

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE BAIXA
QUALIDADE EM USINAS TERMELÉTRICAS DE
CICLO COMBINADO**

Autor: **Diego Luís Izidoro**

Orientador: **Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

Co-orientador: **Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio**

2016

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE BAIXA
QUALIDADE EM USINAS TERMELÉTRICAS DE
CICLO COMBINADO**

Autor: **Diego Luís Izidoro Silva**

Orientador: **Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

Co-orientador: **Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo**

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

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE BAIXA
QUALIDADE EM USINAS TERMELÉTRICAS DE
CICLO COMBINADO**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 31 de Agosto de 2016,
conferindo ao autor o título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini (Orientador) – UNIFEI

Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio (Co-Orientador) – UNIFEI

Prof. Dr. Júlio Augusto Mendes da Silva – UFBA

Prof. Dr. Marcelo José Pirani – UNIFEI

DEDICATÓRIA

À memória de meus avós, aos meus pais e a todos que me apoiaram e sempre estiveram do meu lado em cada conquista.

AGRADECIMENTOS

A Deus pela oportunidade e por tudo que tem me concedido.

A minha família e a minha namorada por terem me dado total apoio durante estes dois anos em Itajubá.

Aos professores Osvaldo e José Carlos pela orientação, competência, apoio e dedicação ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

A todos os professores e funcionários da UNIFEI que de alguma forma contribuíram na realização dessa dissertação.

Aos colegas do NEST, da república Tsunami e a todos que ajudaram de alguma maneira ao longo desse mestrado.

E por fim, à CAPES pelo apoio financeiro através do programa de bolsas.

A todos, muito obrigado!

“A ciência nunca resolve um problema sem criar pelo menos outros dez”.

(George Bernard Shaw)

RESUMO

IZIDORO, D. L. (2016). Recuperação de Calor Residual de Baixa Qualidade em Usinas Termelétricas de Ciclo Combinado. Itajubá. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia). Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Para minimizar os impactos ambientais gerados pelo consumo de combustíveis fósseis é necessário diversificar a matriz energética com foco nas fontes renováveis e aumentar a eficiência dos processos de conversão de energia existentes. As usinas térmicas de ciclo combinado são exemplos de processos com alto rendimento na conversão de energia térmica em elétrica, chegando a valores acima de 50%. No entanto, mesmo nessas usinas, há pontos de dissipação de calor que reduzem a sua eficiência. Neste trabalho, uma planta termelétrica de ciclo combinado foi analisada com o intuito de identificar estes pontos e avaliar a possibilidade de recuperar o calor residual, convertendo-o em energia elétrica adicional por meio de ciclos Rankine orgânicos (ORC). Para isto, a usina termelétrica de Uruguaiana, localizada no estado do Rio Grande do Sul, Brasil, foi modelada no programa *GateCycle*. Os fluxos com possibilidade de recuperação de calor foram identificados e analisados. Em seguida, os ciclos Rankine orgânicos foram simulados para diferentes fluidos de trabalho. Para isso, foi utilizado a ferramenta *CoolProp*. Finalmente, análises técnica e econômica foram realizadas para avaliar o potencial de cada fluido de trabalho. Os resultados mostram que é possível recuperar o calor residual em quatro pontos do ciclo combinado e gerar uma potência adicional de 7,91 MW utilizando dois ORCs com tolueno e dois com ciclopentano. Isso representa um aumento de 1,31% na potência líquida total e um aumento de 0,63 ponto percentual na eficiência global da planta. O custo de investimento total para os quatro ORCs foi estimado em 31,58 milhões de dólares e o custo nivelado de energia (LCOE), para uma taxa de juros de 14%, foi estimado em 56,25 US\$/MWh para o tolueno e 98,23 US\$/MWh para o ciclopentano. Além da energia elétrica adicional gerada e da receita extra que pode ser obtida, a integração dos ORCs é importante para redução no consumo específico de combustível e diminuição dos impactos ambientais, associados à emissão de poluentes gasosos.

