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

TESE DE DOUTORADO

Autor: MSc. César Adolfo Rodriguez Sotomonte

Itajubá, Junho 2015

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

MSc. César Adolfo Rodriguez Sotomonte

OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO PARA A SELEÇÃO DE FLUIDOS DE TRABALHO E PARÂMETROS DE PROJETO NO CICLO RANKINE ORGÂNICO

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

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento Co-Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez

Área de Concentração: Conversão de Energia

Junho 2015 Itajubá, M.G. – Brasil

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

MSc. César Adolfo Rodriguez Sotomonte

OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO PARA A SELEÇÃO DE FLUIDOS DE TRABALHO E PARÂMETROS DE PROJETO NO CICLO RANKINE ORGÂNICO

Tese aprovada por banca examinadora em 1 de junho de 2015, conferindo ao autor o título de Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri	_	UNESP
Prof. Dr. Marcelo Modesto da Silva	-	UFABC
Prof. Dr. Marcelo José Pirani	-	UNIFEI
Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva	-	UNIFEI
Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento (Orientador)	-	UNIFEI
Prof. Dr. Christian Coronado Rodriguez (Co-Orientador)	_	UNIFEI

Itajubá

Dedicatória

A minha esposa Bárbara pelo apoio e amor e a minha família Mãe, Pai e irmão que sempre serão parte fundamental em todas minhas conquistas.

Agradecimentos

Ao meu Orientador e Co-oriemtador, Prof. Dr. Marco Antônio Rosa de Nascimento e Prof. Dr. Christian Coronado Rodriguez, pelo apoio, competência e amizade durante o desenvolvimento desta tese.

Aos meus amigos Carlos, Germán Enrique, Ramiro, Edna, Gaylord, Sebastian e Ana pelos momentos de lazer que tornaram o caminho mias agradável.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu na realização deste trabalho, e aos amigos desse Instituto, pelo convívio profissional.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro, através do Programa de bolsas.

Muito Obrigado!

Resumo

SOTOMONTE, C. A. R. (2009), Otimização multiobjetivo para a seleção de fluidos de trabalho e parâmetros de projeto no ciclo Rankine orgânico, Itajubá, 116p. Tese (Doutorado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

O contínuo aumento dos poluentes atmosféricos e gases de efeito estufa gerados pelo consumo de combustíveis fósseis para a geração de eletricidade têm levado a um crescimento do uso de tecnologias, tanto para aumentar a eficiência energética no setor industrial, quanto para o aproveitamento de fontes renováveis de energia. Sendo assim, o ciclo Rankine orgânico (ORC) é uma das opções tecnológicas mais utilizadas para aproveitar o calor residual de processos industriais, energia solar e geotérmica, tecnologias que tiveram limitadas suas aplicações pelas baixas temperaturas da fonte de calor. No campo do ciclo ORC a ampla gama de fluidos de trabalho e diferentes configurações dificultam a definição do projeto ótimo do ciclo para a exploração de uma determinada fonte de calor. Nesse sentido, esta tese apresenta uma abordagem para a seleção do fluido de trabalho e os parâmetros ótimos de projeto baseada em uma otimização multiobjetivo com o algoritmo genético (NSGA-II) utilizando como critérios de seleção a capacidade de geração de energia do sistema térmico e as dimensões dos equipamentos, variáveis essas que mais influenciam na viabilidade econômica do ciclo. As variáveis independentes da otimização avaliadas são o fluido de trabalho, pressão de vaporização, superaquecimento, diferencial de temperatura *pinch* e efetividade do trocador interno de calor. A abordagem proposta pode ser utilizada para qualquer aplicação do ciclo ORC onde seja necessário avaliar o equilíbrio entre o desempenho termodinâmico e econômico. A comparação dos resultados dos diferentes casos avaliados sugere que uma otimização multiobjetivo seja desenvolvida para cada aplicação do ciclo ORC, considerando que diferentes restrições técnicas, objetivos otimizados e, principalmente, a ampla gama de temperaturas e potencial energético das diferentes fontes de calor conduzem a diferentes conjuntos de soluções ótimas.

Palavras-chave: Ciclo Rankine Orgânico, Otimização Multiobjetivo, Análise Paramétrica, Fluido de trabalho

Abstract

SOTOMONTE, C. A. R. (2009), Multiobjective optimization for fluid selection and design parameters in organic Rankine cycle. Itajubá, 116p. PhD. Thesis (Doctorate in Energy Conversion) – Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

The continuous increase of air pollutants and greenhouse gases emissions from fossil fuels consumption for electricity generation have been leading to a massive growth of technology for energy efficiency in the industrial sector and using the renewable sources energy. Nowadays, the organic Rankine cycle (ORC) is one of the most used technology options to exploit the residual heat from industrial processes, geothermal and solar energy; technologies that have limited their application by the low temperatures of the heat source. In the field of ORC cycle the wide range of working fluids and different configurations make it difficult to define the optimum cycle project for the exploitation of a given heat source. In this sense, this thesis presents an approach to the working fluid selection and optimum design parameters based on a multiobjective optimization with genetic algorithm (NSGA-II) using as screening criteria the power generating capacity of the thermal system and the dimensions of the equipment, variables which most influence the economic viability of the cycle. The independent variables of the assessed optimization are the working fluid, evaporation pressure, superheating, differential pinch temperature and effectiveness of the internal heat exchanger. The proposed approach can be used for any application of ORC cycle where it is necessary to evaluate the trade-off between the thermodynamic and economic performance. The comparison of the results of the different evaluated cases suggests that a multiobjective optimization should be developed for each application of the ORC cycle, considering the different technical constraints, optimized targets and, mainly the wide range of temperatures and potential energy of the different heat sources lead to different sets of optimal solutions.

Keywords: Organic Rankine Cycle, Multiobjetive optimization, Parametric Analysis, Fluid Selection.

Sumário

LISTA DE FIGURASIII			
LI	LISTA DE TABELAS VI		
SI	MBOLC)GIA	VII
1	INTR	ODUÇÃO	1
	1.1	Considerações Iniciais	1
	1.2	Motivações e Justificativas	7
	1.3	Objetivos	8
	1.4	Estrutura do Trabalho	9
2	CICL	O RANKINE ORGÂNICO	11
	2.1	Aplicações do Ciclo Rankine Orgânico	14
	2.1.1	Biomassa	14
	2.1.2	Energia Geotérmica	16
	2.1.3	Calor Residual	18
	2.2	Classificação dos Fluidos de Trabalho	19
	2.3	Seleção do Fluido de Trabalho	21
3	MOD	ELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO ORC	27
	3.1	Modelagem Matemática das Propriedades Termodinâmicas	27
	3.1.1	Equação de Estado Peng-Robinson-Stryjek-Vera (PRSV)	27
	3.1.2	Cálculo da Entalpia	30
	3.1.3	Cálculo da Entropia	
	3.2	Modelagem Termodinâmica do Ciclo Rankine Orgânico	32
	3.2.1	Fonte de calor	
	3.2.2	Evaporador	34
	3.2.3	Turbina	35
	3.2.4	Recuperador Interno de Calor	35
	3.2.5	Condensador	
	3.2.6	Bomba	36
	3.3	Análise Econômica	39
	3.3.1	Investimento	
	3.3.2	Indicadores Financeiros	42
	3.3.3	Análise de Incerteza	43
4	ANÁI	LISE PARAMÉTRICA DO CICLO ORC	46
	4.1	Análise Paramétrica do Modelo Termodinâmico	46
	4.1.1	Propriedades Termofísicas	46
	4.1.2	Parâmetros de Projeto	56

			ii
	4.2	Avalição Econômica	70
5	OTIM	IIZAÇÃO MULTIOBJETIVO DE SISTEMAS ORC	76
	5.1 5.1.1 5.1.2 5.1.3 5.1.4	Nondominated Sorting Genetic Algorithm – NSGA-II Definições Variáveis de decisão e restrições População inicial Definição dos objetivos	78 78 81 81 82
	5.2 5.2.1 5.2.2 5.2.3	Estudo de Caso Aplicação do sistema ORC para baixa temperatura – Energia Geotérmica . Aplicação do sistema ORC para média temperatura – Calor Residual Aplicação do sistema ORC para alta temperatura – Cogeração	85 85 89 93
	5.3	Análise de resultados	96
6	CONC	CLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	106
	6.1	Conclusões	106
	6.2	Sugestões para Trabalhos Futuros	108
RE	FERÊN	ICIAS BIBLIOGRÁFICAS	110

Lista de Figuras

Figura 1.1 Consumo mundial de energia primária2
Figura 1.2 Distribuição do consumo mundial de energia por setor2
Figura 1.3 Participação percentual da energia primária por fonte no Brasil em 20113
Figura 1.4 Distribuição do consumo Brasileiro de energia por setor de 20094
Figura 1.5 Distribuição do consumo energético por segmento industrial de 20094
Figura 1.6 Ciclos termodinâmicos que utilizam turbinas a vapor6
Figura 1.7 Descrição sequencial da abordagem da tese10
Figura 2.1 (a) Ciclo Rankine Orgânico (SORC) (b) Diagrama T-S típico do ORC12
Figura 2.2 Ciclo Rankine orgânico com recuperador interno de calor RORC13
Figura 2.3 Diagrama T-S do ciclo ORC supercrítico14
Figura 2.4 Sistema de cogeração baseado no ciclo ORC16
Figura 2.5 Ciclo binário ORC de energia geotérmica
Figura 2.6 Comparação entre fluidos de trabalho: (a) isentrópico, (b) úmido e (c) seco20
Figura 3.1 Perfil de temperatura de evaporação do fluido de trabalho
Figura 3.2 Diagrama de fluxo da simulação do ciclo ORC
Figura 4.1 Classificação dos fluidos de trabalho47
Figura 4.2 Diagrama <i>T-s</i> do ciclo ORC com o fluido R142b48
Figura 4.3 Diagrama <i>T-s</i> do ciclo ORC com o fluido R142b49
Figura 4.4 Diagrama <i>T-s</i> do ciclo ORC com o fluido R11450
Figura 4.5 Influência do calor latente no desepennho do ciclo ORC para fluidos com baixa
temperatura crítica
Figura 4.6 Influência do calor latente no desempenho do ciclo ORC para fluidos com média
temperatura crítica
Figura 4.7 Influência do calor latente no desepennho do ciclo ORC para fluidos com alta
temperatura crítica
Figura 4.8 Distribuição do volume específico em função da classificação do fluido55
Figura 4.9 Ciclo Rankine orgânico regenerativo para fontes de baixa temperatura57
Figura 4.10 Variação da potência elétrica do ciclo em função da pressão de vaporização e ponto
<i>pinch: SUP=0; ε=0.</i>

Figura 4.11 Contornos do gráfico de superfície da potência elétrica do ciclo em função da
pressão de vaporização e superaquecimento61
Figura 4.12 Variação da eficiência energética em função da potência elétrica do ciclo e calor de
vaporização63
Figura 4.13 Contornos do gráfico de superfície da área total do ciclo em função da pressão de
vaporização e ponto <i>pinch: SUP=0; ε=064</i>
Figura 4.14 Contornos do gráfico de superfície da área total de troca de calor do ciclo em função
da pressão de vaporização e superaquecimento
Figura 4.15 Variação da área total de troca de calor em função da pressão de vaporização e
efetividade do recuperador interno de calor: <i>SUP=0; PP=14</i> 67
Figura 4.16 Contornos do gráfico de superfície do diamêtro da turbina em função da pressão de
vaporização e ponto <i>pinch: SUP=0; ε=068</i>
Figura 4.17 Contornos do gráfico de superfície do diamêtro da turbina em função da pressão de
vaporização e superaquecimento69
Figura 4.18 Exemplo de distribuição fatorial para três parametros de projeto71
Figura 4.19 Relação entre energia elétrica e área total de troca de calor
Figura 4.20 Relação entre potência elétrica e diâmetro da turbina
Figura 4.21 Distribuição de resultados da potência elétrica e valor presente líquido74
Figura 4.22 Capital fixo de investimento74
Figura 5.1 Representação da fronteira de Pareto77
Figura 5.2 Procedimento do algoritmo genetico NSGA-II80
Figura 5.3 Diagrama de fluxo do algoritmo de otimização do ciclo ORC80
Figura 5.4 Representação gráfica da solução ideal e Solução de Nadir
Figura 5.5 Geração de eletricidade de diferentes fluidos de trabalho
Figura 5.6 Distribuição de resultados algoritmo génetico
Figura 5.7 Fronteira de Pareto das funções objetivo – Energia Geotérmica
Figura 5.8 Fronteira de Pareto: a) potência elétrica vs área de troca de calor b) potência elétrica
vs diâmetro da turbina
Figura 5.9 Fronteira de Pareto – sem restrição: a) potência elétrica vs área de troca de calor, b)
potência elétrica vs diâmetro da turbina
Figura 5.10 Fronteira de Pareto das funções objetivo – Calor Residual90
Figura 5.11 Fronteira de Pareto - Calor Residual: (a) potência elétrica vs área de troca de calor,
(b) potência elétrica vs diâmetro da turbina91
Figura 5.12 Fronteira de Pareto – sem restrição: (a) potência elétrica vs área de troca de calor,
(b) potência elétrica vs diâmetro da turbina92

Figura 5.13 Sistema de cogeração ORC94
Figura 5.14 Fronteira de Pareto: (a) potência elétrica vs potência frigorífica, (b) potência elétrica
vs área total de troca de calor95
Figura 5.15 Efeitos do ponto <i>pinch</i> na fronteira de Pareto98
Figura 5.16 Potência líquida para o conjunto de soluções ótimas - Recuperação de calor
residual: (a) sem restrição da temperatura T_{f2} , (b) com restrição da temperatura T_{f2}
Figura 5.17 Potência líquida para o conjunto de soluções ótimas dos fluidos de maior geração
de energia100
Figura 5.18 Conjunto de soluções ótimas para o n-Hexano: (a) sem restrição, (b) com restrição
Figura 5.19 Relação entre a geração de energia e razão entre a temperatura crítica e fonte de
calor: (a) Fonte Geotérmica, (b) Calor residual, (c) Cogeração103
Figura 5.20 Distribuição de resultados do valor presente líquido na fronteira de Pareto: (a)
Energia geotérmica, (b) Recuperação de calor, (c) Cogeração104
Figura 5.21 Distribuição de resultados do VPL e Risco da fronteira de Pareto105

v

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 Classificação do consumo de energia da indústria por recurso energético	5
Tabela 2.1 Vantagens e desvantagens do ciclo ORC	12
Tabela 3.1 Parâmetros termodinâmicos dos fluidos orgânicos de trabalho selecionados	29
Tabela 3.2 Distribuição do capital total de investimento	40
Tabela 3.3 Custos de capital de investimento assumidos	41
Tabela 3.4 Tributos e encargos sobre projetos de geração termelétrica	42
Tabela 3.5 Distribuição para cada variável na simulação de Monte Carlo	45
Tabela 4.1 Fluidos de trabalho e temperaturas da fonte de calor consideradas na a	nálise
paramétrica	58
Tabela 5.1 Restrições para as variáveis incluídas na otimização multi-objetivo	81
Tabela 5.2 Distribuição fatorial de 3 níveis	82
Tabela 5.3 Tomada de decisão conjunto ótimo de Pareto – Energia Geotérmica	89
Tabela 5.4 Tomada de decisão conjunto ótimo de Pareto – Calor residual	93
Tabela 5.5 Tomada de decisão conjunto ótimo de Pareto – Cogeração	96

Simbologia

Símbolos

Α	Área de troca de calor (m^2)
Ċ	Potência Frigorífica (kW)
C_p	Calor específico (kJ/K kmol)
Ė	Exergia (kW)
f	Recurso (kW)
ħ	Entalpia (kJ/kmol)
Ι	Irreversibilidade (kW)
k_1	Fator de correção de Stryjek-Vera (–)
L	Perdas de Exergia (kW)
'n	Vazão molar fluido de trabalho (kmol/s)
Р	Pressão (kPa)
РМ	Peso Molecular (kg/kmol)
PP	Diferencial de temperatura Pinch ou Ponto Pinch (K)
Q	Calor (kJ/s)
R	Constante universal dos gases (kJ/kmol K)
Ī	Entropia (kJ/K kmol)
SF	Fator de tamanho da turbina (m)
SUP	Superaquecimento (K)
Т	Temperatura (K)
U	Coeficiente global de transferência de calor $(kW/m^2 K)$
v	Vazão volumétrica fluido de trabalho (m³/s)
V	Volume molar específico (m³/kmol)
W	Fator acêntrico (-)
Ŵ	Potência elétrica (kW)
Ζ	Fator de compressibilidade (–)

Letras Gregas

Е	Efetividade (-)
η	Eficiência térmica (-)
heta	Ângulo de inclinação da curva de vapor saturado

Abreviaturas

BP	British Petroleum Company
СНР	Geração combinada de calor e energia elétrica
EIA	U.S. Energy Information Administration
EoS	Equação Cúbica de Estado
EPA	Environmental Protection Agency
FCI	Capital fixo de investimento (US\$)
GA	Algoritmo Genético
GEE	Gases do efeito estufa
GWP	Potencial de aquecimento global
IEA	International Energy Agency
Mtoe	Milhões de toneladas de óleo equivalente
NSGA-II	Nondominated Sorting Genetic Algorithm
0&M	Custos de operação e manutenção (US\$)
ODP	Potencial de esgotamento de ozônio
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
PEC	Custo corrigido de compra dos equipamentos (US\$)
PEC_0	Custo base de compra dos equipamentos (US\$)
PR	Peng Robinson
PRSV	Peng Robinson - Stryjek Vera
RCE	Redução certificada de emissões
RORC	Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo
SORC	Ciclo Rankine Orgânico Simples
TIR	Taxa interna de retorno

Subscritos

0	Referência
b	Bomba
С	Crítica
cd	Caldeira
ch	Chiller
con	Condensador
е	Entrada
evp	Evaporador
fon	Fonte de calor
8	Gerador elétrico
НХ	Trocador de calor
is	Isentrópica
liq	Estado líquido
n	líquida
R	Reduzida
reg	Recuperador
S	Saída
sat	Saturação
Т	Total
t	Turbina
ν	Vapor

Sobrescritos

СН	Química
d	Partida
ig	Gás ideal

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações iniciais

Energia e desenvolvimento são conceitos fortemente ligados, motivo pelo qual pode-se assegurar que o progresso da sociedade depende de um abastecimento energético amplo e econômico. No entanto, atualmente é aceito que grande parte das atividades industriais energointensivas tem significativo impacto negativo sobre o meio ambiente, principalmente, aqueles relacionados com a contaminação do ar e o aquecimento global. Por essa razão, a segurança energética, o desenvolvimento sustentável e a redução na emissão dos gases de efeito estufa continuam sendo um objetivo fundamental para vários países no mundo, conforme o estipulado no protocolo de Kyoto, plano EU 20-20-20, Rio+20 entre outros.

No entanto, apesar dos estímulos estabelecidos pelos governos, o consumo de energia e suas implicações ambientais aumentam aceleradamente, estimulados pelo contínuo aumento da população mundial e o crescimento econômico que é o fator que mais influência a composição e demanda da matriz energética mundial.

O consumo mundial de energia entre 1990 e 2011 (Figura 1.1) aumentou em torno de 50%, passando de 8100 para 12200 Mtoe, isto é, aproximadamente 200 Mtoe ao ano. Os combustíveis fósseis (petróleo, gás natural e carvão) continuam sendo os recursos energéticos predominantes, com uma participação de 87% do total da energia consumida no mundo, tendo como consequência um aumento significativo na quantidade de dióxido de carbono (CO₂) emitido ao meio ambiente, que passaram de 22587 no ano de 1990 para 34032 milhões de toneladas para o ano 2011 [1].

De acordo com os dados reportados pela *International Energy Agency – IEA* [2], os diferentes setores consumidores de energia mantiveram uma participação relativamente constante na matriz energética. Na Figura 1.2 pode-se observar que o setor industrial tem uma participação em torno de 29% do total da energia consumida do mundo, sendo superado pelo grupo consumidor formado pelo setor residencial, agrícola, comercial e de serviço, com uma participação de 36% do total da energia consumida.

Assim, os valores apresentados nas Figuras 1.1 e 1.2 validam as preocupações expostas anteriormente a respeito da quantidade de recursos fósseis consumidos e o impacto ambiental gerado.

A maioria das previsões coincidem ao afirmar que o consumo energético aumentará continuamente até o ano 2050 a uma taxa média anual de 1,7% em que, os combustíveis fósseis

continuarão sendo os recursos energéticos predominantes, chegando a atingir os 25000 Mtoe por ano [3,4].



Adaptado de International Energy Agency [2]

O Brasil acompanha a tendência de expansão energética mundial, uma vez que o consumo total de energia primária no ano 2011 foi de aproximadamente 267 Mtoe, 214% a mais que em

1990. Neste caso, os combustíveis fósseis (59%) são os recursos energéticos mais utilizados, seguido pelas fontes renováveis de energia (40%), destacando-se a produção de energia elétrica gerada por meio de usinas hidroelétricas (Figura 1.3).



Conforme os dados apresentados pelo Balanço Energético Nacional [5], o setor industrial (Figura 1.4) é responsável pelo consumo de 35% do total consumido pelo Brasil no ano de 2009, seguido pelo setor de transporte com 28% e energético com 11%, setor que vem aumentando no Brasil depois do racionamento de energia elétrica de 2001.

No setor industrial Brasileiro, a indústria do cimento, aço, alimentos e bebidas, papel e celulose e cerâmica são responsáveis pelo consumo de 70% do total de energia utilizada (Figura 1.5). Pode-se verificar, a partir dos dados apresentados na Tabela 1.1 que do total de energia consumida pelas indústrias do cimento, aço e cerâmica no ano 2009, em torno de 80%, 60% e 50% respectivamente são recursos energéticos não renováveis e o consumo de eletricidade varia em torno de 10%.

Os dados históricos mostram que a energia elétrica é o recurso energético que mais aumenta sua participação na matriz energética do setor industrial, dobrando sua participação nos últimos 30 anos e, estima-se que este crescimento continue com uma taxa de 3,7% pelo menos até o ano de 2030 [6].

Levando em conta que os recursos energéticos estão tornando-se mais valiosos em função da relação oferta e demanda e a legislação ambiental cada vez mais rigorosa, aumentar a eficiência energética dos processos produtivos como estratégia de aumento da competividade é imperativo.



Figura 1.4 Distribuição do consumo Brasileiro de energia por setor de 2009. Adaptado de Balanço Energético Nacional [5]



Figura 1.5 Distribuição do consumo energético por segmento industrial de 2009 Adaptado de Balanço Energético Nacional [5]

É importante ressaltar que o ganho na eficiência energética nos processos produtivos do setor industrial, também é associado a uma minimização do impacto ambiental gerado pelo melhor aproveitamento dos recursos energéticos, principalmente, quando o objetivo é a diminuição de emissões atmosféricas de CO₂, CO, NO_x e outros poluentes.

	Cimento	Aço	Alimentos e Bebidas	Papel e celulose	Cerâmica
Gás natural (TJ)	628,0	36257,7	23404,2	25497,6	41868,0
Carvão Mineral (TJ)	2386,5	293787,8	1967,8	3516,9	41,9
Biomassa (TJ)	0,0	0,0	765849,5	278422,2	89346,3
Óleo Diesel (TJ)	1758,5	586,2	3433,2	2847,0	334,9
Óleo Combustível (TJ)	1214,2	4773,0	19552,4	20892,1	13481,5
Gás de Coqueria (TJ)	0,0	42328,5	0,0	0,0	0,0
Eletricidade (TJ)	17040,3	53549,2	84573,4	65774,6	12560,4
Carvão Vegetal (TJ)	2302,7	114048,4	0,0	0,0	0,0
Coque de Petróleo (TJ)	114550,8	0,0	0,0	0,0	0,0
Outros Derivados do Petróleo (TJ)	0,0	3265,7	7996,8	1297,9	14277,0
Outras (TJ)	14025,8	22315,6	0,0	0,0	0,0
Total (TJ)	153906,8	570912,0	906777,1	398248,4	171910,0

Tabela 1.1 Classificação do consumo de energia da indústria por recursos energéticos.

Fonte: Balanço Energético Nacional [5]

Nas indústrias, a forma convencional para o fornecimento de energia elétrica é realizada através da compra na rede local ou gerada pela queima de combustíveis. No entanto, a autoprodução de energia elétrica é uma das formas mais rentáveis e eficientes em uma planta, principalmente, se esta é feita através do aproveitamento de fluxos térmicos rejeitados durante o processo produtivo, que em alguns casos pode representar entre 60 - 80% do total da fonte primária de energia utilizada. Estas fontes de calor residual podem-se classificar em função de sua temperatura em:

- Fontes de baixa temperatura: geralmente ar e água com temperaturas inferiores a 200
 °C, por exemplo, água utilizada para aquecimento e arrefecimento em processos
 industriais.
- Fontes de média temperatura: como ar, gases de exaustão e água com temperaturas entre 200 – 350 °C, por exemplo, vapor e condensados utilizados em algumas indústrias químicas e papel e celulose ou ar e gases de combustão dos processos de fabricação de cimento.
- Fontes de alta temperatura: gases de exaustão com temperaturas superiores a 350 °C, por exemplo, os gases de exaustão dos processos de geração de eletricidade em turbinas a gás.

As tecnologias de geração de potência elétrica através da recuperação de fontes de calor residual podem ser consideradas uma forma bem estabelecida e madura de conversão de energia, sendo os ciclos termodinâmicos mais explorados aqueles que utilizam turbinas a vapor (Figura 1.6).



Figura 1.6 Ciclos termodinâmicos que utilizam turbinas a vapor

Dos diferentes sistemas termodinâmicos anteriormente mencionados para a geração de eletricidade, a maioria emprega o ciclo Rankine convencional, devido a suas vantagens, tais como: o menor preço da eletricidade gerada, maior disponibilidade comercial dos equipamentos que compõem o ciclo e não toxicidade do fluido de trabalho.

Contudo, geração de potência elétrica através de fontes de calor com temperaturas inferiores a 400 ⁰C torna o ciclo Rankine convencional menos eficiente, aumentando consideravelmente os custos de geração. Isto é consequência das elevadas temperaturas de vaporização do fluido de trabalho a pressões acima da atmosférica, somado à necessidade de realizar o superaquecimento do vapor antes de ingressar na turbina para evitar a erosão das pás deste equipamento.

Tendo em conta que os ciclos convencionais de geração de vapor não oferecem bons rendimentos para fontes de calor de baixa e média temperatura, o Ciclo Rankine Orgânico (ORC) é utilizado para este fim. Além disso, esta tecnologia é uma melhor opção para a geração de energia a pequena e micro escala, nas quais as tecnologias convencionais apresentam baixa viabilidade técnica e econômica.

