é importante analisar corretamente o dimensionamento das pás fixas (ou bocal). Logo, devem ser determinados parâmetros (Figura 3.33) como o espaçamento entre as pás do bocal ( $s_{3b}$ ), a largura da garganta do bocal ( $o_{3b}$ ) e o número de Pás ( $Z_b$ ). Segundo Venturta et al. [125], é possível determinar ( $Z_b$ ) pela equação (3.314):

$$Z_b = \frac{2\pi r_1}{\left(\frac{C_s}{S_s}\right)} \quad (3.314)$$

Onde  $r_1$  é o raio até a entrada do bocal (Figura 3.28),  $C_s$  é a corda da pá do bocal e  $S_s$  é um parâmetro de projeto do bocal [1,0-2,8] [143].

A corda da pá do bocal ( $C_s$ ) é calculada pela equação (3.315) [61]:

$$c_s^2 + 2r_1 c_s \cos(\alpha_3) + (r_3^2 - r_1^2) = 0 \quad (3.315)$$

Esta equação só é válida se o comprimento da superfície da pá é igual ao comprimento da corda da pá, o que se aplica para pás sem arqueamento. A Figura 3.33 apresenta o esquema simplificado do bocal e os principais parâmetros de projeto.

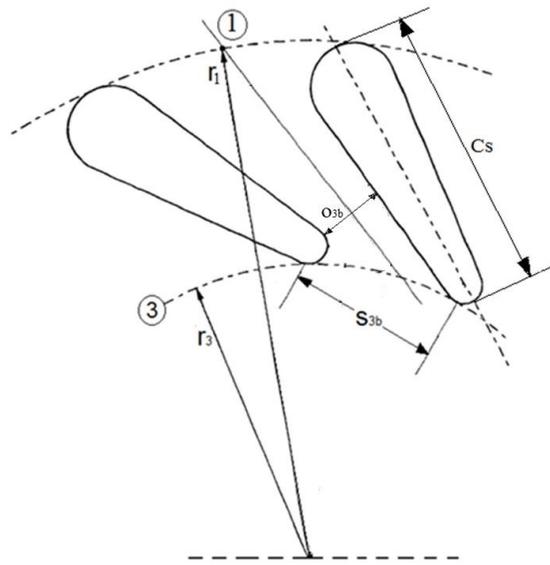


Figura 3.33. Esquema simplificado do bocal, adaptado de [60].

Devido ao pouco espaço entre a saída do bocal e a entrada do rotor, neste trabalho considera-se que o ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal é igual ao ângulo absoluto na entrada do rotor ( $\alpha_3 = \alpha_4$ ). O cálculo do ângulo  $\alpha_4$  foi apresentado na seção do rotor, dado pela equação (3.265).

Nas turbinas é importante deixar um espaço entre o bocal e o rotor, como uma forma para melhorar o comportamento do fluido que entra no rotor. Este espaço reduz o comportamento turbulento do fluido na saída do bocal, além de reduzir o acoplamento mecânico entres os dois componentes, o que pode estimular a ressonância das pás, causando uma falha prematura. Este espaçamento causa também aumento das perdas de pressão nesta região [134]. Na Figura 3.34 é mostrado o espaçamento entre a saída do bocal e a entrada do rotor.

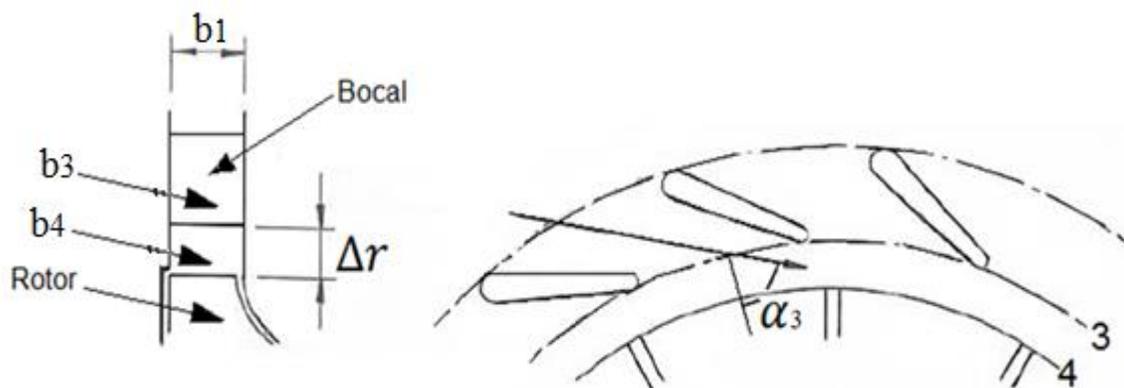


Figura 3.34. Espaço entre a saída do bocal e a entrada do rotor, adaptado de [136].

Segundo Moustapha et al. [134] e Watanabe et al. [144], o espaço livre entre a saída do bocal e a entrada do rotor está correlacionado com a eficiência da turbina: este espaço é função da largura da pá ( $b_4$ ) e do ângulo do fluido na saída do bocal ( $\alpha_3$ ). O espaçamento entre a saída do bocal e a entrada do rotor é determinado com a equação (3.316):

$$\Delta r = K_I b_4 \cos(\alpha_3) \quad (3.316)$$

Onde  $\Delta r$  é a distância entre a saída do bocal e a entrada do rotor ( $\Delta r = r_3 - r_4$ ),  $K_I$  é o parâmetro de espaço intermediário entre o bocal e rotor. Watanabe et al. [144] sugeriram que a eficiência máxima de uma turbina radial é atingida para  $K_I = 2$ . A partir do valor de  $\Delta r$  é possível determinar o raio até a saída do bocal  $r_3$ . Assim, é necessário determinar o valor do raio até a entrada do bocal ( $r_1$ ) para dar solução à equação (3.316). Este parâmetro pode ser determinado a partir da condição de projeto definida pela relação (3.317) [145]:

$$r_1 = 1,3 r_4 \quad (3.317)$$

Com o valor de ( $\alpha_3$ ), ( $r_3$ ) e ( $r_1$ ) é determinado o valor da corda da pá do bocal ( $C_s$ ) equação (3.315).

O espaçamento entre as pás do bocal ( $s_{3b}$ ) e a largura da garganta do bocal ( $o_{3b}$ ) são determinados com as equações (3.318) e (3.319) [135]:

$$s_{3b} = \frac{2\pi r_3}{Z_b} \quad (3.318)$$

$$o_{3b} = s_{3b} \cos(\alpha_3) \quad (3.319)$$

Para finalizar com a caracterização geométrica do bocal é necessário determinar o ângulo do escoamento na entrada do bocal ( $\alpha_1$ ), o qual é calculado utilizando a equação usada por Glassman [59], equação (3.320):

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left( \frac{\sin(\alpha_3)}{\frac{c_s}{r_3} + \cos(\alpha_3)} \right) \quad (3.320)$$

Como mostra a Figura 3.34, a largura na entrada ( $b_1$ ) e na saída ( $b_3$ ) do bocal são iguais à largura da entrada do rotor ( $b_4$ ). Desta forma podem-se determinar a área na entrada da voluta ( $A_o$ ) e do bocal ( $A_1$ ), parâmetros necessários para definir o triângulo de velocidade no bocal [145]. A área da entrada da voluta é calculada pela equação (3.321):

$$A_o = \pi (r_0 - r_1)^2 \quad (3.321)$$

A área da entrada do bocal é calculada pela equação (3.322):

$$A_1 = 2\pi r_1 b \quad (3.322)$$

Onde  $r_0$  é o raio até a entrada da voluta calculado com as relações (3.323) [145]:

$$r_0 = 2 r_1 \quad (3.323)$$

Além disso, é possível determinar a velocidade na entrada da voluta utilizando a equação (3.324):

$$C_0 = \left( \frac{\dot{m}_{cro}}{\rho_0 A_0} \right) \quad (3.324)$$

A partir da equação (3.325), pode-se determinar o triângulo de velocidade na entrada do bocal:

$$C_{\theta 1} = C_0 \left( \frac{r_0}{r_1} \right) \quad (3.325)$$

$$C_{m1} = C_0 \left( \frac{A_0}{A_1} \right) \quad (3.326)$$

$$C_1 = \sqrt{C_{\theta 1}^2 + C_{m1}^2} \quad (3.327)$$

Para determinar a entalpia estática na entrada do bocal é utilizada a equação (3.329):

$$h_1 = h_{01} - \frac{1}{2} C_1^2 \quad (3.328)$$

Utilizando o *Coolprop* através de funções implementadas no *Matlab* é calculada a velocidade do som na entrada do bocal como mostra a equação (3.329):

$$a_1 = f(S_1 = S_{01}, h_1) \quad (3.329)$$

O número de Mach na entrada do bocal é calculado pela equação (3.330):

$$Ma_1 = \frac{C_1}{a_1} \quad (3.330)$$

Após estes cálculos, se determina o valor da velocidade na saída do bocal  $C_3$ , equação (3.331):

$$C_3 = \left( \frac{\dot{m}_{cro}}{A_g \rho_3 (1 - f_b)} \right) \quad (3.331)$$

Onde  $f_b$  é o fator de bloqueio. Este parâmetro é definido como a diferença entre a área real através da qual escoo o fluido e a área geométrica da seção analisada, pode ser definido como [0,1] [62].  $A_g$  é a área na seção transversal da garganta do bocal (Figura 3.33). A área na garganta é calculada pela equação (3.332):

$$A_g = o_{3b} b_2 Z_b - A_b \quad (3.332)$$

Onde  $A_b$  é a área ocupada pela pá na direção radial, calculada pela equação (3.333):

$$A_b = e_b b_2 Z_b \quad (3.333)$$

Onde  $e_b$  é a espessura da pá do bocal, considerada constante desde a entrada até a saída. Durante o processo de cálculo é definido um valor inicial  $e$ , através do processo de iteração e dos critérios de convergência, é determinado o valor final deste parâmetro ( $e_b$ ).

A partir dos parâmetros anteriormente calculados e considerando os triângulos de velocidades apresentados na Figura 3.35, é possível calcular todas as componentes da velocidade na entrada e na saída do bocal.

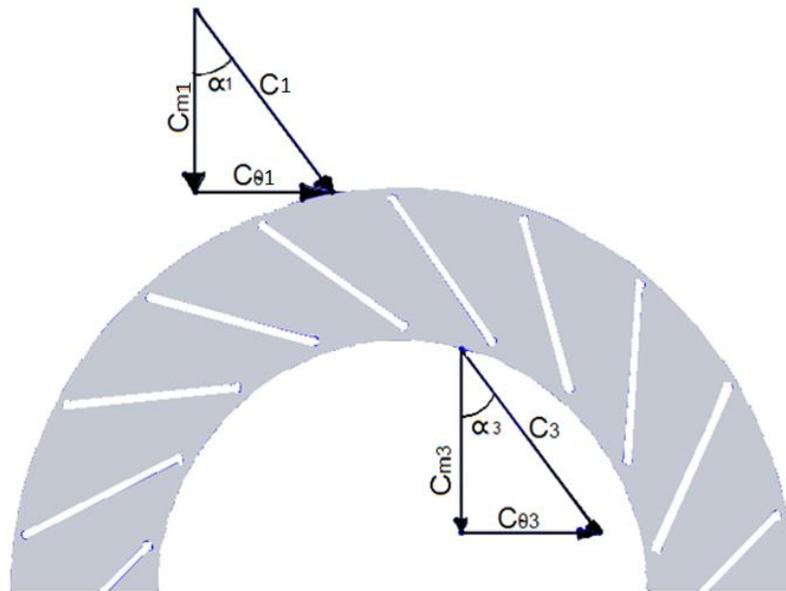


Figura 3.35. Diagramas de velocidades do bocal de uma turbina radial.

Na saída do bocal, são determinadas as componentes meridional e tangencial da velocidade pelas equações (3.334) e (3.335), respectivamente:

$$C_{m3} = C_3 \cos(\alpha_3) \quad (3.334)$$

$$C_{\theta 3} = C_3 \sin(\alpha_3) \quad (3.335)$$

A entalpia estática na saída do bocal é calculada com a equação (3.336):

$$h_3 = h_{03} - \frac{1}{2}C_3^2 \quad (3.336)$$

A entalpia na saída do bocal para expansão isentrópica é calculada com a equação (3.337):

$$h_{3ise} = h_3 - \frac{1}{2}\zeta_b C_3^2 \quad (3.337)$$

A partir das considerações definidas ao longo deste capítulo, parâmetros calculados e a utilização do *Coolprop*, determinam-se a pressão ( $P_3$ ) e a densidade ( $\rho_3$ ) estática na saída do bocal, além da velocidade do som ( $a_3$ ):

$$P_3 = f(S_{3ise} = S_{01}, h_{3ise}) \quad (3.338)$$

$$\rho_3 = f(P_3, h_3) \quad (3.339)$$

$$a_3 = f(P_3, h_3) \quad (3.340)$$

Finalmente, calcula-se o comportamento do fluido na saída do bocal, pela obtenção do número de Mach, equação (3.341):

$$Ma_3 = \frac{C_3}{a_3} \quad (3.341)$$

Apresentadas as relações utilizadas para modelar o bocal da turbina de entrada radial, a última etapa de cálculo consiste em modelar a voluta. Na próxima seção serão definidos os parâmetros e critérios necessários para modelar este componente.

### 3.8.3 Modelagem da Voluta

A voluta é o componente da turbina encarregado de distribuir o fluxo mássico uniformemente em torno da periferia do bocal e proporcionar pressão estática uniforme na sua saída, garantindo o fluxo adequado em cada passagem do rotor, para evitar que o mesmo esteja sujeito a carga radial instável. Na voluta o fluido de trabalho adquire um comportamento turbulento, fornecendo uma componente de rotação na velocidade através de sua passagem neste componente [134], [136]. Dada a complexidade do fluxo no interior da voluta, não existe consenso ou um critério comum entre os projetistas sobre a configuração ótima da mesma. Baseados em dados de teste, alguns autores recomendam que se a lingueta da voluta ocupa 85°-120° do ângulo azimute ( $\psi$ ), é obtido o melhor balanço entre a uniformidade do fluxo e as perdas por atrito sobre a superfície da lingueta [136].

Como é mencionado em Baloni et al. [146], os métodos para projetar a voluta são baseados na suposição de momento angular constante (ou vórtice livre) ou na suposição de velocidade média constante através da voluta. Assim, o fluxo na voluta segue a equação (3.342) ou (3.343):

$$rC_\theta = \text{Constante} = K \quad (3.342)$$

$$R_v C_4 = C_{\text{média}} = \text{Constante} \quad (3.343)$$

Onde  $R_v$  é o fator de distribuição de velocidade na voluta,  $C_4$  é a velocidade absoluta na entrada do rotor e  $C_{\text{média}}$  é a velocidade média.

Como é apresentada em Atkinson [60], a utilização da suposição de momento angular constante resulta em uma boa aproximação. Desta forma, é possível determinar o fluxo mássico na voluta como função do ângulo azimutal ( $\psi$ ) usando a equação (3.345) [136]. A Figura 3.36 apresenta o esquema da voluta, as principais seções e parâmetros, entre eles o ângulo azimutal ( $\psi$ ).

$$\dot{m}_\psi = \dot{m}_{cro} \left(1 - \frac{\psi}{2\pi}\right) \quad (3.344)$$

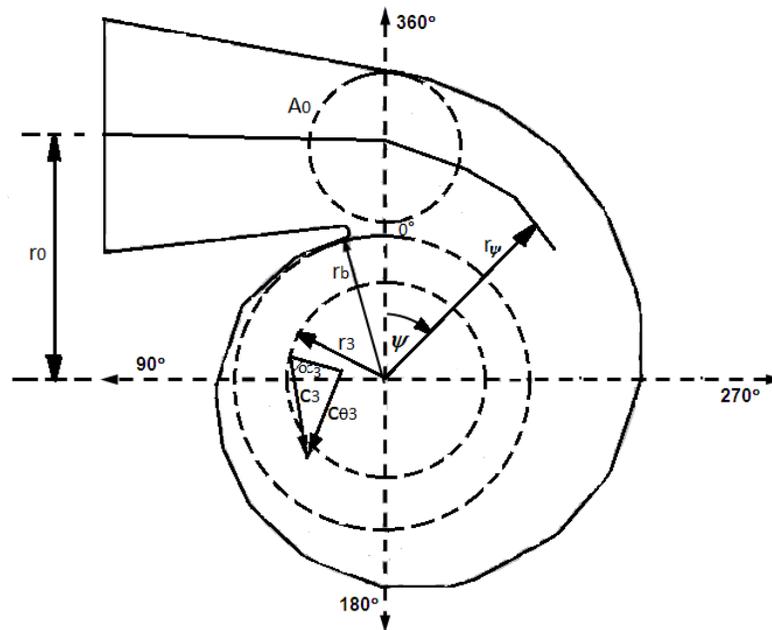


Figura 3.36. Modelo unidimensional da voluta, adaptado de [60].

Para projetar a voluta é necessário determinar o valor do raio ao longo do ângulo azimutal ( $\psi$ ), o que pode ser feito utilizando a equação (3.345) [134]:

$$r_\psi = \sqrt{\left( \frac{\dot{m}_{cro} r_0}{(\rho_{01} C_0 r_0 \pi) \left(1 - \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)\right)} \right)} \quad (3.345)$$

Para o caso da voluta também é importante apresentar a relação utilizada para determinar o espaçamento entre a voluta e o bocal [62], para o qual é utilizada a equação (3.346):

$$\Delta r_{v-b} = 1 + \left( \frac{2b_v \cos(\alpha_1)}{r_1} \right) \quad (3.346)$$

Onde  $\Delta r_{v-b}$  é a distância entre a saída da voluta e a entrada do bocal ( $\Delta r_{v-b} = r_v - r_1$ ),  $r_v$  é o raio desde o centro do eixo de giro até a saída da voluta,  $b_v$  é a largura do canal de passagem na saída da voluta  $b_v = b_1$ . Neste trabalho o parâmetro  $\Delta r_{v-b}$  é definido como uma das entradas do algoritmo de cálculo.

Após a modelagem dos principais componentes da turbina radial, como o rotor, o bocal e a voluta, serão estabelecidos a seguir os conceitos para avaliar as perdas através da turbina.

### 3.8.4 Perdas na Turbina Radial

Considera-se inicialmente que o processo de expansão é isentrópico em cada componente da turbina, e em seguida os resultados são corrigidos, inserindo e determinando as perdas em todos os componentes, com o objetivo de obter resultados mais realistas. A modelagem das perdas é muito importante na análise e caracterização deste tipo de expensor. Entretanto, existem poucos modelos sobre as perdas em turbinas usando fluidos orgânicos [57].

Neste modelo serão descritas as perdas no rotor, no bocal e na voluta da turbina radial. Estas perdas podem ser expressas em função da queda da entalpia através do componente, e a partir destes é possível calcular eficiência isentrópica da turbina pela equação (3.347), [125], [132]:

$$\eta_{ise} = \left( \frac{\Delta h_0}{\Delta h_0 + \sum \Delta h_p} \right) \quad (3.347)$$

Onde  $\Delta h_0$  é a queda total de entalpia do fluido durante a expansão isentrópica através da turbina e  $\sum \Delta h_p$  representa a perda total de entalpia na turbina (Figura 3.29), no rotor, no bocal e na voluta.

### 3.8.4.1 Perdas no rotor da turbina radial

Nesta seção serão apresentadas e analisadas as perdas presentes no rotor da turbina, modelo que resulta em uma simplificação devido à complexidade de simular o comportamento tridimensional real do fluxo no interior de rotor. Dados de testes reais de turbinas representam a melhor ferramenta para aumentara precisão dos modelos desenvolvidos [134]. A seguir, apresentam-se estas perdas:

*Perdas causadas pelas folgas localizadas no topo da pá* (Tip Clearance Loss): estas perdas podem ser calculadas através da equação utilizada por Rahbar et al. [132], equação (3.348):

$$\Delta h_{f_{tp}} = \left( \frac{U_4^3 Z_R}{8\pi} \right) (0,4\varepsilon_x C_x + 0,75\varepsilon_r C_r - 0,3\sqrt{\varepsilon_x \varepsilon_r C_x C_r}) \quad (3.348)$$

$$C_x = \left( \frac{1 - \left( \frac{r_{t6}}{r_4} \right)}{C_{m4} b_4} \right) \quad (3.349)$$

$$C_r = \left( \frac{r_{t6}}{r_4} \right) \left( \frac{L_R - b_4}{C_{m6} r_6 b_6} \right) \quad (3.350)$$

Onde  $\varepsilon_x$  e  $\varepsilon_r$  são as folgas axial e radial no topo da pá. Estes parâmetros podem ser calculados com a equação (3.351):

$$\varepsilon_x = \varepsilon_r = 0,04(r_{t6} - r_{h6}) \quad (3.351)$$

A Figura 3.37 apresenta um esquema simplificado da turbina radial, principais raios de projeto, a folga axial e radial.

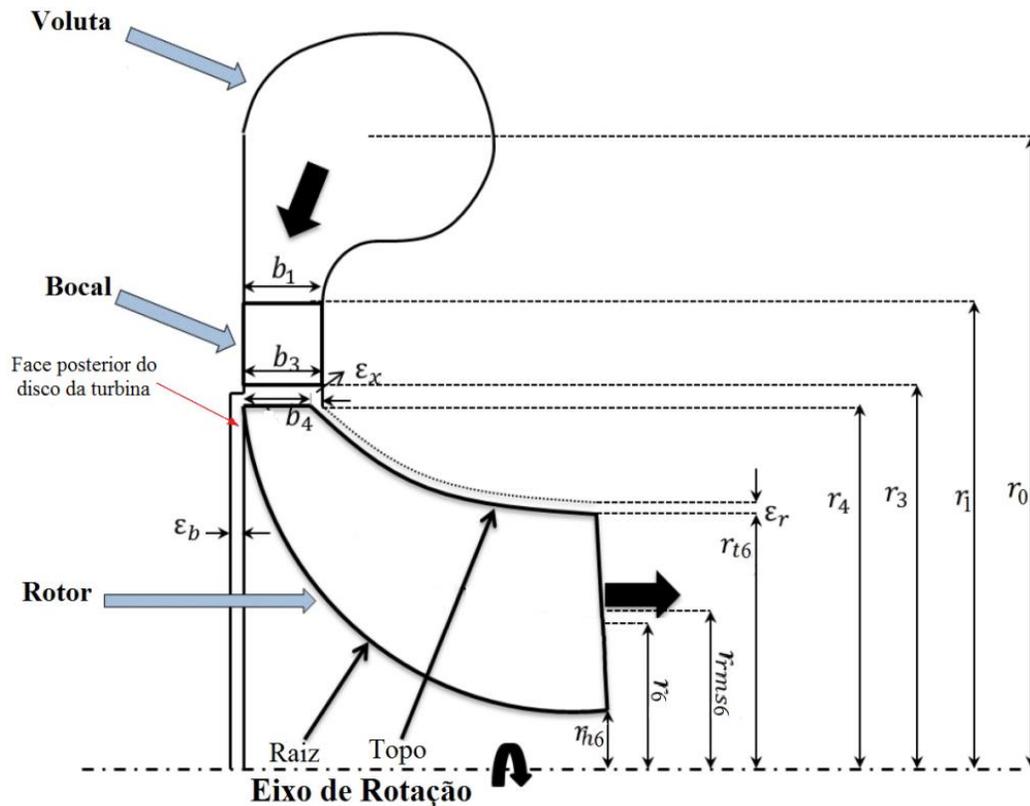


Figura 3.37. Esquema da turbina radial e principais parâmetros geométricos de projeto.

**Perdas por atrito através da passagem do rotor** (Friction Loss): estas perdas estão localizadas na face posterior do disco da turbina e são causadas pelo escoamento do fluido trabalho através da face posterior do rotor [57]. Elas podem ser calculadas com a equação (3.352) [132], [147]:

$$\Delta h_{at} = f_r \left( 1 + 0,075 Re^{0,25} \sqrt{\frac{D_{hid}}{2r_c}} \right) \left[ Re \left( \frac{D_4}{2r_c} \right) \right]^{0,05} \left[ \frac{W_4 + \left( \frac{W_{t6} + W_{h6}}{2} \right)}{2} \right]^2 \left( \frac{L_{hid}}{D_{hid}} \right) \quad (3.352)$$

Onde  $f_r$  é o fator de atrito, determinado utilizando a equação (3.353) [148]:

$$f_r = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \left( \left[ 2,457 \ln \left( \frac{1}{\left[ \frac{7}{Re} \right] + RR} \right) \right]^{16} + \left[ \frac{37530}{Re} \right]^{16} \right)^{-1,5} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (3.353)$$

$$Re = \left( \frac{U_4 b_4 \rho_4}{\mu_4} + \frac{U_6 (r_{t6} - r_{h6}) \rho_6}{\mu_6} \right) \quad (3.354)$$

O comprimento ( $L_{hid}$ ) e o diâmetro hidráulico ( $D_{hid}$ ) são calculados com as equações (3.355) e (3.356), respectivamente [132]:

$$L_{hid} \frac{\pi}{2} \left[ \sqrt{\frac{\left(r_4 - r_{t6} + \frac{b_4}{2}\right)^2 + \left(\frac{r_{t6} - r_{h6}}{2}\right)^2}{2}} \right] \quad (3.355)$$

$$D_{hid} = 0,5 \left[ \frac{4\pi b_4 r_4}{2\pi r_4 + Z_R b_4} + \frac{2\pi(r_{t6}^2 - r_{h6}^2)}{\pi(r_{t6} - r_{h6}) + Z_R(r_{t6} - r_{h6})} \right] \quad (3.356)$$

Onde  $Re$  é o número de Reynolds médio entre a entrada e a saída da turbina,  $RR$  é a rugosidade relativa da parede. Em Rahbar et al. [132] é apresentado que o valor deste parâmetro pode ser considerado igual a 0,0002 m [132].

**Perda na saída do rotor** (Exit Loss): segundo [57], [125] e [132] é possível determinar esta perda com a equação (3.357):

$$\Delta h_s = \frac{C_6^2}{2} \quad (3.357)$$

**Perdas por incidência no rotor** (Incidence Loss): estas perdas são resultado da geração da entropia quando a turbina opera fora do ponto de projeto e o ângulo do fluido na entrada do rotor é diferente do valor ótimo. O ângulo de incidência normalmente é definido como função do ângulo ótimo de entrada, equação (3.358) [134]:

$$i = \beta_4 - \beta_{4\_otimo} \quad (3.358)$$

Quando o ângulo de incidência ( $i$ ) é igual a zero, não há perdas deste tipo. Assim, é possível determinar a perda por incidência quando o ângulo de incidência é diferente de zero, pela equação (3.359) [149]:

$$\Delta h_i = 0,5 W_4^2 \sin^n(i) \quad (3.359)$$

Onde  $n$  é igual a 2 se  $i$  for negativo e igual a 3 se  $i$  for positivo.

O valor ótimo do ângulo do fluido na entrada do rotor ( $\beta_{4\_otimo}$ ) pode ser calculado com a equação (3.360) [57]:

$$\beta_{4\_otimo} = 90 - \left[ \tan^{-1} \left( \frac{-1,98 U_4}{C_{m4} Z_R} \right) \right] \quad (3.360)$$

**Perda de ventilação** (Windage Loss): esta perda é calculada em função da queda de entalpia, a partir da equação (3.361) [125]:

$$\Delta h_w = k_f \left( \frac{\rho U_4^2 r_4^2}{2 \dot{m} W_6^2} \right) \quad (3.361)$$

Onde  $k_f$  é conhecido como coeficiente de torque, parâmetro pode ser calculado com a equação (3.362) e (3.363) [150]:

$$k_f = \frac{3,7 \left( \frac{\varepsilon_{cp}}{r_4} \right)^{0,1}}{Re^{0,5}} \quad \text{Para } Re < 10^5 \quad (3.362)$$

$$k_f = \frac{0,102 \left( \frac{\varepsilon_{cp}}{r_4} \right)^{0,1}}{Re^{0,2}} \quad \text{Para } Re > 10^5 \quad (3.363)$$

Onde  $\varepsilon_{cp}$  é a folga ou espaçamento na face posterior das pás. Segundo Erbas et al. [151],  $\varepsilon_{cp} = 0,1 \text{ mm}$  [151].

**Perda no bordo de fuga** (Trailing Edge Loss): esta perda é modelada como uma expansão súbita desde a garganta do rotor até o bordo de fuga. Assumindo que a componente tangencial da velocidade absoluta é constante, é possível determinar esta perda com a equação (3.364) [134]:

$$\Delta h = 0,5(C_{m5} - C_{m6})^2 \quad (3.364)$$

Onde  $C_{m5}$  é a componente meridional da velocidade absoluta do rotor.

### 3.8.4.2 Perdas no Bocal da Turbina Radial

Neste trabalho a queda de entalpia através do bocal da turbina será modelada através do cálculo da perda por atrito no bocal, conforme a equação (3.365) [132]:

$$\Delta h_b = 4f_r C_b^2 \frac{L_{hid,b}}{D_{hid,b}} \quad (3.365)$$

$$L_{hid,b} = (r_1 - r_3) \quad (3.366)$$

$$d_{hid,b} = 0,5 \left[ \frac{8\pi r_1 b_4 \cos(\alpha_1)}{4\pi r_1 + \frac{4\pi b_4 r_1}{\sigma_b}} + \frac{8\pi r_3 b_4 \cos(\alpha_3)}{4\pi r_3 + \frac{4\pi b_4 r_3}{\sigma_b}} \right] \quad (3.367)$$

$$Re_b = \left[ \frac{\left( \frac{U_1 b_4 \rho_1}{\mu_1} \right) + \left( \frac{U_3 b_4 \rho_3}{\mu_3} \right)}{2} \right] \quad (3.368)$$

Onde  $C_b$  é a velocidade média absoluta entre a entrada e a saída do bocal,  $f_r$  é fator de atrito calculado com a equação (3.353),  $L_{hid\_b}$  é o comprimento hidráulico do bocal,  $D_{hid\_b}$  é o diâmetro hidráulico do bocal,  $Re_b$  é o valor médio do número de Reynolds. A largura do bocal é considerada constante, igual a  $b_4$ , com solidez do bocal ( $\sigma_b$ ) igual a 1,35, segundo [59].

### 3.8.4.3 Perdas na Voluta da Turbina Radial

As perdas através da voluta são obtidas com a equação (3.369):

$$\Delta h_{voluta} = \left( \frac{k_{voluta} C_1^2}{2} \right) \quad (3.369)$$

Onde  $k_{voluta}$  é o coeficiente de perda de pressão, igual a 0,1 segundo [134].

Finalmente com a formulação utilizada no modelo de perdas são definidas as considerações e sequências úteis para desenvolver o projeto preliminar da turbina radial. A partir deste modelo são obtidos os parâmetros geométricos e de projetos da voluta, do bocal e do rotor, além das perdas em cada componente. Com o objetivo de garantir utilidade deste modelo, a seguir será apresentada a sua validação e as diferenças entre os parâmetros comparados.