Palavras-Chave: ciclo combinado; ciclo Rankine orgânico; eficiência; recuperação de calor residual; usina termelétrica.

ABSTRACT

IZIDORO, D. L. (2016). *Low Grade Waste Heat Recovery in Combined Cycle Power Plants. Itajubá. Dissertation (Master in Energy Conversion). Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.*

To reduce the environmental impacts caused by the consumption of fossil fuels, it is necessary diversify the energy matrix with a focus on renewable sources and increase the efficiency of the energy conversion processes. The combined cycle power plants are examples of a process with high efficiency in conversion of thermal energy into electricity, reaching values above 50%. However, even in these plants, there are heat dissipation points that reduce efficiency. In this work, a combined cycle power plant was analyzed in order to identify these points and evaluate the possibility of recovering waste heat and converting it into additional electricity through organic Rankine cycles (ORC). For this, the Uruguaiana thermoelectric plant, located in the state of Rio Grande do Sul, Brazil, was modeled on GateCycle program. The flows with the possibility of heat recovery were identified and analyzed. Then, organic Rankine cycles were simulated for different working fluids. For this, it was used the CoolProp tool. Finally, technical and economic analyzes were performed to evaluate the potential of each working fluid. The results show that it is possible to recover the waste heat at four points in combined cycle and generate 7.91 MW of additional power by using two ORCs with toluene and two ORCs with cyclopentane. This scenario represents an increase of 1.31% in the total net power and an increase of 0.63 in the overall plant efficiency. The total investment cost for the four ORC's was estimated at 31.58 million dollars and the Levelized Cost of Energy (LCOE) for an interest rate of 14% was estimated at 56.25 US\$/MWh for toluene and 98.23 US\$/MWh for cyclopentane. Besides the additional electrical energy generated and extra revenue that can be obtained, the integration of the ORCs is important to reduce the specific fuel consumption and reduction of environmental impacts, associated to the gas pollutants emission.

Keywords: *combined cycle; organic Rankine cycle; efficiency; waste heat recovery; thermal plant.*

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	xiii
LISTA DE TABELAS	xvi
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	xviii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xx
Letras Latinas	xx
Letras Gregas.....	xx
Subscritos	xxi
Sobrescritos	xxii
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 Justificativas.....	1
1.2 Objetivos.....	3
1.3 Organização do Trabalho.....	3
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Introdução à Recuperação de Calor Residual	5
2.2 Ciclo Combinado.....	10
2.2.1 Definição	11
2.2.2 Princípio de Funcionamento	13
2.2.3 Configurações do Ciclo Combinado	15
2.2.3.1 Classificação do ciclo combinado	16
2.2.3.2 Tipos de Acoplamento.....	18

2.2.3.3 Tipos de Arranjos	20
2.2.3.4 Queima Suplementar	22
2.2.3.5 Níveis de Pressão do Vapor	24
2.2.4 Recuperação de Calor	28
2.3 Ciclo Rankine Orgânico (ORC)	29
2.3.1 Comparação com o ciclo Rankine convencional	32
2.3.2 Fluido Orgânico	35
2.3.2.1 Classificação dos Fluidos.....	40
2.3.2.2 Aspectos técnicos	43
2.3.2.3 Aspectos ambientais e de segurança	48
2.3.3 Configurações de ORC	53
2.3.3.1 ORC básico	53
2.3.3.2 ORC com recuperação	54
2.3.3.3 ORC com regeneração	56
2.3.3.4 Ciclo Kalina.....	57
2.3.4 ORC supercrítico	59
2.3.5 Fabricantes.....	61
CAPÍTULO 3 - MODELAMENTO DO CICLO	
COMBINADO	63
3.1 GateCycle	63
3.2 Termelétrica de Uruguaiana	64
3.3 Modelo do ciclo combinado	66
3.3.1 Turbina a Gás	66
3.3.2 Caldeira de recuperação	68
3.3.3 Turbina a Vapor.....	70
3.3.4 Modelo final	71