Assim, pesquisas que abordam novas tecnologias que permitem recuperar esta energia e convertê-la em eletricidade têm benefícios em termos de ganhos de eficiência energética, competitividade econômica e desenvolvimento sustentável. Porém, estas tecnologias ainda não estão bem estabelecidas e sua implementação na indústria brasileira apresenta alguns desafios técnico-econômicos.

1.2 Motivações e justificativas

A expansão acelerada no consumo de energia reflete no aquecimento econômico e no aumento na qualidade de vida. No entanto, aspectos negativos como a disponibilidade de recursos energéticos para garantir o fornecimento de energia se situam na frente do debate a segurança energética na maioria de países do mundo.

Embora estes recursos ainda estejam disponíveis em grandes quantidades, tem-se reconhecido que seu consumo excessivo não só leva a um aumento na taxa de esgotamento destes recursos, mas também tem um impacto adverso significativo sobre o meio ambiente. Além disso, a localização geográfica destas reservas e flutuação de seus custos influenciam diretamente na economia de todos os países do mundo.

Consequentemente, a engenharia tem focado seus esforços em duas grandes linhas de pesquisa:

 Desenvolver tecnologias de conversão de energia com fontes renováveis de energia, a fim de atender a crescente demanda energética sem os impactos negativos causados pelos combustíveis fósseis;

2) Aumentar a eficiência energética nos processos industriais através do desenvolvimento de equipamentos cada vez mais eficientes e/ou diminuindo as quantidades de energia (calor residual) rejeitadas ao meio ambiente sem nenhum aproveitamento.

Atualmente, a substituição de recursos como o carvão mineral e o gás natural por fontes alternativas de energia é uma solução a médio prazo, pois a viabilidade destas tecnologias depende fortemente das condições atmosféricas (energia solar e eólica) que não permitem um fornecimento contínuo de eletricidade sem exigir equipamentos adicionais para acumular energia.

Assim, a geração de energia utilizando fontes alternativas, como a biomassa e energia geotérmica, e o aumento da eficiência energética no setor industrial aproveitando as fontes de calor residual para gerar energia elétrica a um custo aceitável, podem desempenhar um papel importante para garantir o fornecimento futuro de energia, atendendo a novos padrões e exigências ambientais.

Nesse sentido, o ciclo Rankine orgânico (ORC) é comumente utilizado para gerar energia a partir de fontes de baixa e média temperatura (energia geotérmica e calor residual de processos). Nas últimas décadas tem-se estendido seu uso para fontes de calor de alta temperatura (biomassa e gases de exaustão de acionadores primários).

Atualmente, pode-se considerar que esta é uma tecnologia com alto grau de maturidade que cresce continuamente, motivada principalmente, pelos custos de operação associados ao consumo de energia primária e legislações ambientais mais rigorosas.

Esta afirmação pode ser verificada pelas pesquisas apresentadas na revisão bibliográfica deste trabalho [7-66]. A maioria delas extensas análises termodinâmicas de diferentes ciclos e fluidos de trabalho focados em desenvolver sistemas energéticos cada vez mais eficientes através da seleção mais apropriada do fluido orgânico de trabalho e do ótimo conjunto de parâmetros de operação.

No entanto, a maioria das pesquisas tem diferentes discernimentos no momento de definir o melhor conjunto de critérios que levem a uma configuração ótima do ciclo em função das características da fonte de calor disponível. Além disso, muitas das pesquisas avaliam poucos fluidos de trabalho e descartam a possibilidade de analisar os efeitos que a variação dos diferentes parâmetros de operação do ciclo (pressão de operação, superaquecimento, diferencial de temperatura *pinch*, entre outros) tem sobre outros indicadores de interesse como: a área total requerida pelos equipamentos de troca de calor, tamanho da turbina e, no caso de sistemas de cogeração, a capacidade de geração de energia térmica para resfriamento e/ou aquecimento; os quais afetam diretamente os custos da planta e sua viabilidade econômica.

Nessa ordem de ideias, pretende-se desenvolver um modelo matemático que permita avaliar e otimizar o desempenho termodinâmico e econômico de sistemas térmicos baseados no ciclo Rankine orgânico para diferentes aplicações. Para este efeito, uma otimização multiobjetivo será desenvolvida utilizando como critérios de seleção a potência elétrica líquida, dimensões dos equipamentos, viabilidade econômica e, no caso de sistemas de cogeração, a capacidade de geração de potência frigorífica e/ou calor.

1.3 Objetivos

Objetivo geral

Desenvolver um modelo matemático que permita avaliar e otimizar o desempenho termodinâmico e econômico de sistemas de geração de energia elétrica baseados em diferentes configurações do ciclo Rankine orgânico a partir de diferentes fluidos de trabalho para a exploração de fontes renováveis de energia e calor residual da indústria.

Objetivos específicos

- Avaliar a experiência nacional e internacional da geração de energia utilizando ciclos a vapor não convencionais como uma opção de geração de energia e/ou aumento da eficiência energética no setor industrial
- Realizar uma análise paramétrica das propriedades termodinâmicas para diferentes fluidos de trabalho e avaliar seu impacto no desempenho técnico-econômico do sistema térmico.
- Aplicar técnicas evolucionárias de otimização (algoritmos genéticos) em diferentes configurações do ciclo Rankine orgânico com o objetivo de definir os parâmetros de operação e fluidos de trabalho que permitam definir a melhor alternativa do ponto de vista termodinâmico e econômico.
- Realizar uma análise estocástica de viabilidade econômica de implementação de ciclos Rankine orgânico para diferentes aplicações no mercado Brasileiro.

1.4 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está dividido em seis capítulos, apresentando o seguinte conteúdo:

- Introdução: Neste capítulo é apresentada a proposta da tese, seus objetivos e o conteúdo do trabalho; mostrando a importância da energia no desenvolvimento socioeconômico e a importância de pesquisas em tecnologias que ajudam no uso eficiente e racional das energias primárias.
- Revisão Bibliográfica: Neste capítulo apresenta-se uma descrição geral do ciclo Rankine orgânico e suas aplicações, exibindo a importância da seleção do fluido de trabalho no desempenho do sistema térmico e as metodologias propostas na literatura científica nos últimos anos.
- 3. Modelo Matemático: Neste capítulo é apresentado o desenvolvimento das equações utilizadas para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, os balanços de massa e energia de cada equipamento do ciclo termodinâmico proposto e a descrição do cálculo do custo dos equipamentos e método da análise econômica. Desta forma, são estabelecidos os parâmetros técnicos, econômicos e financeiros utilizados na otimização multiobjetivo.
- 4. Análise Paramétrica: Neste capítulo, avaliam-se e comparam-se diferentes aplicações do ciclo ORC, apresentando a influência que os diferentes fluidos de trabalhos e parâmetros de projetos têm sobre o desempenho termodinâmico e as dimensões dos equipamentos do ciclo.

- 5. Otimização Multiobjetivo: Neste capítulo será descrita a metodologia de otimização empregada no presente trabalho com a finalidade de obter o conjunto de soluções ótimas, configuração do ciclo, fluido de trabalho e parâmetros de projeto, que otimizem o desempenho do sistema térmico do ponto de vista termodinâmico e econômico.
- Conclusões: Este capítulo é destinado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros visando dar continuidade à presente pesquisa.

A metodologia e ferramentas computacionais utilizadas na modelagem matemática e otimização são apresentadas na Figura 1.7



Figura 1.7 Descrição sequencial da abordagem da tese

Da Figura 1.7 observa-se que o modelo termodinâmico e econômico do sistema de conversão de energia será desenvolvido utilizando o software Matlab®, enquanto a otimização multiobjetivo será feita através da plataforma computacional ModeFrontier®.

2 CICLO RANKINE ORGÂNICO

Este capítulo analisa uma variedade de fontes de calor que podem ser exploradas para a produção de energia utilizando o ciclo Rankine orgânico. Fontes de energia, como a biomassa, a geotérmica e de calor residual rejeitado pela maioria dos processos industriais são promissoras fontes de energia para atender a demanda mundial de eletricidade, já que levam à redução tanto da queima de combustíveis fósseis quanto da emissão de gases de efeito estufa. Porém, a maior parte destas fontes de energia está disponível em temperaturas moderadas, dificultando sua utilização para produzir energia mecânica ou elétrica.

O ciclo Rankine orgânico é semelhante ao ciclo Rankine convencional que utiliza água como fluido de trabalho, porém emprega um composto orgânico de elevada massa específica como fluido de trabalho. Nas últimas duas décadas, o uso e as pesquisas nesta tecnologia têm crescido rapidamente como opção na recuperação de calor de fontes de baixa e média temperatura como a energia solar, a energia geotérmica e o calor residual de processos industriais. Esta tecnologia tem estendido suas aplicações para instalações de cogeração de pequeno porte utilizando biomassa como combustível.

Atualmente, pode-se considerar que esta tecnologia para o aproveitamento de energia geotérmica e biomassa é uma tecnologia de conversão com alto grau de maturidade e, esperase que aplicações em processos industriais e aplicações modulares utilizando energia solar tenham um rápido desenvolvimento nos próximos anos. Na Figura 2.1 mostra-se a configuração de um ciclo ORC e seus processos representados no diagrama *T-s*.

Comparando as tecnologias convencionais de geração de eletricidade utilizando turbinas a vapor com os sistemas ORC, as principais vantagens e desvantagens dos sistemas ORC são sumarizadas na Tabela 2.1 [7,8].

O mercado de instalações ORC está crescendo em ritmo acelerado. Desde a instalação das primeiras plantas de ORC, em 1980, tem sido registrado um crescimento exponencial no uso desta tecnologia e no ano de 2011 na Europa já existiam entre 120 e 150 plantas ORC [9]. De acordo com Quolin e Lemort [10], o crescimento no número de projetos e potência instalada de ciclos ORC nos últimos 20 anos teve um caráter exponencial, sendo que 48% das aplicações correspondiam à biomassa, 31% energia geotérmica, 20% fontes de calor residual e 1% instalações com energia solar.

Além da aplicação (tipo de fonte de calor), o desempenho do sistema ORC está fortemente ligado ao acionador primário, os quais se encontram classificados em dois tipos: expansores de deslocamento positivo e turbomáquina; a escolha do acionador primário é função da capacidade de geração elétrica do sistema.



Figura 2.1 (a) Ciclo Rankine Orgânico (SORC) (b) Diagrama T-S típico do ORC

 Elevada eficiência isentrópica da turbina Baixo desgaste mecânico da turbina devido a uma baixa velocidade tangencial. A baixa rotação da turbina permite o acoplamento direto com o gerador elétrico, sem redutor de velocidade. Não há erosão nas pás da turbina, devido à ausência de umidade nos estágios finais deste equipamento. Mão há necessidade de sistemas de tratamento de água Menor eficiência do ciclo (em grande escala) Altos custos do fluido de trabalho Baixa estabilidade química do fluido de trabalho Fluidos de trabalhos tóxicos e inflamáveis Maior consumo de eletricidade da bomba 	Vantagens	Desvantagens		
 Procedimento simples de partida e parada 	 Elevada eficiência isentrópica da turbina Baixo desgaste mecânico da turbina devido a uma baixa velocidade tangencial. A baixa rotação da turbina permite o acoplamento direto com o gerador elétrico, sem redutor de velocidade. Não há erosão nas pás da turbina, devido à ausência de umidade nos estágios finais deste equipamento. Não há necessidade de sistemas de tratamento de água. Procedimento simples de partida e parada 	 Menor eficiência do ciclo (em grande escala) Altos custos do fluido de trabalho Baixa estabilidade química do fluido de trabalho Fluidos de trabalhos tóxicos e inflamáveis Maior consumo de eletricidade da bomba 		

Tabela 2.1 Vantagens e desvantagens do ciclo ORC

Para pequenas aplicações, são utilizados os expansores tipo parafuso e voluta, os quais se encontram em estágio de pesquisa e desenvolvimento como pode ser visto nos trabalhos de Quoilin *et al.* [11] e Lemort *et al.* [12]. Enquanto, em aplicações acima de 200 kW são mais utilizadas turbinas axiais, tecnologia com alto grau de maturidade, que podem atingir eficiências isentrópicas de até 85%.

Uma análise detalhada dos acionadores primários (turbina radial, expansor de parafuso, e expansor de espiral) para diferentes aplicações do ciclo ORC é conduzida por Quoilin *et al.* [13]. Um dos resultados apresentados nesta pesquisa mostra que, quando um fluido de trabalho é selecionado, nem todos os tipos de máquinas de expansão são adequados para as condições

de operação impostas, conduzindo a recomendações de fluidos de trabalho e parâmetros de operação irreais.

Mesmo existindo uma grande variedade de acionadores primários e fontes de calor utilizadas nos ciclos ORC, a maioria das pesquisas estão limitadas para configurações do ciclo básico (Figura 2.1) ou ciclo com recuperador interno de calor (Figura 2.2), operando com parâmetros subcríticos ou supercríticos, não havendo possibilidades de fazer reaquecimento do vapor. Outras pesquisas, como a desenvolvida por Yari [14] mostram que extrações de vapor na turbina para realizar regeneração do fluido de trabalho levam a uma diminuição na produção de eletricidade e eficiência do ciclo, mostrando que do ponto de vista termodinâmico a melhor configuração do sistema é aquela que utiliza o recuperador interno de calor.



Figura 2.2 Ciclo Rankine orgânico com recuperador interno de calor RORC

A eficiência termodinâmica de um ciclo ORC pode ser melhorada significativamente se a pressão do vapor de operação é aumentada [15,16], consequência da menor diferença de temperatura entre a fonte de calor e o fluido de trabalho durante a evaporação.

Embora o ciclo Rankine supercrítico se mostra mais vantajoso do ponto de vista de eficiência termodinâmica, operar com pressão e temperatura acima do ponto crítico pode resultar em problemas operacionais pela degradação do fluido de trabalho e formação de gotículas de líquido durante a expansão do vapor na turbina (Figura 2.3), diminuindo o rendimento do ciclo. Maiores detalhes das condições de operação com parâmetros supercríticos são apresentados por Chen *et al.* [17].



Figura 2.3 Diagrama T-S do ciclo ORC supercrítico. Fonte: Chen *et al.* [17]

2.1 Aplicações do ciclo Rankine orgânico

2.1.1 Biomassa

Segundo Carrara [18], atualmente a geração de energia utilizando biomassa é mais utilizada em grandes usinas, porém seu aproveitamento pode ser mais interessante em pequena escala, devido ao menor impacto ambiental das instalações e, principalmente, pela dificuldade de fornecer grandes quantidades deste combustível para as usinas de grande porte como consequência de sua baixa densidade energética. Assim, o uso de biomassa deve ser aprimorado para sistemas descentralizados de produção de energia nos quais os custos de coleta, transporte e armazenamento mantenham-se em um nível razoável para gerar potência elétrica a um preço competitivo.

Muitas tecnologias têm sido propostas para o aproveitamento energético da biomassa, porém a aplicação mais comum de conversão de biomassa é o ciclo Rankine convencional. Este sistema termodinâmico, mesmo com baixas eficiências, tem sido utilizado em vários setores industriais para gerar eletricidade, atribuído ao baixo custo do combustível (geralmente resíduos de biomassa), custos de investimento relativamente baixos, maturidade e confiabilidade do sistema térmico que fazem desta tecnologia uma opção mais vantajosa quando comparada com a gaseificação da biomassa.

No entanto, a aplicação do ciclo Rankine convencional para faixas inferiores a 2 MW leva a uma queda considerável da eficiência do ciclo, inviabilizando economicamente o uso da combustão de biomassa para pequenas escalas.

Existem várias soluções para resolver este problema. A utilização de um fluido orgânico como fluido de trabalho ao invés da água, o uso de acionadores primários diferentes das turbinas axiais convencionais como turbinas radiais, motores de vapor de pistão, expansores de parafuso ou estas duas opções simultaneamente. Outra possibilidade corresponde ao uso de turbinas a

gás de queima externa ou de motores Stirling a biomassa, sendo os ciclos ORC a única alternativa comercialmente disponível.

Existem vários sistemas de ORC com biomassa em funcionamento com potências elétricas entre 400 kW – 2 MW (Figura 2.4) como pode ser observado em Obernberger *et al.* [19]; Stoppato [20]; Gard [21] e Duvia e Gaia [7]. As eficiências elétricas destes sistemas térmicos são geralmente baixas, em torno de 10 – 20 %, razão pela qual as pesquisas têm focado em sistemas de cogeração que, além de gerar eletricidade fornecem energia térmica utilizando equipamentos termicamente ativados (*chiller* de absorção e adsorção) e/ou trocadores de calor, aumentando assim a eficiência global do sistema e reduzindo os custos de geração de energia [20, 22, 23, 24, 25].

Rentizelas *et al.* [25] apresentam uma comparação técnico econômica entre dois sistemas de cogeração de pequena escala que produzem energia elétrica e calor utilizando biomassa como combustível. Os sistemas avaliados foram: um sistema composto por um gaseificador, motor de combustão interna e sistema de recuperação de calor e outro composto por uma caldeira de óleo térmico, módulo ORC e um sistema de recuperação de calor. Naquele trabalho, mostrou-se que o sistema ORC, tecnologia de maior desenvolvimento, oferece uma solução de menor capital fixo de investimento (*FCI*), menores custos de operação e manutenção (*O&M*), o que no final se traduz em investimento de menor risco. Contudo, a maior relação potência/calor (melhor desempenho) do sistema de gaseificação, permite uma recuperação mais rápida e rentável do capital de investimento, pela maior capacidade de venda de energia elétrica deste sistema, aparentando desta forma ser um investimento mais atrativo.

Em trabalhos mais recentes, como o publicado por Stoppato [20], foram analisadas quatro diferentes estratégias de operação de um sistema de cogeração baseado no ciclo ORC, mostrando que sob os incentivos atuais não é conveniente fazer um uso racional da energia primária, neste caso biomassa, uma vez que economicamente é mais conveniente maximizar a produção de energia elétrica, com uma eficiência em torno de 15%, ao invés da cogeração com uma eficiência em torno de 80%. Por outro lado, a pesquisa desenvolvida por Huang *et al.* [23] mostrou que os sistemas ORC de cogeração de pequena escala possuem maiores eficiências termodinâmicas e retornos financeiros quando comparados com o sistema ORC básicos (produção de eletricidade) e ciclo ORC de trigeração (ORC – *Chiller* de absorção – trocador de calor).

De forma geral pode-se definir que diversos fatores, como incertezas nos custos de investimentos; discrepância nas eficiências das diferentes configurações do ciclo, custo da biomassa; venda de eletricidade; entre outros, conduzem a resultados e tomadas de decisão diferentes.



Figura 2.4 Sistema de cogeração baseado no ciclo ORC Fonte: Adaptada de Gard [21]

2.1.2 Energia geotérmica

Entre as diferentes tecnologias de geração de potência elétrica através das energias renováveis, a energia geotérmica destaca-se como uma das mais promissoras e, atualmente, pode-se considerar uma forma bem estabelecida e relativamente madura de produção de energia [26]. Esta tecnologia não é dependente das condições atmosféricas, o que permite um fornecimento contínuo sem exigir de equipamentos adicionais para acumular energia e seu fator de carga elevado permite produzir mais eletricidade por MW instalado, quando comparado com uma planta de capacidade semelhante a partir de energia eólica ou solar.

Além disso, o sistema modular de tais centrais faz com que a área de terreno ocupada por megawatt produzido seja menor quando comparada com quase todos os tipos de centrais de geração elétrica. No mundo, esta tecnologia entre os anos 2005-2010 cresceu a uma taxa aproximada de 4% ao ano, passando de 8,9 GW instalados, gerando 55709 GWh por ano, para 10,7 GW, gerando 67246 GWh por ano, e se projeta que para finais do ano de 2015 a capacidade instalada de centrais geotérmicas atingirá 18,5 GW [26].

As tecnologias aplicadas para geração de eletricidade a partir da energia geotérmica podem ser divididas em três grupos: sistemas abertos, que utilizam diretamente o fluido geotérmico como fluido de trabalho, vapor de água a temperaturas superiores a 150 °C (usinas tipo vapor direto ou *flash*); sistemas fechados, nos quais a energia geotérmica é transferida a um meio secundário, geralmente um fluido orgânico de baixa temperatura de ebulição, através de equipamentos de troca de calor (ciclos binários); e sistemas combinados, que são constituídos por uma combinação entre sistemas abertos e fechados.

A utilização de fontes geotérmicas com temperaturas inferiores a 150 °C para a geração de eletricidade está sob intensiva investigação, consequência do grande potencial destas fontes de calor em todos os países do mundo. Segundo Karytsas e Mendrinos [27], só em alguns países de Europa o potencial conjunto de geração de eletricidade a partir de fontes geotérmicas de baixa temperatura está em torno de 20000 MW.

Atualmente, na América do Sul não há centrais geotérmicas, mesmo existindo vários países com elevado potencial geotérmico (fontes de altas temperaturas) como Chile e Colômbia. No caso particular do Brasil, mediante estudos geológicos, Hamza *et al.* [28] analisaram dados de diferentes regiões a fim de determinar o potencial geotérmico. Conforme este estudo, as fontes geotérmicas de altas temperaturas aparentam estar restritas em uma pequena porção do país: nas Ilhas de Fernando de Noronha e Trindade no estado de Pernambuco.

Também há um número significativo de fontes de baixas temperaturas, como na Bacia do Paraná e São Francisco, onde foram encontrados locais com fluidos geotérmicos de aproximadamente 100 °C. Assim, pode-se afirmar que o Brasil possui potencial para a exploração em larga escala da energia geotérmica de baixa temperatura para uso industrial e aquecimento [28].

Desta forma, pode-se observar que um dos grandes desafios da geração de energia elétrica a partir de energia geotérmica no mundo é a exploração de reservatórios de baixa temperatura. Assim, se faz necessário um aperfeiçoamento dos ciclos binários ORC (Figura 2.5) para a geração de potência a partir de fontes de baixa temperatura.

A maioria das pesquisas mostra que a eficiência dos ciclos ORC baseados em fontes geotérmicas de baixa temperatura varia entre 6 - 15 %, como pode-se observar nos trabalhos de Kanoglu [29]; Heberle e Brüggemann [30]; Campos *et al.* [31].

Em tais trabalhos observa-se que o aumento da eficiência ou a maximização da produção de energia depende da seleção ótima de vários critérios, principalmente, na seleção apropriada do fluido de trabalho, que é fortemente dependente da temperatura da fonte geotérmica e da configuração do sistema térmico.



Figura 2.5 Ciclo binário ORC de energia geotérmica. Fonte: Campos *et al.* [31]

2.1.3 Calor residual

Calor residual refere-se à energia que é gerada em processos industriais que é rejeitada ao meio ambiente sem nenhum aproveitamento. As fontes de calor incluem os gases de combustão, produtos e subprodutos dos processos industriais, fluidos utilizados para resfriamento de processos, entre outros.

A quantidade exata de calor residual gerado nos processos industriais no mundo é difícil de ser quantificada, mas vários estudos estimam que, para diferentes processos industriais, em torno de 50% do consumo de energia primária é descarregada na forma de calor [32]; já estudos mais recentes mostram que no Canadá os oito maiores segmentos industriais rejeitam ao ambiente em torno de 70% do total da energia primária consumida [33].

Mesmo sendo impossível evitar a rejeição de calor residual dos processos produtivos, estas perdas de energia podem ser diminuídas utilizando tecnologias de recuperação de calor tanto para aquecimento quanto para a geração de trabalho mecânico ou energia elétrica.

Instalações ORC para geração de energia através da recuperação de calor residual têm sido utilizadas e estudadas para muitas aplicações no setor industrial, especialmente naqueles setores com alto consumo energético (indústria energointensiva).

Em geral, o calor residual, com temperaturas entre 200 - 400 °C, pode ser encontrado em indústrias, tais como de cimento, siderúrgicas, vidro, metais não ferrosos, tijolos e processamento de cerâmica. Calor residual no nível de 150 °C é identificado, principalmente,

em setores como alimentos, produtos químicos e refinarias. Já o calor residual de baixa temperatura pode ser facilmente encontrado, virtualmente, em todas as áreas da indústria.

Embora abundantemente disponíveis, uma grande quantidade de calor residual não tem sido utilizada de forma eficiente, e seu descarte torna-se uma preocupação ambiental. Um claro exemplo disto é a indústria do cimento que, segundo Vescovo [34], tem capacidade de gerar em torno de 20% do total de energia elétrica consumida pela usina através do calor residual (gases de exaustão e ar quente) gerado durante o processo produtivo, o qual ao final se traduz em uma redução do impacto ambiental gerado por este setor industrial.

Análises termodinâmicas e otimizações paramétricas como a apresentada por Wang *et al.* [35] apontam que a eficiência exergética do ciclo ORC utilizando R123 como fluido de trabalho para uma indústria de cimento com uma produção média de 5000 toneladas por dia está em torno de 36%, com uma geração elétrica líquida de 8,6 MW.

Outra aplicação importante de recuperação de calor residual é o uso de ciclo ORC como ciclo inferior acoplado a usinas termelétricas com o intuito de aumentar a potência elétrica e eficiência energética da usina.

Pesquisas mostram que o ciclo combinado de uma turbina a gás com o ciclo ORC se acoplariam melhor que outras tecnologias de recuperação de calor, apresentando-se como uma opção tecnológica com maior competitividade econômica, conseguindo atingir eficiências superiores a 45% [36,37].

Outra aplicação em usinas termelétricas é a recuperação de calor em motores de combustão interna, uma vez que só aproximadamente 1/3 do total da energia consumida neste equipamento é transformada em energia mecânica, o restante do recurso energético é rejeitado ao ambiente sem nenhum aproveitamento através dos gases de exaustão e água de arrefecimento [38, 39, 40].

2.2 Classificação dos fluidos de trabalho

De forma geral, pode-se classificar os fluidos de trabalho utilizados nos ciclos de potência, em função da curva de vapor saturado. A inclinação desta curva (dT/ds) no diagrama Temperatura vs. Entropia (T-s), segundo o tipo de fluido, apresenta três comportamentos diferentes (Figura 2.6). Os fluidos denominados secos têm uma inclinação positiva na curva de saturação do vapor, os fluidos úmidos têm inclinação negativa e fluidos isentrópicos inclinação infinita ou quase infinita da curva.

Os fluidos secos e isentrópicos apresentam melhores eficiências quando comparados com os fluidos úmidos. Estes fluidos não mudam de fase durante a expansão da turbina, motivo pelo qual nem sempre é preciso realizar superaquecimento do vapor. Isto no final se traduz em um ciclo mais eficiente, já que, em sistemas de recuperação de calor de baixa e média temperatura, ao diminuir o grau de superaquecimento mais vapor pode ser gerado e, consequentemente, mais energia pode ser recuperada da fonte de calor.