## 3.9 Validação do Modelo Matemático de Turbina Radial

Nesta seção será apresentado o caso de estudo utilizado para desenvolver a validação do modelo matemático, bem como os parâmetros comparados e as diferenças obtidas entre os resultados do modelo matemático e o trabalho de referência [145]. Para desenvolver a validação do modelo, inicialmente foi realizada uma pesquisa com o propósito de encontrar dados experimentais de turbinas radiais, revisão que permitiu determinar que há pouca informação ou a informação não é detalhada sobre este tipo de equipamento. Na Tabela 3.8 apresentam-se os parâmetros comparados na validação do modelo de turbina radial.

Tabela 3.8. Parâmetros comparados na validação da Turbina Radial.

Parâmetro	Paltrinieri [145]	Modelo NEST	Diferença (%)
<b>Rotor</b>			
Raio na entrada, $r_4$ (m)	0,1796	0,1709	4,8
Largura da pá na entrada, $b_4$ (m)	0,0114	0,0106	7,0
Ângulo do escoamento absoluto na entrada, $\alpha_4$ (°)	76,8186	76,8186	0
Ângulo do escoamento relativo na entrada, $\beta_4$ (°)	-43,4682	-42,5484	2,1
Temperatura estática na entrada, $T_4$ (K)	354,62	353,7832	0,24
Pressão estática na entrada, $p_4$ (kPa)	585,37	590,7688	0,92
Número de Mach absoluto na entrada, $Ma_4$	1,0369	1,0479	1,06
Número de Mach relativo na entrada, $Ma_4'$	0,3258	0,2788	14,4
Raio do cubo na saída, $r_{6h}$ (m)	0,0539	0,053	1,7
Raio da carcaça na saída, $r_{6s}$ (m)	0,1169	0,1182	1,1
Largura da pá na saída, $b_6$ (m)	0,063	0,0653	3,7
Ângulo do escoamento absoluto na saída, $\alpha_6$ (°)	-0,4018	-0,4018	0
Ângulo do escoamento relativo na saída, $\beta_6$ rms (°)	-64,0532	-65,0962	1,6
Temperatura estática na saída, $T_6$ (K)	325,74	323,8017	0,59
Pressão estática na saída, $p_6$ (kPa)	171,81	175,12	1,92
Número de Mach absoluto na saída, $Ma_6$	0,2582	0,2434	5,7
Número de Mach relativo na saída, $Ma_6'$	0,59	0,6277	4,7
Número de pás, $Z_R$ (-)	*	18	
<b>Bocal</b>			
Raio na entrada, $r_1$ (m)	0,2335	0,2222	4,8
Largura da palheta na entrada, $b_1$ (m)	0,0114	0,0106	7,0
Temperatura estática na entrada, $T_1$ (K)	369,75	369,89	0,04
Pressão estática na entrada, $p_1$ (kPa)	995,88	999,9	0,4
Número de Mach absoluto na entrada, $Ma_1$	0,095	0,1100	15,7
Raio na saída, $r_2$ (m)	0,1811	0,1734	4,3
Largura da palheta na saída, $b_2$ (m)	0,0114	0,0106	4,38
Ângulo do escoamento absoluto na saída, $\alpha_2$ (°)	76,8186	76,8186	4,14
Temperatura estática na saída, $T_2$ (K)	354,62	353,7832	0,174
Pressão estática na saída, $p_2$ (kPa)	585,37	590,7688	0,107
Número de Mach absoluto na saída, $Ma_2$	1,0369	1,0479	1,06
Número de palhetas, $Z_B$ (-)	25	25	0
Eficiência total-estática, $\eta_{ts}$ (%)	74,1	71,85	3,0
Potência líquida, $P$ (kW)	267	260,5	2,4

\* A referência não fornece o valor do parâmetro.

Dos parâmetros comparados na validação (Tabela 3.8) é possível observar uma máxima diferença em relação ao Número de Mach relativo na entrada do rotor ( $Ma_4'$ ) e o Número de Mach na entrada do bocal ( $Ma_1$ ); valores que pode ser explicados pelas diferenças nas abordagens

implementadas no algoritmo de cálculo, em relação às utilizadas por Paltrinieri [145], como é o caso do projeto do bocal, da voluta, do modelo de perdas através da turbinas, além de considerações de projeto que a referência bibliográfica não define por completo. A exceção da largura da pá na entrada do rotor ( $b_4$ ), onde a diferença em relação ao valor de referência foi de 7%, os outros parâmetros avaliados apresentaram diferenças inferiores de 5%. Assim, é possível concluir que o modelo desenvolvido pode ser utilizado como uma ferramenta para o desenvolvimento preliminar de turbina radial. A Tabela 3.9 mostra os parâmetros de projeto de entrada da turbina radial.

Tabela 3.9. Parâmetros de entrada do projeto da turbina radial.

<b>Parâmetros de Turbina Radial</b>	
Fluido	R245fa
Coefficiente de vazão ( $\phi$ )	0,215
Coefficiente de pressão ( $\psi$ )	0,918
Pressão total na entrada (kPa)	1000
Temperatura de trabalho no condensador (K)	303,15
Rotação (rpm)	9000
Vazão mássica (kg/s)	10,92

Durante o processo de validação os valores dos parâmetros apresentados na Tabela 3.9 foram inseridos no modelo matemático desenvolvido com objetivo de replicar da forma mais precisa possível o projeto apresentado por Paltrinieri [145].

### 3.10 Projeto 3D da Turbina Radial

Com o modelo preliminar da turbina radial são determinados os parâmetros geométricos que permitem caracterizar a voluta, o bocal e o rotor. A partir deste modelo são determinamos os parâmetros necessários para o desenvolvimento do projeto 3D da turbina. Para cada fluido de trabalho (R-245fa, R141b e R-123), foi desenvolvido o projeto unidimensional da turbina, e em seguida o projeto 3D em CFX-ANSYS.

Durante o desenvolvimento do projeto 3D, foi utilizado o ANSYS *Bladegen*® para gerar cada geometria das turbinas, em seguida foi utilizado o ANSYS *Turbogrid*® para gerar e configurar as malhas, para finalmente usar o CFX-Pre como a ferramenta para definir as condições de contorno de cada caso analisado e simulado. Adicionalmente no CFX-Pre® são definidas as condições de controle das simulações para cada caso de estudo desenvolvido. Na Figura 3.38 se mostra de forma simplificada a metodologia descrita anteriormente.

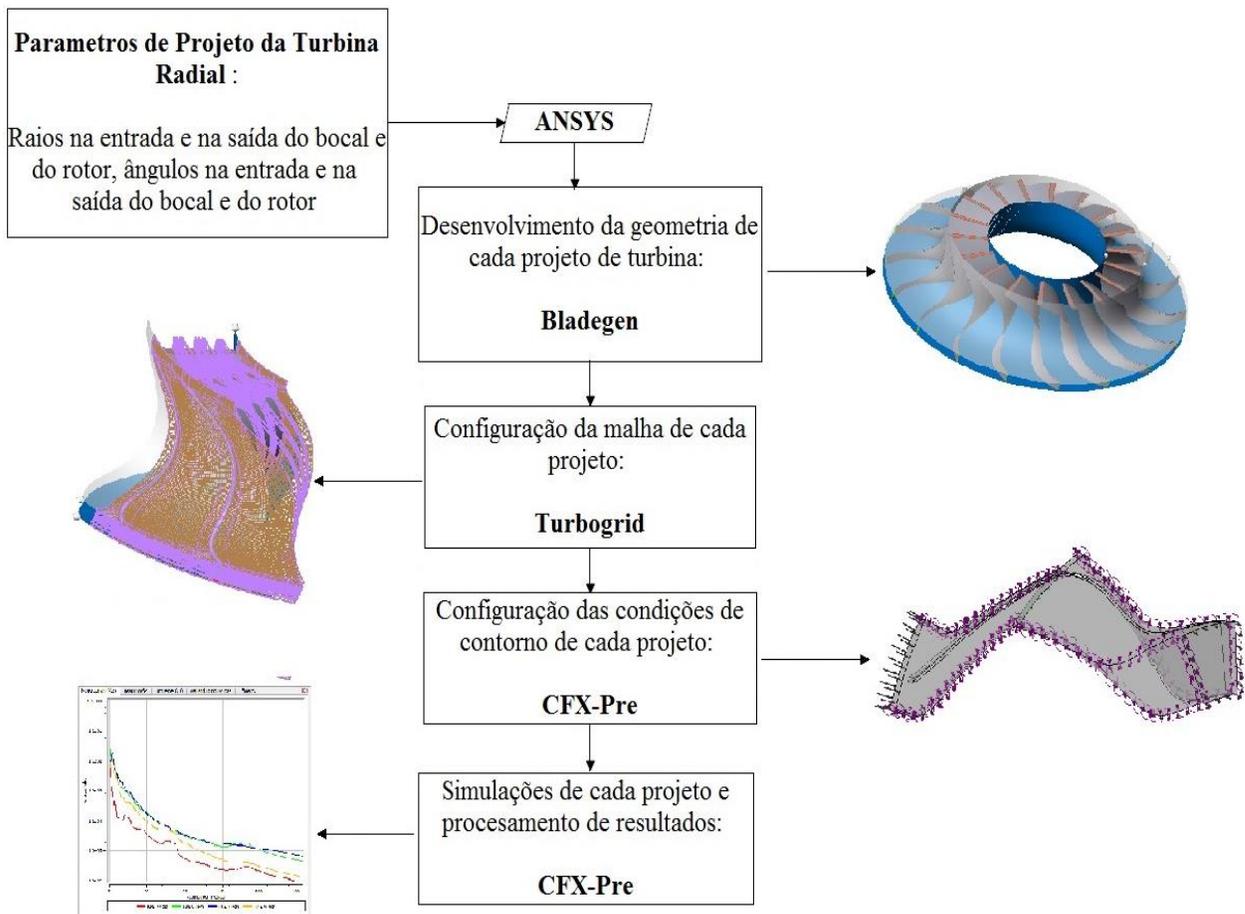


Figura 3.38. Fluxograma da metodologia do projeto 3D da turbina radial.

Ao finalizar todas as etapas apresentadas na Figura 3.38, serão obtidas as geometrias 3D do bocal e do rotor da turbina radial do Ciclo Rankine Orgânico em função do fluido de trabalho e da condição de operação definida para cada projeto. A partir das simulações realizadas no módulo CFX-Pre® serão obtidos os perfis de pressão, de velocidade e do número de Mach através dos componentes da turbina. Os resultados obtidos nas simulações permitiram determinar que projeto cumpre com os requerimentos e restrições de operação, como são operação subsônica e valores de eficiência de acordo aos apresentados na literatura científica.

Durante a etapa do desenvolvimento dos projetos 3D das turbinas radiais, as principais dificuldades encontradas estiveram principalmente na configuração e avaliação da qualidade das malhas utilizadas para cada componente das turbinas. Uma vez que sem a malha adequada, não é possível obter convergência nas simulações e fazer análises para cada projeto. No caso particular desta tese, foi requerido um tempo considerável para poder obter as malhas para cada um dos componentes de cada turbina proposta nesta tese.

## 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo serão mostrados e analisados os resultados obtidos das simulações do sistema proposto nesta tese. Inicialmente é analisado o comportamento do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos operando com diferentes fluidos de transferência de calor. Em seguida é avaliado o Ciclo Rankine Orgânico e o potencial de geração de eletricidade utilizando três fluidos de trabalho. Finalizadas estas etapas, se mostra o modelo preliminar da turbina radial do bloco de potência e os parâmetros de projetos utilizados para desenvolver o projeto 3D de três turbinas. Na seção final deste capítulo, se apresentam os principais resultados do modelo de armazenamento térmico, a caracterização do comportamento do fluido neste sistema e o comportamento da operação integrada do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos acoplados ao Ciclo Rankine Orgânico com armazenamento térmico de dois tanques.

### 4.1 Resultados do Sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico

A Tabela 4.1 mostra os parâmetros de projeto do campo solar utilizados para a análise dos coletores e os fluidos de transferência de calor escolhidos.

Tabela 4.1. Parâmetros de projeto do campo solar.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Abertura do Coletor (m)	2,5 [72]	Diâmetro interno tubo absorvedor (m)	0,066 [72]
Comprimento do Coletor (m)	26	Diâmetro externo tubo absorvedor (m)	0,070 [72]
Número de Coletores	5	Diâmetro interno cobertura de vidro (m)	0,080 [72]
Material do tubo absorvedor	Aço 304	Diâmetro externo cobertura de vidro (m)	0,088 [72]
Revestimento	Black Chrome	Velocidade do vento (m/s)	3
Temperatura ambiente (°C)	17	Temperatura inicial entrada campo solar (°C)	45

Os dados apresentados na Tabela 4.1 representam os principais parâmetros de projeto do campo solar, a partir do qual é possível desenvolver as diferentes análises do sistema. Estes parâmetros

foram definidos com base na literatura científica. Como se apresentou na revisão bibliográfica, as usinas comerciais de Coletores Cilíndricos Parabólicos podem trabalhar com água, óleos térmicos e sais fundidos. Uma vez que para sais fundidos a temperatura de solidificação é de aproximadamente 220 °C [8], consideravelmente superior a temperatura da água e óleos térmicos. Na análise desenvolvida neste trabalho os fluidos utilizados como fluido de transferência do campo solar, são a água e os óleos térmicos. Na Figura 4.1 se apresenta o comportamento da eficiência e das perdas térmicas no campo solar, utilizando 4 fluidos de transferência de calor: Água, Downtherm A, Downtherm Q e o Syltherm 800.

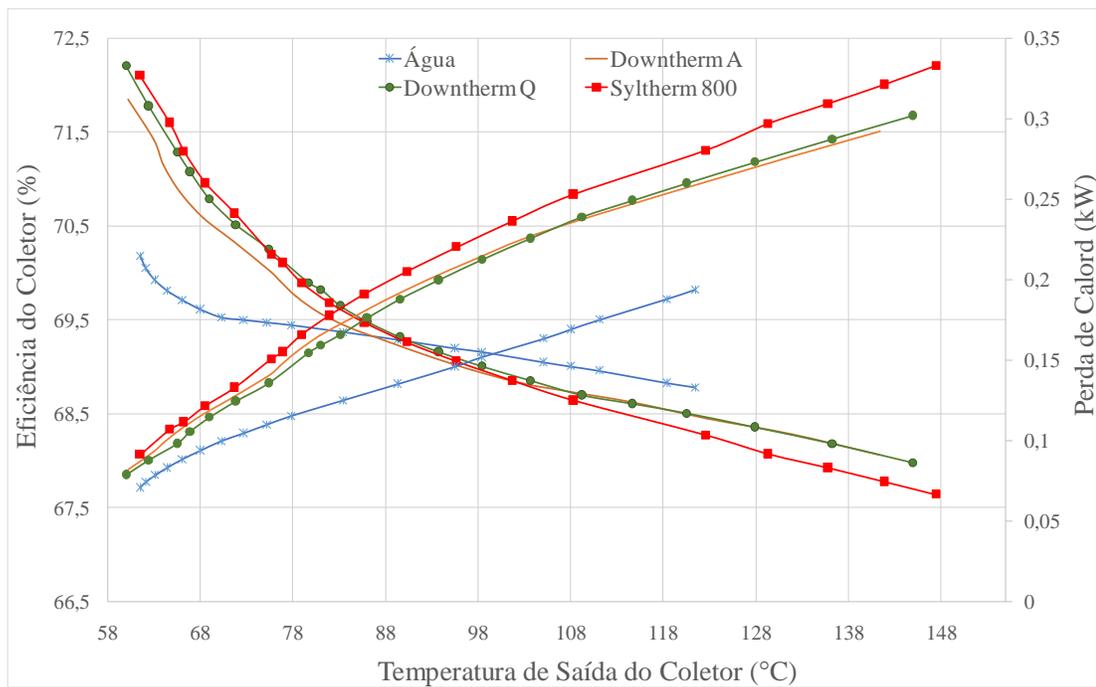


Figura 4.1. Comportamento da eficiência e a perda de calor no campo solar.

Para desenvolver a análise apresentada nesta seção foi definido o fluxo volumétrico constante, igual a 17 m<sup>3</sup>/h para todos os fluidos, como uma forma de avaliar o sistema nas mesmas condições de operação. A Figura 4.1 mostra que a eficiência deste tipo de sistema diminui com o aumento da temperatura de operação, como consequência do aumento das perdas de calor com o incremento da temperatura da saída do coletor. Para as condições avaliadas, se observa para uma faixa de temperatura entre 60 °C e 90 °C, que as maiores eficiências do campo solar são obtidas com o Syltherm 800, enquanto que o menor desempenho é obtido com a água. Para uma temperatura de 61 °C a eficiência obtida com o Syltherm 800 foi (72,1 %), enquanto com a água foi (70,2 %). A partir de temperaturas superiores a 93 °C, não existe diferença considerável no

valor da eficiência obtida com os fluidos de transferência de calor. Também foi possível determinar que o Syltherm 800, o Downtherm A e Downtherm Q permitiram obter os maiores valores de temperatura no campo solar. Para um valor de irradiação solar global igual a  $768 \text{ W/m}^2$ , os valores de temperaturas na saída do campo solar atingidas com cada fluido foram:  $61,5 \text{ }^\circ\text{C}$  com a água,  $78,3 \text{ }^\circ\text{C}$  com o Downtherm A,  $83,1 \text{ }^\circ\text{C}$  com o Downtherm Q e  $85,7 \text{ }^\circ\text{C}$  com o Syltherm 800.

A Figura 4.2 mostra o comportamento da eficiência exergética do campo solar como função da temperatura do fluido de transferência de calor na saída do coletor ou campo solar.

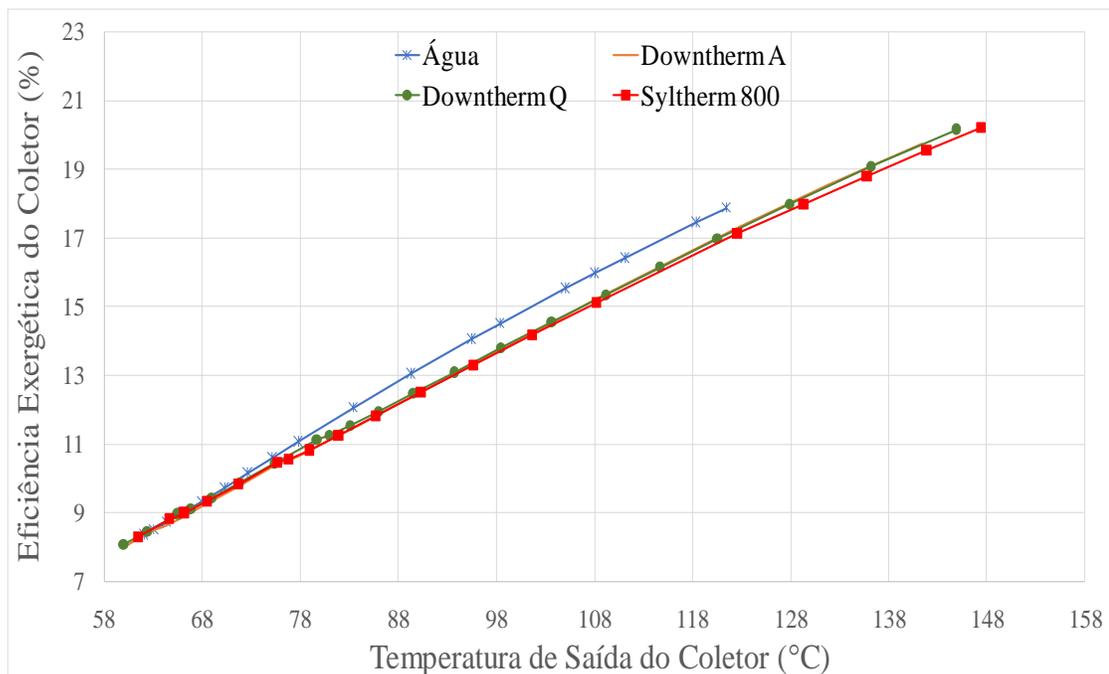


Figura 4.2. Comportamento da eficiência exergética do campo solar.

A partir da Figura 4.2 é possível observar o incremento da eficiência exergética com o aumento da temperatura de operação do sistema. Este comportamento mostra que a temperatura mais alta a maior possibilidade de produção de trabalho. Quando a temperatura do fluido aumenta, a diferença de temperatura nas diferentes seções do tubo receptor diminui, resultando em uma redução total da perda de trabalho disponível. Para os fluidos escolhidos nesta análise, foram obtidos os maiores valores de eficiência para o sistema trabalhando com água. Para uma faixa de temperatura de  $70,2 \text{ }^\circ\text{C}$  até  $121,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , os valores de eficiência estiveram entre  $9,7 \%$  -  $17,9 \%$ , valores superiores aos obtidos com os outros fluidos de transferência de calor utilizados. Esta análise também mostra que para a configuração definida, são obtidos maiores valores de temperatura na saída do campo solar com o Syltherms 800, Downtherm A e Downtherm Q. Para

estes fluidos não existe diferença significativa entre os valores de eficiência exergética do campo solar. Na faixa de temperatura de 60 °C até 147,5 °C, os valores de eficiência determinados estão na faixa de 8,2 % - 20,2 %.

A Figura 4.3 mostra o comportamento da diminuição da exergia devido à perda de calor e perdas óticas no sistema de Coletores Cilíndrico Parabólico, como função da temperatura de operação do sistema. Deve-se observar que para o cenário mostrado, existe um incremento na diminuição da exergia com o aumento da temperatura do fluido na saída do campo solar, efeito causado pelo incremento das perdas em função da temperatura. Nesta análise se considera o efeito das perdas térmicas e as perdas óticas na diminuição da exergia do sistema. Para a configuração definida neste trabalho, não se tem o efeito das perdas óticas sobre o lado 1 do tubo receptor, somente sobre o lado 2. Para o sistema trabalhando com água foram obtidos os maiores valores de diminuição da exergia, seguido pelo sistema trabalhando com Downtherm A, Downther Q e Syltherm 800. Para temperaturas superiores a 78 °C, a diminuição da exergia no sistema com água ultrapassa os valores obtidos nos outros sistemas em uma proporção de aproximadamente 31 % em relação ao Downtherm A e Q, e em uma proporção de aproximadamente de 37 % em relação ao Syltherm 800. Este comportamento é causado pelo fato que para um mesmo valor de irradiação solar os valores de temperatura atingindo pelo Downtherm A, Downther Q e Syltherm 800 são superiores ao valor de temperatura atingido com a água e, que as perdas óticas têm maior influência que as perdas de calor sobre a diminuição da exergia. Para um valor de irradiação solar global de 682 W/m<sup>2</sup> para a configuração com água, foi atingida uma temperatura na saída do coletor de 61,5 °C e um valor de diminuição da exergia de 49,1 kW, para o sistema com Downtherm A o valor de temperatura foi 78,3 °C e o valor de diminuição de exergia foi 49,1 kW, para o Downtherm Q o valor de temperatura foi 83,1 °C e o valor de diminuição de exergia foi 49,1 kW e para o Syltherm 800 o valor da temperatura foi 85,7 °C e o valor de diminuição da exergia foi de 49,1 kW. Para a condição descrita anteriormente, se determinou que as perdas de calor têm uma contribuição 0,1 % na diminuição da exergia, enquanto que as perdas óticas têm uma contribuição do 99,9 %. Esta diferença considerável é devida principalmente que as perdas óticas dependem da contribuição da exergia da irradiação solar, neste caso concentrada sobre o lado 2 do tubo absorvedor.

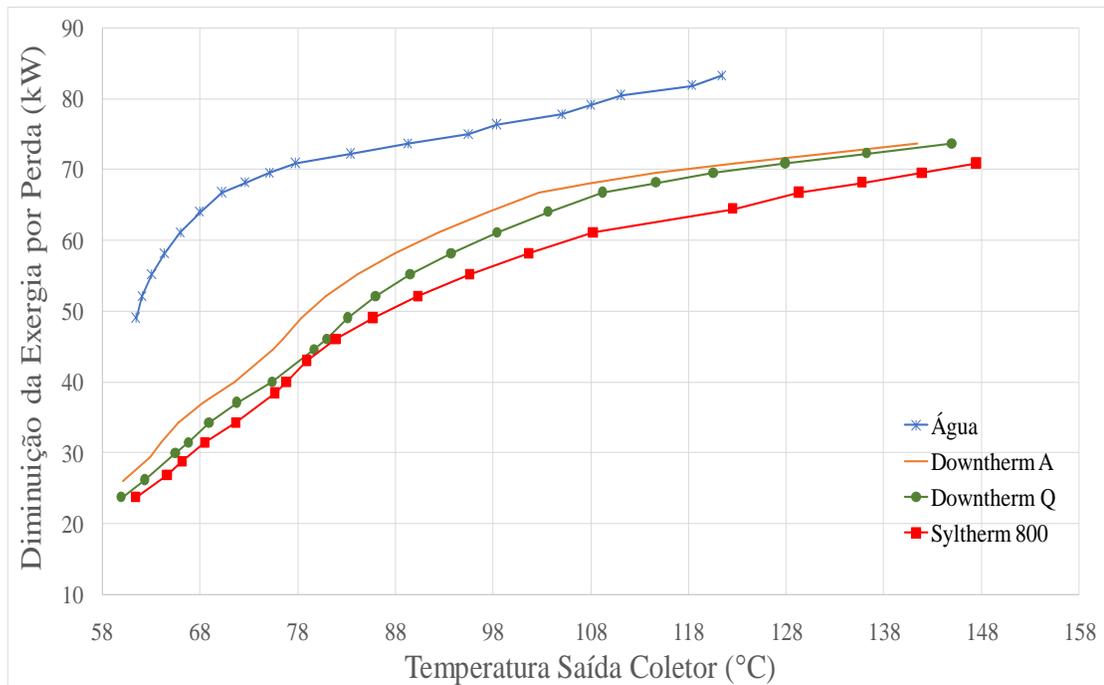


Figura 4.3. Diminuição da exergia no campo solar devido às perdas no sistema.

Para o campo solar também é avaliada a destruição de exergia para os diferentes fluidos de transferência de calor, Figura 4.4.

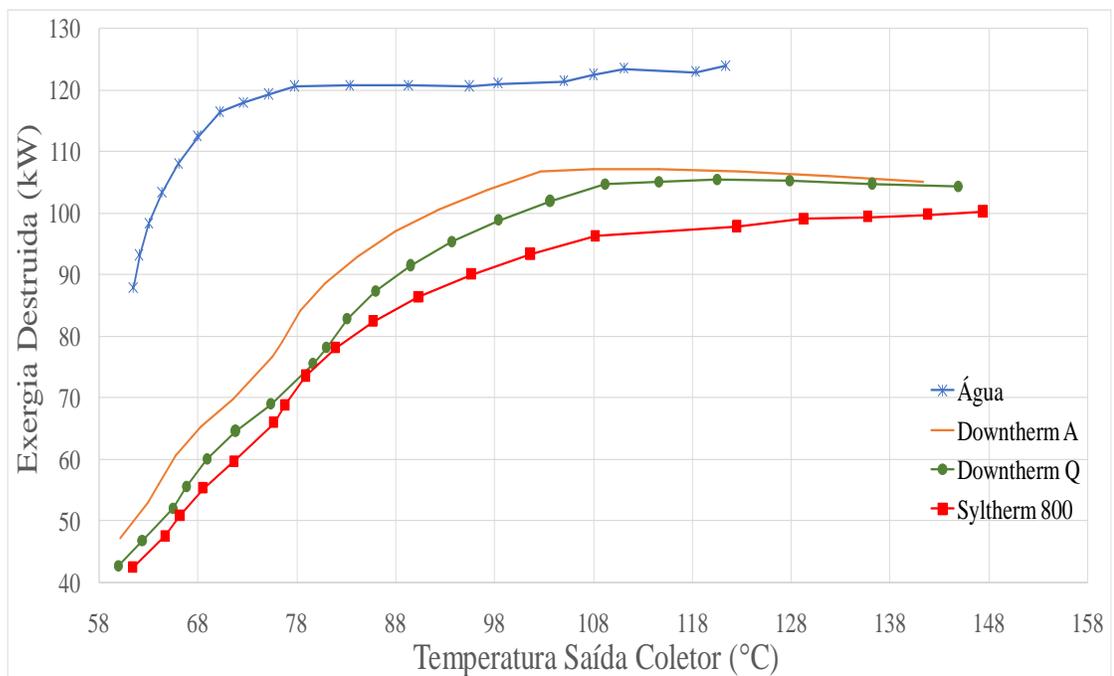


Figura 4.4. Exergia destruída em função da temperatura na saída do campo solar.

Similar à diminuição de exergia por perdas, no caso da exergia destruída no campo solar (Figura 4.4), se observa que este parâmetro aumenta com o incremento da temperatura de

operação do sistema. Dos fluidos utilizados no sistema, os maiores valores de exergia destruída foram obtidas para a água, seguido pelo Downtherm A, Downther Q e o Syltherm 800. Além, nesta análise é possível observar que não existe diferença considerável entre os valores de exergia destruída para o Downtherm A, Downther Q e o Syltherm 800.

A Figura 4.5 e Figura 4.6 mostram o comportamento da eficiência térmica e exergética do sistema de coletores para diferentes materiais do tubo absorvedor. Ao se comparar os valores das eficiências apresentados observa-se que não existe diferença no desempenho do sistema utilizando diferentes materiais do tubo absorvedor (aço 304, aço 321 e cobre). Assim, o tipo de material do tubo absorvedor deve ser escolhido em dependência da faixa de operação do mesmo. Para esta análise se utilizou o Black Chrome como revestimento seletivo do tubo absorvedor e a água como fluido de transferência de calor.

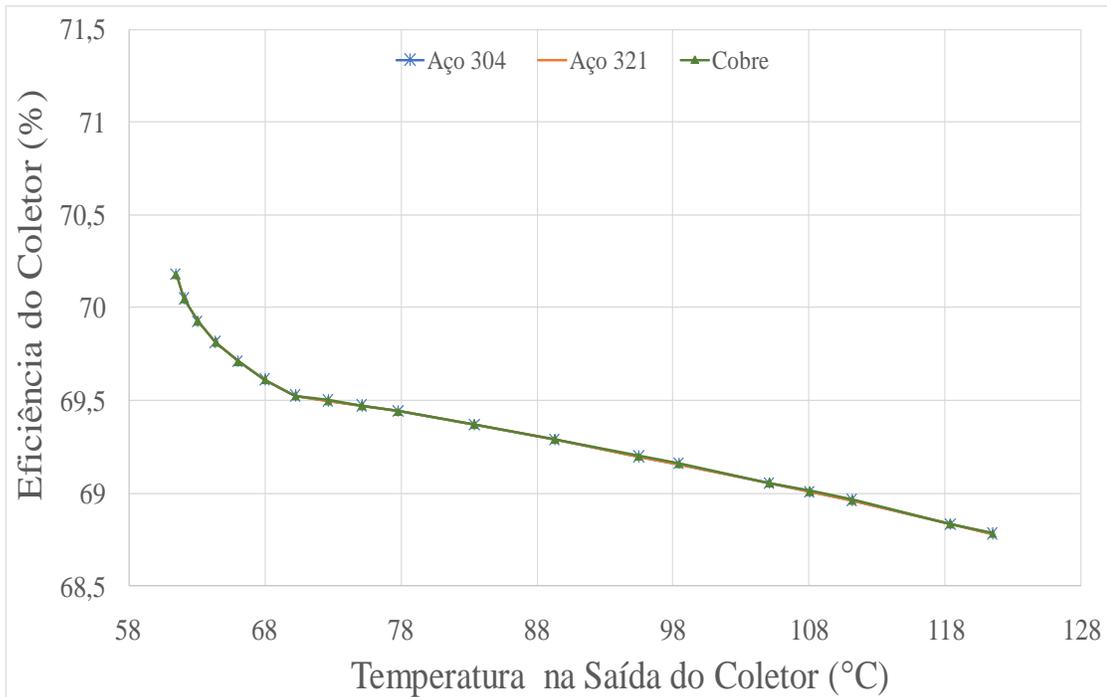


Figura 4.5. Comportamento da eficiência térmica do campo solar para diferentes materiais do tubo absorvedor.