3.4 Pontos com potencial para recuperação de calor.....	74
CAPÍTULO 4 - ANÁLISE TÉCNICA	77
4.1 CoolProp.....	77
4.2 Critérios para pré-seleção dos fluidos	77
4.3 Classificação dos Fluidos	78
4.4 Fluidos Selecionados	81
4.5 Hipóteses e Condições de Contorno.....	82
4.6 Modelagem Matemática	85
4.7 Resultados e Discussão.....	90
4.7.1 Ar Quente da Extração do Compressor da Turbina a Gás.....	90
4.7.2 Gases de Escape da Caldeira de Recuperação	102
4.7.2.1 Ciclo subcrítico.....	102
4.7.2.2 Ciclo supercrítico.....	113
4.7.3 Resultados Finais	116
CAPÍTULO 5 - ANÁLISE ECONÔMICA.....	118
5.1 Metodologia para estimativa dos custos	118
5.2 Equações e Condições de Contorno	120
5.3 Resultados e Discussão.....	125
5.3.1 Ar Quente da Extração do Compressor da Turbina a Gás.....	125
5.3.2 Gases de Escape da Caldeira de Recuperação	131
5.3.2.1 Ciclo Subcrítico	131
5.3.2.2 Ciclo Supercrítico	135
5.3.3 Resultados Finais	137

CAPÍTULO 6 - CONSIDERAÇÕES FINAIS	140
6.1 Conclusões	140
6.2 Sugestões para Trabalhos Futuros	142
APÊNDICE A – Fluidos Disponíveis no CoolProp	144
APÊNDICE B – Área dos dos Trocadores do ORC	153
REFERÊNCIAS.....	157

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Modelo esquemático simplificado de uma planta de ciclo combinado	13
Figura 2.2 - Diagrama de fluxo de energia no ciclo combinado	15
Figura 2.3 - Tipos de Ciclo Combinado: (a) Série; (b) Paralelo; (C) Série-Paralelo.....	17
Figura 2.4 - Configurações de eixo-único: (a) com Clutch; (b) sem Clutch.....	19
Figura 2.5 - Arranjo (1:1:1): (a) Eixo-único sem clutch; (b) Eixo-único com clutch (c) Múltiplos eixos	21
Figura 2.6 - Arranjo (2:2:1) com múltiplos eixos.....	21
Figura 2.7 - Arranjo 2x(1:1:1) de eixo único	21
Figura 2.8 - Impacto da Queima Suplementar na Produção de Vapor	23
Figura 2.9 - Diagrama de temperatura-energia para um nível de pressão	25
Figura 2.10 - Exemplo de ciclo combinado com três níveis de pressão do vapor.....	26
Figura 2.11 - Ciclo Rankine orgânico	29
Figura 2.12 - Diagrama T-s do ciclo Rankine orgânico.....	30
Figura 2.13 - Diagrama T-s do ORC para uma mistura zeotrópica.....	39
Figura 2.14 - Diagrama T-s para fluidos (a) úmidos, (b) isentrópicos e (c) secos	41
Figura 2.15 - Comparação do Diagrama T-s para fluidos: (a) úmidos, (b) isentrópicos e (c) secos	41
Figura 2.16 - Ponto limite superior de temperatura e pressão do ORC	44
Figura 2.17 - Diagrama T-s (pinch points, superaquecimento e subresfriamento)	45
Figura 2.18 - Configurações possíveis para um ORC simples para recuperação de calor residual: (a) evaporação direta e (b) integração de circuito de óleo térmico.....	47
Figura 2.19 - BWR em função da temperatura de evaporação para alguns fluidos	48
Figura 2.20 - Classificação de segurança dos fluidos.....	52
Figura 2.21 - Modelos do ORC (a) básico e (b) com recuperação	54
Figura 2.22 - Diagrama T-s: (a) ORC básico e (b) ORC com recuperação	55
Figura 2.23 - Diagrama esquemático do ciclo ORC regenerativo com sangria na turbina.....	56
Figura 2.24 - Diagrama esquemático do ciclo Kalina básico	57
Figura 2.25 - Diagramas T-s de ORC (a) subcrítico e (b) supercrítico.....	60
Figura 3.1 - Tela de trabalho do GateCycle™ versão 6.1.2.....	64
Figura 3.2 - Termelétrica de Uruguaiana	65
Figura 3.3 - Esquema simplificado da turbina W501F	66