Figura 2.6 Comparação entre fluidos de trabalho: (a) isentrópico, (b) úmido e (c) seco
Liu *et al.* [41], utilizando a relação termodinâmica que descreve a entropia em função da temperatura, determinou uma expressão simplificada, baseada na capacidade calorífica e entalpia de vaporização do fluido de trabalho para calcular o valor inverso da inclinação da curva de vapor saturado do diagrama *T-s*. No entanto, Chen *et al.* [17] mostram que grandes desvios podem ocorrer quando se utiliza esta equação para o cálculo da inclinação da curva (dT/ds). Portanto, recomenda-se usar os dados da entropia e temperatura diretamente para calcular a inclinação da curva de vapor saturado.

2.3 Seleção do fluido de trabalho

Esta decisão de projeto tem uma grande influência no desempenho dos sistemas térmicos. Embora existam muitas opções disponíveis para fluidos de trabalho, há também muitas restrições em sua seleção, principalmente relacionadas com as propriedades termodinâmicas dos fluidos, influência na saúde, segurança e impacto ambiental.

Outras propriedades termofísicas, como pressão crítica, temperatura crítica, massa específica, calor latente de vaporização, calor específico, condutividade térmica, entre outras, devem ser levadas em conta no momento de selecionar o fluido de trabalho, uma vez que estas propriedades influenciam diretamente a capacidade do sistema térmico para recuperar energia da fonte de calor, no tamanho dos trocadores de calor e no consumo de energia dos sistemas auxiliares.

Papadopoulos *et al.* [42]; Hung *et al.* [43]; Maizza e Maizza [44]; Badr *et al.* [45] recomendam que os fluidos de trabalho tenham alta pressão e temperatura crítica para favorecer o desempenho termodinâmico do fluido de trabalho, baixo calor específico para diminuir a carga térmica do condensador, alto calor latente de vaporização para favorecer a recuperação da fonte de calor e alta condutividade para favorecer a transferência de calor nos trocadores de calor.

Contudo, outros trabalhos mostram algumas contradições. Por exemplo, Yamamoto *et al.* [46] afirma que fluidos orgânicos com baixo calor latente de vaporização devem ser utilizados com o intuito de aumentar a vazão mássica na entrada da turbina para favorecer a potência do ciclo termodinâmico.

Por outro lado, Liu *et al.* [41] afirma que a eficiência térmica do sistema termodinâmico tem uma fraca dependência da temperatura crítica do fluido de trabalho, já que o valor máximo da eficiência de recuperação de calor ocorre a uma apropriada temperatura de vaporização característica de cada fluido.

A escolha dos diferentes tipos de fluidos para uma determinada aplicação do ciclo ORC tem sido tratada em numerosos estudos, a maioria destes focados em fontes de baixa temperatura, como pode ser analisado nos trabalhos de Lakew e Bolland [47]; Tchanche *et al.* [48]; Kosmadakis *et al.* [49]; Mago *et al.* [50]; Saleh *et al.* [51]; entre outros. Nos últimos anos, existe especial interesse em pesquisas que envolvem a utilização de fluidos orgânicos com fontes de calor de alta temperatura como gases de exaustão de motores de combustão interna, turbinas a gás [36,37,39] e biomassa conforme apresentado nos trabalhos de Aslam-Siddiqi e Atakan [52]; Lai *et al.* [53]; Maraver *et al.* [54] e Drescher e Brüggemann [55].

Fazendo uma análise destes trabalhos, pode-se estabelecer de maneira geral que as características mais relevantes para a seleção do fluido de trabalho são:

- Desempenho termodinâmico: procura-se atingir a maior eficiência e potência elétrica para determinada fonte de calor;
- 2. Área total de troca de calor do sistema e tamanho da turbina.
- 3. Disponibilidade e custos.
- 4. Impacto ambiental, segurança e saúde: aspectos como o potencial de aquecimento global, potencial de destruição da camada de ozônio, toxicidade e inflamabilidade.
- 5. Estabilidade química: a maioria dos fluidos orgânicos sofrem deterioração quando são submetidos a altas pressões e temperaturas; além disso, deve existir compatibilidade entre estes e os materiais de construção dos equipamentos.

É claro que, na prática não existe um fluido de trabalho que possua todas as características que favoreçam o desempenho do ciclo termodinâmico ORC, ou seja, não existe um fluido de trabalho ideal, motivo pelo qual uma análise detalhada que reúna o maior número de vantagens para diferentes fluidos de trabalho é requerida.

Desempenho termodinâmico é o critério mais utilizado para a seleção de fluidos de trabalho nos sistemas ORC. As análises de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica são as ferramentas mais utilizadas para avaliar o desempenho de diferentes fluidos de trabalho. Nestas pesquisas, diferentes parâmetros de operação (pressão de vaporização; pressão de condensação, grau de superaquecimento, diferencial de temperaturas *pinch* - ponto *pinch*) e diferentes configurações são analisadas para diferentes fontes de calor.

Pesquisa feitas por Heberle e Brüggemann [30]; Mago *et al.* [50]; Saleh *et al.* [51] apresentaram análises paramétricas comparativas de diferentes configurações do sistema ORC e fluidos de trabalho.

Saleh *et al.* [51] analisaram o desempenho térmico de 31 fluidos de trabalho orgânicos para duas configurações de ciclo ORC (com e sem recuperador interno de calor). Neste trabalho, foi determinado que, para alguns fluidos de trabalho úmidos e isentrópicos o superaquecimento favorece o desempenho do sistema térmico, sempre que este esteja combinado com o

recuperador interno de calor. Caso contrário, nos fluidos de trabalho secos, fixando a potência do ciclo, a eficiência do sistema diminui com o aumento do grau de superaquecimento.

Igualmente Mago *et al.* [50] analisaram o desempenho do ciclo ORC, básico e com recuperador interno de calor, utilizando 4 fluidos secos diferentes (R113, R123, R245ca e Isobutano). Entre os fluidos analisados, o R113, para diferentes condições de operação, apresentou-se como o fluido com melhor desempenho, sendo que os ciclos ORC com recuperador de calor possuem melhores eficiências termodinâmicas quando comparados com o ciclo básico de Rankine, isto avaliado para uma potência elétrica definida. É mostrado que o superaquecimento do vapor antes da entrada na turbina não representa um ganho expressivo na eficiência e traz um aumento nas irreversibilidades do sistema térmico.

As conclusões de Saleh *et al.* [51] e Mago *et al.* [50] são confirmadas por Hung *et al.* [43]. Os resultados da pesquisa mostraram que os fluidos secos utilizados em ciclos básicos ORC têm uma menor geração de potência elétrica quando comparados com os fluidos isentrópicos ou quase isentrópicos. Fluidos secos geralmente encontram-se como vapor superaquecido ao final da expansão na turbina diminuindo a área trabalho líquido no diagrama *T-s.* Além disso, a eficiência térmica destes fluidos é menor pela alta carga térmica que é rejeitada no arrefecimento do condensador.

Por outro lado Dai *et al.* [56] e Li *et al.* [57] apontaram que se o uso de recuperador interno de calor aumenta a eficiência do ciclo termodinâmico, este também leva a uma redução na potência líquida gerada, consequência da redução no fluxo de energia absorvido da fonte de calor.

Outros trabalhos como os apresentados por Drescher e Brüggemann [55]; Hung *et al.* [43]; Heberle e Brüggemann [30]; Lakew e Bolland [47] e Li *et al.* [58] desenvolveram suas análises descartando o superaquecimento do vapor, uma vez que pesquisas anteriores demostraram que este parâmetro leva ao aumento da irreversibilidade do sistema térmico.

Utilizando uma análise exergética, Heberle e Brüggemann [30] analisaram 4 fluidos de trabalho (Isopentano, Isobutano, R245fa e R227ea) para duas configurações de um sistema de cogeração (*CHP*) utilizando como fonte de calor energia geotérmica com temperaturas inferiores a 177 °C. Em tal pesquisa identificou-se que, para as mesmas condições de operação a seleção mais apropriada do fluido de trabalho é fortemente dependente da configuração do sistema térmico, tanto como dos requerimentos de energia elétrica e térmica.

Drescher e Brüggemann [55], baseados em uma análise da Primeira Lei da Termodinâmica, determinaram entre mais de 700 possíveis fluidos de trabalho que, para sistemas ORC que utilizam biomassa como combustível, a família de alquilbenzenos (Tolueno, Etilbenzeno, Propilbenzeno, etc) apresentaram maiores eficiências termodinâmicas quando comparadas com o octametiltrisiloxano, que hoje em dia é o fluido de trabalho mais utilizado nesta aplicação de sistemas ORC.

Outros autores, Roy e Ashok [59]; Roy *et al.* [60]; Dai *et al.* [56]; Wei *et al.* [61] e Astolfi *et al.* [62] fundamentam a escolha do fluido de trabalho em otimizações paramétricas analisando os efeitos que o ponto *pinch*, a temperatura e pressão de entrada na turbina, pressão de condensação têm sobre o desempenho termodinâmico do ciclo para diferentes configurações do sistema térmico e diferentes fluidos de trabalho.

Destes trabalhos pode-se concluir que:

- A escolha apropriada do fluido de trabalho é fortemente dependente do nível de temperatura da fonte de calor e das condições nas quais operará o sistema.
- O ciclo ORC com recuperador de calor possui melhor eficiência termodinâmica quando comparado com o ciclo básico, uma vez que é requerida menos energia da fonte de calor para produzir a mesma potência elétrica.
- O superaquecimento do vapor, ao utilizar fluidos de trabalho secos, não resulta em um aumento significativo da eficiência do sistema, ou seja, as maiores eficiências são obtidas quando o fluido de trabalho foi expandido diretamente desde a linha de vapor saturado.

Contudo, é importante ressaltar que o superaquecimento do vapor pode favorecer a eficiência global no caso de sistemas de cogeração baseados no ciclo Rankine orgânico. Isto ocorre como consequência do aumento da temperatura do fluido de trabalho na saída da turbina aumentando a capacidade do ciclo termodinâmico para gerar energia térmica.

Os trabalhos descritos anteriormente estão baseados em um único critério de otimização, deixando de lado a análise dos efeitos que a variação dos parâmetros de operação do ciclo tem sobre outros indicadores de interesse como: tamanho da turbina, área de troca de calor requerida e, no caso de sistemas de cogeração, a capacidade de geração de energia térmica (frio e/ou calor) parâmetros que afetam diretamente a viabilidade econômica do sistema térmico.

Sabendo-se que o custo de investimento do sistema térmico é dependente da dimensão física de seus componentes é importante comparar as dimensões dos diferentes equipamentos utilizados em cada ciclo, ou seja, é preciso determinar o tamanho dos trocadores de calor, turbinas, bombas e tubulações em função do fluido de trabalho utilizado. Assim, modelos de transferência de calor como os apresentados por Schuster *et al.* [16]; Lakew e Bolland [47] e Roy *et al.* [63] têm sido utilizados para avaliar a área total de troca de calor dos sistemas; enquanto, aproximações do tamanho da turbina tem sido avaliados através de indicadores baseados no volume específico do fluxo de vapor na saída da turbina e queda de entalpia neste equipamento [47].

Lakew e Bolland [47] analisaram a máxima produção de potência elétrica no sistema ORC subcrítico utilizando seis fluidos de trabalho (R134a, R123, R227ea, R245fa, R290 e n-Pentano) para uma fonte de calor com três níveis de temperatura diferentes. Os resultados apontaram que, o refrigerante R227ea garantia a máxima potência do sistema para fontes de calor com temperaturas de 80 e 160 °C, enquanto que, o R245fa apresentou a maior potência para uma fonte de 200 °C. Além disso, fixando a potência elétrica do ciclo, uma análise das dimensões dos componentes (turbina e trocadores de calor) apontou que o fluido R134a requer uma turbina de menor diâmetro quando comparado com os outros fluidos testados. No entanto, este é o fluido que mais área de troca de calor exige. Portanto, a seleção do fluido de trabalho mais apropriado para o sistema térmico analisado foi difícil de identificar, concluindo que, uma análise econômica e/ou ambiental pode ser a uma opção para a tomada de decisão final.

Poucos trabalhos publicados estão baseados em mais de um critério de seleção para a otimização paramétrica do ciclo ORC, principalmente, pela dificuldade de definir uma função adequada para a otimização multiobjetivo do ciclo.

Trabalhos como o apresentado por Madhawa *et al.* [64] utilizaram como função objetivo uma equação baseada na relação entre a área total de troca de calor e a potência líquida utilizando o método de otimização da máxima descida. Por outro lado, Wang *et al.* [65] adicionaram como critério de seleção, na função objetivo, a eficiência de recuperação de calor pelo sistema ORC e otimizaram o sistema térmico utilizando o método "*simulated annealing*". Outros trabalhos como o apresentado por Lai *et al.* [53] utilizaram como critérios de seleção um ranking arbitrário baseado nas eficiências termodinâmicas e a vazão volumétrica do fluido de trabalho.

Estes tipos de técnicas de otimização são ferramentas úteis. No entanto, o resultado obtido corresponde à melhor solução, mínimo ou máximo, que agrupa todos diferentes objetivos em um só, ou seja, não permite prever um conjunto de soluções alternativas, principalmente, quando o problema de otimização envolve objetivos conflitantes, pois não existe uma única solução ótima.

Por último, segurança, meio ambiente e impacto na saúde dos candidatos a fluido de trabalho devem ser considerados. Estes incluem, com foi mencionado anteriormente, inflamabilidade, toxicidade, potencial de destruição de ozônio (ODP) e potencial de aquecimento global (GWP). Trabalhos apresentados por Tchanche *et al.* [48]; Kosmadakis *et al.* [49]; Angelino e Invernizzi [66], resumiriam estas propriedades para vários fluidos considerados viáveis para serem usados como fluidos de trabalho em sistemas térmicos.

A partir da pesquisa bibliográfica, torna-se evidente que, apesar da grande quantidade de estudos focados na seleção de fluido de trabalho não se tem identificado um composto orgânico

como fluido de trabalho ideal e, tanto a configuração do sistema térmico, quanto os parâmetros de projeto que maximizam o desempenho termodinâmico do ciclo não são claros e muitas vezes contraditórios. Isto é consequência das diferentes hipóteses utilizadas para comparar diferentes fluidos, como:

- 1. Diferentes aplicações do ciclo ORC;
- 2. Diferentes níveis de temperatura da fonte de calor;
- 3. Diferentes condições de operação;
- 4. Consideração dos impactos ambientais e nível de segurança;

5. No caso da otimização paramétrica do sistema térmico, diferentes funções objetivos são maximizadas ou minimizadas.

Assim, diferentes critérios de seleção podem levar a conclusões controversas no momento de definir os parâmetros de projeto e o fluido de trabalho mais indicado para uma determinada aplicação alvo.

Desta forma, pode-se concluir que o estudo de compostos orgânicos viáveis para fluido de trabalho deve ser realizado através de um projeto de um sistema ORC, em que a análise paramétrica do sistema térmico deve utilizar métodos mais holísticos que permitam avaliar a importância dos diferentes parâmetros como a pressão de vaporização, a pressão de condensação, diferencial de temperatura *pinch* (ponto *pinch*), superaquecimento e configuração do sistema (SORC e RORC) sob o desempenho termodinâmico do ciclo, dimensões dos equipamentos, viabilidade econômica, entre outros.

3 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO ORC

As propriedades dos fluidos de trabalho, parâmetros de operação e a configuração do sistema térmico exercem um papel fundamental na eficiência termodinâmica e viabilidade econômica do ciclo ORC.

3.1 Modelagem matemática das propriedades termodinâmicas

A Termodinâmica fornece relações matemáticas entre muitas propriedades termofísicas de interesse. Entre estas relações, encontram-se as equações de estado que representam a interação entre a pressão, volume e temperatura (Relações *PVT*) para caracterizar o comportamento volumétrico de substâncias puras e as relações de Maxwell as quais permitem avaliar as variações de algumas propriedades termodinâmicas como a energia interna (U), entalpia (H) e entropia (S).

Estas propriedades termodinâmicas são utilizadas para determinar as demandas energéticas em processos de transformação, tanto para avaliar suas variações em processos reversíveis quanto para determinar as irreversibilidades nos processos reais.

Este capítulo apresenta as relações matemáticas utilizadas para a avaliação de tais propriedades termodinâmicas e sua aplicação na análise de desempenho em ciclos ORC. Para isto, um programa computacional em Matlab foi desenvolvido baseado em equações cúbicas de estado, balanço de massa e energia.

3.1.1 Equação de estado Peng-Robinson-Stryjek-Vera (PRSV)

Durante a análise de sistemas térmicos, valores das propriedades termodinâmicas como volume específico, entalpia e entropia do fluido de trabalho são frequentemente requeridas para uma grande faixa de temperaturas e pressões. Neste contexto, as Equações Cúbicas de Estado (*EoS*) desempenham um papel fundamental, já que elas podem descrever de forma satisfatória as propriedades de substâncias orgânicas em suas fases vapor e líquido.

Segundo Poling *et al.* [67] e Smith [68], estas propriedades podem ser expressas por meio do fator de compressibilidade (*Z*), que pode ser escrito como uma função da pressão e da temperatura da seguinte forma:

$$Z = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} \tag{1}$$

De acordo com Dresher e Bruggemann [55] e Angelino e Colonna [69], estas equações fornecem, para valores diferentes do ponto crítico, discrepâncias relativas inferiores a 3% no cálculo da eficiência do ciclo. No entanto, estas *EoS* têm limitações e baixa precisão na avalição das propriedades termodinâmicas para pontos próximos da região do ponto crítico ($0,8 \le P_R \le$ 1 e $0,95 \le T_R \le 1$) e para estimativa do volume específico na fase de líquido saturado e subresfriado [70].

Neste trabalho, a *EoS-PRSV* (Equação 3.3.2) proposta por Stryjek e Vera [71] foi utilizada para avaliar as propriedades termodinâmicas dos diferentes fluidos de trabalho analisados.

$$Z = \frac{V}{V-b} - \frac{a \cdot V}{R \cdot T \cdot (V^2 + 2 \cdot b \cdot V - b^2)}$$
(3.2)

Sendo:

$$a = 0,457235 \cdot \frac{R^2 \cdot T_c^2}{P_c} \cdot \alpha \tag{3.3}$$

$$\alpha = \left[1 + k_0 \cdot \left(1 - \sqrt{T_R}\right) + k_1 \cdot (1 - T_R) \cdot (0, 7 - T_R)\right]^2$$
(3.4)

$$k_0 = 0,378893 + 1,489715 \cdot w - 0,1713848 \cdot w^2 + 0,0196544 \cdot w^3 \tag{3.5}$$

$$b = 0,077796 \cdot \frac{R \cdot T_c}{P_c} \tag{3.6}$$

Valores de k_1 e *w* são obtidos a partir de dados experimentais, ou a partir dos valores de ajuste para a Equação (3.3.2). Os valores de parâmetro k_1 para os fluidos selecionados são apresentados em Colonna *et al.* [70]; Colonna *et al.* [72] e Proust e Vera [73]. Todos os parâmetros termodinâmicos utilizados para o cálculo do fator de compressibilidade de cada fluido de trabalho estão sumarizados na Tabela 3.1.

Eluido	T _c	Pc		1-1	0*	
Гишо	(K)	(kPa)	n	KI	Ø^	
Água	647,2	22090	0,3438	-0,06635	98,5	
Tetradecametilhexasiloxano (MD ₄ M)	653,2	877,47	0,785	0,0346	37,1	
Dodecametilciclohexasiloxano (D ₆)	645,78	961	0,7361	0,09627	35,8	
Propilbenzeno (C ₉ H ₁₂)	638,32	3200	0,34513	0,02715	75,2	
Dodecametilpentasiloxano (MD ₃ M)	628,36	945	0,7218	0,16431	39	
Decametilciclopentasiloxano (D5)	619,15	1160,46	0,6658	0,0388	46	
Etilbenzeno (C ₈ H ₁₀)	617,2	3606	0,3027	0,03994	76,2	
Dimetilbenzeno (C ₈ H ₁₀)	616,23	3511	0,32141	0,01277	76,6	
Decametiltetrasiloxano (MD ₂ M)	599,4	1227	0,668	0,03079	46,7	
Tolueno (C ₇ H ₈)	591,8	4106	0,26323	0,03849	80,1	
Octametilciclotetrasiloxano (D4)	586,5	1332	0,589	0,1568	53,9	
n-octano	568,55	2497	0,4018	0,07233	70,2	
Octametiltrisiloxano (MDM)	564,09	1415	0,5297	0,12634	54,2	
n-Heptano	540,15	2737	0,3498	0,07222	74	
Hexametildisiloxano (MM)	518,75	1939,39	0,419	0,0528	65,2	
n-Hexano	507,85	3032	0,3007	0,06998	77,6	
R141b	478,85	4340	0,2211	0,05949	87,8	
R11	471,11	4408	0,191	0,02574	92,7	
n-Pentano	464,78	3529	0,23329	0,03521	81,1	
i-Pentano	460,43	3381	0,22802	0,0284	81,6	
R216ca	449,05	2570	0,3286	0,10833	78,1	
n-Butano	419,53	4023	0,19409	0,02222	85,9	
R114	418,55	3300	0,2533	0,02818	84,3	
R-40	416,25	6700	0,153	0,0304	97,2	
R-142b	410,25	4120	0,2816	0,00689	91,8	
i-Butano	408,05	3648	0,1848	0,03781	85,9	
R152a	386,41	4444	0,2557	0,1459	95,9	
R12	385,12	4124	0,176	0,02752	95	
R134a	374,21	4059	0,3261	0,0103	92	
R290	369,82	4242	0,268	0,19724	92,2	
R22	369,2	4975	0,215	0,02623	97,8	
R1270	365,59	4664	0,21974	0,24609	94	

Tabela 3.1 Parâmetros termodinâmicos dos fluidos orgânicos de trabalho selecionados

* θ É o ângulo de inclinação da linha tangente à curva de vapor saturado (dT/ds), úmidos $\theta > 93$; fluidos isentrópicos $\theta \approx 90^{\circ}$ e fluidos secos $\theta < 87^{\circ}$, avaliado na temperatura de saturação para 80% da pressão crítica.

Para o cálculo do fator de compressibilidade *Z*, a equação de estado pode ser reorganizada na forma de uma equação cúbica, conforme o apresentado na Equação (3.7):

$$Z^3 + \beta \cdot Z^2 + \gamma \cdot Z + \delta = 0 \tag{3.7}$$

Sendo:

$$\beta = B - 1 \tag{3.8}$$

30

$$\gamma = A - 3 \cdot B^2 - 2 \cdot B \tag{3.9}$$

$$\delta = B^3 + B^2 - A \cdot B \tag{3.10}$$

$$A = \frac{a \cdot P}{R^2 \cdot T^2} \tag{3.11}$$

$$B = \frac{b \cdot P}{R \cdot T} \tag{3.12}$$

A solução da Equação (3.7) fornece como resultado uma ou três raízes reais. Se existe uma única raiz, o valor representa o fator de compressibilidade nas condições especificadas de temperatura e de pressão de uma substância em seu estado líquido ou vapor. Mas, se a solução da *EoS* apresenta três valores reais, significa que o fluido encontra-se como uma mistura líquido-vapor, em que o maior valor corresponde ao fator de compressibilidade do vapor (Z_v) , o menor valor ao fator de compressibilidade do líquido (Z_L) e o valor intermediário não tem significado físico.

3.1.2 Cálculo da Entalpia

A determinação da entalpia do fluido de trabalho é necessária para os cálculos de balanço de energia. O valor absoluto da entalpia de uma substância não pode ser determinado e por essa razão, apenas variações desta propriedade em função da pressão e temperatura são significativos. Assim, a diferença da entalpia entre o estado de interesse e gás ideal ($h^{ig} - h^d$) denomina-se entalpia de partida e é dada pela Equação (3.13):

$$\frac{\bar{h}^{ig} - \bar{h}^d}{R \cdot T} = \int_{V}^{\infty} \left[T \cdot \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{V} \right] \frac{dV}{V} + 1 - Z$$
(3.13)

Estas variações de entalpia são avaliadas através das funções de partida derivadas das equações de Maxwell e seu desenvolvimento pode ser encontrado em [74,75].

Com a relação *PVT* fornecida pela Equação (3.2), o cálculo da entalpia pode ser expresso em termos dos parâmetros da *EoS-PRSV*, conforme apresentado na Equação (3.14). O desenvolvimento matemático detalhado desta equação pode ser encontrado em [67,68].

$$\bar{h}^{ig} - \bar{h}^d = -\frac{\left(T \cdot \frac{da}{dT} - a\right)}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot b} \cdot \ln\left[\frac{Z + B \cdot \left(1 - \sqrt{2}\right)}{Z + B \cdot \left(1 + \sqrt{2}\right)}\right] + (Z - 1) \cdot R \cdot T$$
(3.14)

sendo:

$$\frac{da}{dT} = -0.457235 \cdot \frac{R^2 \cdot T_c}{P_c} \cdot \left[1 + k_0 \cdot \left(1 - \sqrt{T_R} \right) + k_1 \cdot (1 - T_R) \cdot (0.7 - T_R) \right] \cdot \left[\frac{k_0}{\sqrt{T_R}} + k_1 \cdot (3.4 - 4 \cdot T_R) \right]$$
(3.15)

A entalpia de gás ideal (h^{ig}) é avaliada utilizando a Equação (3.16). Os valores das constantes para o cálculo da capacidade calorífica do gás ideal C_p em função da temperatura encontram-se reportados em [67,70,72,76].

$$\bar{h}^{ig} = \int_{T_0}^T C_P dT = \left(C_0 \cdot T + \frac{C_1}{2} \cdot (T)^2 + \frac{C_2}{3} \cdot (T)^3 + \frac{C_3}{4} \cdot (T)^4 + \frac{C_4}{5} \cdot (T)^5 \right) \Big|_{T_0}^T$$
(3.16)

Como já foi mencionado anteriormente, não é possível determinar um valor absoluto da entalpia para as condições de pressão e temperatura de interesse, motivo pelo qual, variações desta propriedade são avaliadas a partir de um estado de referência de temperatura T_0 e pressão P_0 em que o valor da entalpia nesse ponto assume o valor de zero. Assim, o cálculo da entalpia nas condições de interesse pode ser determinado utilizando a Equação (3.17):

$$h(T,P) = \left[h^d - h^{ig}\right](T,P) + h^{ig}(T,P) - \left[h^d - h^{ig}\right]_{liq}(T_0,P_0)$$
(3.17)

Analogamente, a descrição feita nesta seção para avaliar a entalpia de substância pura pode-se aplicar para o cálculo de outras propriedades como a entropia e energia interna. Na seguinte seção são resumidas as equações matemáticas utilizadas para o cálculo da entropia.