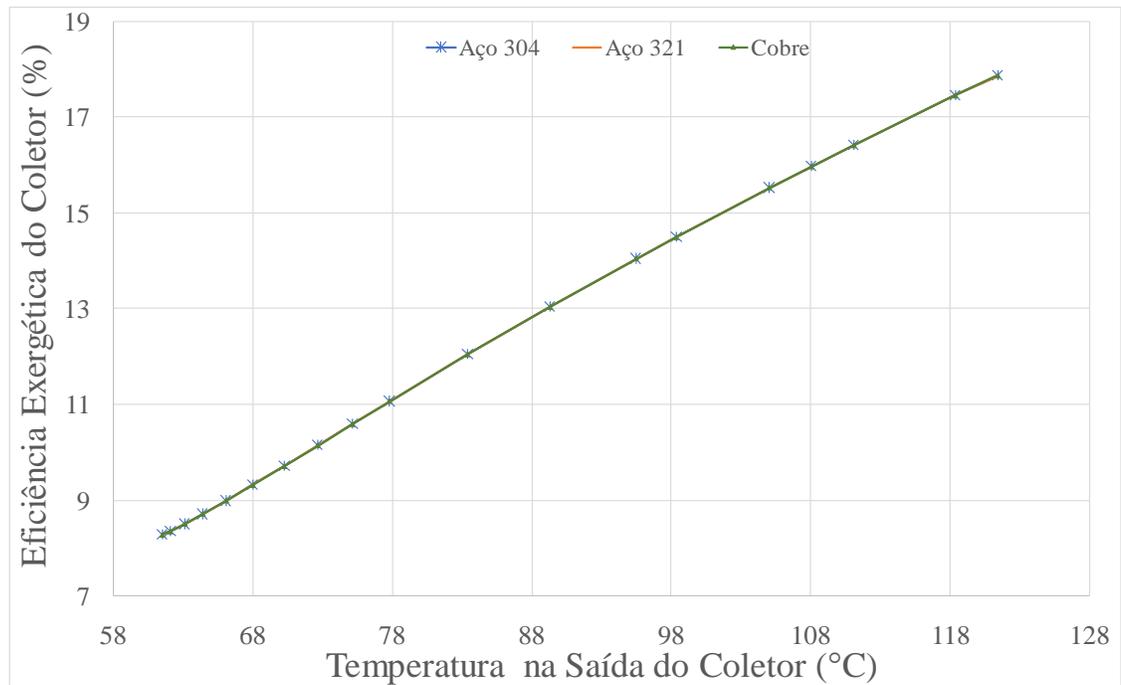


Figura 4.6. Comportamento da eficiência exergética do campo solar para diferentes materiais do tubo absorvedor.

A Figura 4.7 e Figura 4.8 mostram o comportamento da eficiência térmica e exergética do campo solar para diferentes revestimentos seletivos.

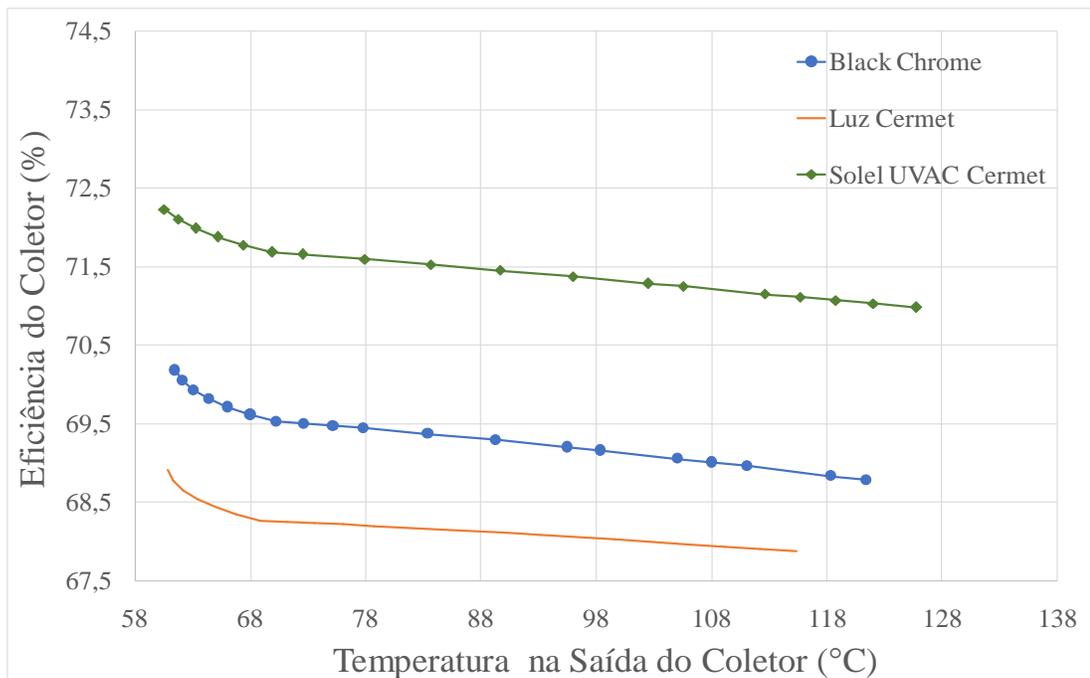


Figura 4.7. Eficiência térmica do coletor para diferentes revestimentos seletivos.

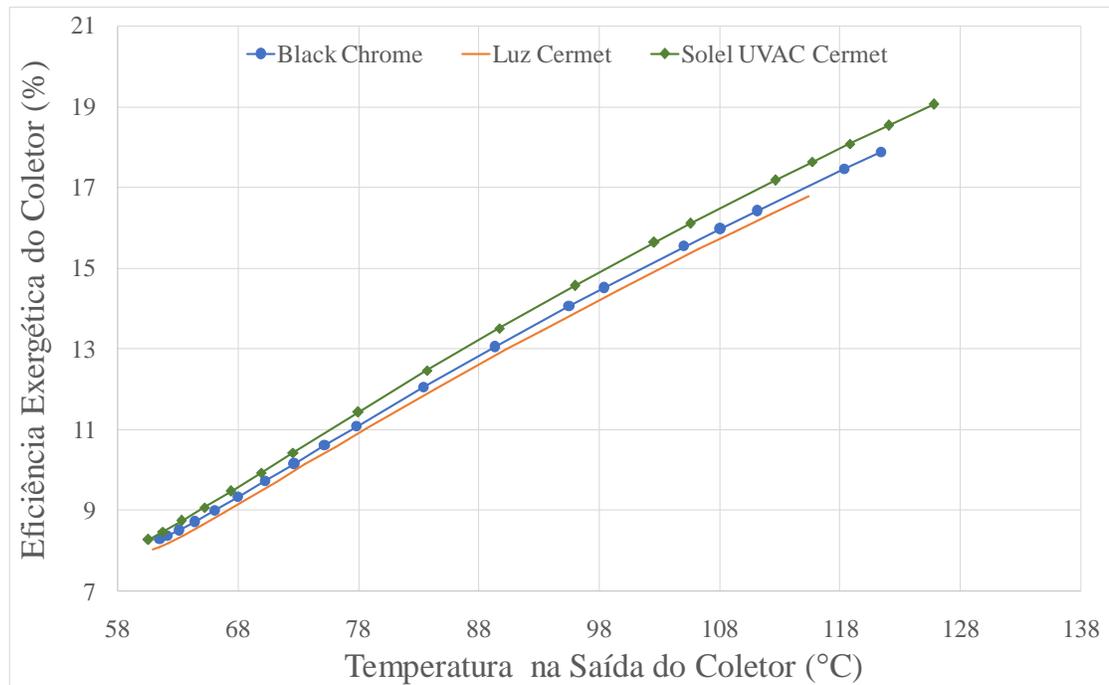


Figura 4.8. Eficiência exergética do coletor para diferentes revestimentos seletivos.

A partir da Figura 4.7 e da Figura 4.8 é possível concluir que o tipo de revestimento seletivo tem influência direta sobre o desempenho deste tipo de tecnologia de concentração solar. Nestas figuras se pode observar que a configuração do sistema que utiliza o Solel UVAC Cermet como revestimento seletivo do tubo absorvedor, apresenta os maiores valores de eficiência térmica e exergética. Efeito causado pelo aumento da absorvidade no tubo absorvedor com o Solel UVAC Cermet em relação ao Black Chrome e o Luz Cermet para uma mesma condição de operação. No caso da eficiência térmica para cada configuração do sistema foram obtidos valores máximos de 72,2 % com o Solel UVAC Cermet, 70,2 % com o Black Chrome e 68,9 % com o Luz Cermet. Na análise de eficiência exergética (Figura 4.8) nota-se que, assim como na análise de eficiência térmica, a configuração com Solel UVAC Cermet permite obter os maiores valores de eficiência exergética em relação às outras configurações, com um máximo valor de 19,1 %. Para as análises anteriormente apresentadas, foi utilizada a água como fluido de transferência de calor.

Outra análise elaborada nesta tese sobre a operação do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico consistiu em determinar a influência da irradiação solar sobre cada um dos lados do tubo absorvedor. A Figura 4.9 apresenta o comportamento da irradiação sobre o lado 1 e o lado 2 do tubo absorvedor. Esta análise mostra que, para a configuração e condições definidas nesta tese, no lado 2 do tubo absorvedor (lado mais perto do concentrador) são obtidos os maiores valores da

exergia da irradiação solar. Para esta análise determinou-se que a diferença entre os valores de exergia entre os dois lados é de aproximadamente de 95 %.

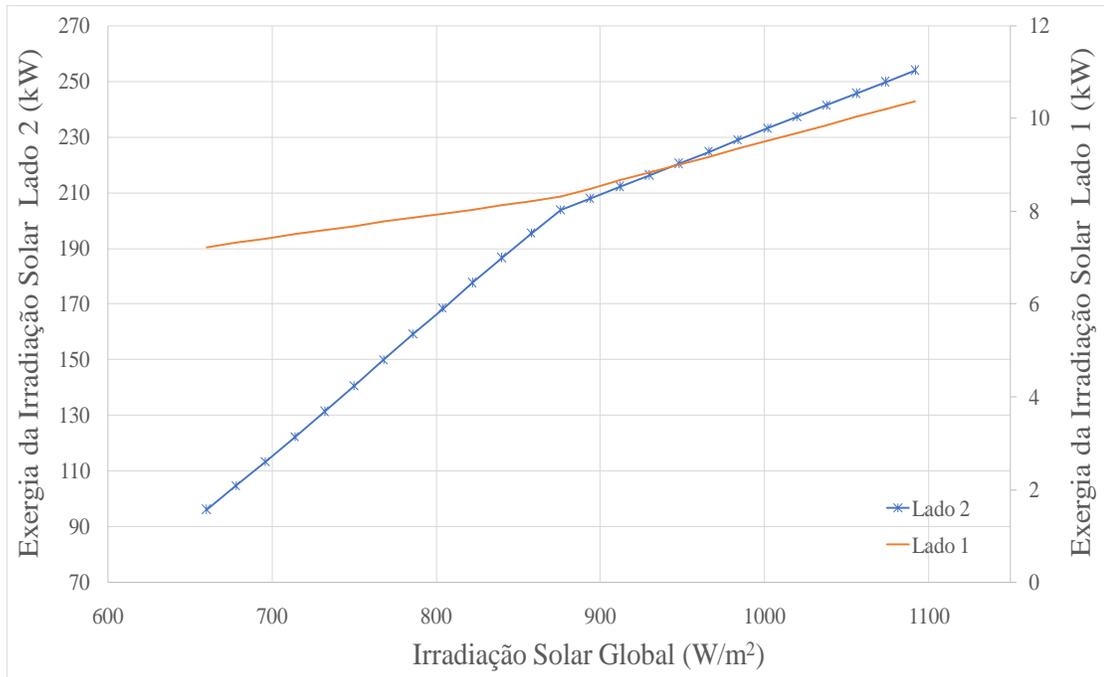


Figura 4.9. Comportamento da irradiação solar sobre o lado 1 e 2 do tubo absorvedor.

Na Figura 4.10 se mostra o valor da temperatura do tubo absorvedor no lado 1 e 2 para uma irradiação solar global de 768 W/m<sup>2</sup>.

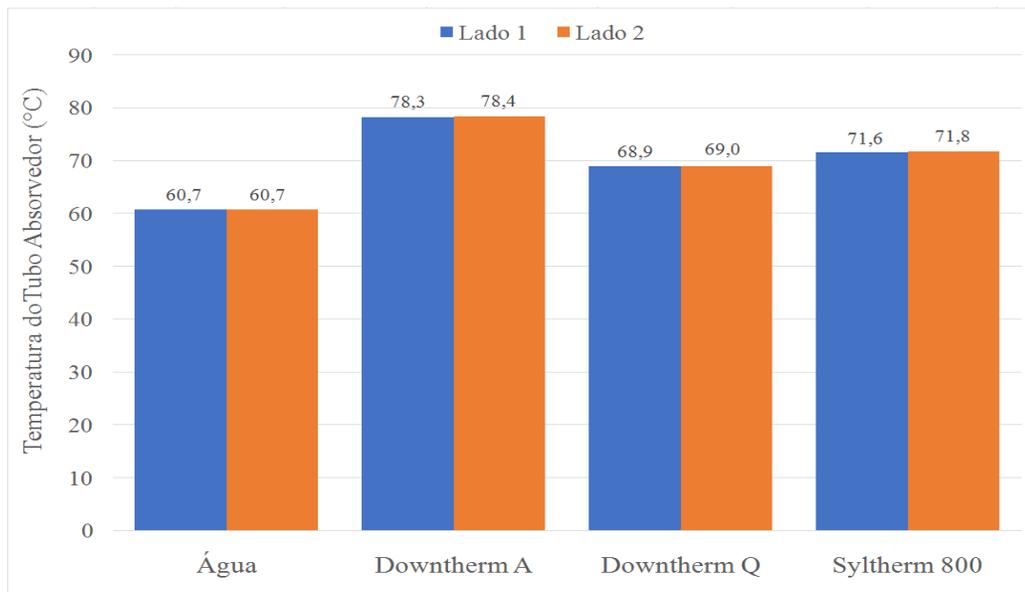


Figura 4.10. Temperatura no lado 1 e 2 do tubo receptor.

Embora na metodologia de cálculo implementada nesta tese seja calculada a temperatura na saída

de cada elemento diferencial (até a saída do tubo absorvedor) como a temperatura média entre a temperatura no lado 1 e 2; o que ajuda a explicar o comportamento da temperatura para cada um dos lados do tubo receptor. Na Figura 4.10 se mostra os valores de temperaturas no lado 1 e 2 do tubo absorvedor determinados para uma condição de operação, na saída do campo solar. A partir desta figura é possível observar que existe uma mínima diferença entre os valores de temperatura no lado 1 e 2, efeito causado pela consideração anteriormente definida e pelo fato de que o comportamento turbulento do fluido no interior do tubo causa uma mistura das correntes do escoamento ao longo do tubo. A análise também permite determinar que os maiores valores de temperaturas foram obtidos para o sistema trabalhando com Syltherm 800, seguido pelo Downtherm Q, Downtherm A e a água, respectivamente.

A seguir são apresentados os resultados obtidos para o sistema de Ciclo Rankine Orgânico, a partir de sua integração com modelo de Coletores Cilíndricos Parabólicos.

## **4.2 Resultados do Sistema Ciclo Rankine Orgânico**

Para desenvolver a análise apresentada nesta seção foi utilizada a configuração do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico definida na Tabela 4.1, além de definir alguns parâmetros geométricos do evaporador (ver Tabela 4.2), e os valores de eficiência da turbina (70 %) e a bomba (75 %,.) do CRO. O fluido de transferência de calor utilizado no campo solar foi a água e o revestimento seletivo escolhido foi Solel UVAC Cermet, esta escolha foi realizada baseada nos resultados da análise exérgica obtidos na anterior seção. Na qual se mostra que os maiores valores de eficiência exérgica são obtidos nas configurações com água e Solel UVAC Cermet, respectivamente. Embora, a configuração com água, apresentou os maiores valores de exergia destruída, para sistemas de baixa capacidade de geração a utilização de óleos térmicos no campo solar, causam um aumento considerável dos custos de investimento deste tipo de projeto. Assim, a utilização da água representa uma solução técnica, considerando o pouco impacto ambiental, baixos custos e alta disponibilidade. No caso dos fluidos de trabalho, estes foram escolhidos devido a seu baixo potencial de destruição da camada de ozônio "R-245fa (0), R-141b (0,12) e R-123 (0,022)" e que alguns de estes vem sendo utilizados para geração de eletricidade com CRO. No caso do potencial de aquecimento global, estes fluidos apresentam valores aceitáveis em relação a outros fluidos "R-245fa (950), R-141b (713) e R-123 (76)" [152].

Na Tabela 4.2 se apresentam alguns parâmetros de projeto do evaporador e considerações

definidas para a operação deste sistema.

Tabela 4.2. Parâmetros de projeto do CRO.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Área do evaporador (m <sup>2</sup> )	0,125	Relação de pressão	5,71
Número de placas	60	Eficiência do gerador (%)	0,92
Área disponível (m <sup>2</sup> )	7,5	Eficiência mecânica (%)	0,92

A Figura 4.11 mostra o comportamento da potência elétrica gerada pelo Ciclo Rankine Orgânico para diferentes fluidos de trabalho.

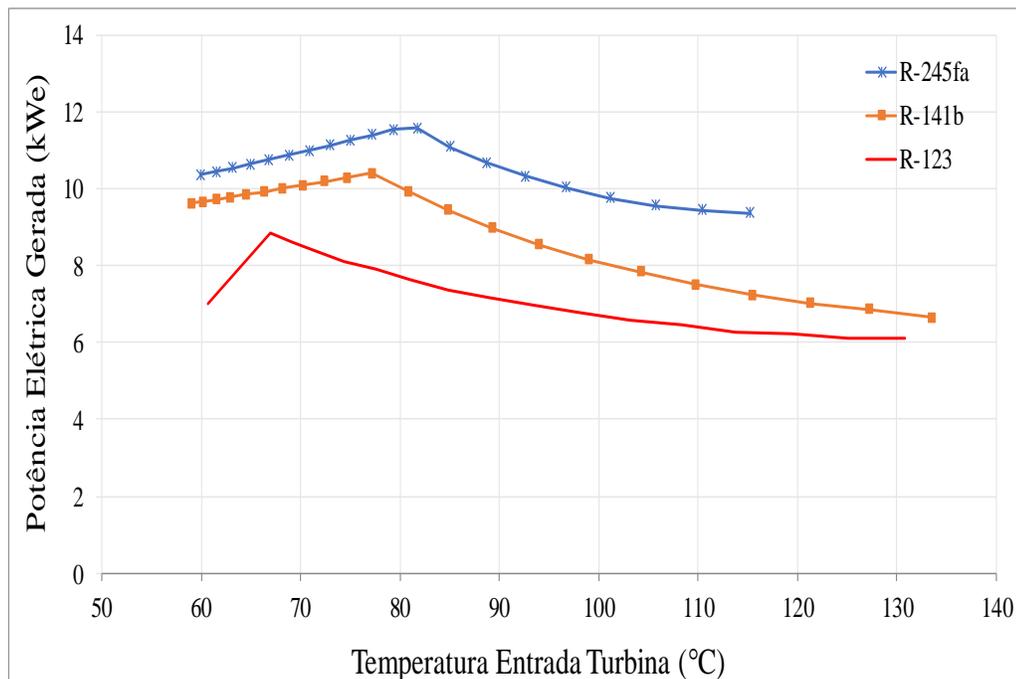


Figura 4.11. Comportamento da potência elétrica gerada pelo Ciclo Rankine Orgânico.

Para a configuração e considerações definidas no modelo matemático desenvolvido neste trabalho, se determinou que inicialmente a potência aumenta com o incremento da temperatura de operação até atingir um ponto máximo, condição a partir da qual é possível observar uma diminuição no valor da potência. Esta diminuição da potência é causada pela diferença de temperatura durante o processo de transferência de calor entre a água e o fluido de trabalho, diferença de temperatura que diminui com o aumento da temperatura de evaporação. Dos fluidos escolhidos nesta análise, se observa que as maiores potências geradas foram obtidas com o fluido R-245fa, seguido pelo R-141b e o R-123. A máxima potência gerada foi com o R-245fa de 11,7 kW para uma temperatura de 81,7 °C, para o R-141b de 10,4 kW para uma temperatura de 77,2 °C e para o R-123 de 8,8 kW para uma temperatura de 67 °C. No algoritmo de cálculo

implementado no *Matlab*, foram estabelecidas algumas restrições, como são: o algoritmo limita a temperatura mínima e máxima de operação do CRO, com o propósito de evitar a operação do sistema em uma condição não desejada (supersônico), além de evitar erros durante o cálculo das propriedades térmicas do fluido de trabalho, ao longo do processo de iteração no algoritmo.

A Figura 4.12 mostra o comportamento da eficiência térmica do CRO em função da temperatura na entrada da turbina do ciclo.

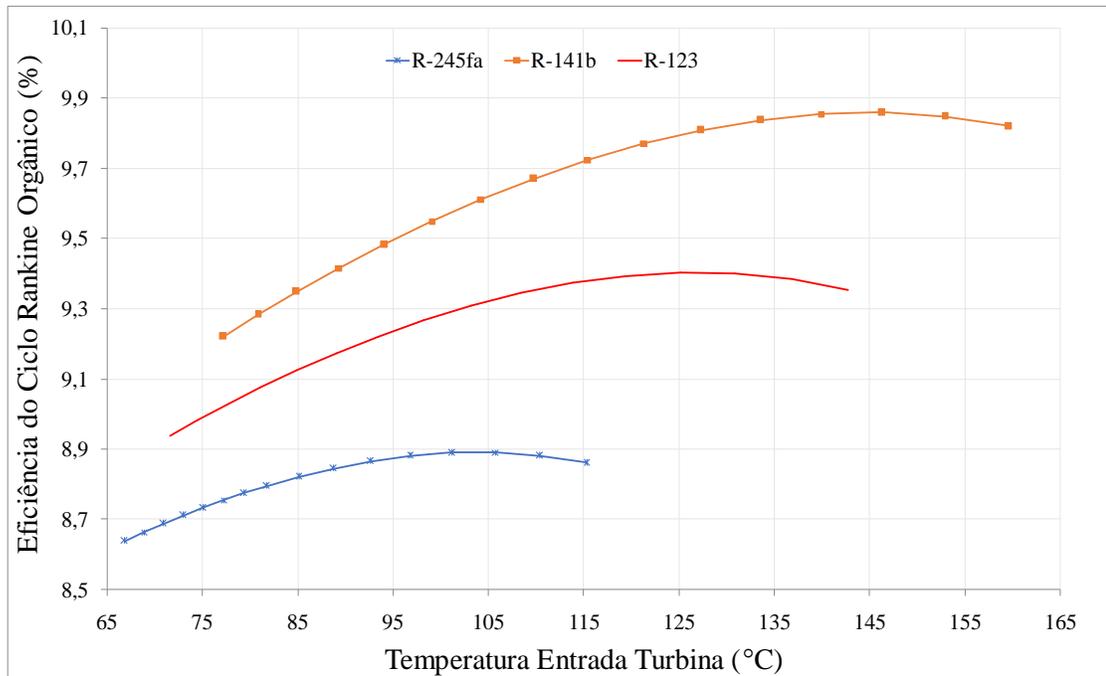


Figura 4.12. Comportamento da eficiência térmica do Ciclo Rankine Orgânico.

A partir da Figura 4.12 é possível observar que a eficiência térmica deste sistema inicialmente aumenta com o incremento da temperatura até atingir um ponto máximo, condição a partir da qual o valor da eficiência diminui com o aumento da temperatura. Observa-se que o ponto de máxima eficiência é atingido perto dos valores de máxima temperatura de operação de cada fluido. O que indica que a temperatura de evaporação causa o incremento da eficiência térmica deste tipo de sistema. No caso da diminuição da eficiência causada pelo aumento excessivo da temperatura na entrada da turbina, mostra que o valor de máxima eficiência do sistema CRO, resulta de um valor ótimo da temperatura de evaporação. Para os três fluidos escolhidos, as maiores eficiências foram obtidas com o R-141b, seguido pelo R-123 e o R-245fa. Os máximos valores de eficiências foram de 9,86 % para o R-141b a uma temperatura de 146 °C e fluxo mássico de 0,24 kg/s, 9,4 % para o R-123 a uma temperatura de 125 °C e fluxo mássico de 0,3 kg/s, e 8,9 % para o R-245fa a uma temperatura de 106 °C e fluxo mássico 0,44 kg/s.

Na Figura 4.13 se mostra o comportamento da eficiência exérgica do Ciclo Rankine Orgânico.

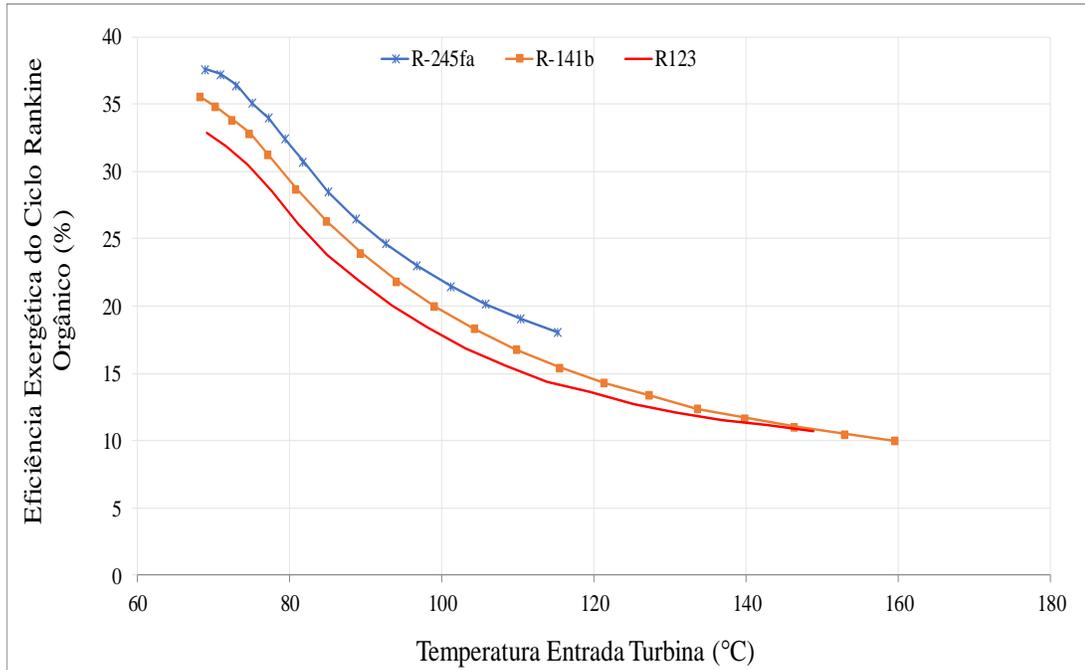


Figura 4.13. Comportamento da eficiência exérgica do Ciclo Rankine Orgânico.

A Figura 4.13 permite observar, que para as condições avaliadas, a eficiência exérgica do sistema CRO diminui com o incremento da temperatura na entrada da turbina, comportamento similar foi observado por Long et al. [118] e Sun et al. [153], que apresentam o comportamento da eficiência exérgica de um sistema CRO trabalhando com o R-600. A razão para este comportamento é que para os fluidos secos o grau de superaquecimento afeta negativamente a eficiência exérgica. No caso de fluidos secos, nenhum trabalho adicional pode ser deduzido do ciclo aumentando o valor do superaquecimento. Em por sua vez, prejudicaria o processo de evaporação aumentando o calor extra de entrada e custo do trocador de calor. Para as condições avaliadas se determinou que o R-245fa permite obter os maiores valores de eficiência exérgica do sistema, em comparação aos sistemas trabalhando com R-141b e o R-123, respectivamente, mostrando um melhor aproveitamento da energia térmica fornecida pelo campo solar quando o bloco de potência trabalha com o R-245fa. Para o R-245fa a máxima eficiência atingida foi 37,9 % a uma temperatura de 66,8 °C, para o R-141b a máxima eficiência foi de 35,5 % para uma temperatura de 68,2 °C e para o R-123 a máxima eficiência foi de 32,8 % para uma temperatura de 69,1 °C.

Na Figura 4.14 se mostra a eficiência global do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos integrados ao sistema Ciclo Rankine Orgânico, a partir da qual é possível concluir que

inicialmente a eficiência do sistema aumenta com o aumento da temperatura, sendo atingido um ponto máximo de eficiência para os diferentes fluidos de transferência de calor em uma faixa de temperatura entre 105 °C e 113 °C. A partir deste ponto, a eficiência do sistema diminui com o aumento da temperatura na saída do coletor. Para a configuração do sistema definida foi obtida uma máxima eficiência global trabalhando com Syltherm 800 (6,11 % a uma temperatura de 109 °C), seguido pelo Downtherm Q (6,11 % a uma temperatura de 110 °C) e Downtherm A (6,11 % a uma temperatura de 111 °C), não existindo diferença considerável entre os valores de eficiências para estes fluidos. No caso do sistema trabalhando com água o máximo valor de eficiência atingido foi 6,11 % a uma temperatura de 113 °C.