3.1.3 Cálculo da Entropia

O cálculo da entropia é necessário para avaliar as irreversibilidades em processos reais. Compressão e expansão isentrópica são frequentemente utilizadas como uma referência para analisar mudanças de pressão nos diferentes processos de geração de energia. Além disso, a entropia é necessária para calcular outras propriedades termodinâmicas derivadas.

Assim como a entalpia, a entropia não pode ser medida diretamente, tendo que ser determinada através da variação desta propriedade em função da pressão e temperatura utilizando a função de partida que matematicamente é expressa por meio da Equação (3.18):

$$\frac{\bar{s}^{ig} - \bar{s}^d}{R} = \int_V^\infty \left[T \cdot \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_V \right] \frac{dV}{V} - \int_V^\infty [1 - Z] \frac{dV}{V} - \ln(Z)$$
(3.18)

O desenvolvimento matemático detalhado da equação para o cálculo da entropia expressa em termos dos parâmetros da EoS - PRSV é apresentado em [67,68].

$$\bar{s}^d - \bar{s}^{ig} = \frac{\left(\frac{da}{dT}\right)}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot b} \cdot \ln\left[\frac{Z + B \cdot \left(1 + \sqrt{2}\right)}{Z + B \cdot \left(1 - \sqrt{2}\right)}\right] + R \cdot \ln(Z - B)$$
(3.19)

A entropia do gás ideal s^{ig} é avaliada utilizando a Equação (3.20):

$$\bar{s}^{ig} = \int_{T_0}^{T} \frac{C_p}{T} dT + R \cdot \ln \frac{P}{P_0}$$
(3.20)

A função de partida para o cálculo da entropia avaliada a partir de seu estado de referência é apresentada na Equação (3.21):

$$s(T,P) = \left[s^{d} - s^{ig}\right](T,P) + s^{ig}(T,P) - \left[s^{d} - s^{ig}\right]_{liq}(T_{0},P_{0})$$
(3.21)

3.2 Modelagem Termodinâmica do ciclo Rankine orgânico

O modelo matemático descrito nesta seção é desenvolvido com o intuito de comparar e avaliar o desempenho do ciclo Rankine orgânico. Equações de balanço de massa e energia que descrevem o desempenho de cada componente no sistema térmico foram integradas em um modelo computacional para fornecer o ponto de operação em estado estacionário para uma determinada aplicação alvo (fonte de calor) e condições ambientais (temperatura de condensação).

O modelo matemático descrito permite simular duas configurações do ciclo ORC, denominadas neste trabalho como ciclo simples (*SORC*) apresentado na Figura 2.1 e ciclo regenerativo (*RORC*) apresentado na Figura 2.2. As leis da conservação da massa e energia são os princípios fundamentais no desenvolvimento de um sistema termodinâmico. Estes princípios são definidos para um volume de controle em estado estacionário pelas Equações (3.22) e (3.23), respectivamente:

$$\sum_{e} \dot{m}_{e} = \sum_{S} \dot{m}_{S} \tag{3.22}$$

$$\dot{Q} + \sum_{e} \dot{m}_{e} \left(\bar{h} + \frac{v^{2}}{2} + gz \right)_{e} - \sum_{S} \dot{m}_{S} \left(\bar{h} + \frac{v^{2}}{2} + gz \right)_{S} - \dot{W} = 0$$
(3.23)

Estes princípios são aplicados aos diferentes componentes do sistema ORC assumindo as seguintes simplificações:

- A operação do ciclo ocorre sob regime permanente;
- Não há variação da energia potencial e da energia cinética do fluido de trabalho ao longo do ciclo;
- Não há perda de calor para o ambiente nas tubulações, na turbina, na bomba e nos trocadores de calor;
- Cálculos detalhados de perdas de pressão e transferência de calor no evaporador, recuperador e condensador, são ignorados uma vez que dependem fortemente de materiais e detalhes de projeto dos trocadores de calor;
- As eficiências isentrópicas da turbina e da bomba são constantes ($\eta_b = \eta_t = 80\%$);
- O fluido de trabalho na saída do condensador encontra-se como líquido saturado.

3.2.1 Fonte de calor

Tendo em conta que na tecnologia ORC a principal restrição é a fonte de calor, a primeira etapa do desenvolvimento do modelo termodinâmico está focada na caracterização desta em função de sua composição química, temperatura e vazão molar.

Uma vez definidos os três parâmetros, tanto o potencial energético da fonte de calor como as restrições de operação do sistema térmico podem ser estabelecidos. Neste trabalho, dois tipos de fluidos são considerados como possíveis fontes de calor: 1) água (vapor ou líquido) para aplicações de energia geotérmica; 2) ar e gases de combustão para aplicações de recuperação de calor em processos industriais e combustão de biomassa, respectivamente.

O calor fornecido pela fonte de calor é calculado utilizando a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{fon} = \dot{m}_{fon} \left(\bar{h}_e - \bar{h}_S \right) \tag{3.24}$$

Sendo h_e e h_s a entalpia do fluido da fonte de calor na entrada e saída do evaporador respectivamente. Se gases de combustão ou ar seco são utilizados como fonte de calor, considera-se para o cálculo da entalpia que tais fluxos são uma mistura de gases ideais a pressão atmosférica em função de sua composição molar (Equação 3.25). O subscrito (*i*) representa a variação de entalpia de cada componente da mistura gasosa em função da temperatura e *A*, *B*, *C* e *D* são constantes específicas para cada componente [77]. Ao considerar a água como fonte de calor, o cálculo da entalpia é feito em função de sua pressão e temperatura utilizando a Equação (3.17).

$$\left(\bar{h} - \bar{h}_{0}\right) = \sum_{1}^{i} y_{i} \left[(A \cdot T) + \left(B \cdot \frac{T^{2}}{1000} \right) + \left(C \cdot \frac{100000}{T} + D \right) \right] \cdot 4,186$$
(3.25)

3.2.2 Evaporador

O evaporador é modelado com um único trocador de calor em contracorrente como pode ser observado na Figura 2.2. Neste equipamento é feita toda a adição de calor ao ciclo e o processo de transferência de calor foi divido em duas etapas, preaquecimento e evaporação, como pode ser observado na Figura 3.1.

O desempenho do evaporador é limitado pelo ponto *pinch (PP)*, o qual é definido como a diferença de temperatura que ocorre no trocador entre o fluido da fonte de calor e o fluido de trabalho no ponto de líquido saturado. Neste modelo, as diferenças de temperatura terminal e inicial no trocador de calor (ΔT) mínimas aceitas são limitadas a 10 K semelhante ao trabalho apresentado em [31]; enquanto, o ponto *pinch* mínimo aceito é de 2 K um grau acima do valor mínimo avaliado em [78]. A Equação (3.26) representa o balanço de energia neste equipamento e as Equações (3.27 a 3.29) as restrições do sistema.

É importante ressaltar que ao final do processo de adição de calor representado na Figura 3.1 o vapor encontra-se superaquecido. Por essa razão, a entalpia na saída do evaporador h_1 , Equação (3.26), deve ser avaliada nas condições de pressão e temperatura no ponto de saturação $H_{v,sat}$ no caso de ciclos ORC que expandem desde o ponto de saturação.

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m} \cdot \left(\bar{h}_1 - \bar{h}_l, sat\right) + \dot{m} \cdot \left(\bar{h}_l, sat - \bar{h}_6\right)$$
(3.26)



3.2.3 Turbina

O desempenho da turbina é estabelecido em função da eficiência isentrópica do equipamento, a qual é definida matematicamente para uma turbina que não conta com extrações de vapor como:

$$\eta_{is,t} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{is}} = \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_2}{\bar{h}_1 - \bar{h}_{2,S}}$$
(3.30)

Sendo $h_{2,s}$ a entalpia do fluido de trabalho na saída da turbina considerando uma expansão isentrópica. A potência mecânica da turbina é calculada pela Equação (3.31):

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot \left(\bar{h}_1 - \bar{h}_2\right) \tag{3.31}$$

3.2.4 Recuperador interno de calor

Parte da energia do fluxo de exaustão da turbina pode ser recuperada através de um trocador interno de calor com o intuito de fazer um aquecimento preliminar do fluido de trabalho antes de ingressar no evaporador.

Tal como o evaporador e o condensador, as diferenças de temperatura terminal no trocador de calor ΔT são limitadas a 5 K, sem necessidade de definir um diferencial de temperatura *pinch* uma vez que não existe mudança de fase no fluido de trabalho. O desempenho deste equipamento é limitado pela efetividade do trocador de calor que neste caso específico pode ser definida como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m} \cdot C_{P,liq} \cdot (T_6 - T_5)}{\dot{m} \cdot C_{P,v} \cdot (T_2 - T_5)}$$
(3.32)

O balanço de energia neste equipamento se reduz a:

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m} \cdot \left(\bar{h}_2 - \bar{h}_3\right) = \dot{m} \cdot \left(\bar{h}_6 - \bar{h}_5\right) \tag{3.33}$$

3.2.5 Condensador

Da mesma forma que o evaporador, o condensador é modelado como um único trocador de calor adiabático em contracorrente. O desempenho do condensador é limitado pela temperatura do ponto *pinch* (*PP*₁). A pressão de condensação do ciclo é determinada em função da temperatura de condensação $T_{4,s}$ para cada fluido de trabalho, sendo 40 °C a mínima temperatura de condensação aceita.

O calor rejeitado e as condições de saída da água de arrefecimento são avaliadas utilizando o balanço de energia (Equação 3.34) e as restrições do subsistema (Equações 3.35 a 3.37).

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m} \cdot \left(\bar{h}_3 - \bar{h}_4\right) = \dot{m}_{H20} \cdot \left(\bar{h}_{con2} - \bar{h}_{con1}\right)$$
 (3.34)

$$\Delta T_0 \ge 5K \tag{3.35}$$

$$\Delta T_i \ge 5K \tag{3.36}$$

$$PP_1 = 5K \tag{3.37}$$

3.2.6 Bomba

Como a turbina, o modelo termodinâmico da bomba é estabelecido em função da eficiência isentrópica, o qual é um dado de entrada do modelo e pode ser definida matematicamente como:

$$\eta_{is,b} = \frac{\bar{h}_{5,s} - \bar{h}_4}{\bar{h}_5 - \bar{h}_4} \tag{3.38}$$

$$\dot{W}_b = \dot{m} \cdot \left(\bar{h}_5 - \bar{h}_4\right) \tag{3.39}$$

Uma vez avaliados os diferentes fluxos energéticos do sistema termodinâmico, tanto a potência líquida W_n como a eficiência termodinâmica do ciclo η podem ser determinadas utilizando as expressões matemáticas dadas pelas Equações (3.40 a 3.41):

Potência líquida:

$$\dot{W}_n = \dot{W}_t \cdot \eta_g - \dot{W}_b \tag{3.40}$$

sendo η_g a eficiência do gerador elétrico que foi fixada em 98%.

A eficiência térmica do ciclo é definida como a razão entre a potência elétrica liquida e calor fornecido ao o ciclo, e representa a capacidade do fluido de trabalho em converter calor em energia elétrica:

$$\eta = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{evp}} \tag{3.41}$$

Devido à complexidade dos métodos rigorosos de dimensionamento da turbina e dos trocadores de calor, uma aproximação das dimensões destes equipamentos pode ser estimada utilizando o fator de tamanho da turbina (Equação 3.42) como foi apresentado em Lakew e Bolland [47] e Chao *et al.* [79], enquanto os trocadores de calor podem ser avaliados utilizando a temperatura média logarítmica (*LMTD*) e coeficientes globais de transferência de calor (*U*) como foi apresentado em Li *et al.* [58]; Chao *et al.* [79]; Siddiqi e Atakan [80]e Campos *et al.* [31]. Os valores de U podem ser determinados experimentalmente para os diferentes fluidos de trabalho utilizados na planta, neste trabalho para estágios preliminares de projeto, valores de *U* reportados em Kreith e Boehm [81] para compostos orgânicos foram utilizados.

$$SF = \frac{\sqrt{\nu_2}}{(1000 \cdot \Delta H_{is} / PM)^{1/4}}$$
(3.42)

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot U \cdot A \cdot \left[\frac{\Delta T_{hot} - \Delta T_{cold}}{\ln(\Delta T_{hot} / \Delta T_{cold})} \right]$$
(3.43)

A simulação do ciclo ORC é realizada através de um código computacional escrito em MATLAB. O desempenho do ciclo termodinâmico e as dimensões dos equipamentos que o compõem são avaliados interligando os modelos matemáticos descritos nas seções 3.1 e 3.2, seguindo o algoritmo de cálculo especificado na Figura 3.2.

A solução numérica é validada com o software de processos industriais ASPEN-HYSYS, utilizando como base de comparação o ciclo básico de Rankine (SORC) e uma fonte de calor com temperaturas variando entre 373 – 653 K e os fluidos de trabalho listados na Tabela 3.1. A validação dos resultados da potência elétrica liquida mostrou que o erro relativo varia entre 2 – 5 % dependendo do tipo de fluido de trabalho avaliado.



Figura 3.2 Diagrama de fluxo da simulação do ciclo ORC

3.3 Análise econômica

O principal objetivo de todo investimento é que este seja economicamente viável. Portanto, o projeto de um novo sistema térmico irá requerer uma avaliação econômica apropriada. Assim, investimentos, impostos, custos de operação e manutenção devem ser estabelecidos para analisar a viabilidade do projeto.

3.3.1 Investimento

Análises de investimento detalhadas para sistemas térmicos baseados no ciclo Rankine orgânico não são frequentemente publicados. A maioria das publicações apresentam suas análises econômicas baseadas em custos de módulos ORC em função da potência da unidade e a aplicação alvo.

Contudo, custos de compra de cada equipamento (*PEC*) que compõem o ciclo são estimados através de correlações matemáticas não lineares, geralmente em função da área requerida para evaporadores, trocadores de calor e condensadores, e potência elétrica gerada ou consumida no caso de turbinas e bombas, como pode-se observar nos trabalhos de Taljan *et al.* [22]; Campos *et al.* [31]; Maraver *et al.* [54]; Lian *et al.* [82] e Toffolo *et al.* [83].

Uma vez obtido o PEC, pode-se estimar os custos diretos, custos indiretos e custos de operação e manutenção. Segundo Bejan *et al.* [84] o capital total de investimento de um sistema térmico pode ser dividido em capital fixo de investimento (*FCI*) e outros custos. O capital fixo de investimento representa todos os equipamentos, materiais e mão de obra envolvida nas instalações permanentes (Custos Diretos) e requerimentos necessários para a conclusão do projeto como custos de licenças, P&D e provisão para fundos utilizados durante a construção (Custos Indiretos). Já os custos de operação estão associados aos custos de partida, custos de operação e manutenção (*O&M*) e capital de giro.

Na Tabela 3.2 apresenta a composição do capital total de investimento para projetos de sistemas de conversão de energia [84].

Custos dos trocadores de calor (evaporador, recuperador e condensador), turbina e bomba podem ser estimados utilizando as correlações matemáticas, Equações (3.44) - (3.46), apresentadas em Toffolo *et al.* [83]. Os valores das constates (K_1 , K_2 , K_3 , C_1 , C_2 , C_3 , e F_M ,) são encontrados em [83].

Com o intuito de avaliar a viabilidade econômica de ciclos de cogeração, correlações matemáticas apresentadas por Maraver *et al.* [54] podem ser utilizadas para o cálculo de custos caldeiras de biomassa e *chillers* de absorção de água-amônia.

$$\log_{10} PEC_0 = K_1 + K_2 \log_{10}(SP) + K_3 (\log_{10}(SP))^2$$
(3.44)

$$\log_{10} F_P = C_1 + C_2 \log_{10}(P) + C_3 (\log_{10}(P))^2$$
(3.45)

$$PEC = PEC_0 \cdot F_P \cdot F_M \tag{3.46}$$

$$PEC_c = 200 \ Q_{th} \tag{3.47}$$

40

$$PEC_{ch} = 600 \ C \tag{3.48}$$

$$PEC_{total} = PEC_{HX} + PEC_t + PEC_b + PEC_c + PEC_{ch}$$
(3.49)

sendo:

SP	Parâmetro de tamanho para o equipamento
А	Área total de troca de calor (m^2) ,
W	potência elétrica gerada na turbina (kW) ou potência elétrica consumida pela bomba (kW)
Q_{th}	Potência térmica gerada pela caldeira (kW)
С	Potência frigorífica (kW)

Tabela 3.2 Distribuição do capital total de investimento

	CAPITAL FIXO DE INVESTIMENTO (FCI)			
I.	Custos Diretos			
	• Custo de compra de equipamentos (PEC)			
	Tubulação	10 - 70% PEC		
	Instalação de equipamentos	20 - 90% PEC		
	Instrumentação e controle	6 - 40 % PEC		
	Equipamentos elétricos	10 - 15 % PEC		
	Terreno e Obras civis	0 - 90% PEC		
	Total Custos Diretos (TDC)	46 - 300% PEC		
II.	Custos Indiretos			
	Supervisão de engenharia	6 - 15 % TDC		
	Contingências	8 - 25 % TDC		
	Total Custos Indiretos (TCI)	10 -40 % TDC		
	OUTROS CUSTOS			
	Manutenção	n/d		
	Licenças	n/d		
	Custos de partida	5 - 12% FCI		
	Capital de giro	10 - 20% FCI		
	Total de outros custos (TOC)	15 – 40 % FCI		

É importante ressaltar que a avaliação do PEC dos equipamentos do ciclo ORC apresentados anteriormente está baseada em publicações e metodologias com reconhecimento científico. No entanto, esta metodologia pode levar a erros consideráveis no momento de estimar o preço real de compra, principalmente no momento de estimar os custos da turbina, os quais não levam em conta as dimensões do equipamento, que em turbinas com a mesma capacidade de geração e diferente fluido orgânico de trabalho, pode chegar a ser de mais de 50% do diâmetro.

O restante dos custos diretos, custos indiretos e custos de manutenção podem ser estimados como uma função linear do PEC conforme apresentado na Tabela 3.2. Considerando que as unidades de ORC são sistemas modulares, seus custos de instalação, manutenção, controle e obras civis são relativamente baixos. Por esse motivo, o restante dos custos do sistema térmico pode ser assumido de acordo com o apresentado na Tabela 3.3.

Custos diretos totais (TDC)	60% PEC		
Custos indiretos totais (TIC)	20% TDC		
Manutenção anual de equipamentos (M)	5% PEC		

Tabela 3.3 Custos de capital de investimento assumidos

Uma vez avaliados os custos de implementação do sistema proposto, os preços de venda dos fluxos energéticos devem ser estabelecidos com o fim de calcular as receitas e custos de operação. Atualmente, o preço da energia elétrica no Brasil está na faixa de 150 – 400 R\$/MWh dependendo da fonte de geração de energia, região e usuário final, enquanto o custo da fonte de calor utilizada deve ser avaliado em função da aplicação alvo (energia geotérmica, biomassa, recuperação de calor residual, solar, etc).

Outros aspectos que devem ser levados em consideração no estudo de viabilidade econômica são:

- Depreciação: Os ativos permanentes perdem valor com o tempo, por isso é permitido lançar mão deste componente do fluxo de caixa o qual funciona como uma despesa com o intuito de reduzir o lucro tributável, não havendo uma saída efetiva de caixa. Neste estudo assumiu-se uma depreciação de 5% anual.
- Vida útil do empreendimento: 10 20 anos
- Impostos: Um modelo de avaliação financeira também deve incluir as variáveis contábeis e fiscais. No fluxo de caixa devem ser considerados todos os impostos e demais encargos que um projeto de geração de energia tributa. Na Tabela 3.4 são resumidos os imposto e encargos utilizados nesta análise econômica.

IR	25,00%	Imposto de Renda sobre lucro líquido
ICMS	18,00%	Imposto sobre circulação de mercadorias e prestação de serviços
COFINS	2,00%	Contribuição para financiamento social
TFSEE	0,50%	Taxa anual de fiscalização da ANEEL sobre faturamento anual
CSLL	8,00%	Contribuição Social sobre o Lucro Líquido
PIS	0,65%	Programa de Integração Social sobre a Receita Bruta

Tabela 3.4 Tributos e encargos sobre projetos de geração termelétrica

3.3.2 Indicadores financeiros

A metodologia de avaliação econômica geralmente envolve um conjunto de técnicas que fornecem critérios de decisão ao investidor para determinar a viabilidade econômica e financeira de um ou vários investimentos considerando um determinado custo de oportunidade. Estes parâmetros de decisão são obtidos através do prazo de retorno do investimento inicial (*Pay Back*), Taxa Interna de Retorno (*TIR*) e Valor Presente Líquido (*VPL*), sendo o VPL e a TIR os principais indicadores considerados na análise de projetos.

Contudo, os métodos de análise econômica mencionados anteriormente são análises determinísticas que não preveem mudanças nos fluxos de caixa; ou seja, não avaliam o impacto nas mudanças de diferentes variáveis na viabilidade do projeto (incertezas). A fim de solucionar estes inconvenientes, uma distribuição probabilística utilizando a simulação de Monte Carlo e uma análise de sensibilidade de diferentes parâmetros deve ser desenvolvida.

O fluxo de caixa do investimento deve representar o mais exatamente possível as entradas e saídas de dinheiro ao longo da vida útil do projeto. Desta forma, é possível estabelecer os indicadores econômicos do projeto.

Os principais indicadores utilizados nessas análises são descritos a seguir:

Taxa mínima de Atratividade (TMA)

Consiste na taxa mínima de retorno que o investidor pretende obter como rendimento de um investimento. Em outras palavras, é a taxa pela qual o investidor considera que está obtendo ganhos financeiros, ou seja, para o investimento ser atrativo deve render no mínimo esta taxa de juros [85].

Valor Presente Líquido (VPL)

O VPL tem como finalidade avaliar em termos de valor presente o impacto de eventos futuros relacionados a certo investimento, ou seja, é a equivalência monetária para o instante presente dos fluxos de caixa futuros, descontadas à taxa mínima de atratividade, sendo expresso pela Equação (3.50).

$$VPL = -I + \sum_{t=1}^{n} \frac{FC_t}{(1+i)^t}$$
(3.50)

sendo:

FC	-	Fluxo de caixa no período <i>t</i> ;
I	-	Investimento inicial;
i	-	Taxa de juros comparativa ou TMA.

Existem três possibilidades para o VPL de um investimento: 1) Valores superiores a zero indicando que o investimento é economicamente atrativo, ou seja, o valor presente das entradas de caixa é maior do que o valor presente das saídas de caixa; 2) Valores iguais a zero indicam que o investimento é neutro, pois o valor presente das entradas e saídas de caixa são equivalentes; 3) Valores inferiores a zero indicam que o investimento não é economicamente atrativo. Nesta ordem de ideias fica claro que quanto maior o VPL, mais atrativo é o investimento.

Taxa Interna de Retorno (TIR)

A TIR é definida como a taxa de desconto que iguala a zero o VPL dos fluxos de caixa do projeto. A TIR é calculada para determinar se a rentabilidade do projeto excede uma mínima taxa de retorno aceitável (TMA). A maior diferença da TIR em relação ao VPL é que este último é expresso em unidades monetárias e a TIR é o retorno esperado sobre o investimento feito, expresso como porcentagem.

É importante ressaltar que uma análise comparativa entre diferentes projetos através da TIR não é recomendável e deve ser usada como um indicador da viabilidade do projeto, já que ao ser expressa como porcentagem pode mascarar a informação. Matematicamente, a TIR pode ser avaliada utilizando a Equação (3.51):

$$I = \sum_{t=1}^{n} \frac{FC_t}{(1+TIR)^t}$$
(3.51)

3.3.3 Análise de Incerteza

Como foi descrito anteriormente, a análise econômica de um projeto exige a formulação do fluxo de caixa, no qual os dados utilizados são considerados constantes ao longo do tempo. Isso dificilmente ocorre, uma vez que estes dados são valores estimados que se modificam durante quase todos os períodos do investimento. Assim, os valores de VPL e TIR também não são exatos.

Desta forma, torna-se mandatória a aplicação de alguma metodologia que permita avaliar tais alterações nos resultados esperados do projeto, a fim de verificar quais parâmetros do fluxo de caixa devem ser estabelecidos com um maior critério e quais parâmetros impactam mais na viabilidade econômica do projeto.

Sob condições de incerteza existem três alternativas de análise:

- 1. Matrizes de decisão
- 2. Análise de sensibilidade
- 3. Simulação

Segundo Ross *et al.* [86], o estudo de sensibilidade em uma análise financeira permite avaliar o impacto que uma variável de entrada tem sobre os indicadores econômicos. Porém, tal metodologia não permite a análise simultânea de variáveis de entrada, impossibilitando a aplicação de métodos de incerteza mais apurados, limitando-se na identificação das variáveis mais importantes do projeto.

Para a quantificação mais apurada do risco, a ferramenta mais utilizada é a simulação de Monte Carlo. Este método envolve a geração de observações de alguma distribuição de probabilidades e o uso da amostra obtida para aproximar a função de interesse.

Segundo Bruni *et al.* [87], o método de *Monte Carlo* utiliza a técnica de amostragem artificial, empregada para se operar numericamente sistemas complexos que tenham componentes aleatórios. A simulação de *Monte Carlo* é um método baseado na simulação de variáveis aleatórias para resolução de problemas, o qual se divide em quatro fases:

- 1. Estimar o intervalo de variação possível de cada variável que pode influenciar o fluxo de caixa e estabelecer uma distribuição de probabilidades da variável;
- Fazer a escolha dos valores para cada variável de acordo às probabilidades de ocorrência e calcular o VPL ou a TIR;
- Realizar estas operações repetidas vezes até obter uma distribuição de probabilidades de retorno do investimento;
- 4. Acumular a distribuição de probabilidades do retorno para se ter uma visão geral do comportamento da curva, calculando a média e o desvio padrão.

As variáveis selecionadas na simulação de *Monte Carlo* e suas respectivas distribuições são apresentadas na Tabela 3.5. Os possíveis preços dos produtos energéticos foram distribuídos simetricamente baseados em dados fornecidos pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANNEL). O tempo de operação e fator de carga foram selecionadas através de uma

distribuição customizada baseada em dados técnicos apresentados por Duvia e Gaia [7] e Stoppato [20].

Variável	Distribuição	Mínimo	Provável	Máximo	
Preço da Eletricidade (US\$/kWh)	Weibull	0,11	0,12	0,14	
Tempo de operação (h/ano)	Uniforme	5240	6988	7860	
Geração de eletricidade (%)	Uniforme	80	90	100	
Tributos sobre a receita liquida (%)	Beta	19	21,15	23,3	
Tributos sobre a receita bruta	Beta	30	33	36	
^(a) Preço da Biomassa (US\$/t)	Triangular	10	20	30	
^(a) Venda de gelo (%)	Triangular	70	85	100	
^(a) Preço do gelo (US\$/t)*	Triangular	20	30	40	

Tabela 3.5 Distribuição para cada variável na simulação de Monte Carlo

(a) Considerados no caso do ciclo de cogeração ORC-Chiller de absorção.

Nesta tese, tanto a análise de financiamento destes empreendimentos quanto a venda da RCE pela não emissão de Gases do Efeito Estufa (GEE) como estratégia de alavancagem do empreendimento não serão avaliadas.

4 ANÁLISE PARAMÉTRICA DO CICLO ORC

Neste capítulo analisa-se como as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, parâmetros de operação e configuração do sistema influenciam na geração de energia no ciclo ORC, sua eficiência e dimensionamento dos equipamentos que compõem o ciclo.

4.1 Análise paramétrica do modelo Termodinâmico

4.1.1 Propriedades termofísicas

Os fluidos orgânicos sob consideração nesta tese foram selecionados baseados na literatura científica [39,41,45,51,53,54,55] descrita na seção 2.3. Na Tabela 3.1 encontram-se listados 31 fluidos orgânicos de trabalho pré-selecionados com suas principais propriedades termodinâmicas: pressão crítica P_c , temperatura crítica T_c e classificação do fluido de trabalho em função de sua curva de saturação θ .

Baseado nos valores do ponto crítico de cada fluido, pode ser estimada tanto a aplicação alvo do ciclo ORC quanto a faixa de temperatura e pressão de vaporização em que é possível operar cada um deles. Por outro lado, o tipo de fluido sugere a viabilidade do uso do recuperador interno de calor e do superaquecimento do vapor antes de ingressar na turbina. Na Figura 4.1 apresenta-se a distribuição dos fluidos analisados em função da máxima temperatura de vaporização e ângulo de inclinação da curva de vapor saturado. Tanto na Figura 4.1 quanto na Tabela 3.1 a água é apresentada somente para comparação, sendo descartada de qualquer análise.

Levando em conta que não existe um fluido perfeitamente isentrópico ($\theta = 90^{\circ}$), fluidos como o R141b, R142b, R134a, R290 e R11 ($87^{\circ} \ge \theta \le 93^{\circ}$) podem ser considerados isentrópicos, descartando a possibilidade de usá-los em um ciclo regenerativo sem fazer superaquecimento do vapor pelas baixas temperaturas deste na saída da turbina (Figura 4.2).



Figura 4.1 Classificação dos fluidos de trabalho



Figura 4.2 Diagrama T-s do ciclo ORC com o fluido R142b

Além disso, para alguns fluidos classificados como isentrópicos, em função da pressão de operação o superaquecimento será necessário, uma vez que durante a expansão do vapor pode-se apresentar formação de condensados (Figura 4.3) afetando o desempenho da turbomáquina e comprometendo sua estrutura pela possível erosão nas pás.

Fluidos como o R22, R1270, R152a, R40 e R12 são classificados como fluidos úmidos. Estes, independentemente dos parâmetros de operação, requerem um superaquecimento para evitar problemas associados à formação de condensados durante a expansão do vapor. Tal fato pode influenciar de forma direta a geração de eletricidade, pois ao aumentar o grau de superaquecimento, menor será a vazão de vapor gerada no evaporador e, possivelmente, menor trabalho mecânico pode ser produzido na turbina.



(b) Ciclo ORC com superaquecimento (P_1 = 3297 kPa) Figura 4.3 Diagrama *T-s* do ciclo ORC com o fluido R142b

O restante dos fluidos considerados neste trabalho são classificados como fluidos secos. Isto implica que o superaquecimento do vapor pode ser desconsiderado, visto que sob nenhum parâmetro de operação existirá mudança de fase durante a expansão do vapor na turbina (Figura 4.4).

A principal vantagem dos fluidos secos é a viabilidade de utilizar um trocador interno de calor para recuperar parte da energia do fluxo de saída da turbina, antes de ser dissipada no condensador, aumentando a eficiência energética do ciclo. No entanto, quanto menor é o ângulo de inclinação θ ("quanto mais seco"), maior a temperatura de exaustão do vapor na turbina, aumentando a área de troca de calor no condensador, pela maior carga térmica a ser dissipada neste equipamento.

A classificação do fluido de trabalho utilizado para os ciclos ORC tem grande influência no momento de definir tanto a configuração do sistema quanto os parâmetros de operação (pressão de vaporização e superaquecimento).



Figura 4.4 Diagrama T-s do ciclo ORC com o fluido R114

De acordo com a revisão bibliográfica [42,43,44,45], nos ciclos ORC os fluidos de trabalho com elevado calor latente de vaporização devem ser utilizados para favorecer a recuperação de energia da fonte de calor, enquanto outras pesquisas [46] recomendam os fluidos de trabalho com baixo calor latente de vaporização para aumentar a vazão mássica gerada no evaporador, favorecendo a produção de eletricidade na turbina.

Observando o diagrama de temperatura *vs* entropia de uma substância pura (Figura 4.4) sabe-se que o calor latente de vaporização é inversamente proporcional à temperatura de saturação. Desta forma, a fim de estabelecer a influência desta propriedade no desempenho termodinâmico do ciclo ORC, uma análise comparativa para três grupos de fluidos de trabalho com temperaturas críticas similares foi desenvolvida para diferentes temperaturas de saturação.

Para esta análise considerou-se que o sistema opera a uma temperatura de condensação fixa (40 °C) utilizando como fonte de calor água quente, com uma vazão mássica de 1 kg/s e temperaturas de 120, 210 e 350 °C para análise em fluidos com baixa, média e alta temperatura crítica, respectivamente.

O primeiro grupo de fluidos considerados constou de dois fluidos isentrópicos (R134a e R290) e um fluido úmido (R152a) operando no ciclo *SORC* com temperaturas de vaporização entre 90 - 75 °C.

Através de uma análise comparativa entre os fluidos de trabalho, pode-se inferir que, sob as condições de operação estabelecidas no parágrafo anterior, para os fluidos isentrópicos analisados, quanto menor o calor latente, maior a capacidade do ciclo para gerar energia e menor a capacidade de recuperar calor da fonte quente (Figura 4.5).

Apesar disso, observa-se que nestes fluidos, mesmo existindo uma grande diferença em seus valores de calor latente, entre 50-80%, a capacidade de geração de eletricidade varia de 1% a 5%, e a eficiência de recuperação de calor entre 7% a 12%.

Por outro lado, para as condições de operação estabelecidas nesta análise, os valores do calor latente do fluido R152a praticamente duplicam os valores do calor latente dos fluidos isentrópicos, reduzindo a capacidade de geração de energia em até 25% (avaliado em T_{evp} =90°C). No entanto, esta diferença na capacidade de geração de energia declina até 3% com a diminuição da temperatura de vaporização, atingindo seu valor máximo de geração de energia em torno de 85 °C.



Figura 4.5 Influência do calor latente no desempenho do ciclo ORC para fluidos com baixa temperatura crítica

O segundo grupo de fluidos analisados é composto por dois fluidos isentrópicos (R141b e R11) e um fluido seco (i-Pentano), operando no ciclo *SORC* com temperaturas de vaporização entre 130-175 °C.

Os resultados obtidos (Figura 4.6) revelam que, comparados sob as mesmas condições de operação, os fluidos isentrópicos, mesmo apresentando valores de calor latente variando em

torno de 30%, não mostram diferença significativa na capacidade do fluido em gerar eletricidade e recuperar energia da fonte de calor.

Contudo, é importante ressaltar que, diferentemente do primeiro grupo, a capacidade de geração de energia é incrementada com o aumento do calor latente de vaporização; ou seja, ao diminuir a temperatura de vaporização de operação no sistema térmico.

Por outro lado, o i-Pentano com valores superiores de calor latente, acima de 50%, apresenta uma maior capacidade de geração de energia entre 15 - 40% a mais e uma maior capacidade de recuperação de calor entre 10 e 25 pontos percentuais.



Figura 4.6 Influência do calor latente no desempenho do ciclo ORC para fluidos com média temperatura crítica

O terceiro grupo de fluidos analisados é composto por 3 fluidos secos (D₄, Tolueno e MD₂M), operando no ciclo *SORC* com temperaturas de vaporização entre 260-300 °C.

Os resultados obtidos (Figura 4.7) mostram que, comparados sob as mesmas condições de operação, para os fluidos D₄ e MD₂M quanto menor é o valor do calor latente, menor será a

capacidade do fluido para gerar energia e a capacidade de recuperar calor da fonte quente. Porém, ao usar o tolueno como fluido de trabalho, que possui valores muito superiores de calor latente, em torno de 150%, percebe-se que este apresenta uma maior capacidade de geração de energia, entre 35 % - 45%.



Figura 4.7 Influência do calor latente no desepennho do ciclo ORC para fluidos com alta temperatura crítica

De acordo com os resultados apresentados (Figuras 4.5 - 4.7), aparentemente não existe uma relação direta entre o calor latente de vaporização e a capacidade de geração de energia do sistema térmico. Para as condições de operação estabelecidas, fluidos de trabalho como R152a, R141b e R11 apresentam um aumento na capacidade de geração de energia com o aumento do calor latente de vaporização, enquanto os outros seis fluidos avaliados mostram um comportamento inverso. Portanto, nem sempre é possível afirmar que, para uma fonte de calor fixa, fluidos com baixo calor latente são os que oferecem os melhores desempenhos. Este contraste é consequência da sensível relação que existe entre a vazão de vapor na saída do evaporador e a variação de entalpia do vapor na turbina, já que estas são dependentes tanto das propriedades termofísicas do fluido de trabalho quanto dos parâmetros de operação do ciclo ORC e, principalmente, da temperatura da fonte de calor, como será apresentado na seção 4.1.2.

No ciclo ORC quanto menor o valor do calor latente do fluido de trabalho, maior será a vazão de vapor na saída do evaporador, favorecendo a geração de eletricidade na turbina, se este ciclo está operando com temperaturas de vaporização e condensação fixas. No entanto, baseado na equação de Clausius–Clapeyron desenvolvida para o gás ideal (Equação 4.1), podese deduzir que, quanto maior o valor do calor latente de vaporização, maior a razão de pressão na turbina, favorecendo a geração de energia do ciclo [17].

$$Ln \ \frac{P_2}{P_1} = \frac{\Delta H_{EVP}}{R} \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right]$$
(4.1)

A natureza contraditória desta propriedade indica que para cada fluido deve existir um ponto de operação que maximize a conversão de energia do ciclo. Dos resultados apresentados nas Figura 4.5 a 4.7 pode-se inferir que quanto menor a temperatura da fonte de calor, maior a influência da vazão mássica na capacidade de geração de energia do sistema, porém, esta influência diminui com o aumento da temperatura da fonte de calor, tendo mais importância a variação de pressão na turbina.

Outra propriedade termofísica de importância é o volume específico do fluido de trabalho que deve ser o menor possível na fase líquida e, principalmente, na fase de vapor, já que esta propriedade é diretamente proporcional à dimensão da turbina, equipamento responsável pela maior parte do custo do módulo ORC.

Na Figura 4.8 é mostrada a distribuição do volume específico na saída da turbina em função da classificação do fluido de trabalho, avaliado sob as condições de pressão e temperatura de vaporização e condensação estabelecidas na seção 3.2.

A distribuição dos resultados revela que os fluidos isentrópicos e úmidos com temperaturas críticas inferiores a 480 K possuem menores valores de volume específico; isto ocorre pela elevada pressão na saída da turbina à temperatura de condensação mínima estabelecida (313 K). Por outro lado, os fluidos isentrópicos com temperaturas críticas superiores a 480 K possuem baixas pressões de operação e altas temperaturas na saída da turbina, induzindo a elevados valores de volume específico e, consequentemente, elevados diâmetros e custo no projeto da turbina.



Figura 4.8 Distribuição do volume específico em função da classificação do fluido

Da prévia discussão, pode-se concluir que as propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho exercem um papel vital no desempenho termodinâmico e econômico do ciclo ORC. Por essa razão, outras propriedades como a estabilidade térmica, impactos ambientais, segurança, disponibilidade e custo devem ser consideradas ao selecionar um fluido de trabalho.

Contudo, as propriedades analisadas anteriormente (calor latente e volume específico) são dependentes de fatores controláveis como as pressões e temperaturas de operação do sistema térmico, motivo pelos quais estes fatores devem ser analisados com mais detalhes no desempenho do ciclo.

4.1.2 Parâmetros de projeto

Da modelagem matemática desenvolvida na seção 3.2 é evidente que o desempenho termodinâmico e dimensionamento dos equipamentos são diretamente proporcionais à vazão molar do fluido de trabalho, variação da entalpia na turbina, calor adicionado ao ciclo termodinâmico, calor rejeitado ao ambiente através do condensador e, no caso de ciclo RORC, o tamanho do recuperador interno de calor.

Análises paramétricas descritas na literatura têm apontado que, independentemente do tipo de fluido de trabalho ou a temperatura da fonte de calor, as variáveis de operação do ciclo (ponto *pinch*, pressão de vaporização, superaquecimento e efetividade do trocador interno de calor) têm o mesmo efeito sobre vazão molar do fluido de trabalho, variação de entalpia da turbina, calor adicionado ao ciclo termodinâmico e calor rejeitado ao ambiente através do condensador as quais são descritas a seguir:

- a) **Ponto** *Pinch*: Este parâmetro é o responsável por definir o fluxo de calor fornecido ao sistema térmico Q_{fon} ; quanto menor é este parâmetro, maior a quantidade de energia recuperada da fonte de calor e, consequentemente, maior a vazão molar do fluido de trabalho na saída do evaporador. O ponto *pinch* está limitado pela temperatura de saída da fonte de calor do evaporador (Equação 3.28), uma vez que para algumas combinações de parâmetros de projeto, pequenos valores do ponto *pinch* levam a temperaturas de saída da fonte de calor T_{f2} inferiores à temperatura de entrada do fluido de trabalho na entrada do evaporador T_6 .
- b) **Pressão de Vaporização:** O aumento da pressão de vaporização leva simultaneamente a uma diminuição na vazão molar do fluido de trabalho na saída do evaporador e ao aumento da variação de entalpia Δh_{12} durante a expansão de vapor na turbina.
- c) **Superaquecimento:** Da mesma forma que a pressão de vaporização, o superaquecimento leva simultaneamente a uma diminuição na vazão molar do fluido de trabalho na saída do
evaporador e ao aumento do diferencial de entalpia do fluido de trabalho entre a entrada e saída da turbina.

d) **Efetividade:** Quanto maior a efetividade do recuperador interno de calor, maior a quantidade de energia que pode ser recuperada da vazão de exaustão na turbina aumentando a temperatura do fluido de trabalho na entrada do evaporador. As pesquisas apontam que o uso deste equipamento reduz a capacidade do ciclo ORC na recuperação de energia da fonte de calor Q_{fon} sem afetar a geração de eletricidade levando ao aumento da eficiência térmica do ciclo.

O uso do trocador interno de calor está limitado pela temperatura de saída do fluido de trabalho na turbina, que em fluidos úmidos e isentrópicos é muito próxima da temperatura de condensação do ciclo, impossibilitando o uso deste equipamento. No entanto, sob a combinação de alguns parâmetros de operação como baixas pressões de vaporização e altos valores de superaquecimento, pode-se realizar uma recuperação parcial da energia para estes tipos de fluidos (Figura 4.9).



Figura 4.9 Ciclo Rankine orgânico regenerativo para fontes de baixa temperatura (R134a T_f=373,15 K)

Contudo, mesmo concordando com os efeitos que os parâmetros de projeto têm sobre a vazão mássica, variação de entalpia e recuperação de calor no ciclo; os resultados das análises paramétricas apresentadas na literatura científica divergem na forma em que a variação destes parâmetros de projeto influenciam a geração de eletricidade do ciclo ORC e dimensionamento dos equipamentos que compõem o ciclo ORC. Estes resultados levam a acreditar que, além do tipo de fluido de trabalho, o nível de temperatura da fonte de calor exerce um papel fundamental no modo e magnitude em que os parâmetros de projeto influenciam o ciclo.

Por esse motivo, uma análise paramétrica foi desenvolvida limitando a temperatura e vazão da fonte de calor para avaliar os efeitos que os parâmetros de projeto têm sobre a

produção de potência elétrica, área total requerida pelos trocadores de calor e tamanho da turbina. Nesta análise considerou-se que o sistema opera a uma temperatura de condensação mínima de 40 °C e como fonte de calor utiliza água com uma vazão mássica de 100 kg/s e temperaturas entre 100 - 130 °C para aplicações de baixa temperatura; entre 200 - 250 °C para aplicações de média temperatura e ar como fonte de calor com uma vazão mássica de 100 kg/s para aplicações de alta temperatura 320 - 380 °C. Foram avaliados 3 grupos de fluidos com temperaturas críticas similares como é apresentado na Tabela 4.1.

Aplicação	Fluido	$T_{c}\left(\mathrm{K} ight)$	θ	$T_f(\mathbf{K})$
Baixa	R290	370,15	92	
	R134a	373,15	92	373 - 403
	R22	369,15	98	
Media	R11	471,15	93	
	R141b	478,15	88	473 – 523
	i-Pentano	460,15	81	
Alta	D4	586,15	54	
	Tolueno	591,15	80	593 - 653
	MD ₂ M	599,15	46	

Tabela 4.1 Fluidos de trabalho e temperaturas da fonte de calor consideradas na análise

4.1.2.1 Potência elétrica como indicador

Da análise do ciclo Rankine convencional, sabe-se que o aumento da pressão do fluido de trabalho durante a adição de calor ao ciclo incrementa o rendimento do sistema térmico. Por isso, algumas pesquisas para fontes de calor de baixa temperatura como as desenvolvidas por Campos [31] e Sotomonte [88] baseiam-se, equivocadamente, a escolha do fluido de trabalho utilizando a máxima pressão ou temperatura de vaporização que a fonte de calor permite.

Dos resultados obtidos neste trabalho observa-se que, independentemente da aplicação do ciclo ORC e fluido de trabalho utilizado (Tabela 4.1), para pequenas variações na temperatura da fonte de calor (T_f) a pressão de vaporização influencia de diferente modo e magnitude a capacidade de geração de energia nos ciclos ORC.

Ao avaliar as fontes de calor com temperaturas próximas e inferiores à temperatura crítica do fluido de trabalho, o aumento da pressão de vaporização afeta negativamente a geração de energia na turbina como pode-se observar no gráfico de superfície e seu respectivo gráficos de contorno apresentado na Figura 4.10a e Figura 4.10c.



Figura 4.10 Variação da potência elétrica do ciclo em função da pressão de vaporização e ponto *pinch: SUP=0; \varepsilon=0.*

Por outro lado, ao avaliar fontes de calor com temperaturas superiores à temperatura crítica do fluido de trabalho, o gráfico de superfície e seu respectivo gráfico de contorno apresentado na Figura 4.10b e Figura 4.10d revela que o aumento da pressão de vaporização favorece a geração de potência elétrica no ciclo.

O contraste entre aumento da potência elétrica em função da diminuição da pressão de vaporização foi observado por Borsukiewicz-Gozdur [89], em cujo trabalho avaliou-se o desempenho termodinâmico do ciclo ORC para uma fonte de 350 °C utilizando tolueno como fluido de trabalho para diferentes pressões de vaporização e Li [58] que avaliou conjuntamente os efeitos do ponto *pinch* e temperatura de vaporização para R123, R11, R113 e R245fa utilizando uma fonte de calor de 160 °C. Enquanto, otimizações paramétricas como a desenvolvida por Roy [60] mostram que fluidos como R134a operando no ciclo ORC subcrítico para uma fonte de calor de 140 °C, a potência elétrica é favorecida com o aumento da pressão de vaporização.

Isto mostra a sensível relação que existe entre a magnitude com a qual diminui a vazão molar do fluido de trabalho gerado no evaporador e o aumento da variação de entalpia na turbina com o incremento da pressão de vaporização no sistema térmico.

Para todos os fluidos avaliados observa-se que a geração de eletricidade aumenta com a diminuição do ponto *pinch*, uma vez que este parâmetro é inversamente proporcional ao fluxo de calor fornecido ao sistema térmico (Q_{fon}), aumentando assim a vazão molar do fluido de trabalho na saída do evaporador favorecendo a geração de potência elétrica no ciclo.

O superaquecimento e a efetividade do recuperador interno de calor, quando comparados com o ponto *pinch* e pressão de vaporização, possuem pouca influência na geração de eletricidade do sistema térmico.

Da mesma forma que a pressão de vaporização, o superaquecimento conduz ao aumento ou redução na geração de energia do ciclo em função da magnitude com as que são alteradas a vazão molar do fluido de trabalho e a variação de entalpia na turbina, em que o valor máximo de superaquecimento está limitado pelo diferencial entre a temperatura da fonte de calor e a temperatura de entrada na turbina descrito na Equação (3.27).

Os gráficos de contorno apresentados na Figura 4.11, que representam a geração de eletricidade em quilowatts em função da pressão de vaporização e superaquecimento, permitem concluir que além da diferença de temperatura entre o ponto crítico e a fonte de calor, os efeitos do superaquecimento do vapor no desempenho termodinâmico do ciclo variam dependendo do tipo de fluido de trabalho analisado.

Fluidos úmidos (R22) e isentrópicos (R134a, R290 e R11) descartando o uso do recuperador interno de calor ($\varepsilon = 0$) e fixando o ponto *pinch* em 2 K, em torno da pressão ótima

de operação, o superaquecimento do vapor favorece levemente a produção de eletricidade do sistema térmico, e esta influência positiva diminui proporcionalmente com o aumento da diferença da temperatura entre a fonte de calor e ponto crítico, chegando em alguns casos, a diminuir a geração de eletricidade do sistema térmico (Figura 4.11a-d). Estes resultados revelam que sob certas condições de projeto, o superaquecimento pode favorecer a geração de eletricidade do ciclo.



Figura 4.11 Contornos do gráfico de superfície da potência elétrica do ciclo (kW) em função da pressão de vaporização e superaquecimento.

No caso de fluidos secos (Pentano, Tolueno, $MD_2M e D_4$) e fluidos isentrópicos (R141b) sob todas as condições de operação avaliadas, o superaquecimento do fluido de trabalho diminui a geração de eletricidade do sistema térmico. A Figura 4.11e-f apresenta os resultados obtidos ao utilizar Tolueno como fluido de trabalho ($\varepsilon = 0 e PP = 13 K$).

O preaquecimento do fluido de trabalho antes de sua entrada no evaporador não possui influência direta na capacidade do ciclo ORC em gerar eletricidade, uma vez que a variação da efetividade do trocador interno de calor não modifica a vazão molar do fluido de trabalho e/ou a variação de entalpia na turbina. No entanto, o uso deste equipamento permite estabelecer menores valores de ponto *pinch* no evaporador sem violar as restrições estabelecidas no modelo matemático (T_{t2} - $T_{6} \ge 5$) favorecendo indiretamente a geração de eletricidade do ciclo.

Por outro lado, os resultados mostram que independentemente do fluido de trabalho, em aplicações de baixa temperatura, o parâmetro de projeto que mais influencia a eficiência do ciclo é a pressão de vaporização, enquanto a efetividade do recuperador interno de calor ganha importância para aplicações de média e alta temperatura.

Da mesma forma que no ciclo Rankine convencional, os resultados obtidos mostram que o aumento da pressão de vaporização do fluido de trabalho durante a adição de calor ao ciclo incrementa o rendimento do ciclo termodinâmico.

Este incremento é mais enfatizado para aplicações de baixa temperatura, sem importar o fluido analisado ou a temperatura da fonte de calor. Isto é consequência tanto da redução da recuperação de energia contida na fonte de calor quanto pelo aumento da geração de eletricidade do ciclo para as fontes de calor com temperaturas superiores à temperatura crítica (Figura 4.12a). No caso de fontes de calor com temperaturas próximas à temperatura crítica do fluido de trabalho, mesmo existindo uma redução da geração de eletricidade, a magnitude com que diminui a recuperação de energia da fonte de calor é superior, aumentado a eficiência do ciclo termodinâmico (Figura 4.12b).

É importante ressaltar que, nem sempre o ponto de máxima eficiência térmica é o ponto de maior geração de potência, interpretação que aparenta ser ilógica considerando que a vazão e a temperatura de entrada na fonte de calor nesta análise são consideradas constantes.

Quanto ao restante dos parâmetros de projeto analisados, somente a efetividade do trocador interno de calor tem influência significativa na eficiência energética do ciclo. Para aplicações de média e alta temperatura, em todos os casos analisados, quanto maior a efetividade do trocador, menor a quantidade de energia recuperada da fonte de calor, mantendo constante a geração de eletricidade do ciclo termodinâmico.

Por esse motivo, para análises termodinâmicas do ciclo ORC em que a limitante é a fonte de calor, a eficiência do ciclo (Equação 3.41) é apenas um parâmetro útil para a interpretação

dos resultados obtidos, mas não pode ser utilizada como função objetivo para a maximização de desempenho do ciclo ou como critério de seleção.



Figura 4.12 Variação da eficiência energética em função da potência elétrica do ciclo e calor de vaporização

4.1.2.2 Área total como indicador

Com relação à área total de troca de calor a análise deve ser feita para identificar os parâmetros que minimizem as dimensões nestes equipamentos. Da equação (3.43) é evidente que o tamanho dos equipamentos de troca de calor, evaporador e condensador, são diretamente proporcionais ao fluxo de calor fornecido e rejeitado em cada equipamento respectivamente. Já a efetividade é o parâmetro que define o tamanho do recuperador interno de calor.

Similar a geração de eletricidade, a pressão de vaporização e o ponto *pinch* se apresentam como os parâmetros de projeto que mais influenciam na área total de troca de calor no sistema térmico.

Analisando os gráficos de contorno da Figura 4.13 que mostram os efeitos do ponto *pinch* e a pressão de vaporização sob a área total de troca de calor do sistema térmico em metros quadrados (m²), os resultados revelam que quanto menor a diferença entre a temperatura da fonte de calor e a temperatura crítica do fluido de trabalho, um pequeno incremento da pressão de vaporização leva a uma grande diminuição no fluxo de calor fornecido no sistema, reduzindo a área de troca requerida pelo condensador e evaporador (Figura 4.13a-c).



Figura 4.13 Contornos do gráfico de superfície da área total do ciclo (m²) em função da pressão de vaporização e ponto *pinch: SUP=0; \varepsilon=0.*

A influência da pressão de vaporização diminui proporcionalmente com o aumento da diferença entre a temperatura crítica do fluido de trabalho e a fonte de calor, em que grandes variações da pressão de vaporização levam a pequenas variações do fluxo de calor fornecido ao ciclo termodinâmico e consequentemente a pequenas mudanças da área total de troca de calor (inferior a 10%), passando a ter mais influência o ponto *pinch* como parâmetro de projeto (Figura 4.13d-e).