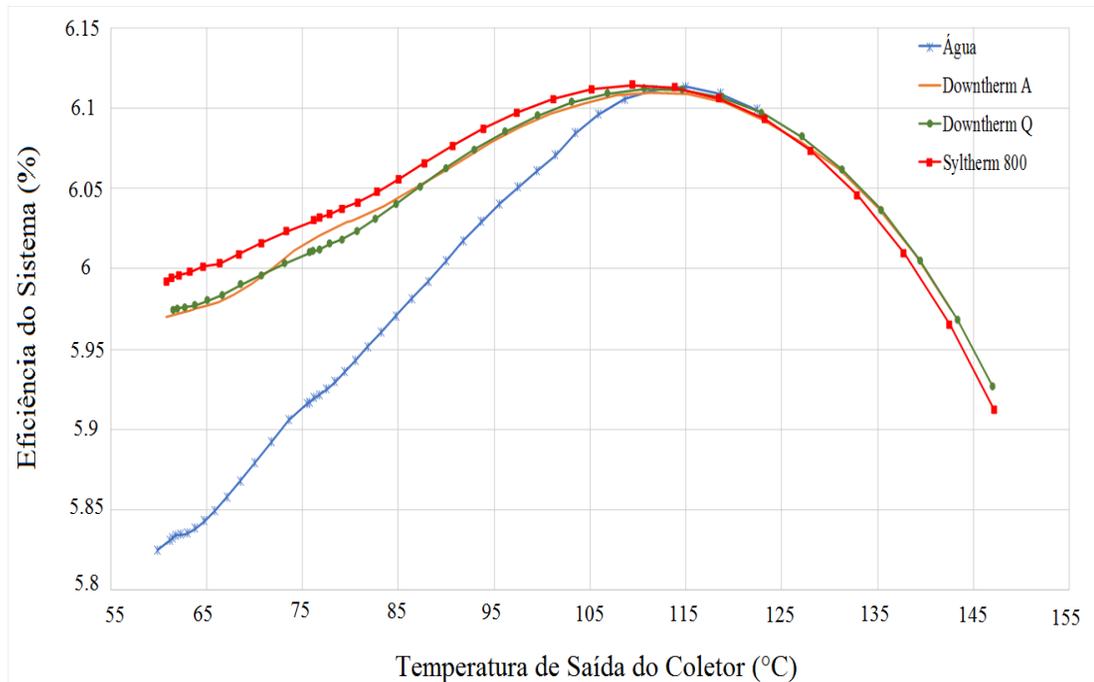


Figura 4.14. Comportamento da eficiência global do sistema em função da temperatura na saída do coletor.

A Figura 4.15, Figura 4.16 e Figura 4.17 mostram a distribuição da exergia destruída no sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos integrados ao Ciclo Rankine Orgânico, trabalhando com a água como fluido de transferência de calor e diferentes fluidos orgânicos (R-245fa, R141b e o R-123).

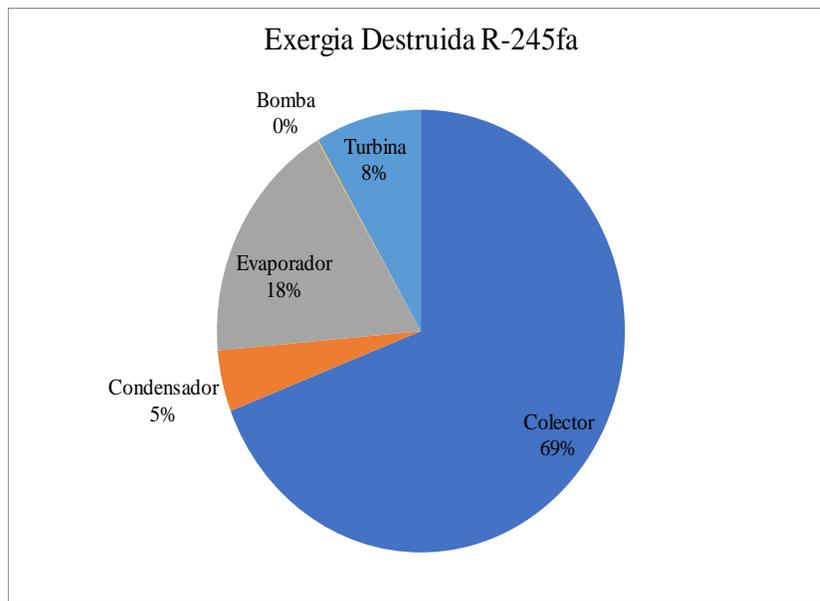


Figura 4.15. Distribuição da exergia destruída no sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos integrados ao Ciclo Rankine Orgânico (R-245fa).

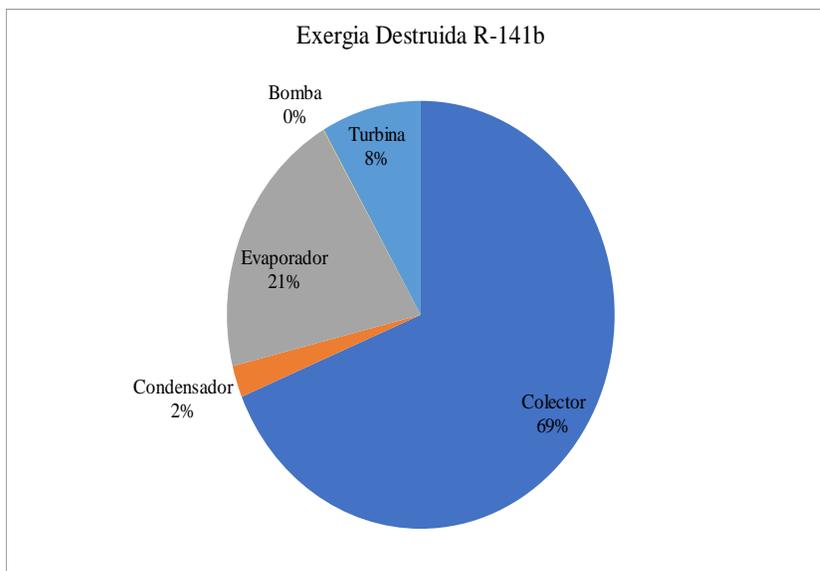


Figura 4.16. Distribuição da exergia destruída no sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico integrado ao Ciclo Rankine Orgânico (R-141b).

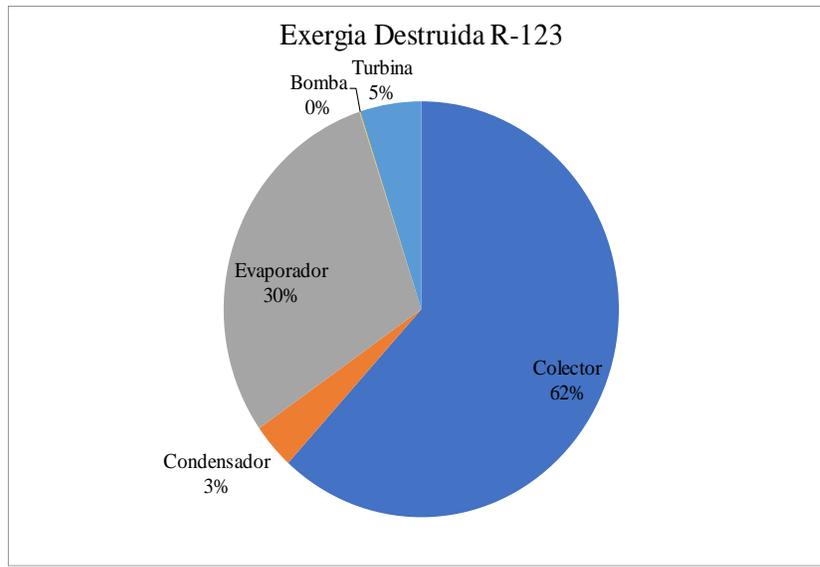


Figura 4.17. Distribuição da exergia destruída no sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico integrado ao Ciclo Rankine Orgânico (R-123).

A partir das figuras anteriormente apresentadas é possível concluir que a maior exergia destruída foi obtida no coletor, seguido pelo evaporador (trocaador de calor entre o campo solar e o ciclo de potência), a turbina, o condensador e a bomba do ciclo de potência. Entre as configurações do sistema avaliadas, a maior porcentagem de exergia destruída no coletor foi obtida para o sistema com R-245fa (69 %) e o sistema com R-141b (69 %), seguido pelo R-123 (62 %). Para cada uma das configurações analisadas os menores valores de exergia destruída foram obtidos nas bombas no ciclo de potência, com valores de 0,071 % (R-245fa), 0,042 % (R-141b) e 0,056 % (R-123). Esta análise foi desenvolvida para uma condição de operação com temperatura da água na saída do campo solar de 86,7 °C e temperatura na entrada da turbina de 66,7 °C, para o sistema com R-245fa, com temperatura da água na saída do campo solar de 97 °C e temperatura na entrada da turbina de 77,1 °C, para o sistema com R-141b e com temperatura da água na saída do campo solar de 113,9 °C e temperatura na entrada da turbina de 103 °C, para o sistema com R-123. Estas temperaturas foram obtidas para uma irradiação solar global de 866 W/m<sup>2</sup>.

Apresentados os resultados do modelo de Coletor Cilíndrico Parabólico trabalhando com o Ciclo Rankine Orgânico, a próxima etapa desta tese consiste em apresentar os resultados do projeto unidimensional e 3D de turbina radial, assim como os principais destaques da análise destes resultados. É importante deixar claro, que os resultados obtidos na simulação do sistema CRO, foram utilizadas para definir alguns parâmetros (temperatura e fluxo mássico) de projeto requeridas no projeto unidimensional da turbina para cada fluido de trabalho.

### 4.3 Resultados do Projeto das Turbinas Radiais

Nesta seção serão apresentados os principais resultados dos projetos preliminares de turbina radial para o R-245fa, R-141b e R-123. Os projetos desenvolvidos e apresentados ao longo desta seção representam uma proposta de turbina radial. Análises de otimização posteriores permitem melhorar as geometrias e os contornos de cada um dos componentes da turbina (bocal e rotor), com o objetivo de melhorar o desempenho deste componente. A partir dos parâmetros determinados nesta etapa, será desenvolvido o projeto 3D destas turbinas. A Tabela 4.3 mostra os parâmetros de projetos utilizados para desenvolver o projeto unidimensional de cada turbina.

Tabela 4.3. Parâmetros de projeto da turbina radial.

<b>Parâmetro / Fluido</b>	<b>R-245fa</b>	<b>R-141b</b>	<b>R-123b</b>
Temperatura total na entrada do bocal da turbina (°C)	79,9	94,3	96,6
Fluxo mássico fluido trabalho (kg/s)	0,56	0,45	0,62
Coefficiente de vazão ( $\phi$ )	0,215	0,215	0,215
Coefficiente de carregamento ( $\psi$ )	0,918	0,918	0,918
Relação de pressão	5,71	4,71	4,71
Velocidade de rotação, $\omega$ (rpm)	25800	22000	24000

A partir dos parâmetros de projetos anteriormente apresentados, foram determinados os principais parâmetros do projeto aerotermodinâmico da turbina radial para os três fluidos orgânicos escolhidos. No caso dos projetos de turbinas radiais desenvolvidos nesta tese, serão analisados principalmente os parâmetros geométricos do bocal e do rotor. Uma vez que estes podem ser considerados como os componentes mais críticos dentro de uma turbina. Como foi apresentada na seção da modelagem matemática, o projeto da voluta foi analisado de forma resumida. Diferentes trabalhos encontrados na literatura científica centram suas análises na caracterização e modelagem do bocal e o rotor da turbina [57], [154], [155]. A Tabela 4.4 mostra os parâmetros geométricos e de operação dos projetos do bocal e do rotor da turbina desenvolvidos.

Tabela 4.4. Parâmetros do bocal e rotor da turbina radial.

Parâmetro	R-245fa	R-141b	R-123
<b>Rotor</b>			
Raio na entrada, $r_4$ (m)	0,0568	0,0592	0,0531
Largura da pá na entrada, $b_4$ (m)	0,0036	0,0039	0,0041
Ângulo do escoamento absoluto na entrada, $\alpha_4$ (°)	76,8186	76,8186	76,8186
Ângulo do escoamento relativo na entrada, $\beta_4$ (°)	-45,718	-46,0327	-40,3337
Temperatura estática na entrada, $T_4$ (°C)	66,5	80,3	81,5
Pressão estática na entrada, $p_4$ (kPa)	394,8306	325,7557	371,049
Número de Mach absoluto na entrada, $Ma_4$	0,9591	0,8798	0,9586
Número de Mach relativo na entrada, $Ma_4'$	0,2618	0,2392	0,2541
Raio do cubo na saída, $r_{6h}$ (m)	0,0222	0,0231	0,0207
Raio da carcaça na saída, $r_{6s}$ (m)	0,037	0,0376	0,0357
Largura da pá na saída, $b_6$ (m)	0,0148	0,0145	0,015
Ângulo do escoamento absoluto na saída, $\alpha_6$ (°)	0	0	0
Ângulo do escoamento relativo na saída, $\beta_{6\_rms}$ (°)	-66,8922	-66,6462	-67,2171
Ângulo do escoamento relativo na saída, $\beta_{6\_h}$ (°)	-61,1328	-61,1328	-61,1328
Ângulo do escoamento relativo na saída, $\beta_{6\_t}$ (°)	-71,7233	-71,3152	-72,2554
Temperatura estática na saída, $T_6$ (°C)	37,5	47,4	53,5
Pressão estática na saída, $p_6$ (kPa)	116,4663	107,3252	131,6736
Número de Mach absoluto na saída, $Ma_6$	0,2357	0,2219	0,2299
Número de Mach relativo na saída, $Ma_6'$	0,5967	0,5617	0,5819
Número de pás, $Z_R$ (-)	18	18	18
<b>Bocal</b>			
Raio na entrada, $r_1$ (m)	0,0739	0,0769	0,0691
Largura da palheta na entrada, $b_1$ (m)	0,0036	0,0039	0,0041
Temperatura estática na entrada, $T_1$ (°C)	79,9	94,4	96,7
Pressão estática na entrada, $p_1$ (kPa)	659,1412	505,5017	620,1825
Número de Mach absoluto na entrada, $Ma_1$	0,1955	0,1796	0,1891
Ângulo do escoamento absoluto na entrada, $\alpha_1$ (°)	49,1958	49,3194	49,4424
Raio na saída, $r_2$ (m)	0,0575	0,0599	0,0539
Largura da palheta na saída, $b_2$ (m)	0,0026	0,0039	0,0041
Ângulo do escoamento absoluto na saída, $\alpha_2$ (°)	76,8186	76,8186	76,8186
Temperatura estática na saída, $T_2$ (°C)	66,5	80,3	81,5
Pressão estática na saída, $p_2$ (kPa)	394,8306	325,7557	371,049
Número de Mach absoluto na saída, $Ma_2$	0,9591	0,8798	0,9586
Espessura palhetas (mm)	0,59171	0,58982	0,57152
Número de palhetas, $Z_B$ (-)	25	25	25

Os parâmetros apresentados anteriormente (Tabela 4.4) permitem iniciar a construção das geometrias da passagem bocal-rotor das três turbinas propostas nesta tese. Na primeira fase as geometrias do bocal e o rotor são criadas na plataforma *Bladegen-ANSYS*. A partir de cada geometria é iniciada a etapa da configuração das malhas de cada componente. A criação da malha é uma fase crítica no desenvolvimento do projeto, uma vez que a qualidade da malha tem influência direta sobre a caracterização do comportamento do fluido no interior de cada

componente e desempenho do equipamento. Na Figura 4.18 se mostra de forma geral a configuração das malhas na passagem bocal-rotor utilizadas para elaborar as diferentes análises sobre a passagem destes componentes.

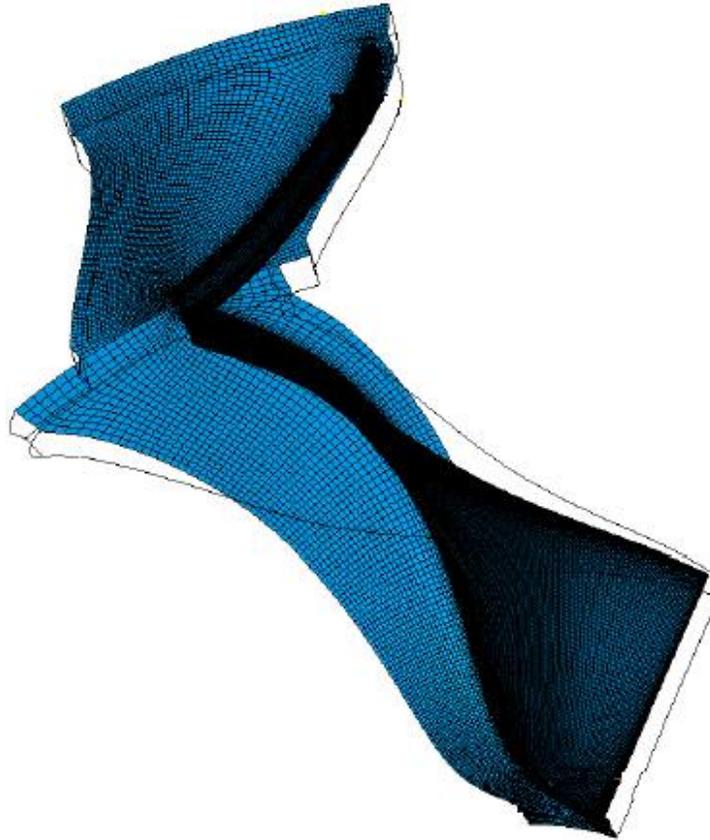


Figura 4.18. Esquema simplificado da malha da passagem do bocal-rotor da turbina radial.

Para garantir a qualidade da malha de cada projeto desenvolvido, é necessário realizar uma análise de independência de malha, com o propósito de verificar a qualidade dos resultados obtidos com cada projeto. A análise de independência de malha, consiste em configurar a malha para um conjunto bocal-rotor, ajustando os diferentes parâmetros e variáveis da plataforma *Turbogrid-ANSYS*. Para este caso de referência são realizadas simulações e determinado o valor de parâmetros de interesse (eficiência ou potência da turbina), uma vez finalizada esta análise, a seguinte etapa consiste em realizar um refinamento da malha do bocal e do rotor (se aumenta o número de nós ou elementos de cada componente em um fator de 1,5). Para estas novas configurações das malhas (malhas refinadas), são realizadas simulações e obtidos os resultados do projeto (eficiência ou potência da turbina). Os resultados do projeto de referência e projeto refinado são comparados, se a diferença entre os resultados é inferior a 1, se garante a independência da malha e a qualidade dos resultados, em caso que a diferença entre os resultados

seja superior a 1, é necessário reconfigurar as malhas do projeto de referência até atingir a condição de independência de malha. Na Tabela 4.5 se apresenta a análise de independência elaborada para cada projeto de turbina radial.

Tabela 4.5. Resultados do estudo de independência de malha.

<b>Fluido de Trabalho</b>	<b>Número de Elementos</b>	$\eta_t$ (%)	$P_t$ (kW)	<b>Diferença (%) <math>\eta_t</math></b>	<b>Diferença (%) <math>P_t</math></b>
R-245fa	413845	76,12	8,76	-	-
	629391	76,73	8,71	0,8	0,57
R-141b	510330	80,30	9,41	-	-
	782506	80,47	9,37	0,21	0,42
R-123	418276	77,60	7,37	-	-
	627414	78,20	7,40	0,77	0,40

Na Tabela 4.6 se apresenta o número de nós e de elementos dos projetos do conjunto bocal-rotor para cada um dos fluidos escolhidos.

Tabela 4.6. Número de nós e de elementos das malhas computacionais.

<b>Fluido de Trabalho</b>	<b>Componente</b>	<b>Número de Nós</b>	<b>Número de Elementos</b>
R-245fa	Bocal	456570	422281
	Rotor	456228	413845
R-141b	Bocal	446904	411545
	Rotor	551056	510330
R-123	Bocal	516868	475322
	Rotor	459810	418276

Finalizada a etapa de criação, configuração e avaliação da qualidade das malhas de cada um dos componentes de cada projeto, a seguinte etapa consiste em definir as condições de contorno na plataforma *CFX-Pre* (ANSYS). As condições de contorno são utilizadas para resolver as equações fundamentais impostas para o domínio discretizado sobre a passagem bocal-rotor. Na Figura 4.19 se mostra as diferentes superfícies consideradas para definir cada uma das condições de contorno.

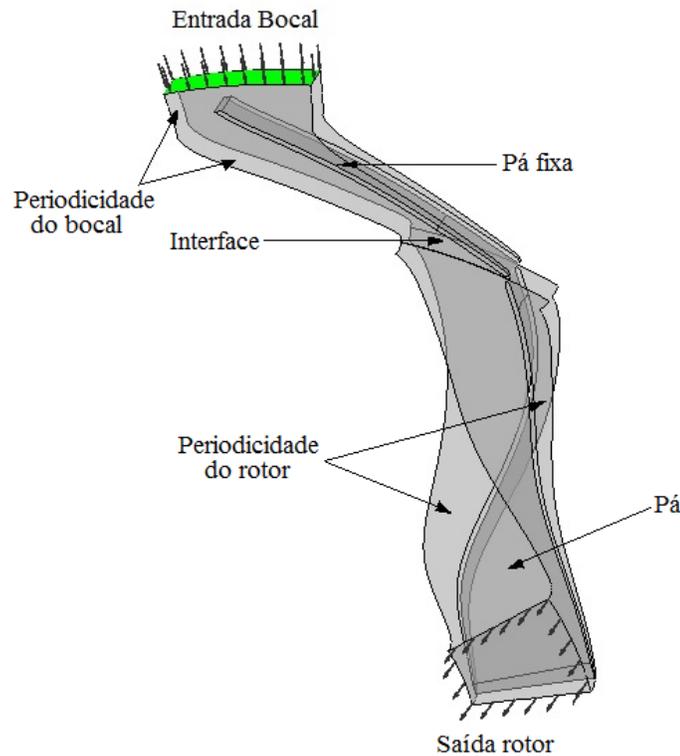


Figura 4.19. Superfícies na passagem bocal rotor utilizadas para definir as condições de contorno.

A seguir serão descritas as diferentes condições de contornos definidas para os projetos de turbinas desenvolvidos neste trabalho:

### **Entrada**

Esta condição é definida na entrada do bocal. Nesta superfície se especifica o regime do escoamento como subsônico, a pressão total na entrada do bocal ( $P_{01}$ ), a direção do escoamento e a temperatura total na entrada do bocal ( $T_{01}$ ). Também foi definido o nível da intensidade de turbulência, selecionado do 5 %, segundo recomendações de estudos preliminares.

### **Saída**

Definida na superfície que representa a saída do rotor. Nesta superfície o regime do escoamento é definido como subsônico, também se define a pressão estática na saída do rotor.

### **Periodicidade**

Esta condição de contorno é utilizada quando a geometria de análise e a solução do escoamento esperadas tem uma repetição periódica rotacional. Desta forma, ao calcular as propriedades do escoamento nas células de uma fronteira periódica, o CFX iguala aquelas propriedades às das células vizinhas do plano periódico oposto. Esta condição é aplicada com o propósito de diminuir

o esforço computacional durante as simulações do projeto.

### **Parede**

Esta condição é utilizada nas regiões sólidas por onde circula o fluido. Essas superfícies podem ser estacionárias ou podem se movimentar. Neste estudo, a pás ou palhetas do bocal foi definida como paredes lisas, estacionária. No caso do rotor as pás foram definidas como rotacionais.

### **Interface**

Neste trabalho foi definida uma interface entre a superfície que liga a saída do bocal com a entrada do rotor, definida como *stage*. A escolha desta configuração foi realizada baseados em publicações e trabalhos especializados nesta área.

Definidas as condições de contornos e outros parâmetros requeridos pela plataforma *CFX-Pre*, foram inicializadas as simulações. Para cada caso em específico foram definidos dois critérios de parada ou convergência: o primeiro critério foi por número máximo de iterações (1000 iterações) e o segundo critério foi assumido quando o valor médio quadrático dos resíduos ao atingir um valor inferior a  $10^{-5}$ .

A seguir serão apresentados os principais resultados obtidos dos projetos desenvolvidos para o conjunto bocal-rotor da turbina radial com R-245fa, R-141b e R-123.

## **4.3.1 Características de Desempenho do Conjunto Bocal-Rotor da Turbina Radial**

Para os projetos definidos Tabela 4.4, foram desenvolvidos os projetos das geometrias, configuração e avaliação das malhas, definição das condições de contorno e parâmetros de controle das simulações, para finalmente executar e avaliar os resultados obtidos em cada simulação. Na Figura 4.20 se mostra, no plano meridional do conjunto bocal-rotor, os contornos de pressão, desde a entrada do rotor até a saída do rotor.

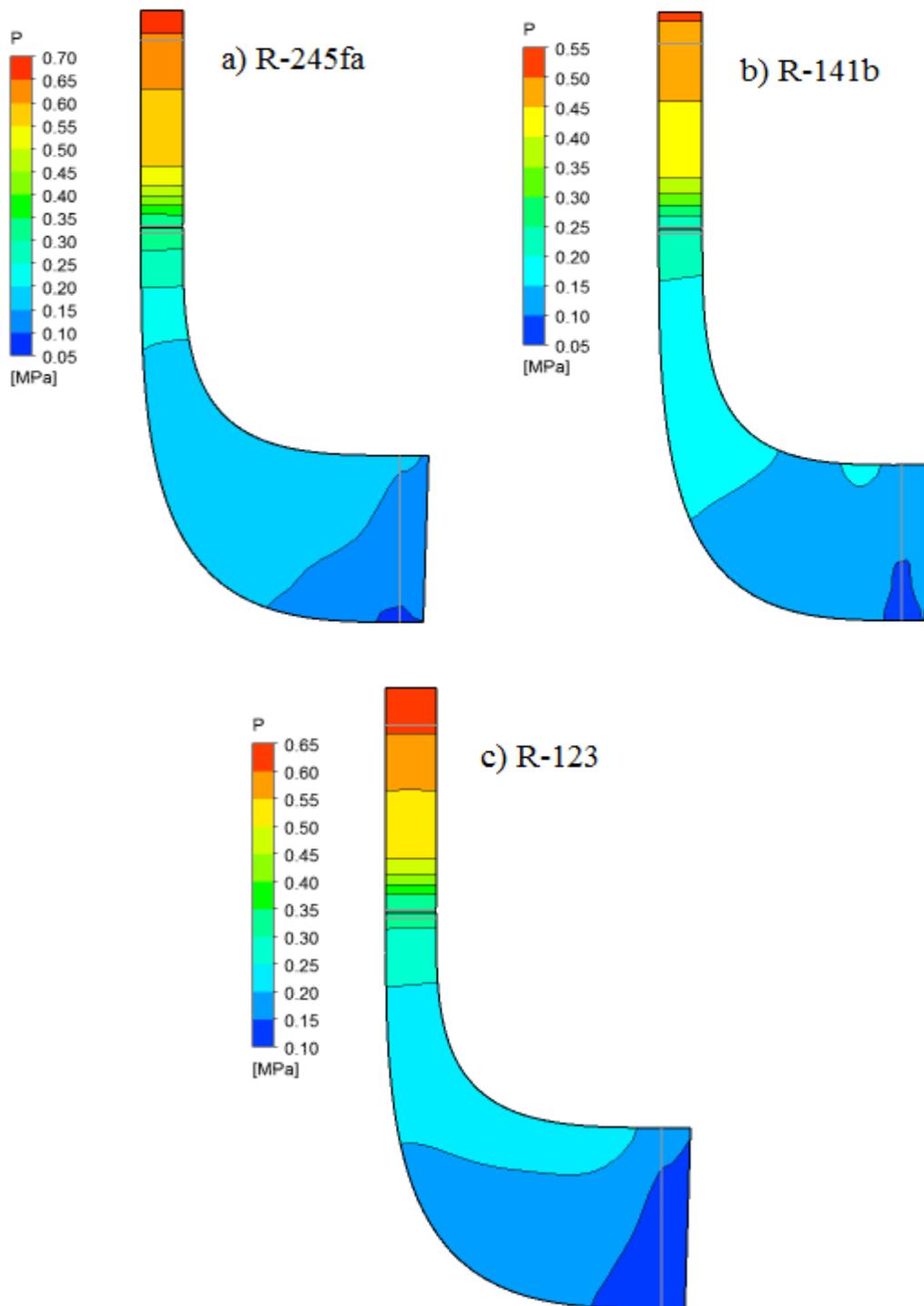


Figura 4.20. Contorno de pressão no plano meridional do conjunto bocal-rotor da turbina radial.

Os contornos de pressão mostrados na Figura 4.20, permitem determinar que para o projeto obtido com o R-245fa (Figura 4.20-a), existe uma melhor distribuição da pressão na entrada do rotor. Para os três projetos desenvolvidos se observa uma pequena zona de baixa pressão na saída do rotor, condição que pode ser causada pela inclinação da curvatura na saída do rotor.

Diversas análises e projetos foram desenvolvidos, com o objetivo de melhorar este comportamento, mas não foi possível obter melhorias consideráveis na saída do rotor.

Na Figura 4.21 se mostra os contornos do número de Mach no conjunto bocal-rotor a uma altura de 50 % das pás do bocal e do rotor, respectivamente.

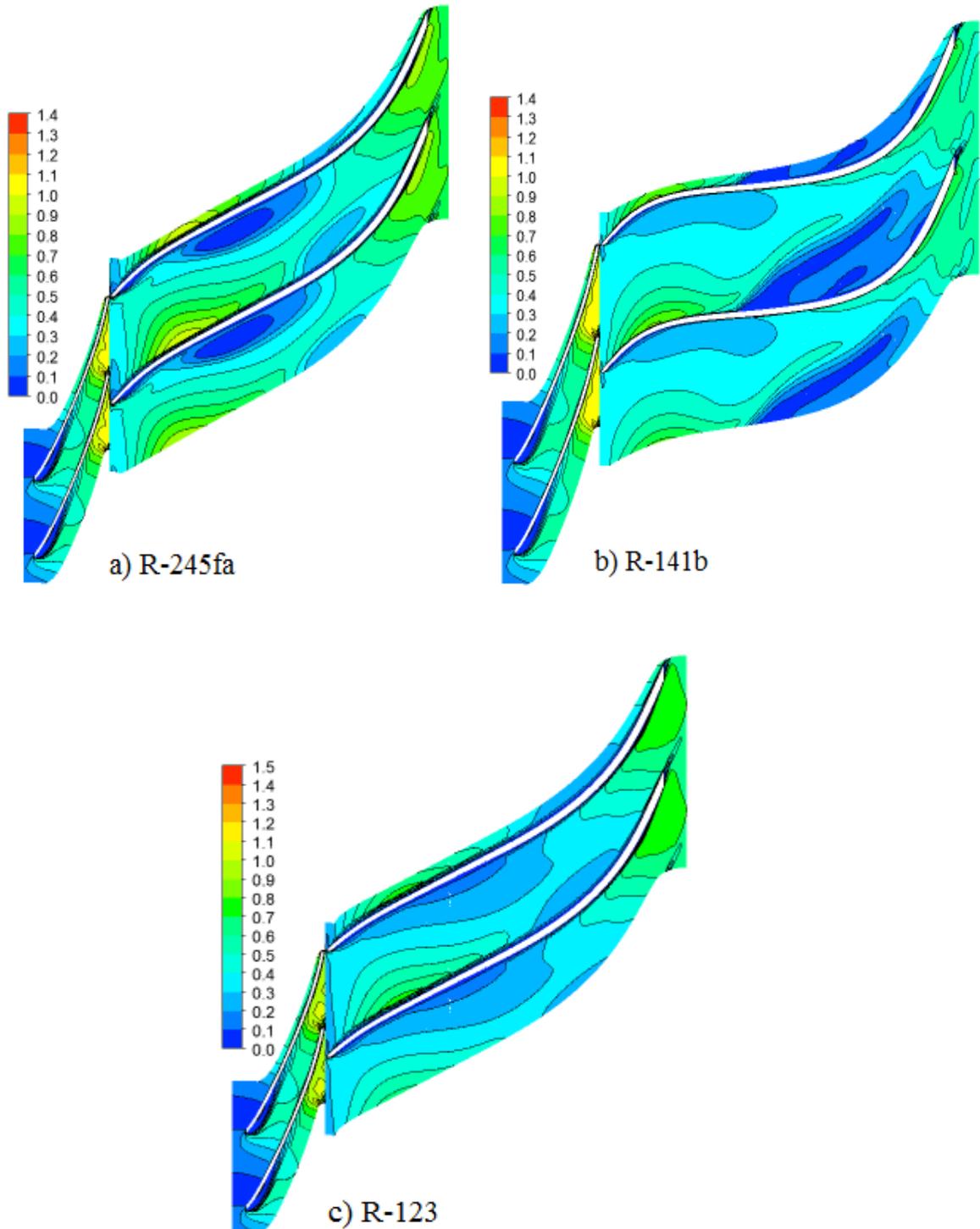
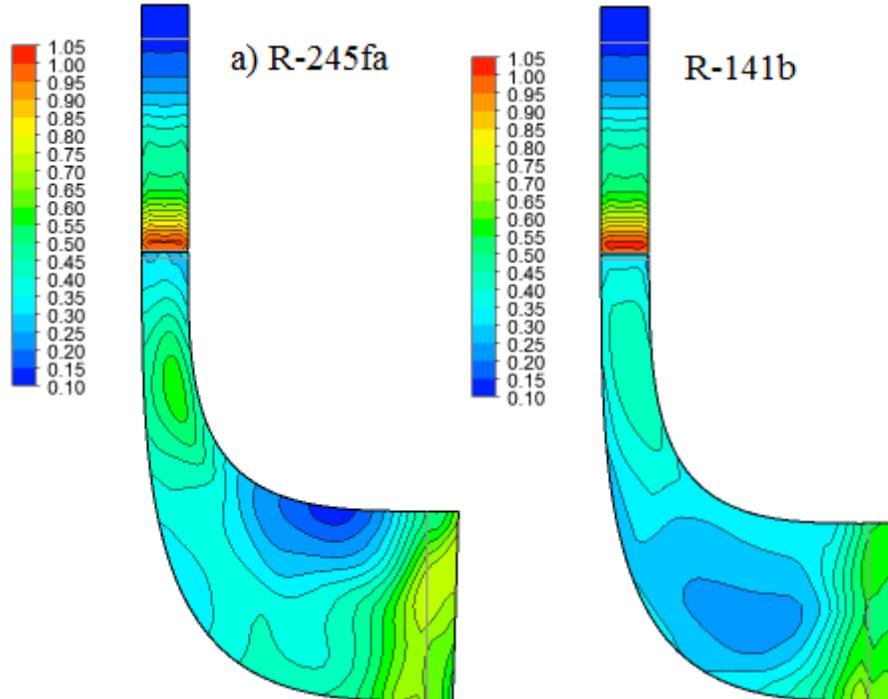


Figura 4.21. Distribuição do número de Mach no conjunto bocal-rotor a uma altura do 50%.

Na Figura 4.21 são apresentados os contornos do número de Mach absoluto na passagem do bocal e do número de Mach relativo no rotor, sendo possível determinar que para os projetos do R-245fa e R-141b se observa uma pequena zona na saída do bocal com número de Mach com valor de 1, o que representa indícios de entupimento na entrada do rotor. Como esta condição não acontece ao longo da superfície da saída do bocal, este comportamento do fluido pode ser considerado dentro do regime subsônico, comportamentos similares foram apresentados em outros trabalhos sobre este tipo de componente [62]. No caso dos resultados obtidos para o projeto com R-123, se observa um melhor contorno da distribuição do número de Mach ao longo do conjunto bocal-rotor. As zonas de baixo número de Mach nos projetos de turbina com (R-245fa) e (R-141b) indicam comportamento turbulento do fluido nessa seção do componente. A Figura 4.22 mostra os contornos do número de Mach no plano meridional do conjunto bocal-rotor da turbina radial. Os contornos apresentados permitem identificar número de Mach igual a (1) em pequenas zonas na saída do bocal para os projetos com R-245fa e R-141b. De forma geral ao longo do contorno do bocal e do rotor se tem uma distribuição do número de Mach que permite definir o escoamento em regime subsônico.



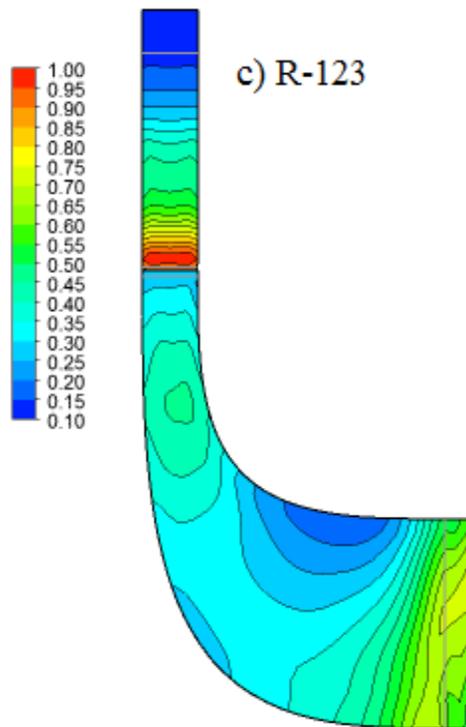
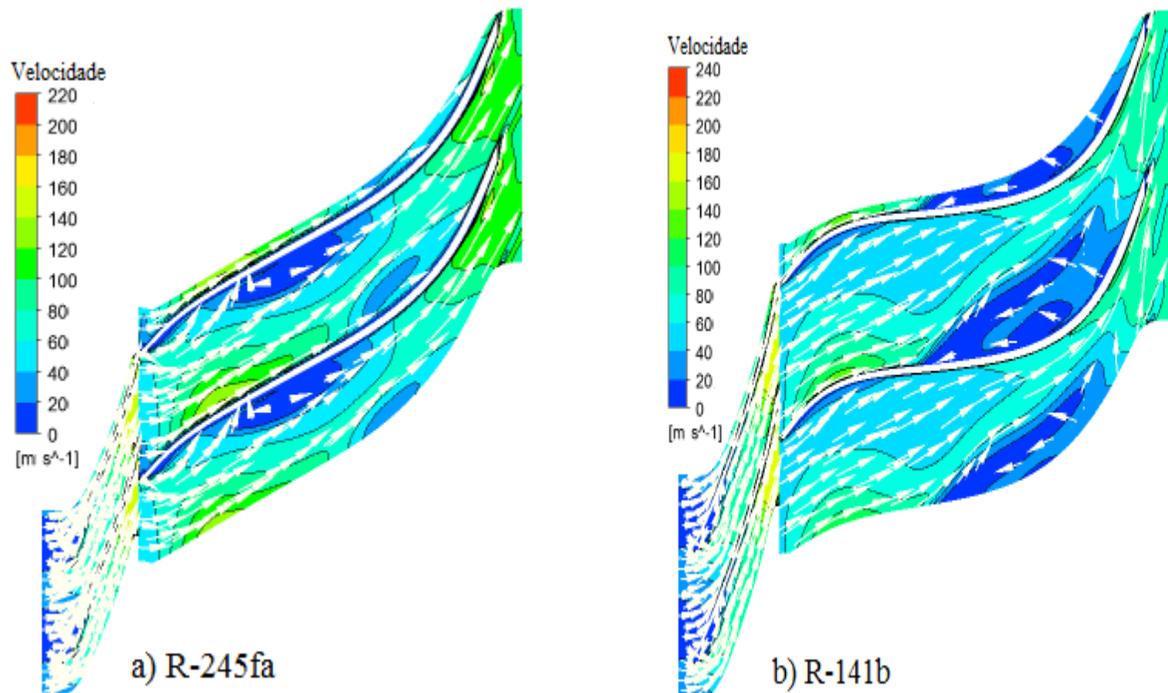


Figura 4.22. Distribuição do número de Mach no plano meridional do conjunto bocal-rotor.

Na Figura 4.23 se mostra a distribuição da velocidade absoluta ao longo da passagem do bocal e do rotor a uma altura de 50 %.



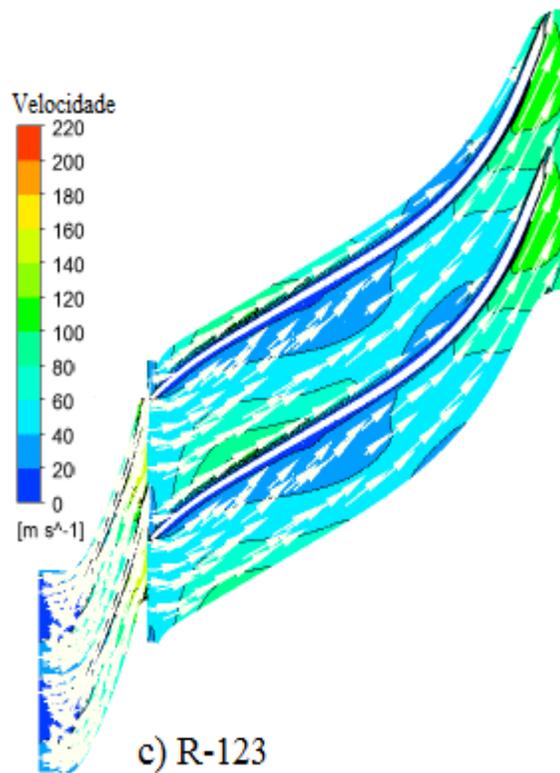


Figura 4.23. Distribuição da velocidade absoluta no conjunto boca-rotor, na altura do 50 % das pás.

A partir da Figura 4.23 é possível observar que no projeto com R-245fa existe uma pequena zona com fluxo em recirculação (com valores de velocidade pequenos), no caso do R-141b este comportamento é mais marcado e predominante, porém de forma geral o fluido apresenta um comportamento guiado através do bocal e o rotor. Para o projeto com o R-123 se observa que o fluido é perfeitamente guiado, sem zona de perturbação na passagem.

Finalmente na Figura 4.24 se apresenta o contorno da velocidade meridional através do bocal e do rotor. Pode-se observar para o contorno de velocidade dos projetos avaliados, que a máximas velocidades são obtidas na saída do rotor, com valores entre  $75 \text{ m/s} < C_m < 95 \text{ m/s}$ .

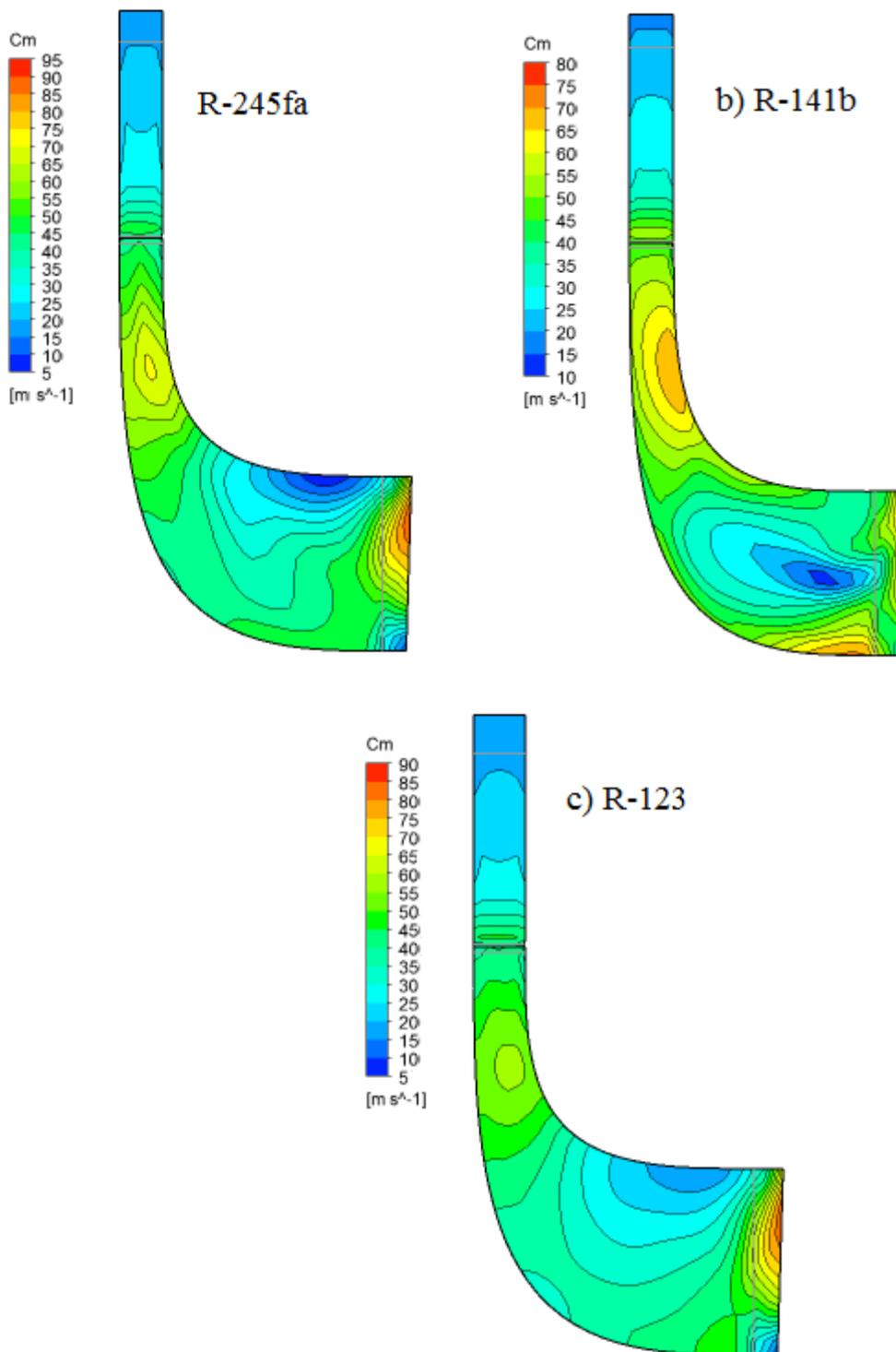


Figura 4.24. Distribuição da velocidade meridional através do bocal e o rotor da turbina radial.

Apresentados os resultados do bocal e do rotor da turbina radial na condição de projeto, a etapa seguinte desta tese consistiu em analisar o comportamento destes componentes em condições fora de projeto, os principais resultados desta análise são apresentados a seguir.

### 4.3.2 Curvas Características das Turbinas Radiais

Para determinar o comportamento das turbinas projetadas nesta tese em condição fora do seu ponto de projeto, foi simulado o comportamento de cada uma delas para diferentes valores de relação de pressão, mantendo os outros parâmetros de projeto constantes. A outra metodologia utilizada, consistiu em variar a velocidade de rotação da turbina, enquanto os outros parâmetros de projeto foram mantidos constantes. Os parâmetros na condição de projeto foram apresentados previamente na seção do projeto unidimensional da turbina (Tabela 4.3).

Na Figura 4.25 se mostra o comportamento da eficiência e da potência da turbina radial trabalhando com R-245fa em função da relação de pressão.

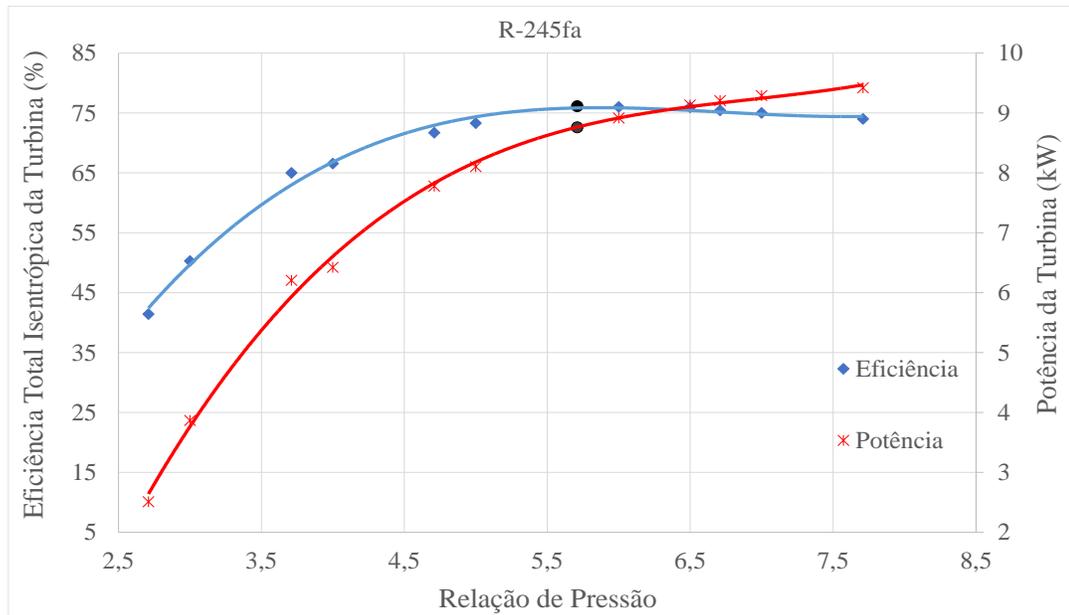


Figura 4.25. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da relação de pressão para o R-245fa.

Para a faixa de relação de pressão avaliada para o projeto de turbina com R-245fa, se pode observar uma eficiência mínima de 41,44 % para uma relação de pressão de 2,71, e uma máxima eficiência de 76,12 % para uma relação de pressão de 5,71, esta última corresponde com a condição de projeto para esta turbina (ponto preto na curva de eficiência). Nesta análise se observa um incremento da eficiência da turbina com o incremento da relação de pressão, até atingir um ponto máximo, a partir do qual a eficiência da turbina apresenta uma diminuição. Esta diminuição da eficiência é causada pelo incremento das perdas através do rotor e do bocal da turbina. Para a potência gerada pela turbina se observa que esta aumenta com o aumento da relação de pressão, efeito causado pelo incremento da expansão do fluido através da turbina para

cada incremento de relação de pressão, e portanto do trabalho gerado por este componente. Para as condições avaliadas a mínima e máxima potência foram 2,5 kW, com relação de pressão de 2,71 e 9,42 kW, a uma relação de pressão de 7,71, respectivamente. Para o ponto de projeto a potência gerada pela turbina foi de 8,76 kW (ponto preto na curva de potência).

Na Figura 4.26 se mostra o comportamento da eficiência e da potência da turbina radial trabalhando com R-245fa em função da velocidade de rotação.

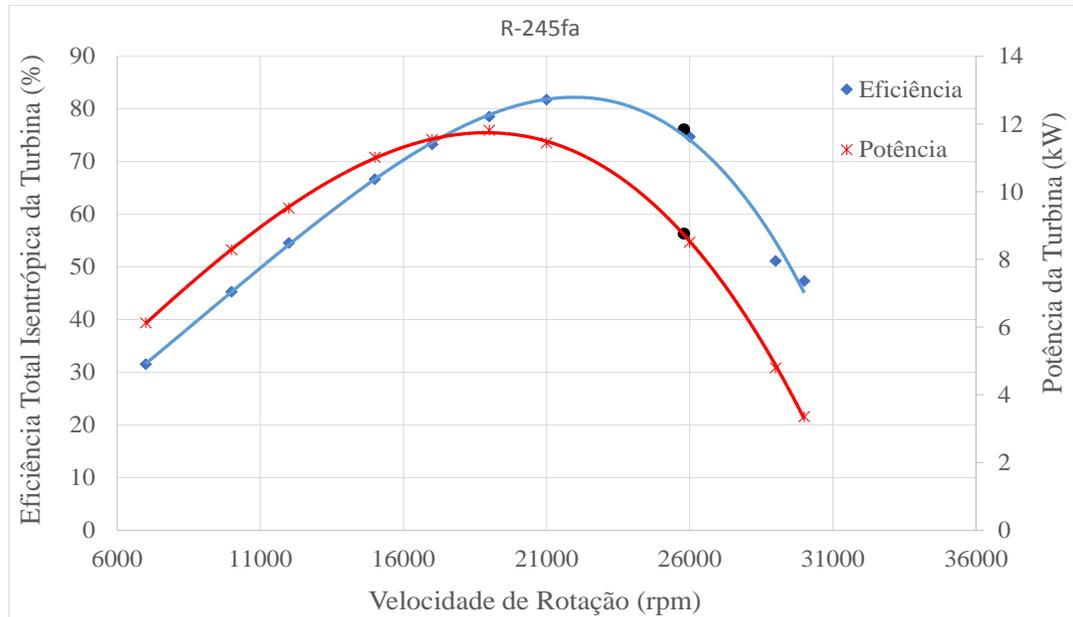


Figura 4.26. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da velocidade de rotação para o R-245fa.

Como mostra a Figura 4.26 a eficiência e a potência gerada pela turbina inicialmente aumentam com o aumento da velocidade de rotação da turbina, até atingir um ponto máximo. A partir deste ponto máximo, o aumento da velocidade causa uma diminuição da eficiência e potência da turbina, efeito causado pelo aumento das perturbações nas linhas de corrente do escoamento através da sua passagem pelo bocal e o rotor. Durante as simulações se observou instabilidade no comportamento de algumas condições dos projetos analisados. Durante esta faixa de operação da turbina se incrementam as perdas (no bocal e rotor), e em alguns casos o fluido apresentou comportamento turbulento. Para a faixa de velocidade avaliada a mínima e máxima eficiência determinados foram 31,54 % (7000 rpm) e 81,76 % (21000 rpm), respectivamente. Enquanto que o mínimo e máximo valor de potência determinados foram de 3,35 kW (30000 rpm) e 11,8 kW (19000 rpm), respectivamente.

Na Figura 4.27 se apresenta o comportamento da eficiência e da potência da turbina radial

trabalhando com R-141b em função da relação de pressão.

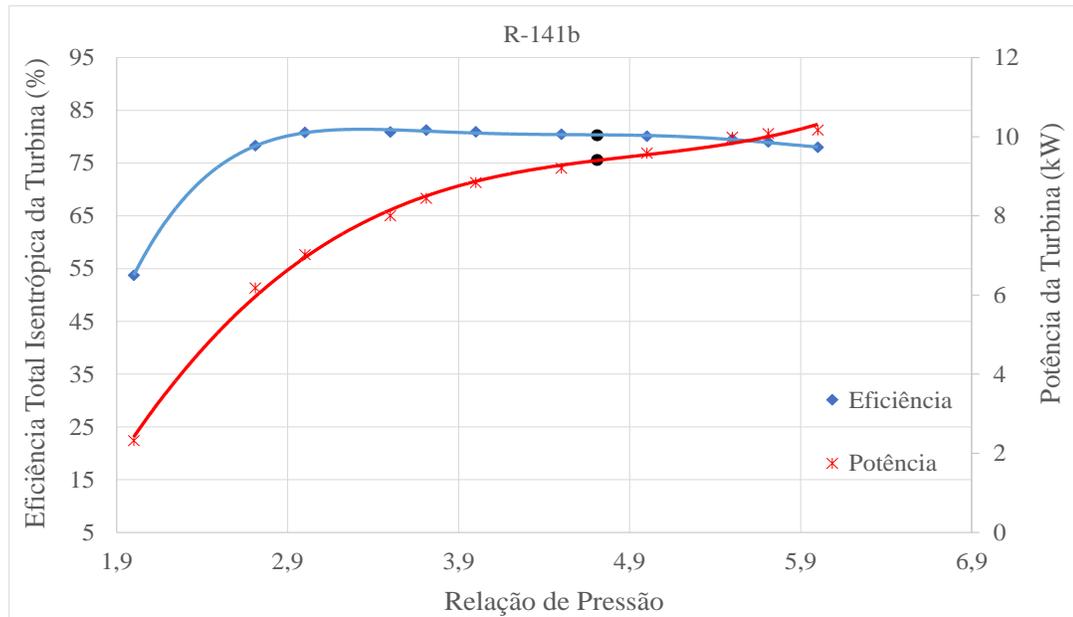


Figura 4.27. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da relação de pressão para o R-141b.

Para os valores de relação de pressão avaliados para a turbina com R-141b, se observa uma mínima eficiência de 53,72 % para uma relação de pressão de 2, e uma máxima eficiência de 81,26 % para uma relação de pressão de 3,71. Sobre a curva de eficiência o ponto preto define a condição de projeto com uma eficiência de 80,3 % e uma potência de 9,41 kW a uma relação de pressão de 4,71. Em relação à potência da turbina, foi determinado um mínimo valor de 2,3 kW para uma relação de pressão de 2 e um máximo valor de potência de 10,2 kW para uma relação de pressão de 6. O comportamento da eficiência e da potência para o R-141b em função da relação de pressão foi similar ao descrito para o R-245fa.

Na Figura 4.28 se apresenta o comportamento da eficiência e da potência da turbina radial trabalhando com R-141b em função da velocidade de rotação. Similar ao comportamento descrito para o R-245fa, a eficiência e a potência da turbina trabalhando com R-141b inicialmente apresentam um incremento com o aumento da velocidade de rotação, até atingir um ponto máximo, a partir do qual o comportamento destes parâmetros muda, diminuindo com o aumento da velocidade. Na faixa de velocidade de rotação avaliada foi possível determinar uma mínima eficiência de 31,2 %, para uma velocidade de 7000 rpm, e uma máxima eficiência de 80,3 % para uma velocidade de 22000 rpm (no ponto de projeto). Para a potência o mínimo valor determinado foi 3,14 kW, a uma velocidade de 30000 rpm, e um valor máximo de 9,88 kW a uma velocidade

de 19000 rpm. Para este fluido a potência de projeto (ponto preto) foi de 9,4 kW a uma velocidade de 22000 rpm.

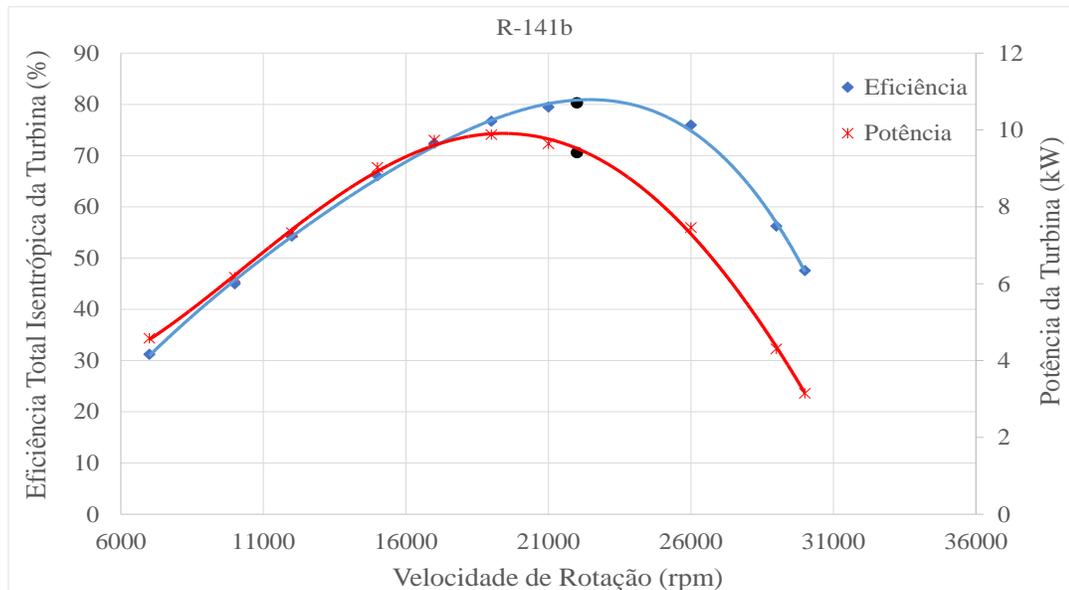


Figura 4.28. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da velocidade de rotação para o R-141b.

Na Figura 4.29 se apresenta o comportamento da eficiência e da potência da turbina radial, trabalhando com R-123, em função da relação de pressão.

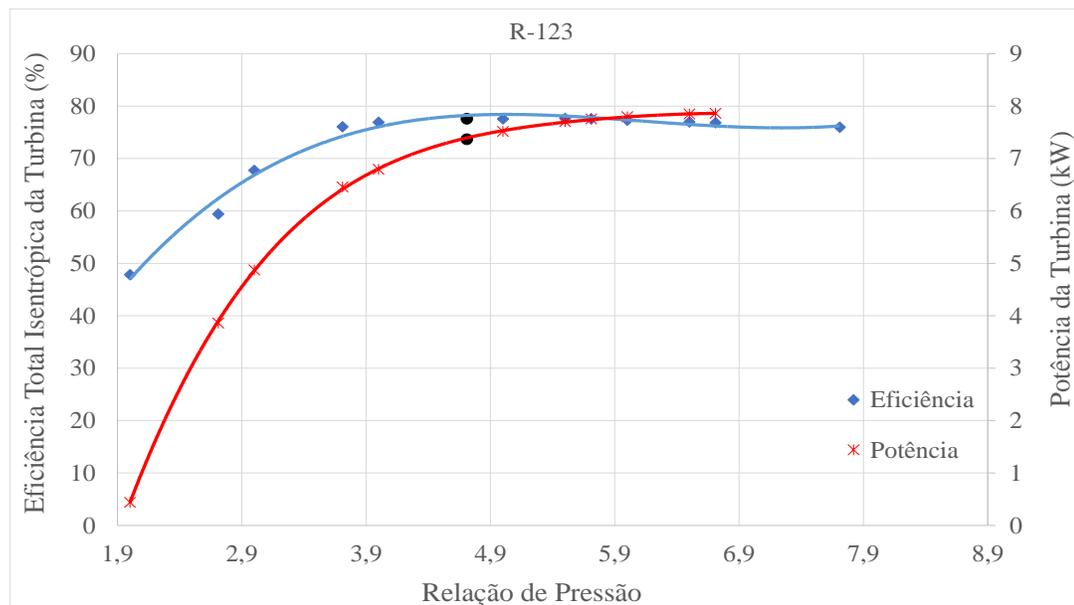


Figura 4.29. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da relação de pressão para o R-123.

A partir da Figura 4.29 é possível determinar para o R-123 uma mínima eficiência da turbina de 47,82 % a uma relação de pressão de 2 e uma máxima eficiência de 77,9 % a uma relação de

pressão de 4. Para a análise do comportamento da potência da turbina foi determinado um valor mínimo de 0,5 kW, para uma relação de pressão de 2, e um valor máximo de 7,9 kW, para uma relação de pressão de 6,71. O ponto de projeto para o R-123 é definido por uma eficiência de 77,6 % e uma potência de 7,37 kW, a uma relação de pressão de 4,71 e velocidade de rotação de 24000 rpm.

A Figura 4.30 apresenta o comportamento da eficiência e da potência da turbina radial trabalhando com R-123 em função da velocidade de rotação.