Da Figura 4.13 pode-se estabelecer que, independentemente do fluido de trabalho e temperatura da fonte de calor, quanto maior o valor do ponto *pinch* estabelecido no ciclo termodinâmico, menor a área total de troca de calor do sistema térmico, uma vez que este parâmetro é inversamente proporcional ao fluxo de calor fornecido ao ciclo termodinâmico (Q_{fon}) e a quantidade de calor rejeitado no condensador (Q_{evp}) .

O superaquecimento do vapor antes de ingressar na turbina reduz a área total de troca de calor sem importar o tipo de fluido de trabalho utilizado e/ou a temperatura da fonte de calor (Figura 4.14). Da mesma forma que o ponto *pinch*, o superaquecimento leva à uma redução no fluxo de calor fornecido ao ciclo termodinâmico diminuindo tanto a área requerida pelo evaporador quanto pelo condensador. Os resultados mostram que quanto maior a diferença entre a temperatura da fonte de calor e a temperatura crítica do fluido de trabalho, maior a influência do superaquecimento na dimensão dos equipamentos que compõem o ciclo termodinâmico.

A efetividade do trocador interno de calor, logicamente, tem influência significativa na área total requerida pelo sistema térmico, uma vez que quanto maior é este parâmetro, maior a área do recuperador interno de calor.

Contudo, sob as mesmas condições de pressão de vaporização, ponto *pinch*, superaquecimento e pressão de condensação, o uso do recuperador interno leva a uma redução na carga térmica rejeitada através do condensador e calor fornecido no evaporador, levando a uma diminuição das dimensões requeridas nestes equipamentos, que para algumas aplicações podem conduzir a uma redução na área total de troca de calor requerida pelo sistema térmico (Figura 4.15).





Figura 4.14 Contornos do gráfico de superfície da área total de troca de calor do ciclo (m²) em função da pressão de vaporização e superaquecimento.





Figura 4.15 Variação da área total de troca de calor em função da pressão de vaporização e efetividade do recuperador interno de calor: *SUP=0; PP=14*.

4.1.2.3 Diâmetro da turbina como indicador

Da mesma forma que a área total de troca de calor a análise deve ser feita para identificar os parâmetros que minimizem o diâmetro da turbina, o qual é função da variação isentrópica da entalpia e da vazão volumétrica do fluido de trabalho neste equipamento.

Da mesma forma que na avaliação da área total de troca de calor, para a maioria das aplicações e fluidos avaliados, o aumento do ponto *pinch* favorece a redução do diâmetro da turbina, consequência da redução da vazão volumétrica do fluido de trabalho (Figura 4.16).

Por outro lado, o aumento da pressão de vaporização e o superaquecimento reduzem ou aumentam o diâmetro da turbina em função da magnitude com as quais são alteradas a vazão volumétrica e a variação de entalpia do fluido de trabalho neste equipamento.

De forma geral, os resultados mostram que independentemente da diferença entre temperatura crítica do fluido de trabalho e a fonte de calor, o superaquecimento e diminuição da pressão de vaporização em fluidos como R290, R22, R134a e R11 ($\theta > 90$) levam, simultaneamente, ao incremento da vazão volumétrica do fluido de trabalho e à diminuição da variação isentrópica de entalpia na turbina, aumentando as dimensões deste equipamento (Figura 4.17 a-b).

No caso dos fluidos secos e R141b ($\theta < 90$) os resultados mostram que mesmo com o aumento da variação isentrópica da entalpia, consequência do incremento da pressão de vaporização, quanto menor o ângulo de inclinação da curva de vapor saturado *"mais seco"*, maior a temperatura do vapor de exaustão na turbina (T_2), aumentando a vazão volumétrica do fluido de trabalho. Por essa razão, o menor diâmetro da turbina é atingido a uma pressão de vaporização e superaquecimento ótimo que minimiza a relação apresentada na Equação (3.42), a qual varia em função da temperatura da fonte de calor (Figura 4.17 c-f).



Figura 4.16 Contornos do gráfico de superfície do diamêtro da turbina em função da pressão de vaporização e ponto *pinch: SUP=0; \varepsilon=0.*

Com base nos resultados apresentados nesta análise paramétrica é evidente que pequenas variações no nível de temperatura da fonte de calor e tipos de fluidos de trabalho podem levar a diferentes conclusões no momento de definir os parâmetros de projeto ótimos para determinado fluido de trabalho e aplicação do ciclo ORC.

Parâmetros como o superaquecimento e a efetividade do recuperador interno de calor, quando comparados com o ponto *pinch* e pressão de vaporização, possuem pouca influência na geração de eletricidade do sistema térmico. Além disso, descartando algumas aplicações de baixa temperatura, o superaquecimento do vapor, na maioria dos casos avaliados, diminui a geração de eletricidade, já o recuperador interno de calor, descartando algumas aplicações de alta temperatura, leva ao aumento na área total de troca de calor do sistema térmico.

Contudo, estes parâmetros não devem ser descartados do processo de otimização, visto que o uso do recuperador interno de calor para algumas aplicações favorece indiretamente a geração de eletricidade do ciclo. Já o superaquecimento do vapor favorece a redução da área total do ciclo termodinâmico e, em alguns casos, o diâmetro da turbina, diminuindo assim os custos de implementação do sistema térmico.



Figura 4.17 Contornos do gráfico de superfície do diamêtro da turbina em função da pressão de vaporização e superaquecimento.

4.2 Avalição Econômica

Análises técnico-econômicas de sistemas térmicos geralmente estão focadas na otimização do sistema do ponto de vista termodinâmico. Entretanto, o conhecimento do máximo desempenho termodinâmico pode não ser suficiente para a tomada de decisão, uma vez que soluções de alto desempenho podem não ser as mais interessantes do ponto de vista econômico devido aos incrementos nos custos de implementação, às constantes flutuações dos preços no mercado de energia e/ou políticas energéticas. Assim, a viabilidade econômica (seção 3.3) da implementação dos sistemas de geração de energia baseados no ciclo Rankine orgânico deve ser utilizada no critério de seleção.

Como foi apresentada na análise paramétrica do ciclo termodinâmico, o nível de temperatura da fonte de calor e a combinação de diferentes parâmetros de projeto afetam de forma diferente o desempenho e dimensionamento dos equipamentos do sistema ORC. Independentemente do nível de temperatura da fonte de calor, a magnitude da área total de troca de calor e diâmetro da turbina é diretamente proporcional à capacidade de geração de eletricidade. Isso significa que, quanto maior a capacidade de gerar eletricidade, maior as dimensões dos equipamentos.

A fim de explicar ditas variações, uma distribuição fatorial, limitando a temperatura e vazão da fonte de calor foi desenvolvida para calcular os efeitos e interações que os parâmetros de projeto (variáveis de entrada) como o tipo de fluido de trabalho, pressão de vaporização (P_1), pressão de condensação (P_2), superaquecimento (T_{sup}), ponto *pinch* (PP) e efetividade do recuperador de calor (ε) têm sobre as variáveis de resposta: produção de potência elétrica, área total requerida pelos trocadores de calor e tamanho da turbina.

Apresenta-se na Figura 4.18 o conceito da distribuição fatorial, mencionada no parágrafo anterior, para três parâmetros de projetos: pressão de vaporização (P_1), ponto *pinch* (PP) e superaquecimento (T_{sup}) com 4, 3 e 2 níveis de mensuração, respectivamente. Esta abordagem é mais eficiente que a determinística (um parâmetro de projeto por vez), pois esta permite que os efeitos de um parâmetro analisado sejam estimados em diversos níveis dos outros parâmetros, evitando conclusões incorretas quando houver interações entre eles. Procedimentos de implementação da análise fatorial multinível são apresentados por Montgomery [90].

O número de diferentes combinações dos parâmetros de projeto (simulações) pode ser avaliado utilizando a Equação (4.2), na qual n_i é o número de níveis da i-esima variável e k o número de variáveis, que no caso apresentado na Figura 4.18 é equivalente a 24 simulações.

$$N_{sim} = \prod_{i=1}^{k} n_i \tag{4.2}$$



Figura 4.18 Exemplo de distribuição fatorial para três parametros de projeto

Nesta análise, foi estabelecida uma fonte de calor com uma temperatura de 200 °C, vários tipos de fluidos se apresentam como possíveis candidatos, entre os quais se destacam o npentano, i-pentano e R216ca pela sua maior capacidade de gerar eletricidade com menores áreas de troca de calor (Figura 4.19).

Na Figura 4.19 observa-se que em função do fluido de trabalho utilizado, pequenos aumentos na geração de potência podem levar a grandes variações das dimensões dos equipamentos do ciclo, o que representa um aumento exponencial no custo específico da implementação do sistema térmico (US\$/kW).

No caso avaliado, a maior geração de eletricidade foi atingida utilizando o fluido R216ca com uma área de troca aproximada de 3350 m^2 , em que pequenas diminuições da geração de potência (inferiores a 10%) levam a diminuições em até 30% da área total do ciclo (ponto de projeto No. 6039). É importante ressaltar que para o mesmo fluido de trabalho diferentes combinações de parâmetros de projeto podem atingir os mesmos valores de geração de energia (ponto de projeto 279 e 311).

Por outro lado, o n-pentano e i-pentano, fluidos com menor capacidade de geração de energia elétrica podem ser considerados entre as opções viáveis de projeto, uma vez que sob as condições avaliadas comparando os pontos de projeto 11 e 279, observa-se que a área total

requerida pelo sistema ao utilizar pentano está em torno de 47% do total requerida pelo R216ca com uma redução de 13% da energia elétrica produzida.



Figura 4.19 Relação entre energia elétrica e área total de troca de calor

Deste ponto de vista, todas as simulações apresentadas na Figura 4.19 que utilizam como fluido de trabalho o butano, R40, R142b e R114 devem ser descartados como opções de projeto, visto que sob a combinação de parâmetros avaliados, estes fluidos requerem mais área de troca de calor para gerar a mesma potência elétrica.

Outra variável de interesse é o diâmetro da turbina que o sistema térmico requererá em função dos parâmetros de projeto, principalmente, pela influência que esta variável tem sobre os custos dos equipamentos.

Na Figura 4.20 mostra-se que para cada fluido de trabalho, independentemente da geração de eletricidade, a combinação de parâmetros avaliados leva a diâmetros de turbina similares, em que fluidos como o R40 e n-butano destacam-se como os que requerem as menores dimensões deste equipamento. Do ponto de vista do diâmetro da turbina, todas as simulações apresentadas que utilizam como fluido de trabalho o n-pentano, i-pentano, R142b e R114 devem ser descartadas como opções de projeto, visto que sob a combinação de parâmetros avaliados, estes fluidos requerem turbinas com maiores diâmetros para gerar a mesma potência elétrica.

Entre os diferentes conjuntos de parâmetros avaliados existe uma diferença considerável no momento de avaliar a viabilidade do projeto, obtendo valores de VPL entre 0,9 e 2,5 milhões de dólares (Figura 4.21). A referida variação é resultado das mudanças nas receitas do projeto que são associadas exclusivamente à capacidade de geração de energia (W_n) e aos diferentes custos de implementação (*FCI*) associados às dimensões dos equipamentos.



Figura 4.20 Relação entre potência elétrica e diâmetro da turbina

Pode-se observar na Figura 4.21 que das diferentes simulações, o ponto de projeto 11 sobressai como a combinação de parâmetros que levam à maximização do projeto do sistema térmico do ponto de vista econômico, porém movendo-se a partir deste para qualquer outro ponto de projeto viável, haverá uma diminuição no VPL, seja pela diminuição na geração de eletricidade ou pelo aumento nos custos de implementação, já que as combinações de parâmetros avaliados variam entre 4,4 e 6,7 milhões de dólares para os pontos de projeto identificados pelos números 5771 e 279, respectivamente (Figura 4.22).

Nesta ordem de ideias, o ponto de projeto 279 é a melhor opção do ponto de vista de desempenho termodinâmico, o ponto de projeto 11 é o melhor considerando a viabilidade econômica, enquanto o ponto de projeto 5771 é a opção que requer o menor investimento.

Portanto, dos resultados nesta análise paramétrica é evidente que a natureza contraditória entre os fatores econômicos e termodinâmicos torna a solução ótima complicada e difícil de estabelecer. Com base em razões econômicas, pode-se argumentar que estes sistemas de conversão de energia devem ser simplificados com o intuito de aumentar a rentabilidade. Enquanto que, por razões termodinâmicas, o desempenho deve ser maximizado para fazer um melhor aproveitamento dos recursos energéticos.



Figura 4.21 Distribuição de resultados da potência elétrica e valor presente líquido



Além disso, levando em conta as variações na magnitude e modo com que os parâmetros de projeto influenciam o desempenho técnico-econômico do sistema térmico em função do

fluido de trabalho e principalmente do nível de temperatura da fonte de calor, torna-se claro que para definir os parâmetros de projeto do ciclo é requerido um processo de otimização em que todos os objetivos sejam avaliados independentemente. Determinando o conjunto de parâmetros ótimos (fluido de trabalho, ponto *pinch*, pressão ou temperatura de vaporização, superaquecimento, configuração do ciclo e efetividade do recuperador de calor) que maximizem o desempenho técnico-econômico do sistema térmico.

Atualmente, existem muitas técnicas clássicas aplicadas à otimização multiobjetivo. Porém, os algoritmos genéticos se apresentam como a melhor opção no caso de objetivos conflitantes, principalmente, pela capacidade destes de executar explorações paralelas gerando um conjunto de soluções que se aproxima do conjunto ótimo de Pareto [97].

5 OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO DE SISTEMAS ORC

Um problema de otimização multiobjetivo requer a satisfação simultânea de uma série de objetivos diferentes e geralmente conflitantes, tornando impossível encontrar uma solução que satisfaça todos os objetivos simultaneamente. Portanto, é necessário encontrar o conjunto de soluções ótimas. De uma forma geral, um problema matemático de otimização multiobjetivo tem m variáveis de decisão para minimizar ou maximizar n objetivos sujeitos a k restrições.

$$\min F(X) = [f_1(X), f_2(X), \dots, f_n(X)]^T$$
(5.1)

$$X = [x_1, x_2, \dots, x_m]^T$$
(5.2)

Sujeito a:

$$g_i(X) \le 0, \qquad i = 1, \dots, k$$
 (5.3)

$$h_i(X) = 0, \qquad i = 1, \dots, k$$
 (5.4)

$$x_{i,min} \le x_i \le x_{i,max} \quad i = 1, \dots, k \tag{5.5}$$

Pesquisas anteriores, Toffolo e Lazzaretto [91]; Ahmadi *et al.* [92] e Leyland [93], mostram que a abordagem de Pareto e algoritmos genéticos (GA) para otimização em sistemas termicos são ferramentas que permitem estabelecer o melhor conjunto de variáveis de projeto que determinam as melhores soluções entre objetivos econômicos e termodinâmicos.

A dominância de Pareto é o conceito chave para estabelecer uma hierarquia entre as soluções de um problema de otimização multiobjetivo, determinando se esta solução é realmente um dos possíveis melhores resultados. Sendo assim, uma solução é um ponto ótimo de Pareto, se não houver outro ponto no espaço de busca que seja melhor em todos os objetivos. Isso significa que, se um ponto é um ótimo de Pareto, movendo-se a partir desse ponto qualquer outro ponto viável fara pelo menos um objetivo pior.

O conjunto de todos os pontos ótimos de Pareto é denominado fronteira ou frente de Pareto. Para o caso de minimização de duas funções-objetivo, na Figura 5.1 apresenta-se a distinção entre a região viável e a inviável, bem como a fronteira de Pareto e o ponto ótimo de Pareto. Os trabalhos apresentados por Leyland [93] e Maciel [94] mostram com maior detalhe as definições matemáticas dos conceitos de dominância, ponto ótimo e fronteira de Pareto.



Função Objetivo 1

Figura 5.1 Representação da fronteira de Pareto.

Os GAs foram citados pela primeira vez na década de 1970 e várias técnicas foram propostas e aplicadas em diferentes áreas da engenharia durante os últimos 40 anos [95]. Estas técnicas de otimização aplicam uma estratégia de busca iterativa e estocástica para encontrar a solução ideal, imitando de uma forma simples os princípios da evolução biológica.

Diferentemente dos GAs simples baseados em um único objetivo, os GAs multiobjetivo tentam identificar a maior quantidade de elementos do conjunto ótimo de Pareto como seja possível. Para isto é necessário satisfazer as seguintes condições:

1. Convergência das soluções em direção ao conjunto ótimo de Pareto

2. Manter a diversidade nas soluções dentro do conjunto ótimo

Para atingir ditas condições tem-se proposto diferentes algoritmos de otimização, diferenciando-se principalmente, na forma de classificar as soluções no conceito de dominância e no mecanismo de atingir a convergência e diversidade no conjunto solução.

Entre os diferentes algoritmos de otimização destacam-se aqueles denominados de segunda geração SPEA2 (*Strength Pareto Evolutionary Algorithm*) e NSGA-II (*Nondominated Sorting Genetic Algorithm II*) em termos de desempenho e aplicação [94].

Nesta tese é empregado o método NSGA-II, que é um Algoritmo Genético multiobjetivo que classifica as soluções ótimas segundo o conceito de dominância de Pareto. Desta forma, valendo-se de elementos dos GAs como a sucessão de gerações e a estrutura populacional, ao final do processo de otimização é obtido um conjunto de soluções não dominadas a serem submetidas à tomada de decisão pelo analista.

5.1 Nondominated Sorting Genetic Algorithm – NSGA-II

5.1.1 Definições

O algoritmo NSGA-II proposto por Kalyanmoy Deb como aprimoramento do algoritmo NSGA é um dos algoritmos genéticos mais amplamente usados em aplicações de engenharia [96]. O NSGA-II é um algoritmo genético elitista que melhora a sua versão anterior em três aspectos fundamentais:

a) Melhora o procedimento de ordenamento das soluções não-dominadas, reduzindo a complexidade computacional da primeira versão do algoritmo genético (*Fast Nondominated Sorting*).

O mecanismo *Fast Nondominated Sorting* define para cada indivíduo (p) duas variáveis: 1) Contador (np) que determina o número de indivíduos que dominam (p) e 2) Conjunto de indivíduos (sp) que contém os indivíduos dominados por (p).

Isto requer de $O(MN^2)$ comparações, sendo M o número de objetivos e N o tamanho da população, em que todas as soluções terão um valor do contador (np) e o conjunto (sp) definido. Toda solução com contador np=0 será agrupado na fronteira de Pareto e recebe uma classificação rank=1, uma vez que nenhuma outra solução as domina.

Por cada solução da primeira fronteira revisa-se cada integrante do conjunto (sp), designada como solução (q), os quais terão reduzidos seus contadores de denominação (np) em uma unidade e, aqueles com contadores np=0 são automaticamente acrescentados à fronteira seguinte. Esta sequência é repetida até classificar todas as fronteiras.

b) A implementação do procedimento *Crowding Distance Assignment* para garantir a qualidade da solução em termos de diversidade da população.

Durante o processo de convergência em direção ao conjunto ótimo de Pareto é importante manter a diversidade dos elementos da população. O NSGA-II utiliza um enfoque denominado *Crowding Distance Assignment*. Para isto, é necessário estimar a densidade dos indivíduos em torno de um ponto particular; este parâmetro (*distance*) é obtido calculando-se a distância média entre *p* e outros dois pontos, um de cada lado de *p* utilizando o valor das funções objetivo. Os pontos extremos da fronteira recebem um índice de distância infinito. Segundo esse critério, os pontos com o maior valor de *distance* estão em regiões com menor densidade de soluções, enquanto o menor valor de *distance* indica regiões mais densas.

c) Adição do elitismo com o intuito de garantir a preservação de boas soluções no processo de busca.

Os mecanismos *Fast Nondominated Sorting* e *Crowding Distance Assignment* são utilizados para definir o operador *crowded-comparison*, responsável pela convergência do algoritmo em direção ao ótimo de Pareto. Assume-se que cada indivíduo na população tem dois atributos:

1) Hierarquia de não-dominância ou classificação *rank*.

2) Crowding Distance Assignment

Este operador prioriza pelo critério de não-dominância, ou seja, dá preferência aos indivíduos com menores valores de *rank*. Por outro lado, se duas soluções pertencem à mesma fronteira, a solução que se localiza na região menos densa terá a prioridade.

Definidos os conceitos de *fast nondominated sorting*, *crowded distance estimation* e *crowded comparison operator* o funcionamento geral do método NSGA-II será descrito a seguir.

Inicialmente, cria-se uma população inicial (P_o) de dimensão (N). Esta população é ordenada com base no princípio de não-dominação e, utilizando os operadores genéticos de seleção (*crowded tournament selection*), recombinação e mutação, uma população de descendentes (Q_o) de dimensão (N) é obtida. As populações (P_o) e (Q_o) são combinadas obtendo uma população (R_t) de dimensão 2N.

Esta nova população é ordenada com base no princípio de não-dominação, garantindo o processo de elitismo. Depois de ordenadas, as melhores soluções são aquelas com menores valores de *rank* e ocupam o papel preponderante durante o processo de otimização.

Se o tamanho ou dimensão da primeira fronteira (F_1) é inferior a (N), todos seus elementos formarão parte da nova população (P_{t+1}) e os espaços pendentes da nova população serão preenchidos pelos subsequentes níveis de hierarquia. Se os indivíduos da última fronteira acrescentados na população (P_{t+1}) ultrapassarem a dimensão (N) de indivíduos, estes serão desprezados utilizando o critério de *Crowding Distance Assignment*. Este procedimento é apresentado na Figura 5.2.

Os passos básicos para a aplicação do algoritmo NSGA-II no problema de otimização proposto estão resumidos na Figura 5.3; maiores detalhes dos procedimentos de implementação e pseudocódigos dos algoritmos são apresentados por Deb [97] e Deb *et al.* [98].



Figura 5.2 Procedimento do algoritmo genetico NSGA-II



Figura 5.3 Diagrama de fluxo do algoritmo de otimização do ciclo ORC Adaptado de Optimization of ECM Process Parameters Using NSGA-II [99].

5.1.2 Variáveis de decisão e restrições

As seguintes variáveis de decisão são selecionadas para esta pesquisa: fluido de trabalho, temperatura de condensação (T_4), pressão de vaporização (P_1), superaquecimento (*SUP*), efetividade do recuperador de calor (ε) e diferencial de temperatura *pinch* (*PP*). Embora as variáveis de decisão sejam alteradas continuamente dentro do processo de otimização, cada uma delas deve estar dentro de uma faixa de valores razoável. As variações da pressão de vaporização, temperatura de condensação, superaquecimento, efetividade e ponto *pinch* estão definidos nas equações apresentadas na Tabela 5.1.

As restrições do sistema térmico foram especificadas no modelo matemático apresentado na seção 3 (Equações 3.27, 3.28, 3.29, 3.35 e 3.36). Além disso, é importante ressaltar que uma das principais vantagens dos algoritmos genéticos de otimização é a facilidade com que podem ser implementadas qualquer tipo de restrição, como potência líquida mínima requerida, custos de implementação, entre outros.

Nesta tese, a temperatura de saída do fluido utilizado como fonte de calor (Equação 5.11) foi restringida para evitar a precipitação de sílica nos poços de reinjeção de acordo com o que foi apresentado por Toffolo *et al.* [83], no caso de fontes geotérmicas ou para evitar a corrosão a baixa temperatura se são utilizados gases de combustão de motores diesel ou turbinas a gás como fonte de calor. Esta restrição é utilizada com o intuito de verificar como as limitações técnicas podem influenciar na seleção do fluido de trabalho e parâmetros de projeto.

Fluido de trabalho	Tipo de variavél	
$0.5 \cdot P_c \le P_1 \le 0.9 \cdot P_c$	Variável Contínua	(5.6)
$313 K \le T_4$	Variável Discreta	(5.7)
$0 \ ^{o}C \leq SUP \leq 30 \ ^{o}C$	Variável Discreta	(5.8)
$0 \le \varepsilon \le 0,9$	Variável Contínua	(5.9)
$2 K \leq PP$	Variável Contínua	(5.10)
$T_{f2} \geq 343 K$		
$^{b}T_{f2} \geq 413 K$		(5.11)
$^{c}0,6 \leq \beta \leq 1,1$		(5.12)

Tabela 5.1 Restrições para as variáveis incluídas na otimização multi-objetivo

^bRestrição para aplicações de média e alta temperatura (ar e gases de combustão)

^c Razão entre a energia elétrica e energia térmica produzida (β). Restrição para aplicações de alta temperatura (cogeração)

5.1.3 População inicial

A população inicial do algoritmo genético é o conjunto de variáveis de decisão que é utilizado como solução base e será usado para gerar o novo conjunto de variáveis para análise.

A definição do tamanho da população é importante, uma vez que afeta o desempenho global e a eficiência do algoritmo de otimização. Populações muito pequenas podem não ter a diversidade requerida para convergir a uma boa solução, pois fornecem uma pequena cobertura do espaço de busca do problema. Enquanto, se a população tiver demasiados indivíduos, o algoritmo poderá perder grande parte de sua eficiência pela dificuldade de avaliar a função de aptidão de todo o conjunto a cada iteração, aumentando o total de simulações e consumindo mais recursos computacionais.

A fim de garantir a diversidade requerida na população inicial, uma distribuição fatorial 3^k entre os parâmetros de projeto (variáveis de decisão) foi estabelecida. Desta forma, duzentas e quarenta e três diferentes combinações das variáveis de decisão foram avaliadas para cada fluido de trabalho (Tabela 5.2).

O tamanho da população inicial é reduzido através de um processo de pré-seleção, descartando os fluidos cuja combinação de parâmetros apresentam uma geração de energia elétrica inferior a 50% do valor máximo calculado na distribuição fatorial.

Tabela 5.2 Distribuição fatorial de 3 níveis				
Variável de decisão	Nível			
Pressão de Vaporização (P_1)	3			
Superaquecimento (SUP)	3			
Ponto Pinch (PP)	3			
Efetividade (ε)	3			
Temperatura de condensação (T ₄)	3			
Total de simulações	243			

5.1.4 Definição dos objetivos

Três funções objetivo foram consideradas nesta otimização: maximização da potência elétrica líquida (W_n) , minimização da área total de troca de calor (A_T) e diâmetro da turbina (SF). Parâmetros que mais influenciam na viabilidade técnica e econômica da implementação dos sistemas de geração de energia baseados no ciclo Rankine orgânico.

Contudo, é importante ressaltar que o diâmetro da turbina (SF) pode ser descartado como objetivo da otimização se o fluido de trabalho é descartado como variável de projeto, uma vez que a análise estatística dos resultados obtidos da análise paramétrica indicou que, para cada fluido de trabalho avaliado, independentemente da temperatura da fonte de calor, existe uma forte correlação linear positiva (coeficiente de correlação de Pearson > 0,88) entre a área total de troca de calor e diâmetro da turbina, ou seja, a otimização dos parâmetros que levam à minimização da A_T , levam simultaneamente à minimização do SF.