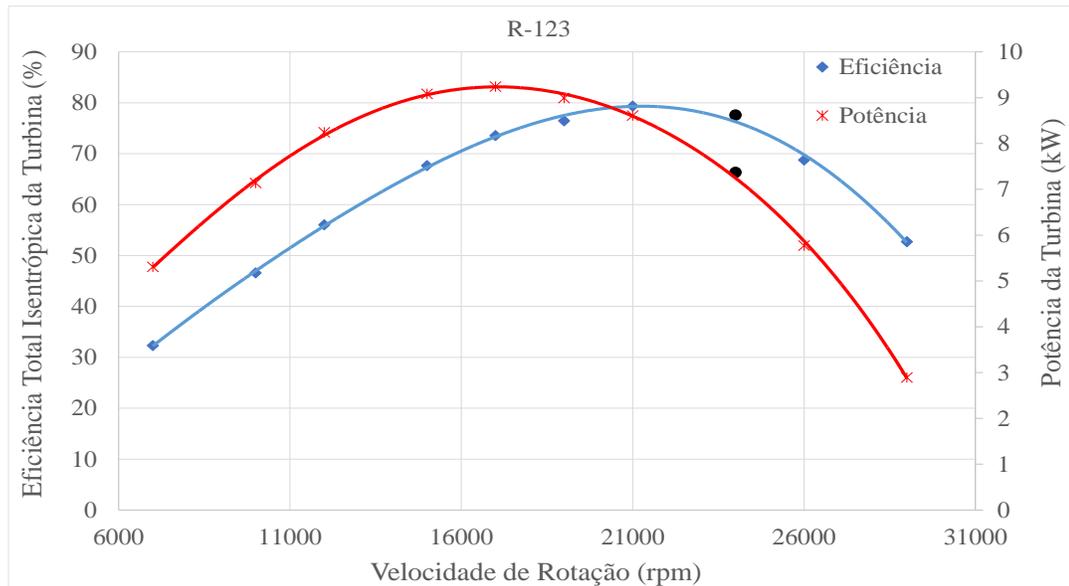


Figura 4.30. Comportamento da eficiência total e a potência da turbina em função da velocidade de rotação para o R-123.

Para a faixa de velocidade de rotação avaliada para a turbina trabalhando com o fluido orgânico R-123, se determinou que a eficiência e a potência da turbina inicialmente aumentam com o incremento da velocidade, até atingir um ponto máximo de eficiência e potência, a partir desta condição, o comportamento destes parâmetros muda, diminuindo com o aumento da velocidade de rotação da turbina. Para as condições avaliadas, a mínima e máxima eficiência foram de 32,3 %, para uma velocidade de 7000 rpm, e 79,35 % para uma velocidade 21000 rpm. Enquanto os valores de mínima e máxima potência determinados foram 2,89 kW, para uma velocidade de 29000 rpm, e 9,24 kW para uma velocidade de 17000 rpm.

Adicionalmente, é importante destacar que os resultados de eficiência obtidos para os projetos de turbinas trabalhando com fluido orgânico R-245fa e R-141b, assim como o comportamento obtidos nas curvas características apresentados nesta seção, são similares aos resultados apresentados por Jubori et al. [156].

Dos resultados apresentados no projeto 3D da turbina radial, foi determinado um indicio de entupimento na saída do bocal para os projetos com R-245fa e R-141b. Modificações nos parâmetros de projetos foram realizadas, não se obtendo mudanças consideráveis, efeito que pode ser justificado pelo estrangulamento causado em algumas seções dos componentes, a partir do qual se considera que análise de sensibilidade sobre os pontos de controle das curvas da raiz e do topo da pá do bocal e o rotor podem contribuir de forma direta para melhorar o comportamento do número de Mach. Planejamento de experimentos foram realizadas com o propósito de determinar a quantidade de simulações adicionais a serem realizadas, resultado em um número de simulações que prolonga consideravelmente o tempo e o consumo de recurso computacional que é restrito a disposição do *Cluster* da UNIFEI-GETEC. Porém, se considera que os projetos desenvolvidos representam uma opção de turbina radial que podem ser utilizadas para as condições de operação apresentadas, uma vez que resultados similares foram encontrados na literatura científica.

Finalizada a análise unidimensional e 3D da turbina radial, a próxima etapa consiste em apresentar os resultados da análise do comportamento da temperatura do fluido no sistema de armazenamento e, o comportamento da geração de eletricidade, a partir da operação integrada do sistema de concentração solar, armazenamento térmico e o bloco de potência elétrica.

#### **4.4 Resultados da Operação Integrada do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos Acoplados ao Ciclo Rankine Orgânico com Armazenamento Térmico**

Para desenvolver a análise e dimensionamento dos tanques do sistema de armazenamento térmico, foram utilizados os parâmetros de projeto da turbina radial trabalhando com R-245fa, apresentados na anterior seção. Nesta análise se escolheu o projeto com R-245fa, devido a que este fluido permite obter maiores valores de eficiência exergética para a configuração do sistema definida nesta tese, como mostram os resultados apresentados. Assim, se tem para a condição de projeto da turbina radial com R-245fa, uma eficiência de 76,12 %, uma temperatura na entrada da turbina de 79,97 °C, para gerar uma potência da turbina de 8,76 kW. A partir dos dados da turbina, da bomba do CRO (75 %) e, os valores da eficiência mecânica da turbina e do gerador elétrico (Tabela 4.2), foram realizadas simulações para determinar os parâmetros de projeto do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico. Na Tabela 4.7 se mostram os parâmetros de projeto da

configuração do sistema utilizado para determinar o comportamento da potência elétrica gerada para um dia aleatório na cidade de Itajubá-Minas Gerais. Estes parâmetros correspondem a configuração utilizada no trabalho de Quoilin [72].

Tabela 4.7. Parâmetros de projeto do sistema CCP-CRO.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Diâmetro coletor (m)	2,5	Fluido de transferência de calor	Downtherm A
Comprimento coletor (m)	25	Revestimento seletivo	Solel UVAC Cermet
Número de coletores	4	Material do tubo absorvedor	Aço 304
Diâmetro interno tubo absorvedor (m)	0,066	Fluido orgânico	R-245fa
Diâmetro externo tubo absorvedor (m)	0,07	Área do evaporador (m <sup>2</sup> )	0,125
Diâmetro interno cobertura de vidro (m)	0,08	Número de placas	60
Diâmetro externo cobertura de vidro (m)	0,088		

A Figura 4.31 mostra o comportamento da irradiação solar para o dia 01 de Março de 2015. Estes dados de irradiação solar da cidade de Itajubá foram fornecidos pela estação meteorológica da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI). Para o dia escolhido, o período da análise foi das 8:20 até as 16:30 horas. Neste período de tempo, os menores valores de irradiação solar global foram  $459 \text{ W/m}^2$  (8:20) e  $424 \text{ W/m}^2$  (16:30). Enquanto que o máximo valor de irradiação solar foi de  $980 \text{ W/m}^2$ , atingido as 12:40 horas.

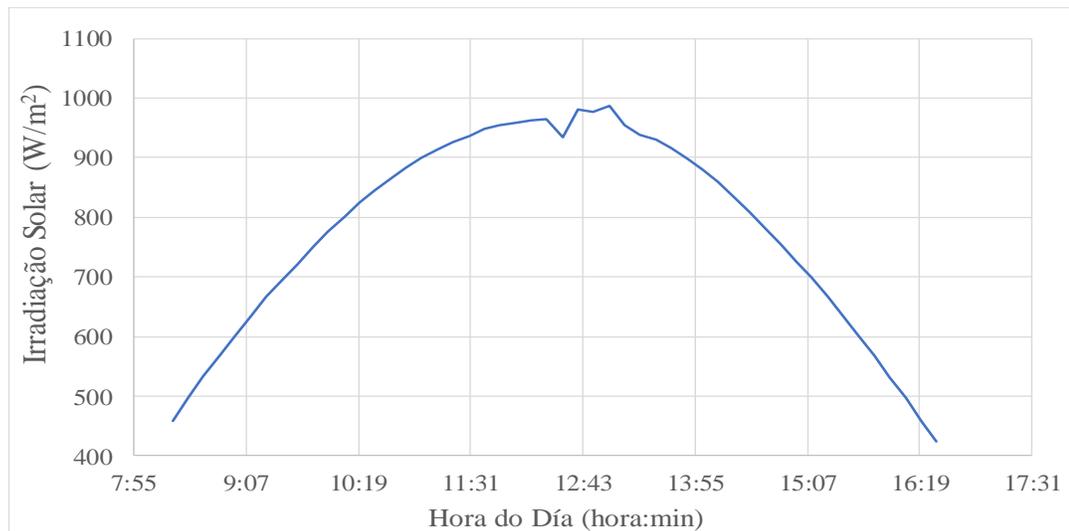


Figura 4.31. Comportamento da Irradiação solar para a cidade de Itajubá-MG.

Na Figura 4.32 se apresenta o comportamento da potência elétrica gerada pelo sistema, com a configuração apresentada na Tabela 4.7.

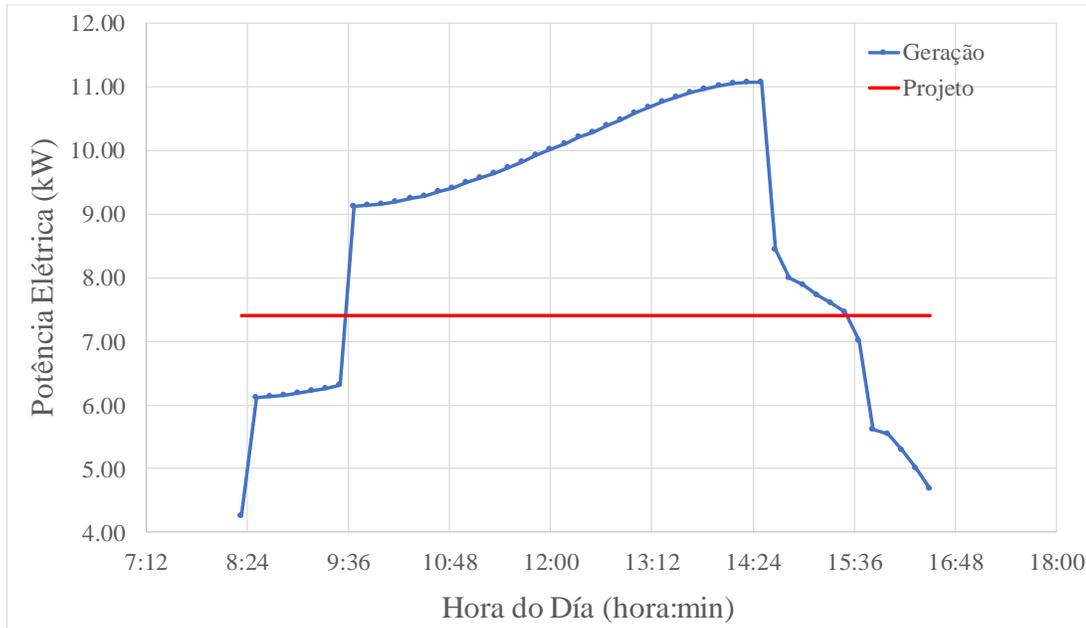


Figura 4.32. Comportamento da potência elétrica gerada durante o dia 01 de Março de 2015.

A Figura 4.32 mostra o comportamento da potência elétrica gerada, para a distribuição de irradiação solar mostrada na Figura 3.31. Para este dia a mínima potência elétrica gerada foi de 4,3 kW às 8:20 da manhã, enquanto que a máxima potência foi de 11 kW às 14:30 da tarde. Para o dimensionamento do sistema de armazenamento foi escolhida a condição de operação que permite gerar 7,4 kWe, na Tabela 4.8 se apresentam os parâmetros requeridos para cumprir com esta condição de operação.

Tabela 4.8. Parâmetros para geração de 7,4 kWe.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Potência de projeto (kW)	7,4	Fluxo mássico fluido transferência de calor (kg/s)	4,5
Irradiação solar (W/m <sup>2</sup> )	694	Eficiência do ciclo de potência (%)	8,7
Temperatura do Downtherm A na saída do coletor (°C)	99,8	Temperatura ambiente (°C)	22

Definidos os parâmetros e condições de operação do sistema de geração de eletricidade, a etapa seguinte desta análise consistiu em determinar uma nova configuração do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico, para aumentar o tamanho do campo solar. Esta metodologia é aplicada amplamente para projetar usinas comerciais de Coletores Cilíndricos Parabólicos com sistema de

armazenamento térmico de dois tanques [157], [158], [53]. A nova configuração permitirá obter as condições de temperatura e fluxo mássico necessárias para gerar o 7,4 kWe, e fornecer energia para o sistema de armazenamento térmico, para o perfil de irradiação solar definido na Figura 4.31.

Na Tabela 4.9 se mostra a nova configuração do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, determinada para cumprir com as condições de potência de projeto, e obter as condições adicionais requeridas para iniciar o carregamento e posterior operação do sistema de armazenamento.

Tabela 4.9. Nova configuração do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Diâmetro coletor (m)	5	Fluido de transferência de calor	Downtherm A
Comprimento coletor (m)	24	Fluxo volumétrico (m <sup>3</sup> /h)	34
Número de coletores	5	Revestimento seletivo	Solel UVAC Cermet
Diâmetro interno tubo absorvedor (m)	0,078	Material do tubo absorvedor	Aço 304
Diâmetro interno tubo absorvedor (m)	0,082	Fluido orgânico	R-245fa
Diâmetro interno cobertura de vidro (m)	0,09	Área do evaporador (m <sup>2</sup> )	0,125
Diâmetro externo cobertura de vidro (m)	0,098	Número de placas	60

A partir das condições de projeto e do perfil de irradiação solar anteriormente definido, foi determinada a geometria dos tanques do sistema de armazenamento, requerida para garantir a geração de eletricidade durante a falta ou flutuação da irradiação solar. Para um tanque com diâmetro de 4 m, altura de 4,55 m e utilizando o Downtherm A como fluido do sistema de armazenamento é possível garantir a energia requerida para gerar eletricidade (aproximadamente 7,4 kWe) durante um período de tempo de 3 horas 26 min. A Tabela 4.10 apresenta alguns parâmetros de projeto dos tanques do sistema de armazenamento.

Tabela 4.10. Parâmetros de projeto dos tanques.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Parâmetro</b>	<b>Material</b>
Espessura do teto do tanque (m)	0,006	Isolamento térmico no teto do tanque	Placa de silicato de cálcio
Espessura do fundo do tanque (m)	0,04	Isolamento térmico na parede vertical do tanque	Lã mineral
Espessura da parede vertical do tanque (m)	0,04	Isolamento térmico no fundo do tanque	Espuma de vidro
Espessura do isolamento térmico tanque quente (m)	0,4		
Espessura do isolamento térmico tanque frio (m)	0,3	Material do tanque	Aço 304

Para cada tanque do sistema de armazenamento sempre será mantido um nível mínimo de fluido, o qual foi definido em uma altura no interior do tanque igual a 0,203 m, representando uma massa de 2600 kg de Downtherm A. Também foi definido que a temperatura de entrada no tanque é a mesma temperatura de saída do coletor, enquanto a temperatura no tanque frio vai ser igual à temperatura do fluido que retorna à entrada do coletor. Em usinas comerciais são utilizados sistemas auxiliares de aquecimento no interior dos tanques, como uma forma de garantir algumas condições de operação do sistema, como evitar que fluidos como sais fundidos solidifiquem. Neste trabalho não é modelado este sistema auxiliar de aquecimento, e sim é desenvolvido o dimensionamento dos tanques e análise do comportamento da temperatura do fluido durante as diferentes etapas da operação deste tipo de sistema.

A partir das condições de projeto para gerar 7,4 kWe (Tabela 4.8) e dos parâmetros do novo projeto do sistema CCP (Tabela 4.9), determinou-se que a partir das 10:30 horas são obtidas as condições para gerar os 7,4 kWe, no bloco de potência, e fornecer fluido nas condições definidas para iniciar o carregamento do tanque, finalizando o carregamento do tanque as 14:10 da tarde. Na Figura 4.33 se apresenta o comportamento do fluxo mássico no campo solar desde as 10:30 AM até as 14:10 horas, para o dia 01 de Março de 2015.

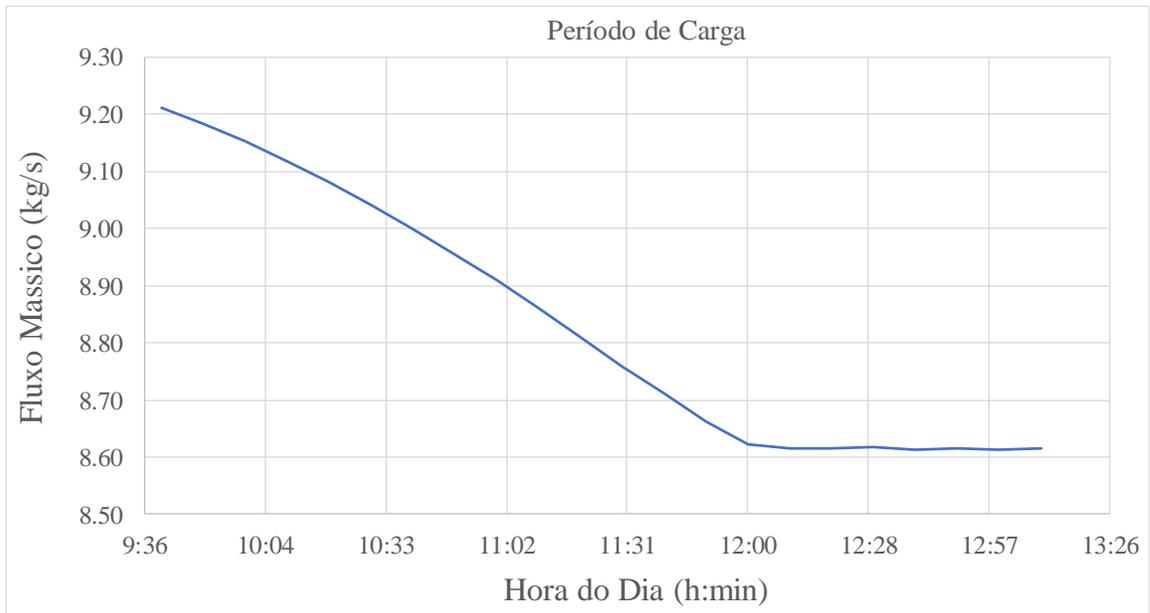


Figura 4.33. Comportamento do fluxo mássico no campo solar.

Conhecidas as condições requeridas pelo sistema de geração, entre elas o fluxo mássico de 4,5 kg/s (Tabela 4.8), é possível utilizar a Figura 4.33 para determinar o comportamento do fluxo mássico que entra no tanque de armazenamento. Como se pode observar, durante a maior parte do período de carga se tem uma variação do fluxo mássico do sistema, só na última hora durante esta etapa o fluxo do sistema apresenta pouca variação. O comportamento do fluxo mássico na entrada do tanque permite determinar o comportamento do nível do tanque durante o período de carga, como mostra a Figura 4.34.

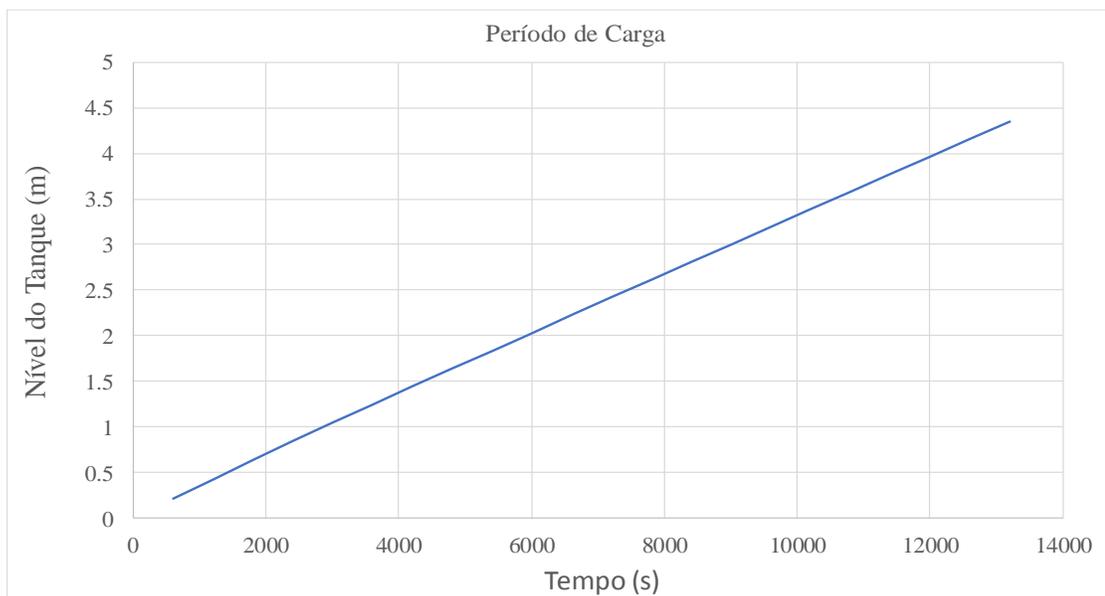


Figura 4.34. Comportamento no nível de carregamento no tanque com fluido quente.

Durante a análise de carregamento do tanque de armazenamento, foi considerado o mínimo nível de fluido para cada tanque. Assim, na Figura 4.34, se mostra o nível de carregamento na altura útil. Para as condições de projetos definidas, se determinou que, para carregar completamente o tanque, é necessário um tempo de 13200 segundos (3 horas 40 min). Uma vez o tanque está carregado total ou parcialmente é possível responder a flutuações da irradiação solar, e desta forma responder com a potência de projeto.

Na Figura 4.35 se mostra a variação da temperatura do fluido no interior do tanque durante o período de carga.

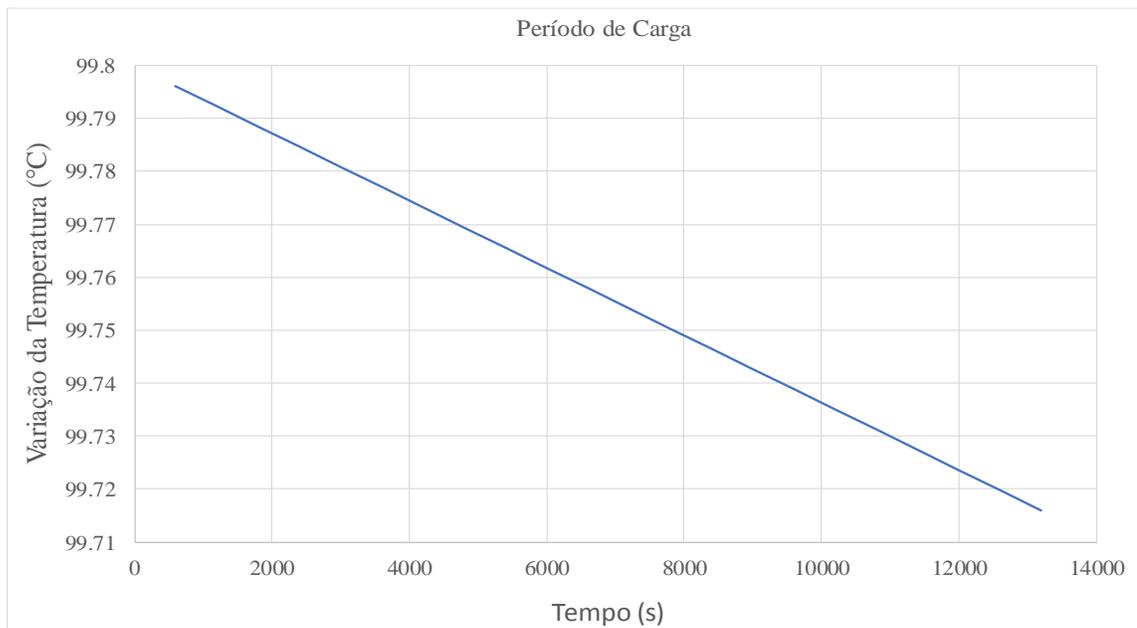


Figura 4.35. Variação da temperatura do fluido durante o período de carga do tanque.

Para o período de carga do tanque se determinou que a máxima queda de temperatura foi de 0,084 °C durante as 3 horas 40 min. A Figura 4.35 permite observar que existe pouca variação da temperatura durante os períodos de tempo analisado, condição do sistema que garante a conservação da energia durante esta etapa inicial e posteriores da operação deste tipo de sistema.

Na Figura 4.36 se mostra o comportamento da diminuição da exergia do fluido no interior do tanque durante todo o período de carga devido as perdas de calor no tanque. Desde um valor inicial de 110,7 kW em um instante inicial de 1 seg até um valor mínimo de 109,5 kW ao final do tempo de carga, obtido uma diminuição máxima neste período igual a 1,2 kW.

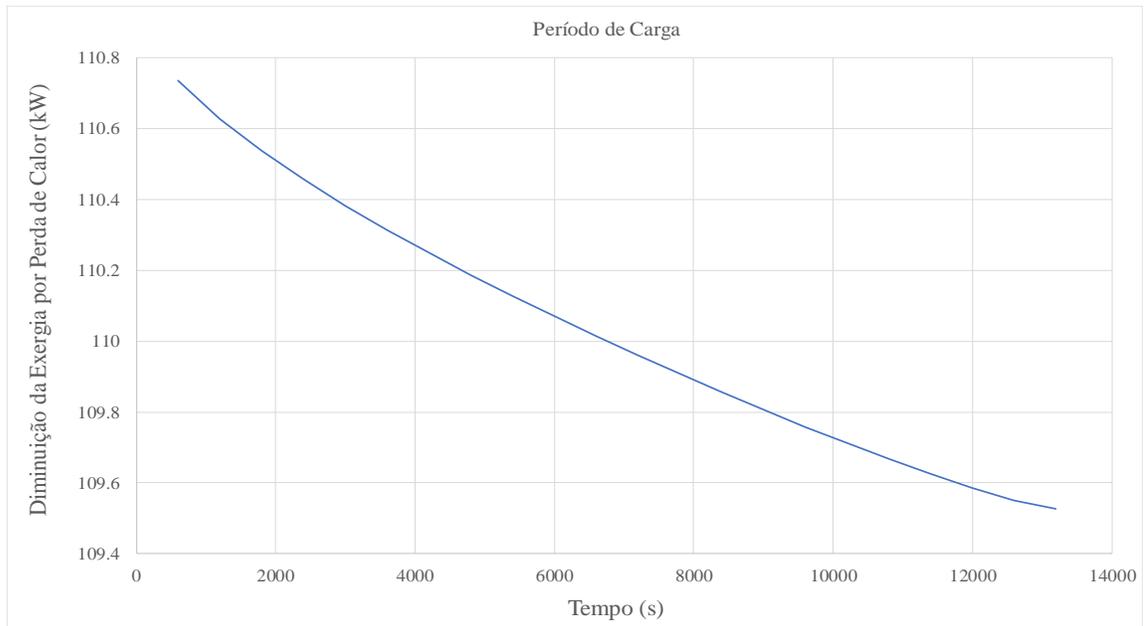


Figura 4.36. Comportamento da diminuição da exergia por perda de calor durante o período de carga.

Finalizado o período de carga, a etapa seguinte da análise consiste em determinar o período de armazenamento do fluido, e se é necessária a utilização da energia armazenada para fornecer energia ao bloco de potência. Na Figura 4.37 se mostra a variação da temperatura do fluido no interior do tanque durante o período de armazenamento térmico.

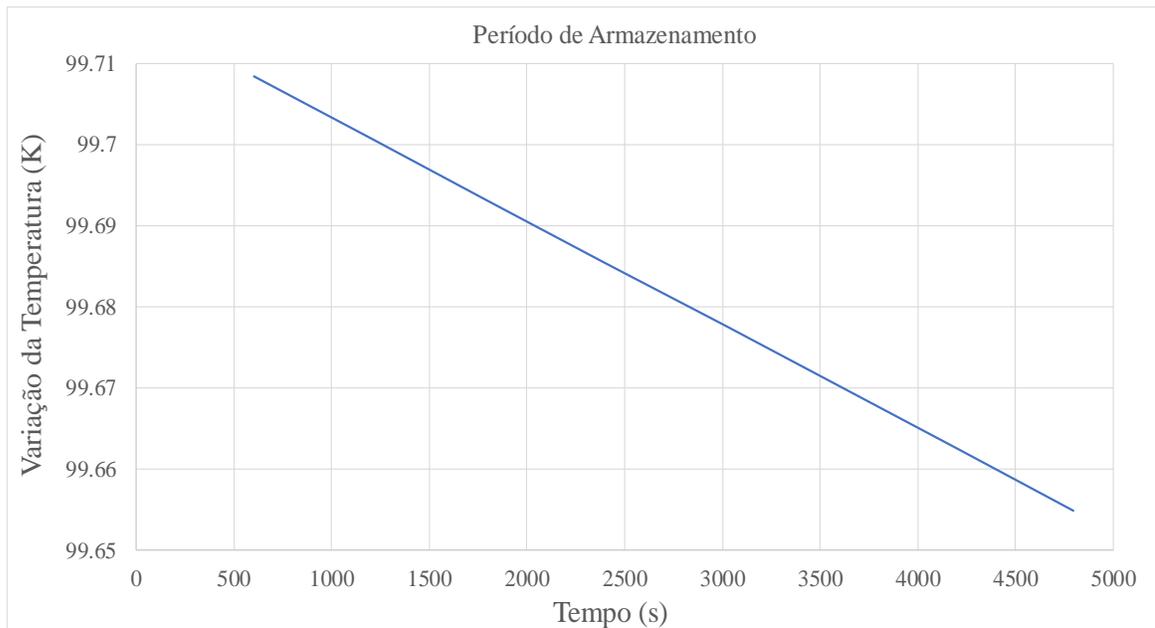


Figura 4.37. Variação da temperatura do fluido durante o período de armazenamento.

Para as condições de projeto e o perfil de irradiação solar definido, se determinou que o tempo durante o qual o fluido ficou armazenado foi de 4800 seg (1 hora 10 min), depois deste período é

necessário que se inicie o processo de descarga do fluido (Figura 4.32) para poder ter uma geração de eletricidade no CRO de aproximadamente 7,4 kWe. Como mostra a Figura 4.37, durante este período a máxima queda na temperatura foi de 0,06 °C.

A diminuição da exergia durante o período de armazenamento pode ser calculada como a diferença entre a exergia no final do período de carga e a exergia no início do período de descarga. Assim na análise mostrada a seguir, serão apresentadas as análises do período de descarga e se determinara o valor da exergia no início do período, para finalmente determinar a variação da exergia durante o armazenamento do fluido.

Na Figura 4.38 se mostra o comportamento do nível do fluido no interior do tanque durante o período de descarga do tanque. Sabendo-se que é requerido um fluxo mássico do fluido de 4,5 kg/s no evaporador, é possível garantir a operação e geração de eletricidade durante 12365 seg (3 h 26 min).