No caso de sistemas de cogeração, três funções objetivo foram consideradas nesta tese: minimizar a área total de troca de calor (A_T) e maximizar a potência elétrica líquida (W_n) e potência frigorífica (C).

Como se mencionou anteriormente, na otimização multiobjetivo é obtido um conjunto de soluções denominada fronteira de Pareto, ao invés de uma única solução como nos métodos tradicionais. Por essa razão, um processo de tomada de decisão para a seleção da solução final a partir das soluções disponíveis no conjunto de Pareto é requerido.

O processo de tomada de decisão pode ser realizado arbitrariamente pelos analistas, no entanto, existem vários métodos que têm sido desenvolvidos para facilitar este processo, por exemplo, o método LINMAP (*Linear Programming Technique for Multidimensional Analysis of Preference*) e TOPSIS (*Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution*) em que a solução final é selecionada com base em soluções não existentes, denominadas solução ideal e solução de Nadir, como é apresentado nos trabalhos de Hajabdollahi *et al.* [100] e Li *et al.*[101].

Estas soluções definem os limites superior e inferior das funções objetivo nas soluções ótimas de Pareto, como é apresentado na Figura 5.4, que ilustra a minimização de duas funções $(f_1 \ e \ f_2)$. Maiores detalhes e cálculo da solução ideal e solução de Nadir são apresentadas em Deb [97].



Figura 5.4 Representação gráfica da solução ideal e Solução de Nadir

Levando em conta que na maioria dos problemas de otimização multiobjetivo tanto as grandezas quanto as dimensões das funções objetivo da fronteira de Pareto são diferentes, antes da tomada de decisão final, as dimensões e escalas dos diferentes objetivos devem ser unificadas. Entre os métodos de adimensionalização existentes utilizados na tomada de

decisões, destaca-se a adimensionalização Euclidiana que é determinada utilizando a equação (5.13):

$$F_{ij}^{n} = \frac{F_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m} (F_{ij})^{2}}}$$
(5.13)

Sendo:

- *F_{ij}* Matriz de funções objetivo da fronteira de Pareto
- *i* Índice de cada solução do conjunto ótimo de Pareto
- *j* Número de funções objetivo
- *m* Número de soluções no conjunto ótimo de Pareto
- *n* Indica que a matriz é adimensional

No método LINMAP, após a adimensionalização Euclidiana de todos os objetivos, a distância espacial entre cada ponto da fronteira de Pareto e a solução ideal é determinada utilizando a Equação (5.14). Em que o ponto de Pareto com a menor distância espacial desde a solução ideal será selecionado como a solução final.

$$ED_{i+} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} \left(F_{ij} - F_{ij}^{ideal}\right)^2}$$
(5.14)

Por outro lado, no método TOPSIS, é usada simultaneamente a distância espacial de cada ponto da fronteira de Pareto desde a solução ideal e de Nadir como critério de seleção final. Consequentemente, a distância espacial entre a solução de Nadir e cada ponto da fronteira de Pareto é determinada com a Equação (5.15) e denominada como ED_i . e a solução final definida como o valor máximo Y_i que é determinado com a Equação (5.16).

$$ED_{i-} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} \left(F_{ij} - F_{ij}^{Nadir}\right)^2}$$
(5.15)

$$Y_i = \frac{ED_{i-}}{ED_{i-} + ED_{i+}}$$
(5.16)

Neste trabalho, é proposto além dos critérios de seleção descritos anteriormente, o uso da viabilidade econômica através da análise de risco do projeto como critério de seleção da solução final. Esta proposta baseia-se no fato de que sistemas de conversão de energia normalmente são projetados para obter a maior rentabilidade possível, e nem sempre os métodos clássicos de classificação de soluções levam a soluções com a maior viabilidade econômica.

5.2 Estudo de Caso

Esta seção objetiva utilizar a abordagem proposta nesta tese para definir os fluidos de trabalho e parâmetros ótimos de projeto para as diferentes aplicações do ciclo ORC. As aplicações escolhidas estão baseadas em análise paramétricas e otimizações do ciclo ORC apresentadas na literatura, com o intuito de avaliar as vantagens da otimização multiobjetivo baseados em algoritmos genéticos na seleção dos fluidos de trabalho, configuração do ciclo e parâmetros de projeto. A otimização é feita mediante o uso dos algoritmos de otimização disponíveis no software ModeFrontier®.

5.2.1 Aplicação do sistema ORC para baixa temperatura – Energia Geotérmica

Nesta análise considerou-se que o sistema utiliza uma fonte geotérmica com uma vazão mássica de 100 kg/s, temperatura de 130 °C e uma pressão de 3000 kPa. A distribuição fatorial, população inicial de 170 indivíduos, mostrou que 14 fluidos se apresentam como possíveis candidatos para esta aplicação, entre os quais se destacam o Butano, Pentano, R114, R142b, R216ca e R152a pela sua maior capacidade de gerar eletricidade no sistema térmico (Figura 5.5).



Figura 5.5 Geração de eletricidade de diferentes fluidos de trabalho

O Algoritmo genético é executado para 200 gerações, avaliando 34000 diferentes combinações dos parâmetros de projeto. A distribuição de resultados da otimização simultânea

dos três objetivos considerados nesta tese e o conjunto de soluções ótimas (fronteira de Pareto) são apresentadas nas Figura 5.6 e Figura 5.7, respectivamente.



Figura 5.6 Distribuição de resultados algoritmo génetico



Figura 5.7 Fronteira de Pareto das funções objetivo - Energia Geotérmica

Os resultados da fronteira de Pareto mostram que a máxima geração de eletricidade fornecida pelo ciclo termodinâmico (2318 kW) é atingida ao utilizar R152a como fluido de trabalho. No entanto, sob essas condições de projeto atinge-se a maior área requerida pelo sistema térmico (6757 m²) e um diâmetro de turbina de 0,38 m (Figura 5.8).



Figura 5.8 Fronteira de Pareto: a) potência elétrica vs área de troca de calor b) potência elétrica vs diâmetro da turbina

O n-Pentano e n-Butano são os fluidos que se apresentam como melhor opção do ponto de vista da área total de troca de calor requerida pelo sistema térmico, com áreas variando entre 2048 - 3700 m² no caso de pentano e 2050 - 5950 m² para o n-Butano, com uma capacidade de geração de energia elétrica entre 1182-1834 kW e 1168-2300 kW e diâmetros de turbina entre 0,51-0,7 m e 0,25-0,51 m, respectivamente.

Por outro lado, o fluido R40, que em sua faixa de geração de energia (1462 - 2060 kW) requer uma maior área de troca de calor quando comparado com outros fluidos (n-Butano e R152a), não é descartado da fronteira de Pareto, uma vez que suas soluções não são dominadas

por nenhuma outra combinação de parâmetros de projeto por apresentar os menores diâmetros da turbina, que para o caso avaliado, encontram-se entre 0,22 - 0,29 m.

Como mencionado anteriormente, diferentes considerações podem levar a distintos resultados durante o processo de otimização. De fato, desconsiderando a restrição de temperatura de saída da fonte de calor (Equação 5.11), outros fluidos como o R134a, R22, R290 e R1270 são considerados entre o conjunto de soluções ótimas (Figura 5.9).



Figura 5.9 Fronteira de Pareto – sem restrição: a) potência elétrica vs área de troca de calor, b) potência elétrica vs diâmetro da turbina

Dos resultados desta nova otimização, observa-se que o fluido R134a é considerado entre o conjunto de soluções ótimas pela maior capacidade de geração de eletricidade (2310 – 2820

kW) com áreas variando entre 6000 – 11980 m². Enquanto, os fluidos R290 e R1270 fazem parte da fronteira de Pareto por apresentar os menores diâmetros da turbina em sua faixa de geração de eletricidade.

Na seleção do ponto ótimo final, são comparadas distintas metodologias, sugerindo três diferentes pontos ótimos de projeto. Os resultados dos parâmetros ótimos, funções objetivo e outras variáveis de interesse são apresentados na Tabela 5.3. O risco de cada ponto de projeto é determinado como a probabilidade de ocorrência de VPL negativos.

	Resultados com restrição de			Resultados sem restrição de		
Parâmetro	temperatura			temperatura		
	TOPSIS	LINMAP	RISCO	TOPSIS	LINMAP	RISCO
Fluido	R40	R40	n-Pentano	R40	R40	n-Pentano
PP (K)	10	9	8	7	6	8
SUP (K)	26	26	0	26	27	0
$P_1(kPa)$	2832,8	2832,8	552,8	2832,8	2832,8	552,8
P4 (kPa)	871,6	871,6	117,2	871,6	871,6	117,2
3	0	0	0	0	0	0
A _T (m ²)	3006,2	3124,4	3262,4	3515,8	3767,1	3262,4
SF (m)	0.23	0.24	0,680	0,257	0,265	0,680
Wn (kW)	1562,3	1606,3	1696,1	1738,2	1811,3	1696,1
VPL (\$)	45952,6	54266,4	331084,8	55977,9	34676,4	331084,8
Risco (%)	53,3	52,7	33,9	51,9	54,4	33,9
Q _{con} (kJ/s)	14031,2	14426,2	14908,8	15610,2	16267,3	14908,8
Qevp (kJ/s)	15627,6	16067,6	16640,2	17386,2	18118,1	16640,2
Q _{reg} (kJ/s)	0,0	0,0	0,0	0	0	0
T _{fout} (K)	365,9	364,9	363,4	361,6	359,9	363,4
$W_b(kW)$	106,1	109,0	31,4	117,9	122,9	31,4
η (%)	8,0	8,0	8,2	8,0	8,0	8,2
ṁ (kmol/s)	0,756	0,778	0,523	0,842	0,878	0,523

Tabela 5.3 Tomada de decisão conjunto ótimo de Pareto – Energia Geotérmica

5.2.2 Aplicação do sistema ORC para média temperatura – Calor Residual

Nesta análise se considerou a implementação de um sistema ORC para recuperação de calor residual do processo de esfriamento de clínquer de uma usina de cimento com uma

produção média de 2000 toneladas por dia. Nesta etapa do processo são rejeitados ao ambiente 85 kg/s de ar com uma temperatura de 250 °C.

Estabelecidos os parâmetros de entrada da fonte de calor, o algoritmo genético é executado para uma população inicial de 284 indivíduos, que incluem 10 diferentes fluidos de trabalho entre os quais destacam-se o n- Pentano, n-Heptano, n-Hexano e Hexametildisiloxano (MM) pela maior capacidade de geração de eletricidade. O conjunto de soluções ótimas para as funções avaliadas é apresentado na Figura 5.10.



Figura 5.10 Fronteira de Pareto das funções objetivo – Calor Residual

Os resultados apresentados na Figura 5.11a mostram que, Hexametildisiloxano (MM) e Hexano são os fluidos de trabalho que maximizam o desempenho termodinâmico do ciclo com uma geração de eletricidade com faixas entre 1940 - 2369 kW e 1080 - 2364 kW, respectivamente. O Hexametildisiloxano é o fluido que requer maior área total de troca de calor, variando entre 1685 – 3250 m², não sendo descartado da fronteira de Pareto por apresentar menores diâmetros de turbina para uma geração de energia acima de 1940 kW.

Do ponto de vista da área total de troca de calor, observa-se que os alquilbenzenos (Tolueno, Etilbenzeno e Dimetilbenzeno) apresentam-se como as melhores opções de fluidos de trabalho, com áreas variando entre 510 - 1170 m² com uma capacidade de geração de energia elétrica entre 1100 -1700 kW. No entanto, estes fluidos levam a maiores dimensões na turbina, com diâmetros em torno de 0,85m.

Por outro lado, o fluido R141b, em sua faixa de geração de energia (1650 - 1930 kW) apresenta-se como a melhor opção do ponto de vista do tamanho da turbina, com diâmetros variando entre 0,51 - 0,55 m e áreas variando entre 1225 - 1533 m² (Figura 5.11).



Figura 5.11 Fronteira de Pareto - Calor Residual: (a) potência elétrica vs área de troca de calor e (b) potência elétrica vs diâmetro da turbina

Como no caso anterior, foi desconsiderada a restrição de temperatura de saída da fonte de calor. Os resultados mostram que para este caso, fluidos como o Dimetilbenzeno e Etilbenzeno são descartados da fronteira de Pareto pela baixa capacidade de geração de eletricidade, enquanto o MM é substituído pelo fluido R141b, que se apresenta como o fluido com maior

capacidade de aproveitamento energético da fonte de calor, fornecendo até 3303 kW. Já o nPentano passa a ser considerado entre o conjunto de soluções ótimas, uma vez que para sua faixa de geração 2000 - 2800 kW, este fluido apresenta-se como a melhor opção do ponto de vista do diâmetro da turbina (Figura 5.12).



Figura 5.12 Fronteira de Pareto – sem restrição: (a) potência elétrica vs área de troca de calor, (b) potência elétrica vs diâmetro da turbina

A Tabela 5.4 apresenta os resultados dos parâmetros ótimos e funções objetivo para as três metodologias de seleção final.
	Resultados com restrição de			Resultados sem restrição de		
Parâmetro	temperatura			temperatura		
	TOPSIS	LINMAP	RISCO	TOPSIS	LINMAP	RISCO
Fluido	n-Hexano	R141b	Tolueno	R141b	R141b	Tolueno
PP (K)	20	30	6	25,0	26,0	6,0
SUP (K)	21	15	5,0	15,0	5,0	0,0
P ₁ (kPa)	1912,9	3274,7	869,3	3306,3	3827,1	869,3
P4 (kPa)	35,2	132,3	10,0	132,3	132,3	10,0
3	0,420	0,325	0	0,34	0,00	0,19
A _T (m ²)	829,6	1224,1	882,1	1420,2	1682,2	877,6
SF (m)	0,602	0,507	0,859	0,536	0,569	0,848
Wn (kW)	1211,0	1648,3	1490,6	1872,6	2151,6	1501,9
VPL (\$)	286660,7	548252,2	748320,3	720695,2	932087,4	759777,1
Risco (%)	21,7	11,9	2,6	8,0	5,4	2,7
Q _{con} (kJ/s)	4858,0	7035,4	6055,0	7958,3	9533,1	5794,8
Qevp (kJ/s)	6094,5	8719,1	7576,3	9871,1	11731,4	7327,7
Q _{reg} (kJ/s)	1009,8	374,9	0,0	445,0	0,0	284,8
T _{fout} (K)	455,7	426,5	439,2	413,5	392,6	442,0
W _b (kW)	35,9	85,8	14,6	98,2	135,9	14,9
η (%)	15,9	15,1	15,7	15,2	14,7	16,4
m (kmol/s)	0,115	0,240	0,124	0,272	0,324	0,127

Tabela 5.4 Tomada de decisão conjunto ótimo de Pareto – Calor residual

5.2.3 Aplicação do sistema ORC para alta temperatura - Cogeração

O ciclo proposto neste caso é um ciclo Rankine Orgânico associado com um *chiller* de absorção (Figura 5.13) que utiliza biomassa como fonte de calor. A unidade de absorção é um sistema de simples efeito de água-amônia instalado, para incrementar a eficiência termodinâmica do ciclo ORC, usando parte da energia contida no fluxo de vapor de saída da turbina, permitindo produzir simultaneamente energia elétrica (W_n) e energia frigorífica (C). A potência frigorífica, considerada como objetivo no processo de otimização, é calculada utilizando a Equação (5.17):

$$\dot{C} = \dot{m} \cdot \left(\bar{h}_3 - \bar{h}_7\right) \cdot COP \tag{5.17}$$

Neste caso foi considerado que a eficiência da caldeira de biomassa e o coeficiente de desempenho do *chiller* (COP) são constantes e seus valores foram fixados em 80% e 0,5, respectivamente. A razão entre a energia elétrica e energia térmica produzida, denominado parâmetro beta (Equação 5.12), encontra-se na faixa de 0,6 - 1,1. Se necessário, a pressão de condensação pode ser aumentada para elevar a temperatura do fluxo de vapor na saída turbina até 120 °C, considerada a mínima temperatura estabelecida como fonte de calor do *chiller* de absorção. As características e propriedades do combustível considerado (resíduos de biomassa) são reportados em Teixeira *et al.* [102].



Figura 5.13 Sistema de cogeração ORC

A população inicial de 190 indivíduos apresenta doze diferentes fluidos de trabalho como possíveis candidatos para esta aplicação, entre os quais se destacam o Tolueno, Etilbenzeno, Dimetilbenzeno, Heptano, Octano, Hexametildisiloxano (MM) e Octametiltrisiloxano (MDM) pela sua maior capacidade de gerar eletricidade e/ou energia frigorífica.

O Algoritmo genético é executado para 200 gerações, avaliando 38000 diferentes combinações dos parâmetros de projeto. O conjunto de soluções ótimas dos objetivos (C, $W_n e A_T$) considerados neste caso são apresentados na Figura 5.14.

Os resultados dos fluidos considerados na fronteira de Pareto mostram que a partir do ponto de menor geração de eletricidade, os parâmetros de projeto que favorecem a maximização da eletricidade conduzem à maximização da geração da potência frigorífica. Isto ocorre até uma determinada combinação de parâmetros, a partir da qual a geração de eletricidade não pode ser maximizada sem sacrificar energia térmica (resfriamento).

Dimetilbenzeno e Etilbenzeno são os fluidos de trabalho que maximizam o desempenho do sistema térmico, com uma capacidade de geração de energia elétrica e térmica entre 600 – 1030 e 950 – 1100 kW, respetivamente. No entanto, sob esses critérios de projeto o ciclo requer maiores dimensões nos equipamentos de troca de calor, com áreas variando entre 500 e 1000 m^2 .

O MDM e o n-Octano, fluidos com uma menor capacidade de geração de eletricidade, quando comparados com o Dimetilbenzeno e Etilbenzeno, atingem potências frigoríficas similares (950-1150 kW), destacando-se pelas menores dimensões dos equipamentos de troca de calor, com áreas variando em torno de 150 e 400 m², 50% do total requerido pelos alquilbenzenos.



Figura 5.14 Fronteira de Pareto: (a) potência elétrica vs potência frigorífica e (b) potência elétrica vs área total de troca de calor

Apresenta-se na Tabela 5.4 apresenta os resultados dos parâmetros ótimos e funções objetivo para as três metodologias de seleção final.

Parâmetro	Resultados com restrição de temperatura					
I al ameti 0	TOPSIS	LINMAP	RISCO			
Fluido	n-Octano	n-Octano	MDM			
PP (K)	45	44	73			
SUP (K)	24	24	3			
P ₁ (kPa)	1729,74	1729,74	1268,354545			
T 4(K)	358,65	358,65	358,65			
3	0	0	0,1			
A _T (m ²)	205,7	209,2	141,1			
C (kW)	976,2	982,4	989,0			
Wn (kW)	820,1	825,4	604,2			
VPL (\$)	2.643.362,5	2.660.554,1	2.697.592,8			
Risco (%)	0,05	0,05	0,01			
Q _{con} (kJ/s)	3014,0	3033,3	2405,4			
Qevp (kJ/s)	5803,6	5840,8	5019,3			
Q _{reg} (kJ/s)	0	0	237,3			
T _{fout} (K)	419,4	417,8	451,0			
W _b (kW)	24,8	25,0	20,8			
η_g (%)	31,0	31,0	31,9			
m (kmol/s)	0,0650	0,0654	0,0426			

Tabela 5.5 Tomada de decisão conjunto ótimo de Pareto - Cogeração

5.3 Análise de resultados

Nesta tese, a otimização técnico-econômica de diferentes configurações do ciclo ORC operando com diferentes fluidos de trabalho é avaliada utilizando modelos termodinâmicos para avaliar o desempenho do ciclo e correlações matemáticas para estimar as dimensões e custos dos equipamentos que compõem o sistema térmico.

A partir dos resultados obtidos é evidente que a escolha da solução ótima está estritamente relacionada com o fluido de trabalho utilizado, a configuração do ciclo e os parâmetros de projeto, uma vez que, unicamente a combinação correta destas variáveis permite atingir o melhor desempenho técnico-econômico do sistema térmico.

Assim, uma otimização multiobjetivo é requerida para cada aplicação específica do ciclo ORC, considerando que diferentes condições ambientais, restrições técnicas, objetivos e, principalmente, a ampla gama de temperaturas e potencial energético das diferentes fontes de

calor conduzem a diferentes soluções. No entanto, algumas generalidades podem ser destacadas dos três casos avaliados.

Os resultados mostram que independentemente da temperatura da fonte de calor e restrições impostas no modelo matemático, as soluções ótimas (configuração, fluido de trabalho e parâmetros de projeto) se apresentam por faixas de geração de eletricidade como foi apresentado nas Figura 5.8 a 5.11.

É evidente que para cada fluido considerado ao longo da fronteira de Pareto, a partir do ponto de máxima geração de energia, a redução das dimensões dos equipamentos é favorecida pelo aumento simultâneo do ponto *pinch* e grau do superaquecimento como pode ser observado na Figura 5.15 e na Figura 5.16.

Para aplicações de baixa e média temperatura, variações do ponto *pinch* entre 2 - 10 K conduzem a uma redução até de 52% na área total e 22% no diâmetro da turbina, sacrificando em torno de 30% da geração de eletricidade (Figura 5.15).

Contudo, é importante ressaltar que mesmo com o aumento da geração de eletricidade pela diminuição do ponto *pinch* como foi apresentado na seção 4.1.2.1 e na Figura 5.15; nem sempre o ponto de máxima geração de energia para cada fluido na fronteira de Pareto é atingido no menor diferencial de temperatura *pinch*, como mostram os resultados dos fluidos que compõem a fronteira de Pareto para aplicações de média temperatura (Figura 5.16).

Além disso, é importante ressaltar que ao contrário do que é apresentado na literatura científica, independentemente do uso ou não do recuperador interno de calor, o superaquecimento não deve ser descartado da otimização paramétrica, uma vez que, o conjunto de soluções ótimas dos três casos avaliados mostram que a interação do superaquecimento com o restante dos parâmetros de projeto favorecem a diminuição das dimensões dos equipamentos e desempenho termodinâmico do ciclo quando fluidos de trabalho úmidos e isentrópicos são utilizados nas aplicações de baixa e média temperatura ou nos fluidos secos no caso de geração simultânea de energia elétrica e térmica.

Diferentemente ao apresentado em outras pesquisas, o valor máximo de geração de energia não ocorre sempre na máxima pressão de vaporização para cada fluido de trabalho e sim sob uma específica combinação entre os parâmetros de projeto; como pode-se observar na Figura 5.17a e na Figura 5.17b, em que o diâmetro da bolha representa o grau de superaquecimento e a cor o ponto *pinch* (Figura 5.17a) e a pressão de vaporização (Figura 5.17b).

Por esse motivo, pesquisas como a apresentada por Chao *et al.* [79], onde a temperatura ou pressão de vaporização ótima de operação do ciclo ORC é determinada utilizando uma fórmula teórica, descartando parâmetros como o superaquecimento e regeneração do fluido de

trabalho e o valor do ponto *pinch* é fixado arbitrariamente, podem conduzir a parâmetros de projeto que não maximizam o desempenho termodinâmico do ciclo.



Figura 5.15 Efeitos do ponto pinch na fronteira de Pareto

A combinação ótima de parâmetros de projeto é alterada quando diferentes considerações técnicas e/ou objetivos são levados em conta. A inclusão da limitação da temperatura de exaustão da fonte de calor, por exemplo, além de reduzir a capacidade de geração de energia do sistema térmico - consequência do menor aproveitamento energético da fonte de calor -

descarta alguns fluidos de trabalho do conjunto de soluções ótimas. Esta limitação técnica torna importante a implementação da efetividade do recuperador interno de calor como parâmetro de projeto para favorecer a geração de eletricidade, sem violar a restrição estabelecida no modelo matemático.



Figura 5.16 Potência líquida para o conjunto de soluções ótimas – Recuperação de calor residual: (a) sem restrição da temperatura T_{f2} , (b) com restrição da temperatura T_{f2}



Figura 5.17 Potência líquida para o conjunto de soluções ótimas dos fluidos de maior geração de energia

Na Figura 5.18 pode-se observar que para a mesma faixa de geração de energia quando a restrição de rejeição de temperatura está ativa, maior deve ser a efetividade do recuperador interno de calor para garantir a maximização técnico-econômica do sistema térmico. Pode-se estabelecer como norma geral que quanto menor o ângulo de inclinação da curva de vapor saturado "*quanto mais seco*", maior a importância do uso do recuperador de calor, uma vez que mais energia pode ser recuperada da exaustão da turbina.

Além disso, é importante ressaltar que quanto maior o ângulo de inclinação da curva de vapor saturado do fluido, os parâmetros que otimizam os objetivos considerados nesta tese conduzem a temperaturas na exaustão na turbina (T_2) próximas à temperatura de condensação do ciclo. Assim, o processo de otimização para os fluidos úmidos e isentrópicos descarta o uso do recuperador interno de calor, ou seja, a otimização conduz exclusivamente a fronteiras de Pareto baseadas no ciclo *SORC*.



Figura 5.18 Conjunto de soluções ótimas para o n-Hexano: (a) sem restrição, (b) com restrição

Da mesma forma como sugerido por Hung *et al.* [43], quanto maior o ângulo de inclinação da curva de vapor saturado do fluido, maior a capacidade de geração de potência elétrica. No entanto, no caso de sistemas de cogeração, a baixa capacidade de geração de energia térmica dos fluidos isentrópicos e úmidos descarta o uso deste tipo de fluidos do conjunto de soluções ótimas para este tipo de aplicações.

Em concordância com Astolfi *et al.* [62], os resultados obtidos nos três casos avaliados mostram uma aparente relação entre os fluidos considerados na fronteira de Pareto e a razão entre a temperatura da fonte de calor e a temperatura crítica do fluido de trabalho (T_{f}/T_{c}) .

Na Figura 5.19 observa-se que a temperatura crítica para todos os fluidos que fazem parte do conjunto soluções ótimas situa-se em uma faixa entre 0,8 e 1,1 da temperatura da fonte de calor. Isto sugere a possibilidade de incorporar este parâmetro como restrição durante a seleção preliminar dos fluidos de trabalho. De acordo com as correlações obtidas entre a temperatura da fonte de calor e temperatura crítica do fluido de trabalho e a classificação do fluido com a capacidade de geração de energia (elétrica e/ou térmica), observa-se que a seleção do fluido de trabalho mais apropriada é determinada exclusivamente pela temperatura da fonte de calor e os produtos energéticos a serem gerados no sistema térmico.

Por outro lado, os parâmetros ótimos de projeto além de serem influenciados pela temperatura da fonte de calor, são modificados em função das limitações tecnológicas e diferentes condições ambientais.

Como foi apresentado na seção 4.2, entre os diferentes conjuntos de parâmetros analisados existe uma diferença considerável no momento de avaliar a viabilidade do projeto, obtendo grandes variações nos resultados do valor presente líquido (*VPL*).

Essa variação é resultado tanto das mudanças nas receitas do projeto associadas à capacidade de geração de energia, quanto aos custos de implementação do sistema pelo aumento das dimensões nos equipamentos (Figura 5.20).

Pode-se observar na Figura 5.20 que os métodos convencionais de tomada de decisão final (TOPSIS e LINMAP) primam pelo equilíbrio entre as funções objetivo avaliadas para cada caso, descartando opções economicamente mais convenientes. Enquanto, a análise de risco prioriza no ponto de projeto em que as mudanças econômicas e técnicas (Tabela 3.5) têm menor influência negativa sobre a viabilidade econômica do projeto.



Figura 5.19 Relação entre a geração de energia e razão entre a temperatura crítica e fonte de calor: (a) Fonte Geotérmica, (b) Calor residual e (c) Cogeração



Figura 5.20 Distribuição de resultados do valor presente líquido na fronteira de Pareto: (a) Energia geotérmica, (b) Recuperação de calor, (c) Cogeração

Contudo, a análise de risco como critério de seleção final deve ser avaliada cuidadosamente, uma vez que nem todos os casos apresentam este critério como a melhor opção. Por exemplo, no caso do sistema de cogeração ORC – *chiller* de absorção, em que a fabricação e comercialização do gelo é uma atividade muito lucrativa, para todas as soluções consideradas na fronteira de Pareto a probabilidade de ocorrência de VPL negativos é praticamente nula (Figura 5.21).

Assim, o processo de tomada de decisão final, nestes casos, pode ser realizado utilizando os métodos clássicos de classificação de soluções ou arbitrariamente buscando atingir a maior viabilidade econômica.



Figura 5.21 Distribuição de resultados do VPL e Risco da fronteira de Pareto

Os resultados apresentados nesta tese demostram claramente as vantagens da implementação de algoritmos genéticos na otimização multiobjetivo. Esta abordagem fornece uma visão geral da seleção dos fluidos de trabalho e parâmetros de projeto na concepção ideal do ciclo ORC, em que a abordagem exclusivamente termodinâmica não é suficiente, uma vez que pode levar à concepção de projetos do ciclo ORC pouco realistas.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 Conclusões

Atualmente os combustíveis fósseis são os principais recursos energéticos, representando mais de 85% do total da energia consumida no mundo, em que o setor industrial destaca-se por ser um dos principais consumidores, continuamente impulsionado pelo rápido crescimento da economia. No entanto, o uso destes recursos traz consigo um grande impacto ambiental, principalmente, aqueles relacionados pela poluição atmosférica e aquecimento global.

Por isso, a utilização destes recursos está ligada ao desenvolvimento de novas tecnologias que permitem fazer o maior aproveitamento energético possível, já que atualmente, a eficiência energética é o método mais confiável quando o objetivo é a diminuição de emissões atmosféricas de CO₂.

Sistemas de geração de energia baseados no ciclo Rankine orgânico foram desenvolvidos para operar com baixas condições de temperatura, permitindo a integração destes sistemas térmicos a processos industrias para o aproveitamento do calor residual e fontes renováveis de energia (energia geotérmica e solar) e seu uso foi expandido para aplicações de alta temperatura de pequena escala, como biomassa e aproveitamento de gases de combustão, onde as tecnologias convencionais apresentam limitações técnicas e econômicas.

Assim, esta tecnologia desempenhará nas próximas décadas um papel fundamental no fornecimento futuro de energia e no cumprimento das novas exigências ambientais, principalmente naquelas relacionadas com a emissão de gases de efeito estufa e eficiência energética no setor industrial.

Da revisão bibliográfica pode-se concluir que das diferentes variáveis de projeto do ciclo ORC, a seleção do fluido de trabalho e parâmetros de operação são os aspectos mais importantes a serem pesquisados, como confirma o grande número de trabalhos publicados sobre este tema. Com base nos resultados na literatura científica, é evidente que nenhum fluido de trabalho pode ser sinalizado como ótimo para determinada aplicação do ciclo ORC, e, portanto, a seleção do fluido de trabalho deve ser integrada ao processo de projeto do sistema ORC em que tanto desempenho termodinâmico quanto o desempenho econômico sejam avaliados simultaneamente.

A análise paramétrica desenvolvida neste trabalho revelou que tanto o modo quanto a magnitude dos efeitos da variação dos parâmetros de projeto sobre a capacidade de geração de energia do ciclo dependem da diferença entre a temperatura da fonte de calor e a temperatura crítica do fluido de trabalho. Por essa razão, os resultados das análises e otimizações

paramétricas de diversas publicações discordam na forma em que os parâmetros de projeto influenciam na geração de eletricidade do ciclo ORC.

Dos resultados da análise paramétrica pode-se concluir que no caso de uma avaliação de desempenho do ciclo ORC em que a limitante é a fonte de calor (temperatura e vazão definidas), a eficiência do ciclo indica a capacidade do fluido de trabalho em converter calor fornecido pela fonte quente em eletricidade. Porém, este indicador não pode ser utilizado como função objetivo com o intuito de maximizar o desempenho do ciclo ou como critério de seleção dentro das soluções ótimas da fronteira de Pareto, uma vez que o ponto de projeto de máxima eficiência não implica que seja o ponto de máxima geração de energia elétrica.

Vale destacar que a identificação das variáveis de projeto mais significativas pode ser utilizada para reduzir o espaço de busca e acelerar o processo de otimização. No entanto, a análise paramétrica desenvolvida neste trabalho mostra que nenhuma das variáveis de projeto consideradas neste trabalho podem ser descartas do processo de otimização, pois em função do nível de temperatura da fonte de calor, diferentes fluidos de trabalho conduzem a diferentes efeitos sobre a geração de energia e dimensões dos equipamentos.

A análise paramétrica mostra que a natureza conflitante entre os custos de implementação e desempenho termodinâmico dificulta a determinação do fluido de trabalho e parâmetros de projeto mais apropriados. Sendo assim, a aplicação de algoritmos genéticos para a otimização multiobjetivo de projetos de geração ORC apresenta-se como uma ferramenta eficaz para determinar o conjunto de melhores soluções para os diferentes objetivos estabelecidos.

De acordo com a avaliação do conjunto de soluções ótimas, é evidente que uma otimização multiobjetivo é requerida para uma determinada aplicação do ciclo ORC, uma vez que o conjunto de soluções ótimas é modificado em função das diferentes considerações técnicas, ambientais e termodinâmicas.

O superaquecimento e a efetividade do recuperador interno de calor, quando comparados com o ponto *pinch* e pressão de vaporização, possuem pouca influência na geração de energia do sistema térmico. No entanto, com base nos resultados obtidos, verificou-se que tanto o superaquecimento quanto o uso do recuperador interno de calor não devem ser descartados, uma vez que a interação que estes parâmetros têm com a pressão de vaporização e ponto *pinch* em certas aplicações do ciclo ORC são tão, ou mais importantes no processo de otimização multiobjetivo que os parâmetros avaliados individualmente.

Uma atenção especial deve ser dada a limitação na temperatura de exaustão da fonte de calor, uma vez que quanto maior é esta restrição, menor a capacidade de geração de energia do sistema térmico. Além disso, se esta restrição é considerada, a implementação do recuperador interno de calor é requerida para maximizar a geração de energia no sistema térmico.

Por outro lado, é importante ressaltar que, além da restrição da temperatura da fonte calor a classificação do fluido de trabalho utilizado para os ciclos ORC tem uma grande influência no momento de definir a configuração do sistema. Os resultados da otimização mostram que a alta temperatura dos fluidos secos na exaustão da turbina favorece a implementação dos ciclos *RORC* maximizando a geração de energia sem penalizar a área total de troca de calor, consequência da redução simultânea da área do evaporador e condensador no sistema térmico.

Dos resultados apresentados na fronteira de Pareto para algumas aplicações, verificou-se que a máxima produção de energia nem sempre é atingida no menor diferencial de temperatura *pinch* no evaporador. Assim, uma otimização deste parâmetro é justificada para qualquer aplicação do ciclo ORC com o intuito de estabelecer o equilíbrio entre geração de energia e dimensões nos equipamentos.

É importante ressaltar a possível relação entre a razão da temperatura da fonte de calor e a temperatura crítica do fluido de trabalho (T_{f}/T_c) com os resultados obtidos na fronteira de Pareto. Esta relação pode ser utilizada como uma restrição no modelo matemático de otimização para reduzir a população inicial do algoritmo genético e acelerar o processo de otimização multiobjetivo.

A grande variação nos resultados de viabilidade econômica entre o conjunto de soluções ótimas dificulta concluir qual metodologia de classificação de soluções apresenta-se como a melhor opção, por esse motivo recomenda-se avaliar as três possibilidades (LINMAP, TOPSIS e risco), cabendo ao analista decidir qual solução adotar.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

O procedimento apresentado nesta tese pode ser utilizado para avaliar o conjunto de parâmetros de projeto ótimos para diversas aplicações do ciclo ORC. Porém, alguns aspectos não abordados nesta tese devem ser levados em conta com o intuito de gerar um projeto mais realista possível. A seguir são apresentadas algumas sugestões:

- Deve-se incorporar ao modelo matemático o projeto aerotermodinâmico da turbina, para desta forma, avaliar durante o processo de otimização como as mudanças dos parâmetros de projeto influenciam a eficiência isentrópica deste equipamento, obtendo resultados de geração de eletricidade mais acertados.
- Uma validação mais rigorosa, de preferência com dados fornecidos pelos fabricantes dos módulos ORC, das correlações matemáticas utilizadas nesta tese para a avaliação dos custos de compra dos equipamentos, principalmente, ao avaliar os custos da turbina cuja correlação matemática não leva em conta as dimensões deste equipamento.

- Incluir nas restrições do modelo matemático parâmetros como segurança, meio ambiente e impacto na saúde dos fluidos de trabalho a serem considerados no processo de otimização.
- Realizar uma análise comparativa entre as diferentes tecnologias de geração de potência elétrica através da recuperação de fontes de baixa temperatura como o ciclo Kalina, ciclo CO₂ supercrítico e ciclo ORC supercrítico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BP British Petroleum Company. Statistical Review of World Energy. 2012.
- [2] IEA International Energy Agency. World Energy Outlook. 2009.
- [3] IEA International Energy Agency. Key World Energy Statistics. 2010.
- [4] P. Moriarty, D. Honnery, "What energy levels can the Earth sustain?", *Energy Policy*, v.37, p.2469-2474, 2009.
- [5] EPE Empresa de Pesquisa Energética. Balanço Energético Nacional 2010: Ano base 2009. Rio de Janeiro, 2010.
- [6] EPE Empresa de Pesquisa Energética. Plano Nacional de Energia 2030: Análise Retrospectiva. Rio de Janeiro, 2007.
- [7] A. Duvia, M. Gaia, "ORC plants for power production from biomass from 0,4 MWe to 1,5 MWe: Technology, efficiency, practical experiences and economy", VII 7th Holzenergie Symposium, 10 de outubro de 2002, ETH, Zurique. Proceedings do 7° Holzenergie Symposium, p. 1-16, 2002.
- [8] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort, "Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.22, p.168-186, 2013.
- [9] R. Crowe, "Capturing waste heat with organic Rankine cycle systems", disponível em: http://www.renewableenergyworld.com/rea/news/article/2011/01/capturing-waste-heat-with-organic-rankine-cycle-systems>. Acesso em: 20 de fevereiro 2012.
- [10] S. Quoilin, V. Lemort, "Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems", 5th European Conference: Economics and Management of Energy in Industry, 2009.
- [11] S. Quoilin,; V Lemort, J Lebrun,. "Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander", *Applied Energy*, v.87, p.1260-1268, 2010.
- [12] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun, "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle", *Applied Thermal Engineering*, v.29, p.3094-3102, 2009.
- [13] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume, V. Lemort, "Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines", International Compressor Engineering Conference at Purdue, 2012.
- [14] M. Yari, "Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids", *International Journal of Exergy*, v.6, p.323-342, 2009.
- [15] S. Karellas, A. Schuster, "Supercritical Fluid Parameters in Organic Rankine Cycle Applications", *International Journal of Thermodynamics*, v.11, p.101-108, 2008.
- [16] A. Schuster, S. Karellas, R. Aumann, "Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles", *Energy*, v.35, p.1033-1039, 2010.

- [17] H. Chen, D. Y. Goswami, E. K. Stefanakos, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.14, p.3059-3067, 2010.
- [18] S. Carrara, *Small-Scale Biomass Power Generation*, PhD. Thesis in Energy and Environmental Technology, Department of Industrial Engineering, University of Bergamo, p.231, 2010.
- [19] I. Obernberger, P. Thonhofer, E. Reisenhofer, "Description and evaluation of the new 1000 kWel Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria", *Euro heat & Power*, v.10, 2012.
- [20] A. Stoppato, "Energetic and economic investigation of the operation management of an Organic Rankine Cycle cogeneration plant", *Energy*, v.41, p.3-9, 2012.
- [21] K. O. Gard, *Biomass Based Small Scale Combined Heat and Power Technologies*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica): Lulea University of Technology, Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Division of Energy Engineering. Lulea, 101 p, 2008.
- [22] G. Taljan, G. Verbic, M. Pantos, M. Sakulin, L. Fickert, "Optimal sizing of biomass-fired Organic Rankine Cycle CHP system with heat storage", *Renewable Energy*, v.41, p.29-38, 2012.
- [23] Y. Huang, Y. D. Wang, S. Rezvani, D. R. Mcilveen-Wright, M. Anderson, J. Mondol, A. Zacharopolous, N. J. Hewitt, "A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle", *Applied Thermal Engineering*, v.53, p.325-331,2013.
- [24] F. A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur, I. Dincer, "Performance comparison of three trigeneration systems using organic Rankine cycles", *Energy*, v.36, p.5741-5754, 2011.
- [25] A. Rentizelas, S. Karellas, E. Kakaras, I. Tatsiopoulos, "Comparative technoeconomic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications", *Energy Conversion and Management*, v.50, p.674-681, 2009.
- [26] A. Holm, L. Blodgett, D. Jennejohn, K. Gawell, "Geothermal Energy: International market update", Geothermal Energy Association. Disponível: http://www.geoenergy.org/pdf/reports/GEA_International_Market_Report_Final_May_2010>.pdf. Acesso em: 12 de março 2012.
- [27] C. Karytsas, D. Mendrinos, "Efficient low temperature geothermal binary power low bin project DG –TREN", Disponível: http://www.lowbin.eu/public/LOW-BIN%20presentation.pdf, 2006.
- [28] V. M. Hamza, R. R. Cardoso, A. J. L. Gomes, C. H. Alexandrino, "Brazil: Country Update", World Geothermal Congress Bali, Indonesia, 2010.
- [29] M. Kanoglu, "Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant", *Geothermics*, v.31, p.709-724, 2002.
- [30] F. Heberle, D. Brüggemann, "Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation", *Applied Thermal Engineering*, v.30, p.1326-1332, 2010.
- [31] C. E. Campos, J. C. Escobar, O. J. Venturini, E. E. Silva, V. Melián, D. Marques, F. R. Dotto, V. Gialluca, "Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina

cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil", *Applied Thermal Engineering*, v.52, p.109-119, 2013.

- [32] T. C. Hung, T. Y. E. Shai, S. K. Wang, "A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat", *Energy*, v. 22, p.661-667, 1997.
- [33] N. Galanis, E. Cayer, P. Roy, E. S. Denis, M. Desilets, "Electricity generation from low temperature sources". *Journal of Applied Fluid Mechanics*, v.2, p.55-67, 2009.
- [34] R. Vescovo, "ORC recovering industrial heat: power generation from waste energy streams", *Cogeneration and On-Site Power Production*, v.10, p.53-57, 2009.
- [35] J. Wang, Y. Dai, L. Gao, "Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry", *Applied Energy*, v.86, p.941-948, 2009.
- [36] Y. S. H. Najjar, "Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems". *Applied Thermal Engineering*, v.21, p.407-438, 2001.
- [37] R. Chacartegui, D. Sánchez, J. M. Muñoz, T. Sánchez, "Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants", *Applied Energy*, v.86, p.2162-2170, 2009.
- [38] P. Bombarda, C. M. Invernizzi, C. Pietra, "Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles", *Applied Thermal Engineering*, v.30, p.212-219, 2010.
- [39] I. Vaja, A. Gambarotta, "Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)", *Energy*, v.35, p.1084-1093, 2010.
- [40] E. H. Wang, H. Zhang, B. Fan, Y. Wu, "Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery", *Journal of Mechanical Science and Technology*, v.26, p.2301-2312, 2012.
- [41] B. T. Liu, K. H. Chien, C. C. Wang, "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery", *Energy*, v.29, p.1207-1217, 2004.
- [42] A. I. Papadopoulos, M. Stijepovic, P. Linke, "On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles", *Applied Thermal Engineering*, v.30, p.760-769, 2010.
- [43] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, K. F. Tsai, "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", *Energy*, v.35, p.1403-1411, 2010.
- [44] V. Maizza, A. Maizza, "Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems", *Applied Thermal Engineering*, v.16, p.579-590, 1996.
- [45] O. Badr, P. W. O'callaghan, S. D. Probert, "Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources", *Applied Energy*, v.36, p.263-292, 1990.
- [46] T. Yamamoto, T. Furuhata, N. Arai, K. Mori, "Design and testing of the organic Rankine cycle", *Energy*, v.26, p.239-51, 2001.
- [47] A. A. Lakew, O. Bolland, "Working fluids for low-temperature heat source", *Applied Thermal Engineering*, v.30, p.1262-1268, 2010.
- [48] B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, "Fluid selection for a low-temperature solar Organic Rankine Cycle", *Applied Thermal Engineering*, v.29, p.2468-2476, 2009.

- [50] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, C. Somayaji, "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids", *Applied Thermal Engineering*, v.28, p.998-1007, 2008.
- [51] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer, "Working fluids for low temperature Organic Rankine Cycles", *Energy*, v.32, p.1210-1221, 2007.
- [52] M. Aslam-Siddiqi, B. Atakan, "Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene", *Energy*, v.45, p.256-263, 2012.
- [53] N. A. Lai, M. Wendland, J. Fisher, "Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles", *Energy*, v.36, p.199-211, 2011.
- [54] D. Maraver, J. Uche, J. Royo, "Assessment of high temperature organic Rankine cycle engine for polygeneration with MED desalination: A preliminary approach", *Energy Conversion and Management*, v.53, p.108-117, 2011.
- [55] U. Drescher, D. Brüggemann, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants", *Applied Thermal Engineering*, v.27, p.223-228, 2007.
- [56] Y. Dai, J. Wang, L. Gao, "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery", *Energy Conversion and Management*, v.50, p.576-582, 2009.
- [57] W. Li, X. Feng, L. J. Yu, J. Xub, "Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle", *Applied Thermal Engineering*, v.31, p.4014-4023, 2011.
- [58] Y. R. Li, J. N. Wang, M. T. Du, "Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle", *Energy*, v.42, p.503-509, 2012.
- [59] J. P. Roy, M. Ashok, "Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery", *Energy*, v.39, p.227-235, 2012.
- [60] J. P. Roy, M. K. Mishra, M. Ashok, "Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle", *Energy*, v.35, p.5049-5062, 2010.
- [61] D. Wei, X. Lu, Z. Lu, J. Gu, "Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery", *Energy Conversion and Management*, v.48, p.1113-1119, 2007.
- [62] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda, E. Macchi. "Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources – Part A: Thermodinamic optimization", *Energy*, v.66, p. 423-434, 2014.
- [63] J. P. Roy, M. Desilets, N. Galanis, H. Nesreddine, E. Cayer, "Thermodynamic analysis of a power cycle using a low-temperature source and a binary NH₃-H₂O

mixture as working fluid", *International Journal of Thermal Sciences*, v.49, p.48-58, 2010.

- [64] H. D. Madhawa, G. Mihajlo, W. M. Worek, I. Yasuyuki, "Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low temperature geothermal heat sources", *Energy*, v.32, p.1698-1706, 2007.
- [65] Z. Q. Wang, N.J. Zhou, X.Y. Wang, "Fluid Selection and Parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat", *Energy*, v.40, p.107-115, 2012.
- [66] G. Angelino, C. Invernizzi, "Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants", *International Journal Refrigeration*, v.26, p.51-58, 2003.
- [67] B. E. Poling, J. M. Prausnitz, J P. O'Connell, *The properties of gases and liquids*, New York: McGraw-Hill fifth edition, 2004.
- [68] R. Smith, *Chemical process design and integration*, Manchester: Wiley Second edition, 2005.
- [69] G. Angelino, P. Colonna, "Multicomponent working fluids for organic Rankine cycle (ORCs)", *Energy*, v.23, p.449-463, 1998.
- [70] P. Colonna, N. R. Nannana, A. Guardone, E. W. Lemmon, "Multiparameter equations of state for selected siloxanes", *Fluid Phase Equilibria*, v.244, p.1993-211, 2006.
- [71] R. Stryjek, J. H. Vera, "PRSV: An Improved Peng- Robinson Equation of State for Pure Compounds and Mixtures", *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v.64, p.323-333, 1986.
- [72] P. Colonna, N. R. Nannana, A. Guardone, "Multiparameter equations of state for siloxanes: [(CH3)3-Si-O1/2]2-[O-Si-(CH3)2]i=1,...,3, and [O-Si-(CH3)2]6", *Fluid Phase Equilibria*, v.263, p.115-130, 2008.
- [73] P. Proust, J. H. Vera, "PRSV: The Stryjek-Vera Modification of the Peng-Robinson Equation of State: Parameters for Other Pure Compounds of Industrial Interest", *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v.67, p.170-173, 1989.
- [74] J. M. Smith, H. C. Van Ness, *Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química*, Terceira edição. Guanabara, 1983.
- [75] S. I. Sandler, *Chemical and Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, 1989.
- [76] R. H. Perry, D. W. Green, *Perry chemical engineer handbook*, New York: McGraw-Hill seventh edition, 1997.
- [77] J. R. L. Carvalho, P. S. Assis, R. M. Figueira, R. D. Camilo, V. F. Campos, *Dados Termodinâmicos para Metalurgistas*, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 1977.
- [78] T. Guo, H. X. Wang, S. J. Zhang, "Selection of working fluids for a novel lowtemperature geothermally-powered ORC based cogeneration system", *Energy Conversion and Management*, v.52, p.2384-2391, 2011.

- [79] H. Chao, L. Chao, G. Hong, X. Hui, L. Yourong, W. Shuangying, X. Jinliang, "The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle", *Energy*, v.38, p.136-143, 2012.
- [80] M. A. Siddiqi, B. Atakan, "Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene", *Energy*, v.45, p.256-263, 2012.
- [81] F. Kreith, R. F. Boehm, *Heat and Mass Transfer: Mechanical Engineering Handbook*, Boca Raton: Ed. Frank Kreith, 1999.
- [82] Z. T. Lian, K. J. Chua, S. K. Chou, "A thermoeconomic analysis of biomass energy for trigeneration", *Applied Energy*, v.87, p.84-95, 2010.
- [83] A. Toffolo, A. Lazzaretto, G. Manente, M. Paci, "A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems", *Applied Energy*, v.121, 219-232, 2014.
- [84] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal design and Optimization*. Ed. JohnWiley and Sons, Inc. 1996.
- [85] O. L. Kuhnen, U. R. Bauer, *Matemática Financeira Aplicada e Análise de Investimentos*, São Paulo: Editora ATLAS 3ª Edição, 2001.
- [86] S. A. Ross, R. W. Westerfield, B. D. Jordan, *Princípios da Administração Financeira*, São Paulo: Atlas, 2000.
- [87] A. L. Bruni, R. Fama, J. Siqueira, Análise do risco na avaliação de projetos de investimento: uma aplicação do método de Monte Carlo. Caderno de Pesquisas em Administração. São Paulo, v.1, n.6, 1998.
- [88] C. A. R. Sotomonte, C. E. C. Rodríguez, E. E. Lora, O. J. Venturini, Santos, D. M. "Geração de Energia Elétrica a partir de Fontes Geotérmicas de Baixa Temperatura no Brasil", 9th Latin-American Congress: Electricity Generation and Transmission (CLAGTEE), Mar del Plata, Argentina, 2011.
- [89] A. Borsukiewicz-Gozdur, "Influence of heat recuperation in ORC power plant on efficiency of waste heat utilization", *Archives of Thermodynamics*, v.31, p.111-123, 2010.
- [90] D. C. Montgomery, *Design and Analysis of Experiments*, Arizona State University: John Wiley & Sons, 2001.
- [91] A. Toffolo, A. Lazzaretto, "Evolutionary algorithms for multi-objective energetic and economic optimization in thermal system design", *Energy*, v.27, p.549-567, 2002.
- [92] P. Ahmadi, M. A. Rosen, I. Dincer, "Multi-objective exergy-based optimization of a polygeneration energy system using an evolutionary algorithm", *Energy*, v.46, p.21-21, 2012.
- [93] G. Leyland, Multi-objective Optimisation Applied to Industrial Energy Problems, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica): École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Department of Mechanical Engineering. Lausanne, 188 p, 2002.
- [94] R. S. Maciel, Otimização Multiobjetivo na Análise da Integração de Geração Distribuída às Redes de Distribuição, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica): Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Elétrica. Ilha Solteira, 144, 2012.

116

- [95] D. A. Van Veldhuizen, G. B. Lamont, "Multiobjective evolutionary algorithms: analyzing the state-of-the-art", *Evolutionary computation*, v.8, p. 125-47, 2000.
- [96] C. A. C. Coello, G. B. Lamont, D. A. Van Veldhuizen, Evolutionary Algorithms for Solving Multi-Objective Problems, New York: Springer, 2007.
- [97] K. Deb, *Multi-objective optimization using evolutionary algorithms*, Hoboken: Wiley & Sons, 2001.
- [98] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal. T. Meyarivan, "A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA–II", *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, v.6, p. 182-197, 2000.
- [99] C. Senthilkumar, G. Ganesan, R. Karthikeyan, "Optimization of ECM Process Parameters Using NSGA-II", *Journal of Minerals and Materials Characterization and Engineering*, v.11, p. 931-937, 2012.
- [100] Z. Hajabdollahi, F. Hajabdollahi, M. Tehrani, H. Hajabdollahi, "Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery", *Energy*, v.63. p. 142-151, 2013.
- [101] Y. Li, S. Liao. G. Liu, "Thermo-economic multi-objective optimization for a solardish Brayton system using NSGA-II and decision making", *Electrical Power and Energy Systems*, v. 64. p. 167-175, 2015.
- [102] M. A. Teixeira, J. C. Escobar, C. A. Sotomonte, E. E. Silva, O. J. Venturini, D. Aßmanna, "Assaí An energy view on an Amazon residue", *Biomass and Bioenergy*, v.58, p. 76-86, 2013.