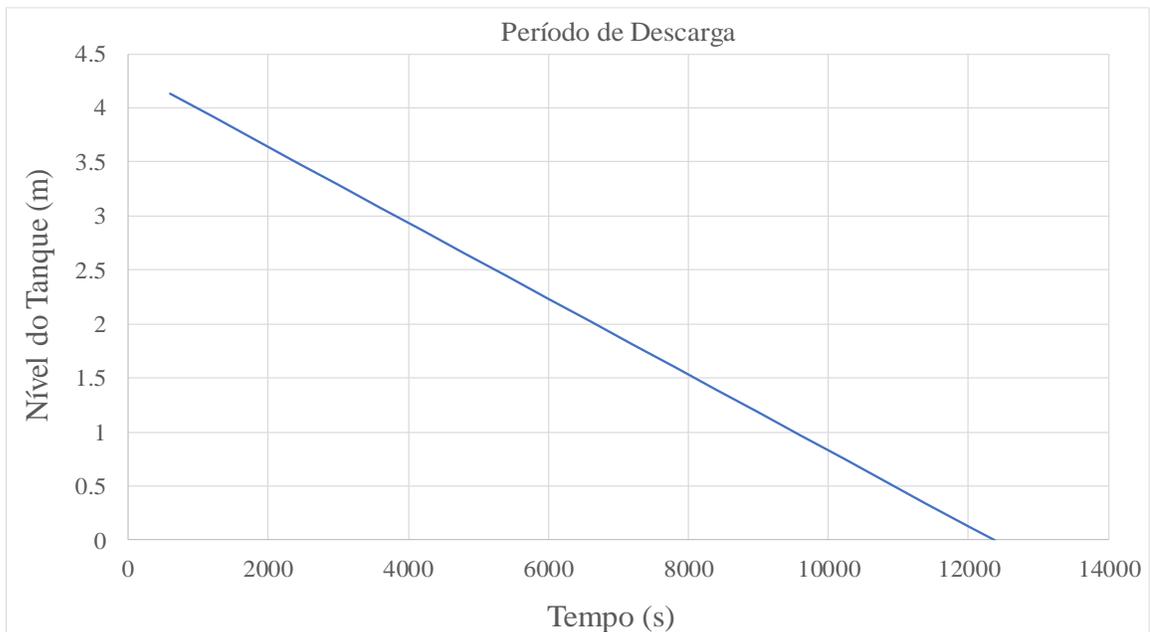


Figura 4.38. Comportamento no nível de fluido no tanque durante o período de descarga.

Na Figura 4.39 se mostra o comportamento da variação da temperatura do fluido durante o período de descarga. Para o período de descarga do tanque se determinou que a máxima queda de temperatura foi de 0,15 °C durante as 3 horas 26 min. A Figura 4.39 permite observar a pouca variação da temperatura durante os períodos de tempo analisado, assim no final do período de descarga se tem que a temperatura final do fluido é de 99,49 °C. Existindo uma diferença entre a temperatura de projeto e a temperatura no final do período de descarga de 0,31 °C.

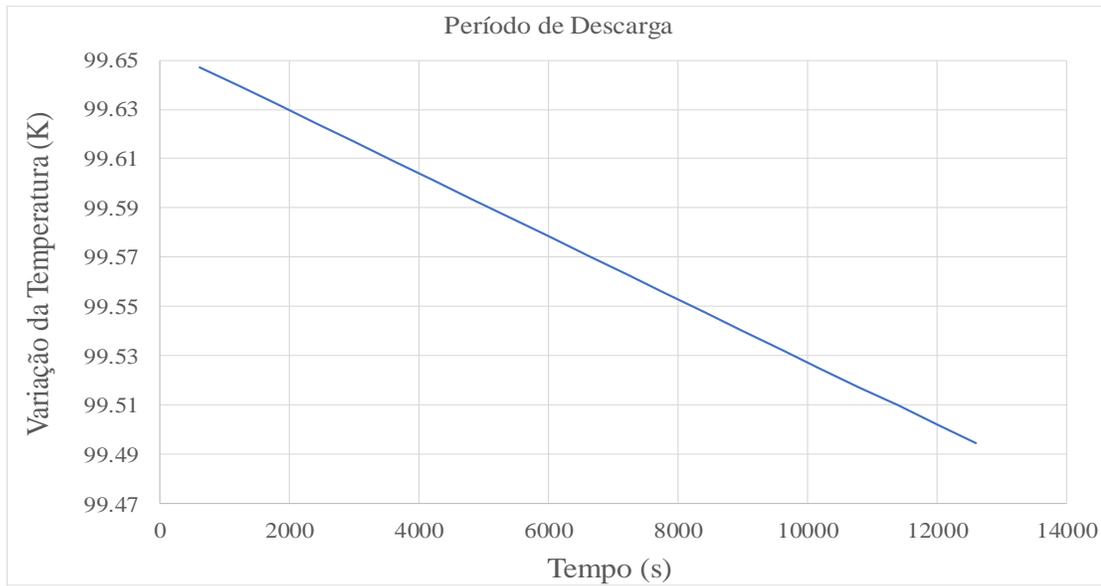


Figura 4.39. Variação da temperatura do fluido durante o período de descarga.

Na Figura 4.40 se mostra o comportamento da diminuição da exergia por perdas de calor, durante o período de descarga.

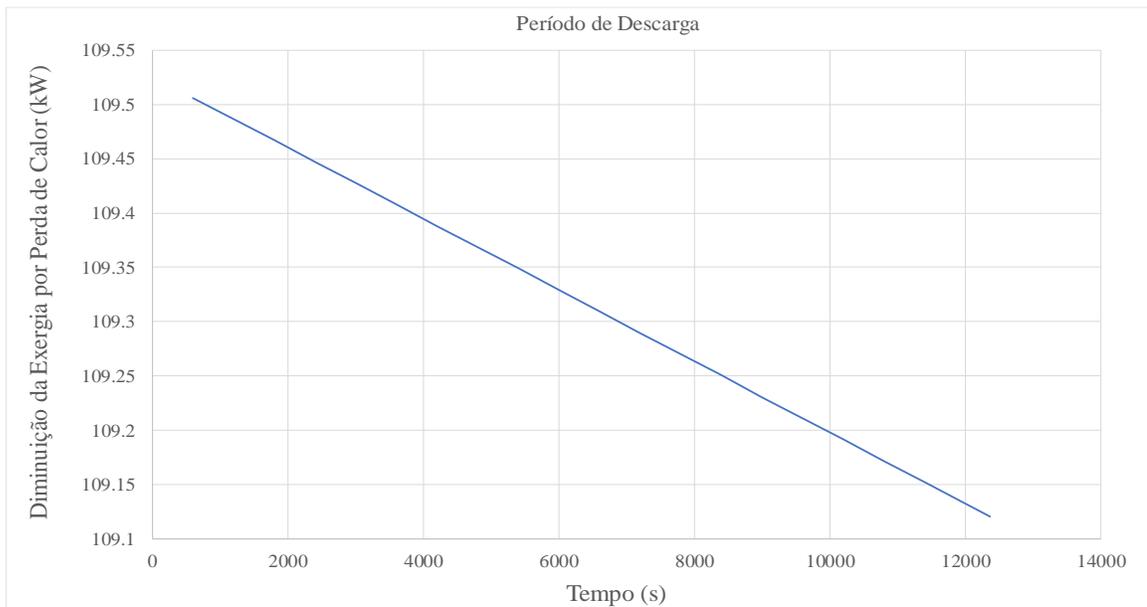


Figura 4.40. Comportamento da diminuição da exergia por perda de calor durante o período de descarga.

Na Figura 4.40 se mostra o comportamento da diminuição da exergia do fluido no interior do tanque durante todo o período, para um instante inicial de 600 seg, a diminuição da exergia foi de 109,51 kW, enquanto que no final do tempo de descarga aos 12365 seg, a diminuição da exergia foi de 109,12 kW, obtido uma diferença máxima no período total igual a 0,39 kW. A partir das análises exérgicas durante este período e o período de descarga foi possível calcular a eficiência

durante a operação do sistema. Assim determinou-se que a eficiência exergética durante o período de carga foi de 98,91 %, valor que representa a exergia acumulada durante este período. Para o período de armazenamento a eficiência foi de 99,98 %, indicado a quantidade de exergia do período de carga que é conservada até o final do armazenamento. E finalmente para o período de descarga a eficiência foi de 99,65 %, indicando a quantidade de exergia que é possível recuperar do tanque de armazenamento ao longo dos períodos já definidos.

Na Figura 4.41 se mostra o comportamento da operação do sistema integrado para o dia 1 de Março de 2015, na cidade de Itajubá-MG. A implementação do sistema de armazenamento térmico de dois tanques permite garantir a operação do sistema de geração de eletricidade durante a falta de irradiação solar. No caso da configuração determinada neste trabalho, foi possível determinar que a utilização do sistema de armazenamento implica o sobre dimensionamento do campo solar, como uma forma de obter as condições de geração no ciclo de potência e fornecer em dados intervalos de tempo, durante o dia energia térmica para o sistema de armazenamento. Esta análise também permitiu determinar que desde o início do carregamento do tanque, até o final o final do período de descarga do tanque, a temperatura do fluido experimento uma queda de 0,31 °C. Causando uma diminuição da potência elétrica no bloco de potência de 7,4 kWe a 7,3 kWe, quando se utiliza o sistema de armazenamento, representado uma queda de 1,3 %.

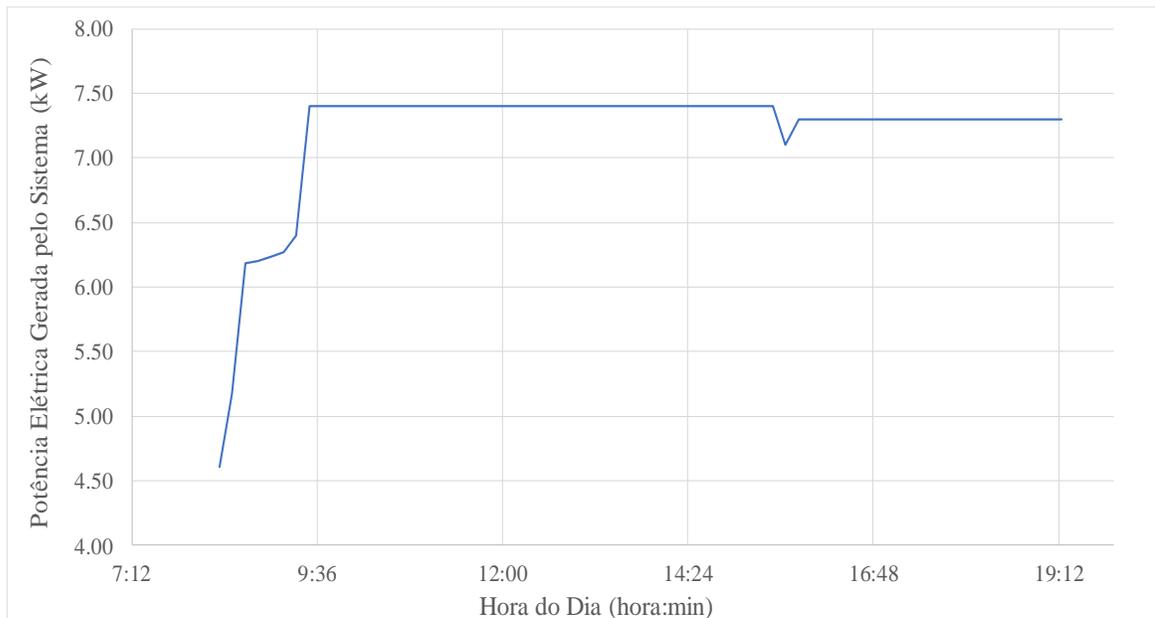


Figura 4.41. Comportamento da potência elétrica gerada pelo sistema durante a operação do sistema de armazenamento térmico.

Na Figura 4.42 se mostra para o dia 1 de março de 2015 o comportamento do sistema em função

da irradiação solar.

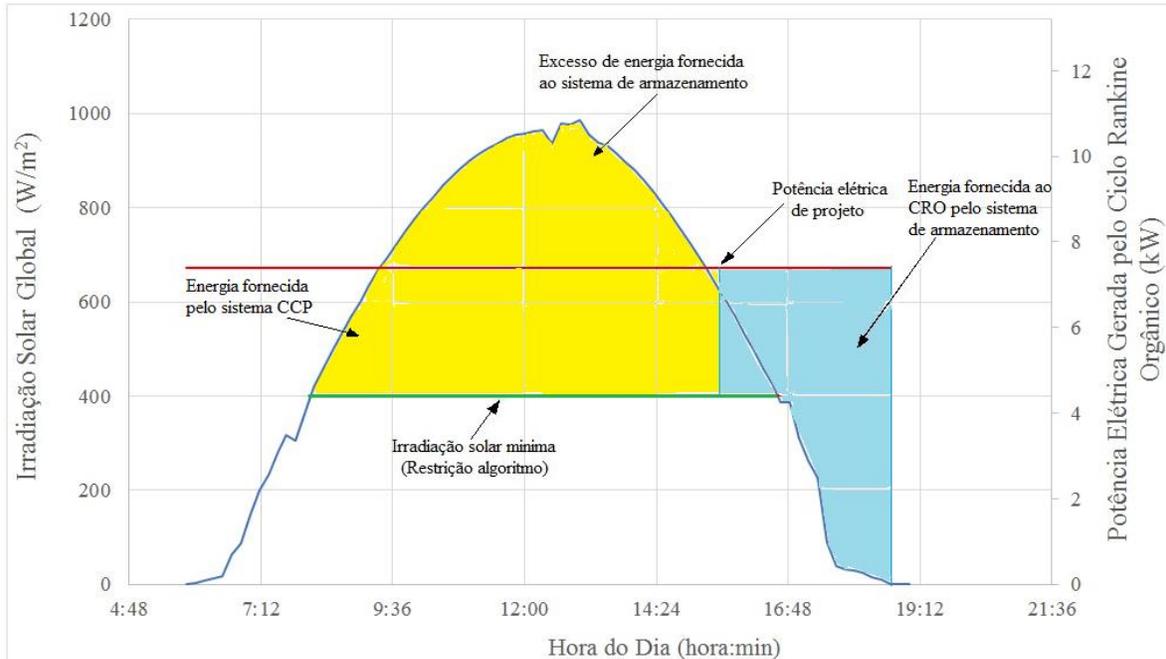


Figura 4.42. Comportamento do sistema em função da irradiação solar na cidade de Itajubá-MG.

Para o dia escolhido, a Figura 4.42 mostra a operação de forma integrada do sistema de concentração solar, o ciclo de potência e o armazenamento térmico. Nesta se apresenta os períodos do dia durante o qual se tem a operação do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos e Ciclo Rankine Orgânico, o período de tempo no qual se inicia o fornecimento de energia térmica desde o sistema Coletor para o sistema de armazenamento e finalmente se mostra o período durante o qual o sistema de armazenamento térmico fornece energia ao ciclo Rankine orgânico, como o propósito de gerar potência elétrica (~7,4 kWe). Para o período de operação do sistema analisado neste trabalho, foi possível determinar a distribuição na operação do sistema CCP e o sistema de armazenamento térmico, sendo que o sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos contribui com 63,6 % da energia fornecida ao CRO e o sistema de armazenamento, operando desde as 9:30 até as 15:30 horas, enquanto o sistema de armazenamento contribui com 36,4 % da energia fornecida ao Ciclo Rankine Orgânico, desde as 15:30 até as 18:51 horas, período durante o qual o sistema de coletores não opera.

Devido ao alto consumo computacional para realizar simulações com o modelo de armazenamento térmico, não foi possível modelar o comportamento do sistema durante uma semana ou inclusive um mês. Como tarefas adicionais se tentará implementar alguma técnica de programação avançada com o propósito de melhorar os tempos de simulação, isto acompanhado

da utilização de um computador com melhores características de desempenho. Assim, é possível utilizar os resultados obtidos para o dia simulado, como uma forma de prever o comportamento do sistema e a sua resposta durante a falta de irradiação solar. Concluindo desta forma, que os resultados obtidos permitem garantir a operação do Ciclo Rankine Orgânico por um intervalo de tempo definido. Qualquer aumento na capacidade de armazenamento do sistema estará representada pelo aumento da capacidade do tanque e o inventário do fluido de armazenamento, incrementado o investimento do projeto.

## 5. CONCLUSÕES E SUGESTOES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Conclusões

Os resultados obtidos na validação dos modelos matemáticos, mostram que a metodologia apresentada nesta tese pode ser utilizada para caracterizar a operação de um sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico integrado a um sistema Ciclo Rankine Orgânico com armazenamento térmico de dois tanques. Incluindo o projeto unidimensional e 3D da turbina radial, e a análise em condições fora do ponto de projeto para cada turbina analisada. Para o qual foram desenvolvidos os modelos matemáticos de cada um dos sistemas definidos e o modelo unidimensional da turbina radial, utilizando-se o software *Matlab*. No caso do projeto 3D da turbina foi utilizado o software CFX-ANSYS, como ferramenta para desenvolver esta parte das atividades da tese.

A metodologia proposta nesta tese é útil para análise do sistema para baixas, media e altas capacidades de geração de eletricidade e qualquer período de armazenamento térmico, desde uma hora, até um ano.

Os valores da eficiência térmica do campo solar (70 % - 72%), do Ciclo Rankine Orgânico (9,9 %), do sistema global (6,1 %), e os valores de eficiência dos projetos de turbina radial apresentados na análise de resultados, batem com os valores reportados na literatura científica [72], [103], [156]. Confirmado desta forma, a utilidade da metodologia proposta nesta tese.

A partir da análise desenvolvida nesta tese, foi possível determinar que para aplicações de baixa capacidade de geração e temperaturas até 122 °C, é possível utilizar a água como fluido de transferência de calor em um sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, uma vez que a partir deste fluido o campo solar apresenta maior aproveitamento da energia térmica da irradiação solar, como mostra a análise exergética elaborada nesta tese.

Da análise realizada no sistema, para os diferentes tipos de revestimentos seletivos e considerando o desempenho térmico e exergético do sistema é possível concluir que o revestimento Solel UVAC Cermet permite obter o melhor desempenho do sistema de Coletores, garantindo um melhor aproveitamento da energia térmica fornecida ao sistema pela irradiação solar. Os sistemas com Solel UVAC Cermet apresentaram os maiores valores de eficiências, para as diferentes condições avaliadas.

A partir da análise realizada sobre o lado 1 e lado 2 do receptor, foi possível determinar que existe uma mínima diferença entre estas, porém a grande diferença da irradiação solar sobre cada um dos lados tem influência sobre a parte estrutural. Análises sobre projetos de receptores podem ajudar a melhorar o desempenho do tubo absorvedor e a cobertura de vidro para este tipo de sistema de concentração solar. Esta análise também permitiu determinar, que para este tipo de sistema, é importante focar os esforços em diminuir as perdas óticas, devido a que estas têm maior influência sobre a diminuição da exergia por perdas no sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos. Adicionalmente, os resultados obtidos permitem concluir que para a caracterização da operação do sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico, é possível considerar uma temperatura média para o lado 1 e 2 do tubo receptor, evitando desta forma o alto consumo computacional requerido durante as simulações do sistema, considerando a distribuição não uniforme da irradiação solar sobre o tubo receptor.

A partir da análise exergética elaborada nesta tese é possível concluir que para aplicações de média e baixa temperatura, e baixa capacidade de geração é possível utilizar um sistema de Coletor Cilíndrico Parabólico trabalhando com água como fluido de transferência de calor, o Solel UVAC Cermet como revestimento do tubo absorvedor e um Ciclo Rankine Orgânico trabalhando com o fluido orgânico R-245fa. Configuração para a qual é possível obter o melhor aproveitamento exergético e potência elétrica gerada pelo sistema. Para a configuração e considerações definidas neste trabalho, foi obtida uma máxima eficiência exergética de 37,9 %, para uma temperatura na entrada da turbina de 66,8 °C.

A análise exergética, também permitiu determinar que os maiores valores de irreversibilidades (exergia destruída) foram obtidos no sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos, em relação aos outros componentes do sistema. Assim, futuras pesquisas se devem focar em formas de obter melhor o aproveitamento da energia neste tipo de sistema e, diminuir aqueles fatores que contribuem com a destruição de exergia (Sol - Tubo absorvedor e Tubo Absorvedor-Fluido).

Comparado os três projetos de turbina radial, se pode concluir que para as condições e considerações avaliadas, os projetos resultam em dimensões similares, tendo como grande destaque que no projeto com R-245fa é requerida uma menor temperatura na entrada da turbina (79,9 °C) em relação aos outros projetos desenvolvidos, 94,3 °C para o R-141b e 96,6 °C para o R-123, facilitando a futuro a implementação deste tipo de sistema para Itajubá ou regiões com perfis de irradiação solar semelhantes.

A metodologia utilizada para projetar o sistema de armazenamento, permitiu determinar as dimensões e características do sistema que permitem que o sistema responda a uma potência elétrica de projeto (7,4 kWe) e a falta de irradiação solar durante um tempo considerável. A análise do sistema de armazenamento térmico permitiu determinar que para uma configuração de um tanque com diâmetro de 4 m, altura de 4,55 m e, utilizando o Downtherm A como meio de armazenamento e fluido de transferência de calor do campo solar, é possível garantir a geração de eletricidade por um tempo de 3 h 26 min, para os parâmetros de projeto definidos neste trabalho (Tabela 4.1) e a partir de inventário de fluido de 57,15 m<sup>3</sup>. A partir dos resultados obtidos nesta análise é possível concluir que o sistema responde corretamente durante a falta de irradiação solar, respondendo durante o 36,4 % do período de operação do Ciclo Rankine Orgânico, valor interessante considerando a faixa de temperatura na que foi realizado a análise (99,8 °C). Porém, é possível que os custos associados à implementação deste tipo de sistema possam representar uma restrição para sua utilização neste tipo de configuração.

A análise exergetica do sistema de armazenamento térmico permite concluir, que este tipo de tecnologia garante o aproveitamento da energia armazenada durante o período de operação deste sistema. Como mostram os altos valores de eficiência exergetica obtida para cada uma das etapas, carregamento (98,91 %), armazenamento (99,98 %) e descarga (99,65 %).

A metodologia apresentada nesta tese e os resultados mostram que a análise e dimensionamento de sistemas de geração de eletricidade com Ciclo Rankine Orgânico ou Ciclo Rankine convencional, requer de pelo menos o desenvolvimento do projeto unidimensional do expensor utilizado no sistema, como uma forma de determinar o valor de eficiência do expensor, nas condições de análise e fora da condição de projeto, permitindo obter resultado mais próximo dos obtidos na operação real deste tipo de sistema.

## 5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Esta tese permite determinar e mostrar que a utilização de armazenamento na operação integrada de sistemas baseados em fontes de energia renovável resulta em uma opção atrativa para contribuir com a problemática mundial do aquecimento global e como uma forma de responder a intermitência das fontes renováveis. Além de mostrar a importância do desenvolvimento do projeto do expensor do bloco de potência, como uma forma de desenvolver uma análise mais detalhada do ciclo a ser projetado. Desta forma, futuros trabalhos derivados desta tese devem se focar em:

- ✓ Análise do comportamento do sistema de concentração solar e do ciclo de potência, com sistema de armazenamento térmico de dois tanques, utilizando diferentes configurações do CRO;
- ✓ Analisar o comportamento do sistema de Coletores Cilíndricos Parabólicos acoplados ao ciclo Rankine Orgânico, utilizando outro tipo de sistema de armazenamento térmico;
- ✓ Desenvolver trabalhos que analisem a integração deste tipo de configuração com conexão à rede elétrica, analisando em detalhe as diferentes estratégias de operação, determinando parâmetros de operação que mostrem a qualidade da energia fornecida pelo sistema;
- ✓ Desenvolver a análise econômica, como uma forma de determinar a viabilidade da futura implementação do sistema na configuração proposta e, outras configurações propostas;
- ✓ Desenvolver uma análise mais detalhada dos diferentes tipos de perdas no projeto de turbina radial, incluindo a análise 3D da voluta, do bocal e do rotor.
- ✓ Incluir uma validação experimental do modelo unidimensional da turbina, como uma forma de ajustar alguns coeficientes empíricos sugeridos pela literatura científica;
- ✓ Incluir uma análise de otimização do sistema na configuração proposta na presente tese.

## APÊNDICE A

Para iniciar a solução da equação diferencial (3.177) se tem que substituir todos os termos desta equação, iniciando desde a equação (3.178) até (3.191), obtido a equação (I):

$$\begin{aligned} & \frac{\partial([C_f(T_f(t) - T_{ref})][m_0 + t(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa})])}{\partial t} \\ & = [\dot{m}_{en}C_f(T_{en} - T_{ref})] - [\dot{m}_{sa}C_f(T_f(t) - T_{ref})] + [q_{solar_{teto}} + q_{solar_{parede}}] \\ & - \left[ [q_{rad_{te}} + q_{rad_{pn}} + q_{rad_{pf}}] + [q_{cov_{te}} + q_{con_{pn}} + q_{conv_{pf}}] + [q_{con_{fu}}] \right] \end{aligned}$$

Agora na equação (I) serão substituídos os termos das perdas de calor e o calor ganho por irradiação solar, para obter a equação (II):

$$\begin{aligned} & \frac{\partial([C_f(T_f(t) - T_{ref})][m_0 + t(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa})])}{\partial t} \\ & = [\dot{m}_{en}C_f(T_{en} - T_{ref})] - [\dot{m}_{sa}C_f(T_f(t) - T_{ref})] \\ & + \left[ \left[ I_b \sin(\theta_z) A_w^p + \frac{I_d}{2}(1 + \cos(\pi/2))A_w + \frac{I_g}{2}\rho_{solo}(1 - \cos(\pi/2))A_w \right] \alpha_{sur} + [I_b \cos(\theta_z) A_w^p + I_d] \alpha_{sur} A_{teto} \right] \\ & - \left[ A_{ext_{te}} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{topo_o}^4 - T_s^4) + A_{ext_n} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{parede_u}^4 - T_{amb}^4) + A_{ext_f} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{parede_s}^4 - T_{amb}^4) \right] \\ & + [A_{ext_{te}} h_{ar_{te}} (T_{Topo_o} - T_{amb}) + A_{ext_n} h_{ar_n} (T_{Topo_u} - T_{amb}) + A_{ext_f} h_{ar_f} (T_{Topo_s} - T_{amb})] \\ & + \left[ \left( \frac{T_f - T_{Fundamento}}{\frac{e_{aço_{fu}}}{k_{aço} A_{int_{fu}}} + \frac{e_{isol_s}}{k_{isol} A_{ext_i}}} \right) \right] \end{aligned}$$

Derivando o termo esquerdo da equação (II) se tem a equação (III):

$$\begin{aligned}
& ([C_f(T_f(t) - T_{ref})] \dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa}) + [m_0 + t(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa})] C_f \frac{\partial T_f(t)}{\partial t} \\
& = [\dot{m}_{en} C_f (T_{en} - T_{ref})] - [\dot{m}_{sa} C_f (T_f(t) - T_{ref})] \\
& + \left[ \left[ I_b \sin(\theta_z) A_w^p + \frac{I_d}{2} (1 + \cos(\pi/2)) A_w + \frac{I_g}{2} \rho_{solo} (1 - \cos(\pi/2)) A_w \right] \alpha_{sur} + [I_b \cos(\theta_z) A_w^p + I_d] \alpha_{sur} A_{teto} \right] \\
& - \left[ A_{ext\_te} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{topo\_o}^4 - T_s^4) + A_{ext\_n} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{parede\_u}^4 - T_{amb}^4) + A_{ext\_f} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{parede\_s}^4 - T_{amb}^4) \right] \\
& + [A_{ext\_te} h_{ar\_te} (T_{Topo\_o} - T_{amb}) + A_{ext\_n} h_{ar\_n} (T_{Topo\_u} - T_{amb}) + A_{ext\_f} h_{ar\_f} (T_{Topo\_s} - T_{amb})] \\
& + \left[ \left( \frac{T_f - T_{Fundo\_isolamento}}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço} A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol} A_{ext\_i}}} \right) \right]
\end{aligned}$$

Agora será isolando o termo da derivada na equação (III):

Para facilitar a forma final da equação, serão criados duas variáveis chamadas *Cte1* e *Var1*.

Onde:  $Cte1 = [m_0 + t(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa})]$

$$\begin{aligned}
Var1 = & [\dot{m}_{en}C_f(T_{en} - T_{ref})] - [\dot{m}_{sa}C_f(T_f(t) - T_{ref})] \\
& + \left[ \left[ I_b \sin(\theta_z) A_w^p + \frac{I_d}{2} (1 + \cos(\pi/2)) A_w + \frac{I_g}{2} \rho_{solo} (1 - \cos(\pi/2)) A_w \right] \alpha_{sur} + [I_b \cos(\theta_z) + I_d] \alpha_{sur} A_{teto} \right] \\
& - \left[ A_{ext\_te} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{topo\_o}^4 - T_s^4) + A_{ext\_n} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{Parede\_u}^4 - T_{amb}^4) + A_{ext\_f} \sigma \varepsilon_{sup} (T_{Parede\_s}^4 - T_{amb}^4) \right] \\
& + [A_{ext\_te} h_{ar\_te} (T_{Topo\_o} - T_{amb}) + A_{ext\_n} h_{ar\_n} (T_{Topo\_u} - T_{amb}) + A_{ext\_f} h_{ar\_f} (T_{Topo\_s} - T_{amb})] \\
& + \left[ \left( \frac{T_f - T_{Fundamento}}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço} A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol} A_{ext\_i}}} \right) \right] - [C_f (T_f(t) - T_{ref}) (\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa})]
\end{aligned}$$

Para obter finalmente a equação (IV):

$$\frac{\partial T_f(t)}{\partial t} = \frac{Var1}{C_f(Cte1)}$$

Organizando e simplificando os termos da equação (IV) se tem a equação (V):

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T_f(t)}{\partial t} + \left( \frac{\dot{m}_{en}}{Cte1} + \frac{1}{\frac{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço} A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol} A_{ext\_i}}}{C_f(Cte1)}} \right) T_f(t) \\
= \frac{\dot{m}_{en} T_{en}}{Cte1} + \frac{I_b \cos(\theta_z) \alpha_{sur} A_{teto}}{C_f(Cte1)} + \frac{I_d \alpha_{sur} A_{teto}}{C_f(Cte1)} + \frac{I_b \sin(\theta_z) A_w^p \alpha_{sur}}{C_f(Cte1)} + \frac{\frac{I_d}{2} (1 + \cos(\pi/2)) A_w}{C_f(Cte1)} \\
+ \frac{\frac{I_g}{2} \rho_{solo} (1 - \cos(\pi/2)) A_w \alpha_{sur}}{C_f(Cte1)} - \frac{A_{ext\_te} \sigma \varepsilon_{sup} T_{topo\_o}^4}{C_f(Cte1)}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{A_{ext\_te} \sigma \varepsilon_{sup} T_s^4}{C_f(Cte1)} - \frac{A_{ext\_n} \sigma \varepsilon_{sup} T_{Parede\_u}^4}{C_f(Cte1)} + \frac{A_{ext\_n} \sigma \varepsilon_{sup} T_{amb}^4}{C_f(Cte1)} - \frac{A_{ext\_f} \sigma \varepsilon_{sup} T_{Parede\_s}^4}{C_f(Cte1)} + \frac{A_{ext\_f} \sigma \varepsilon_{sup} T_{amb}^4}{C_f(Cte1)} \\
& - \frac{A_{ext\_te} h_{ar\_te} T_{Topo\_o}}{C_f(Cte1)} + \frac{A_{ext\_te} h_{ar\_te} T_{amb}}{C_f(Cte1)} - \frac{A_{ext\_n} h_{ar\_n} T_{Topo\_u}}{C_f(Cte1)} \\
& + \frac{A_{ext\_n} h_{ar\_n} T_{amb}}{C_f(Cte1)} - \frac{A_{ext\_f} h_{ar\_f} T_{Topo\_s}}{C_f(Cte1)} + \frac{A_{ext\_f} h_{ar\_f} T_{amb}}{C_f(Cte1)} + \frac{T_{Fundo\_isolamento}}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço} A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol} A_{ext\_i}}} \\
& \qquad \qquad \qquad C_f(Cte1)
\end{aligned}$$

Finalmente dando solução a equação diferencial (V) é obtida a relação que permite determinar a variação do valor da temperatura para um instante de tempo "t":

$$\begin{aligned}
T_f(t) = & \left[ T_0 - \left( \frac{E}{\dot{m}_{en} + \left( \frac{1}{C_f} \right) \left( \frac{1}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço} A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol} A_{ext\_i}}} \right)} \right) \right] \left[ m_0^{(b_1+b_2)} \right] \left[ \frac{(m_0 + t(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa}))^{-b_1-b_2+1}}{(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa})(-b_1 - b_2 + 1)} \right] \\
& + \left[ \frac{E(t)}{\dot{m}_{en} + \left( \frac{1}{C_f} \right) \left( \frac{1}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço} A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol} A_{ext\_i}}} \right)} \right]
\end{aligned}$$

Onde os valores de b1, b2 e E são:

$$b1 = \left( \frac{\dot{m}_{en}}{(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa})} \right)$$

$$b1 = \left( \left( \frac{1}{C_f(\dot{m}_{en} - \dot{m}_{sa})} \right) \left( \frac{1}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço}A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol}A_{ext\_i}}} \right) \right)$$

$$E = \dot{m}_{en}T_{en} + \frac{I_b \cos(\theta_z) \alpha_{sur} A_{teto}}{C_f} + \frac{I_d \alpha_{sur} A_{teto}}{C_f} + \frac{I_b \sin(\theta_z) A_w^p \alpha_{sur}}{C_f} + \frac{\frac{I_d}{2} (1 + \cos(\pi/2)) A_w}{C_f} + \frac{\frac{I_g}{2} \rho_{solo} (1 - \cos(\pi/2)) A_w \alpha_{sur}}{C_f}$$

$$- \frac{A_{ext\_te} \sigma \varepsilon_{sup} T_{topo\_o}^4}{C_f}$$

$$+ \frac{A_{ext\_te} \sigma \varepsilon_{sup} T_s^4}{C_f} - \frac{A_{ext\_n} \sigma \varepsilon_{sup} T_{Parede\_u}^4}{C_f} + \frac{A_{ext\_n} \sigma \varepsilon_{sup} T_{amb}^4}{C_f} - \frac{A_{ext\_f} \sigma \varepsilon_{sup} T_{Parede\_s}^4}{C_f} + \frac{A_{ext\_f} \sigma \varepsilon_{sup} T_{amb}^4}{C_f}$$

$$- \frac{A_{ext\_te} h_{ar\_te} T_{Topo\_o}}{C_f} + \frac{A_{ext\_te} h_{ar\_te} T_{amb}}{C_f} - \frac{A_{ext\_n} h_{ar\_n} T_{Topo\_u}}{C_f}$$

$$+ \frac{A_{ext\_n} h_{ar\_n} T_{amb}}{C_f} - \frac{A_{ext\_f} h_{ar\_f} T_{Topo\_s}}{C_f} + \frac{A_{ext\_f} h_{ar\_f} T_{amb}}{C_f} + \frac{T_{Fundo\_isolamento}}{\frac{e_{aço\_fu}}{k_{aço}A_{int\_fu}} + \frac{e_{isol\_s}}{k_{isol}A_{ext\_i}}}$$

$$C_f$$

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] N. L. Panwar, S. C. Kaushik, and S. Kothari, “Role of renewable energy sources in environmental protection: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 3, pp. 1513–1524, Apr. 2011.
- [2] N. S. Lewis, “Toward Cost-Effective Solar Energy Use,” *Science*, vol. 315, no. 5813, pp. 798–801, Feb. 2007.
- [3] N. B. Desai and S. Bandyopadhyay, “Thermo-economic comparisons between solar steam Rankine and organic Rankine cycles,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 105, pp. 862–875, 2016.
- [4] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-dadah, N. Moazami, and S. A. Mirhadizadeh, “Review of organic Rankine cycle for small-scale applications,” *Energy Conversion and Management*, vol. 134, pp. 135–155, 2017.
- [5] V. K. Jevasingh and G. M. Herbert, “A review of solar parabolic trough collector,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, pp. 1085–1091, 2016.
- [6] H. Benoit, L. Sprea, D. Gauthier, and G. Flamant, “Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, pp. 298–315, 2016.
- [7] C. K. Ho and B. D. Iverson, “Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, pp. 835–846, 2014.
- [8] S. Kuravi, J. Trahan, D. Yogi, and M. M. Rahman, “Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, pp. 285–319, 2013.
- [9] M. J. Bignon, “The influence of the heat transfer fluid on the receiver design,” *Electrical Power System*, vol. 3, pp. 99–109, 1980.
- [10] A. Alami, H. Ait, L. Ouali, and M. Amine, “Analysis and comparison of different Heat Transfer Fluids for a 1MWe Parabolic Trough Collector,” *IEEE*, pp. 510–515, 2016.
- [11] M. Ennio and M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*. 2016.
- [12] C. Vetter, H. J. Wiemer, and D. Kuhn, “Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature / low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, pp. 871–879, 2013.
- [13] B. F. Tchanche, M. Pétrissans, and G. Papadakis, “Heat resources and organic Rankine cycle machines,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39, pp. 1185–1199, 2014.

- [14] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979, 2011.
- [15] S. Quoilin, "Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications," Phd Thesis. University of Liege, Liege, 2011.
- [16] N. B. Desai and S. Bandyopadhyay, "Thermo-economic comparisons between solar steam Rankine and organic Rankine cycles," *Applied Thermal Engineering*, vol. 105, pp. 862–875, 2016.
- [17] R. Rayegan and Y. X. Tao, "A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles ( ORCs )," *Renewable Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 659–670, 2011.
- [18] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 9, pp. 3059–3067, 2010.
- [19] S. Quoilin, M. Van De Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle ( ORC ) systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168–186, 2013.
- [20] M. Borunda, O. a. Jaramillo, R. Dorantes, and A. Reyes, "Organic Rankine Cycle coupling with a Parabolic Trough Solar Power Plant for cogeneration and industrial processes," *Renewable Energy*, vol. 86, pp. 651–663, 2016.
- [21] Y. L. He, D. H. Mei, W. Q. Tao, W. W. Yang, and H. L. Liu, "Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with Organic Rankine Cycle," *Applied Energy*, vol. 97, pp. 630–641, Sep. 2012.
- [22] R. Chacartegui, L. Vigna, J. A. Becerra, and V. Verda, "Analysis of two heat storage integrations for an Organic Rankine Cycle Parabolic trough solar power plant," *Energy Conversion and Management*, vol. 125, pp. 353–367, 2016.
- [23] D. L. Fenton, G. H. Abernathy, G. A. Krivokapich, and J. V. Ottis, "Operation and evaluation of the willard solar thermal power irrigation system," *Solar Energy*, vol. 32, pp. 735–751, 1984.
- [24] G. Simonnot, A. Louche, and Y. Decanini, "Three years exploitation of the 100 kWe Ajaccio solar power plant," *Proceedings of the ISES Solar World Congress*, pp. 1588–1592, 1987.
- [25] A. Barutti, W. G. Pedrick, G. Angelino, M. Gaia, and E. Macchi, "Ansaldo solar thermal and photovoltaic plants located at Ballajura, western Australia," *Biennial Congress of the International Solar Energy Society*, vol. 3, pp. 1572–1576, 1983.
- [26] G. Bado, G. Tomei, T. Angelino, M. Gaia, and E. Macchi, "The Ansaldo 35 kW solar power system," *Proceedings of the Silver Jubilee Congress*, pp. 1090–1094, 1979.

- [27] S. Canada, D. Brosseau, G. Kolb, L. Moore, R. Cable, and H. Price, “Status of APS 1-Mwe parabolic trough project,” *Solar Energy Technologies*, 2005.
- [28] P. Kohlenbach, S. Mcevoy, W. Stein, A. Burton, K. Wong, K. Lovegrove, G. Burgess, and J. Joe, W., Coventry, “A new parabolic trough solar collector,” *Australian and New Zealand Solar Energy Society*, pp. 1–8, 2006.
- [29] J. B. Galvez, “Powersol: Mechanical Power Generation Based on Solar Thermodynamic Engines. Technical Report,” 2010.
- [30] Electratherm, “Electratherm METU NCC Solar ORC Report,” 2010. [Online]. Available: <https://electratherm.com>.
- [31] M. S. Orosz, “Thermosolar and Photovoltaic Hybridization for Small Scale Distributed Generation,” *Application for Powering Rural Health*, 2012.
- [32] T. Chambers, J. Raush, and B. Russo, “Installation and operation of parabolic trough organic rankine cycle solar thermal power plant in south Louisiana,” *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1107–1116, 2014.
- [33] D. Y. Goswami, E. Stefaakos, M. M. Rahman, S. Aydin, and R. Reedy, “Design, Construction and Operation of CSP Solar Thermal Power Plants in Florida. Technical Report,” 2013.
- [34] V. Rieu, “A 10 kW solar power plant for rural electrification,” *Proceedings SolarPACES*, 2012.
- [35] “Ait-Baha CSP Pilot Plant - Technical Datasheet.” 2012 [Online]. Available: <http://www.airlightenergy.com/ait-baha-csp-pilot-plant/>.
- [36] D. Olis, “Distributed Generation Renewable Energy Estimate of Costs. Technical Report,” 2013.
- [37] E. Georges, S. Declaye, O. Dumont, S. Quoilin, and V. Lemort, “Design of a small-scale organic rankine cycle engine used in a solar power plant,” *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 8, pp. 1–8, 2013.
- [38] R. Dickes, O. Dumont, S. Declaye, S. Quoilin, and I. Bell, “Experimental investigation of an ORC system for a micro-solar power plant,” *Proceedings of the Purdue Conferences*, 2014.
- [39] S. Kalaiselvam and R. Parameshwaran, *Thermal energy storage technologies for sustainability: systems design, assessment and applications*, 1 edition. 2014.
- [40] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, and L. F. Cabeza, “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 31–55, Jan. 2010.
- [41] D. Fernandes, F. Pitié, G. Cáceres, and J. Baeyens, “Thermal energy storage: ‘How

- previous findings determine current research priorities,” *Energy*, vol. 39, no. 1, pp. 246–257, 2012.
- [42] H. Zhang, J. Baeyens, G. Caceres, J. Degreve, and L. Yongqin, “Thermal energy storage: Recent developments and practical aspects,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 53, pp. 1–40, 2016.
- [43] (PSA) Plataforma Solar de Almeria, “Chapter 1: PSA solar thermal technology milestones and international cooperation in solar power development. Book Section,” 1997.
- [44] “Plataforma Solar de Almeria, Euro-Energy.Net.” [Online]. Available: <http://www.psa.es/es/gen/index.php>.
- [45] “Concentrating solar power projects, National Renewable Energy Laboratory,” 2011. [Online]. Available: <https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/>.
- [46] M. Mehos, “Task 1: solar thermal electric systems,” *Solar PACES*, 2011.
- [47] R. Stancich, “Weekly intelligence brief: September 13 September 2010”. [Online]. Available: <http://social.csptoday.com/taxonomy/term/83/weeklyintelligence-%0Abrief-september-13-september-20>.
- [48] V. Dreißgacker, H. Müller-Steinhagen, and S. Zunft, “Thermo-mechanical analysis of packed beds for large-scale storage of high temperature heat,” vol. 46(10), 2010.
- [49] R. Dunn, P. J. Hearps, and M. N. Wright, “Molten-salt power towers: newly commercial concentrating solar storage,” *Proc. IEEE 2012*, vol. 100(2), 2010.
- [50] Sener., “Andasol 1 & 2: 50 MW, 7 h molten salt heat storage. National Renewable Energy Laboratory, NREL trough technology workshop,” 2007.
- [51] J. E. Kopp, “Two-tank indirect thermal storage designs for solar parabolic trough power plants,” Master Thesis. University of Nevada, 2009.
- [52] J. Carrasco, “High temperature thermal energy storage systems based on latent and thermo-chemical heat storage,” Master thesis. Institute for Energy and Thermodynamics, Vienna, 2011.
- [53] N. S. Suresh, N. C. Thirumalai, B. S. Rao, and M. A. Ramaswamy, “Methodology for sizing the solar field for parabolic trough technology with thermal storage and hybridization,” *Solar. Energy*, vol. 110, pp. 247–259, Dec. 2014.
- [54] A. Simone, “Modelling, design and analysis of innovative thermal energy storage systems using PCM for industrial processes, heat and power generation. Ph.D Thesis.,” University of Cagliari, 2015.
- [55] J. Bao and L. Zhao, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 325–342, 2013.
- [56] L. Moroz, C. R. Kuo, O. Guriev, Y. Li, and B. Frolov, “Axial Turbine Flow Path Design for an Organic Rankine Cycle Using R-245FA,” *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013*,

pp. 1–8, 2013.

- [57] Y. Zheng, D. Hu, Y. Cao, and Y. Dai, “Preliminary design and off-design performance analysis of an Organic Rankine Cycle radial-inflow turbine based on mathematic method and CFD method,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 112, pp. 25–37, 2017.
- [58] V. M. Cerqueira, “Thermal energy recovery systems for automotive vehicles: swashplate expander modeling,” Master Disertation. Instituto Politécnico de Leira, Leiria, 2015.
- [59] A. J. Glassman, “Computer program for design analysis of radial-inflow turbines. Technical Report,” Washinton, 1976.
- [60] M. J. Atkinson, “The Design of Efficient Radial Turbines for Low Power Applications,” Ph.D. thesis. University of Sussex, 1998.
- [61] U. M. Salih, “Numerical Simulation, Design and optimization of Radial Inflow Turbine for Energy Recovery Usage of Automobile,” Ph.D thesis. Technical University of Munich, Munich, 2015.
- [62] R. Miranda, “Projeto de Turbinas Radiais Operadas com Fluidos Orgânicos Para Baixas Potências. Tese de Doutorado.,” Universidade Federal de Itajubá, 2015.
- [63] M. Abdulazeez and A. Alfellag, “Modeling and Experimental Investigation of Parabolic Trough Solar Collector,” Master’s thesis. Embry-Riddle Aeronautical University, 2014.
- [64] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure andPseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,” *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [65] S. F. Khahro, K. Tabbassum, S. Talpur, M. B. Alvi, X. Liao, and L. Dong, “Evaluation of solar energy resources by establishing empirical models for diffuse solar radiation on tilted surface and analysis for optimum tilt angle for a prospective location in southern region of Sindh, Pakistan,” *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, vol. 64, pp. 1073–1080, Jan. 2015.
- [66] A. D. John and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Fourth. New Jersey: John Wiley & Sons, 1976.
- [67] O. Behar, A. Khellaf, and K. Mohammedi, “Comparison of solar radiation models and their validation under Algerian climate – The case of direct irradiance,” *Energy Conversion and Management*, vol. 98, pp. 236–251, Jul. 2015.
- [68] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, and M. Pérez, “Parabolic-trough solar collectors and their applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 7, pp. 1695–1721, Sep. 2010.
- [69] R. V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami, E. Stefanakos, and M. M. Rahman, “Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver,” *Applied Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 5097–5110, Dec. 2011.

- [70] R. Forristall, “Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver,” 2003.
- [71] Z. D. Cheng, Y. L. He, and Y. Qiu, “A detailed nonuniform thermal model of a parabolic trough solar receiver with two halves and two inactive ends,” *Renew. Energy*, vol. 74, pp. 139–147, Feb. 2015.
- [72] S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, and V. Lemort, “Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation,” *Solar Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 955–966, May 2011.
- [73] S. A. Kalogirou, “A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver,” *Energy*, vol. 48, no. 1, pp. 298–306, 2012.
- [74] K. S. Reddy and G. V. Satyanarayana, “Numerical Study of Porous Finned Receiver for Solar Parabolic Trough Concentrator,” *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 2, no. 2, pp. 172–184, Jan. 2008.
- [75] K. S. Reddy, K. R. Kumar, and G. V. Satyanarayana, “Numerical Investigation of Energy-Efficient Receiver for Solar Parabolic Trough Concentrator,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 29, no. 11, pp. 961–972, Nov. 2008.
- [76] K. Ravi and K. S. Reddy, “Thermal analysis of solar parabolic trough with porous disc receiver,” *Applied Energy*, vol. 86, no. 9, pp. 1804–1812, Sep. 2009.
- [77] W. B. Stine and R. W. Harrigan, *Solar Energy Fundamentals and Design: With Computer Applications*. Wiley-Interscience, 1985.
- [78] T. Al-Shemmeri, “Engineering Thermodynamics,” *Nature*, vol. 181, no. 4615, pp. 1028–1028, Apr. 1958.
- [79] J. Lu, J. Ding, J. Yang, and X. Yang, “Nonuniform heat transfer model and performance of parabolic trough solar receiver,” *Energy*, vol. 59, pp. 666–675, Sep. 2013.
- [80] Y. Cengel, *Heat and Mass Transfer A Practical Approach*, 3er ed. McGraw Hill Book Company, 2006.
- [81] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth. 2007.
- [82] M. Wirz, “Optical and Thermal Modelling of Parabolic Trough,” Ph.D Thesis, 2014.
- [83] A. A. Hachicha, “Numerical modelling of a parabolic trough solar collector,” Ph.D. Thesis. Universitat Politècnica de Catalunya, Terrassa, 2013.
- [84] V. E. Dudiey, G. J. Kolb, M. Sloan, and D. Kearney, “SEGS LS 2 Solar Collector Rest Result. Technical Report,” 1994.
- [85] A. Bejan and J. Wiley, *Convection Heat Transfer*, 2nd ed. New York, 1995.
- [86] A. C. Ratzel, C. E. Hickox, and D. K. Gartling, “Techniques for Reducing Thermal

- Conduction and Natural Convection Heat Losses in Annular Receiver Geometries,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 101, no. 1, p. 108, 1979.
- [87] S. C. Saxena and R. K. Joshi, Thermal accommodation and adsorption coefficients of gases, vol. II, no. II-1. New York, 1989.
- [88] M. Modest, Radiative heat transfer, 2nd ed. Burlington, 2003.
- [89] P. Good, “Heat Transfer Modeling of a Solar Parabolic Trough Receiver by Direct Simulation Monte Carlo Method,” Master Thesis. Swiss Federal Institute of Technology Zurich, 2011.
- [90] A. A. Hachicha, I. Rodriguez, R. Capdevila, and A. Oliva, “Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector,” *Applied Energy*, vol. 111, pp. 581–592, 2013.
- [91] S. W. Churchill and H. S. Chu, “Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 18, no. 9, pp. 1049–1053, Sep. 1975.
- [92] H. Price, R. Forristall, T. Wendelin, A. Lewandowski, T. Moss, and C. Gummo, “Field Survey of Parabolic Trough Receiver Thermal Performance,” *ASME International Solar Energy Conference*, pp. 1–8, 2006.
- [93] W. C. Swinbank, “Long-wave radiation from clear skies,” *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, vol. 89, no. 381, pp. 339–348, Jul. 1963.
- [94] A. M. Siqueira, P. E. Gomes, L. Torrezani, E. O. Lucas, and G. M. Pereira, “Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Collector: An Analysis,” *Energy Procedia*, vol. 57, no. 31, pp. 401–410, 2014.
- [95] R. V. Padilla, “Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants. Ph.D. Thesis,” University of South Florida, 2011.
- [96] W. Michael J. and P. Gilman, “Technical Manual for the SAM Physical Trough Model. Technical Report NREL/TP-5500-51825,” 2011.
- [97] S. C. Kaushik, V. S. Reddy, and S. K. Tyagi, “Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 4, pp. 1857–1872, May 2011.
- [98] R. V. Padilla, A. Fontalvo, G. Demirkaya, A. Martinez, and A. G. Quiroga, “Exergy analysis of parabolic trough solar receiver,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 67, no. 1–2, pp. 579–586, Jun. 2014.
- [99] M. J. Moran and H. N. Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Student Problem Set Supplement, Fifth ed. 2004.
- [100] E. Bellos and C. Tzivanidis, “A detailed exergetic analysis of parabolic trough collectors,” *Energy Conversion and Management*, vol. 149, pp. 275–292, 2017.

- [101] R. Petela, “Exergy of undiluted thermal radiation,” *Solar Energy*, vol. 74, no. May, pp. 469–488, 2003.
- [102] A. Khaled, “Technical and economic performance of parabolic trough in Jordan,” Master thesis. Cairo University, Egypt, 2012.
- [103] S. A. Kalogirou, “A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver,” *Energy*, vol. 48, no. 1, pp. 298–306, 2012.
- [104] P. Arce, M. Medrano, A. Gil, E. Oró, and L. F. Cabeza, “Overview of thermal energy storage (TES) potential energy savings and climate change mitigation in Spain and Europe,” *Applied Energy*, vol. 88, no. 8, pp. 2764–2774, Aug. 2011.
- [105] J. Kopp and R. F. Boehm, “Comparison of two-tank indirect thermal storage designs for solar parabolic trough power plants,” Master Thesis. University of Nevada, 2009.
- [106] J. Xu, R. Z. Wang, and Y. Li, “A review of available technologies for seasonal thermal energy storage,” *Solar Energy*, vol. 103, pp. 610–638, May 2014.
- [107] M. Bottarelli, M. Bortoloni, Y. Su, C. Yousif, A. A. Aydın, and A. Georgiev, “Numerical analysis of a novel ground heat exchanger coupled with phase change materials,” *Applied Thermal Engineering* vol. 88, pp. 369–375, Sep. 2015.
- [108] S. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. Rahman, and E. Stefanakos, “Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, pp. 1–9, 2013.
- [109] F. A. Al-Sulaiman, I. Dincer, and F. Hamdullahpur, “Exergy modeling of a new solar driven trigeneration system,” *Sol. Energy*, vol. 85, no. 9, pp. 2228–2243, 2011.
- [110] F. Zaversky, J. García-Barberena, M. Sánchez, and D. Astrain, “Transient molten salt two-tank thermal storage modeling for CSP performance simulations,” *Solar Energy*, vol. 93, pp. 294–311, 2013.
- [111] F. Kreith, R. M. Manglik, and M. S. Bohn, *Principles of Heat Transfer*, Seventh Ed. Stamford, 2011.
- [112] M. N. Özisik, *Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection*. New York, 1973.
- [113] Y. H. Benjamin and C. J. Richard, “A rational procedure for predicting the Long-Term Average Performance of Flat-Plate Solar-Energy Collectors,” *Solar Energy*, vol. 7, no. 2, pp. 53–74, 1963.
- [114] I. Dincer and M. A. Rosen, *Exergy: energy, environment, and sustainable development*. 2007.
- [115] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979, Oct. 2011.

- [116] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, S. Ma, and Y. Dai, “Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source,” *Energy*, vol. 49, no. 1, pp. 356–365, Jan. 2013.
- [117] A. McMahan, “Design and Optimization of Organic Rankine Cycle Solar Thermal Powerplants,” Master’s thesis. University of Wisconsin, Madison, Madison, 2006.
- [118] R. Long, Y. J. Bao, X. M. Huang, and W. Liu, “Exergy analysis and working fluid selection of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery,” *Energy*, vol. 73, pp. 475–483, Aug. 2014.
- [119] M. Lukawski, “Design and Optimization of Standardized Organic Rankine Cycle Power Plant for European Conditions. Master’s thesis,” School for Renewable Energy Science, Akureyri, 2009.
- [120] I. Vaja and A. Gambarotta, “Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs),” *Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 1084–1093, 2010.
- [121] H. Yu, X. Feng, and Y. Wang, “A new pinch based method for simultaneous selection of working fluid and operating conditions in an ORC (Organic Rankine Cycle) recovering waste heat,” *Energy*, vol. 90, pp. 36–46, Oct. 2015.
- [122] L. J. Douglas, “Simulación y optimización de un ciclo Rankine orgánico (ORC) de pequeña potencia. Tesis de Mestrado.,” Universidad de Zaragoza. Centro Politécnico Superior, 2013.
- [123] U. Muhammad, M. Imran, D. H. Lee, and B. S. Park, “Design and experimental investigation of a 1kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam,” *Energy Conversion and Management*, vol. 103, pp. 1089–1100, 2015.
- [124] P. Klonowicz, F. Heberle, M. Preißinger, and D. Brüggemann, “Significance of loss correlations in performance prediction of small scale, highly loaded turbine stages working in Organic Rankine Cycles,” *Energy*, vol. 72, pp. 322–330, Aug. 2014.
- [125] C. A. Ventura, P. A. Jacobs, A. S. Rowlands, P. Petrie-repar, and E. Sauret, “Preliminary Design and Performance Estimation of Radial Inflow Turbines: An Automated Approach,” *Fluids Engineering*, vol. 134, no. March 2012, pp. 1–13, 2013.
- [126] O. E. Balje, *Turbomachines: A Guide to Design Selection and Theory*. 1981.
- [127] A. W. Costall, A. G. Hernandez, and P. J. Newton, “Design methodology for radial turbo expanders in mobile organic Rankine cycle applications,” *Applied Energy*, pp. 1–15, 2015.
- [128] H.-C. Jung and S. Krumdieck, “Meanline design of a 250 kW radial inflow turbine stage using R245fa working fluid and waste heat from a refinery process Meanline design of a 250 kW radial inflow turbine stage using R245fa working fluid and waste heat from a refinery process,” *Power and Energy*, no. March, 2016.
- [129] E. Macchi and A. Perdichizzi, “Efficiency Prediction for Axial-Flow Turbines Operating

- with Nonconventional Fluids,” *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 103, no. 81, pp. 718–724, 1981.
- [130] E. Macchi, Design criteria for turbines operating with fluids having a low speed of sound in closed cycle gas turbines. Lecture series 100 on closed cycle gas turbines. 1977.
- [131] S. Dixon, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, 7th editio. Oxford, 2010.
- [132] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-dadah, and N. Moazami, “Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine,” *Energy Conversion and Management*, vol. 91, pp. 186–198, 2015.
- [133] M. Erbas and A. Bıyıkoglu, “Design and multi-objective optimization of organic Rankine turbine,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 44, pp. 15343–15351, 2015.
- [134] H. Moustapha, M. F. Zelesky, N. C. Baines, and D. Japikse, Axial and Radial Turbines. 2003.
- [135] R. H. Aungier, Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis. New York, 2006.
- [136] A. Whitfield and N. C. Baines, Design of radial turbomachines. New York, 1990.
- [137] Z. Wei, “Meanline Analysis of Radial Inflow Turbines at Design and Off-Design Conditions,” Mather Tesis. Carleton University, 2014.
- [138] D. Japikse and N. Baines, Introduction to turbomachinery, 1st ed. 1997.
- [139] S. Dixon, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, 4th ed. 1998.
- [140] R. S. Benson, “A review of methods for assessing loss coefficients in radial gas turbines,” vol. 12, pp. 905–932, 1970.
- [141] A. J. Glassman, “Turbine design and application,. Technical Report,” Washington, US, 1990.
- [142] L. Pan and H. Wang, “Improved analysis of Organic Rankine Cycle based on radial flow turbine,” vol. 61, pp. 606–615, 2013.
- [143] A. Simpson, S. W. T. Spence, D. W. Artt, and G. McCullough, “Experimental and Numerical Investigation of Varying Stator Design Parameters for a Radial Turbine,” *ASME Conference Proceedings*, vol. 2006, no. 4241X, pp. 1181–1189, 2006.
- [144] I. Watanabe, I. Ariga, and T. Mashimo, “Effect of Dimensional Parameters of Impellers on Performance Characteristics of a Radial-Inflow Turbine,” *Engineering for Power*, 1971.
- [145] A. Paltrinieri, “A Mean-Line Model to Predict The Design Performance Of Radial Inflow Turbines in Organic Rankine Cycles. Master Disertation,,” Università Degli Studi Di Padova, Technische Universität Berlin, 2014.

- [146] B. D. Baloni, S. A. Channiwala, and V. K. Mayavanshi, "Pressure recovery and loss coefficient variations in the two different centrifugal blower volute designs," *Applied Energy*, vol. 90, no. 1, pp. 335–343, 2012.
- [147] J. F. Suhrmann, D. Peitsch, M. Gugau, T. Heuer, and U. Tomm, "Validation and development of loss models for small size radial turbines," *Proceedings ASME Turbo Expo 2010 power land, sea Air GT2010*, pp. 1–13, 2010.
- [148] S. W. Churchill, "Friction factor equation spans all fluid flow regimes," *Chemical Engineering Progress Eng*, 1977.
- [149] C. A. Wasserbauer and A. J. Glassman, "FORTRAN program for predicting the off-design performance of radial inflow turbines, NASA Technical Note TN D-8063.," 1975.
- [150] J. W. Daily and R. E. Nece, "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks," *Trans. ASME Journal of Basic Engineering*, vol. 82(1), no. 217–230, 1960.
- [151] M. Erbas, M. A. Sofuoglu, A. Biyikoglu, and I. Uslan, "Design and Optimization of a Low Temperature Organic Rankine Cycle and Turbine," *Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, pp. 1–7, 2013.
- [152] N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem, and M. Shoaib, "Natural and synthetic refrigerants , global warming : A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 90, no. August 2016, pp. 557–569, 2018.
- [153] W. Sun, X. Yue, and Y. Wang, "Exergy efficiency analysis of ORC ( Organic Rankine Cycle ) and ORC- based combined cycles driven by low-temperature waste heat," *Energy Conversion and Management*, vol. 135, pp. 63–73, 2017.
- [154] W. Zicheng, "Meanline Analysis of Radial Inflow Turbines. Master of Applied Science in Aerospace Engineering," Carleton University, 2014.
- [155] E. Saure and Y. Gu, "3D CFD Simulations of a Candidate R143A Radial-Inflow Turbine for Geothermal Power2014-32158," *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference*, no. July, 2014.
- [156] A. Jubori, A. Daabo, R. K. Al-dadah, S. Mahmoud, and A. Bahr, "Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle," *Energy Conversion and Management*, vol. 130, pp. 141–155, 2016.
- [157] U. Herrmann, B. Kelly, and H. Price, "Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants," *Energy*, vol. 29, pp. 883–893, 2004.
- [158] H. Price, E. Lupfert, D. Kearney, E. Zarza, G. Cohen, R. Gee, and R. Mahoney, "Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 124, no. May, pp. 109–125, 2002.