Figura 3.4 - Corte simplificado da caldeira de recuperação.....	68
Figura 3.5 - Esquema simplificado da turbina a vapor	71
Figura 3.6 - Modelo do ciclo combinado da termelétrica Uruguaiana	72
Figura 3.7 - Turbina a Gás modelada no Gate Cycle.....	74
Figura 3.8 - Parte final da caldeira de recuperação modelada no GateCycle.....	75
Figura 3.9 - Turbina a Vapor modelada no GateCycle	76
Figura 4.1 - Diagrama T-s para o benzeno mostrando a linha de tendência da curva de saturação de vapor	79
Figura 4.2 - Diagrama T-s para o ciclohexano mostrando a temperatura limite de evaporação	80
Figura 4.3 - Condições de contorno para simulação do ORC	84
Figura 4.4 - Configurações de ORC simuladas: (a) básica (b) com recuperação.....	85
Figura 4.5 - ORC subcrítico com os trocadores divididos em seções: (a) básico e (b) com recuperação.....	89
Figura 4.6 - ORC supercrítico com os trocadores divididos em seções: (a) básico e (b) com recuperação.....	90
Figura 4.7 - Eficiência dos fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à extração da turbina a gás	95
Figura 4.8 - Potência líquida gerada com os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à extração da turbina a gás	96
Figura 4.9 - Vazão mássica para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à extração da turbina a gás.....	97
Figura 4.10 - Taxa de trabalho reverso (BWR) para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico integrado à extração da turbina a gás	98
Figura 4.11 - Eficiência para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à extração da turbina a gás	99
Figura 4.12 - Potência líquida para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à extração da turbina a gás	100
Figura 4.13 - Vazão mássica para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à extração da turbina a gás	101
Figura 4.14 - Eficiência para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à exaustão da caldeira de recuperação	106
Figura 4.15 - Potência líquida gerada para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à exaustão da caldeira de recuperação	107

Figura 4.16 - Vazão mássica para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à exaustão da caldeira de recuperação.....	108
Figura 4.17 - Taxa de trabalho reverso (BWR) para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico integrado à exaustão da caldeira de recuperação ...	109
Figura 4.18 - Eficiência para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à exaustão da caldeira de recuperação	110
Figura 4.19 - Potência líquida gerada para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à exaustão da caldeira de recuperação.....	111
Figura 4.20 - Vazão mássica para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à exaustão da caldeira de recuperação	112
Figura 4.21 - Eficiência para o dióxido de carbono em função da pressão de evaporação para ORC básico e ORC com recuperação	114
Figura 4.22 - Potência líquida gerada para o dióxido de carbono em função da pressão de evaporação para ORC básico e ORC com recuperação	115
Figura 4.23 - Vazão mássica para o dióxido de carbono em função da pressão de evaporação para ORC básico e ORC com recuperação	115
Figura 4.24 - Taxa de trabalho reverso (BWR) para o dióxido de carbono em função da pressão de evaporação para ORC básico e ORC com recuperação	116
Figura 5.1 - LCOE para uma taxa de 14% para os fluidos analisados em função da potência líquida gerada para ORC subcrítico básico integrado à extração da turbina a gás.....	129
Figura 5.2 - LCOE para uma taxa de 14% para os fluidos analisados em função da potência líquida gerada para ORC subcrítico com recuperação integrado à extração da turbina a gás.	130
Figura 5.3 - LCOE para uma taxa de 14% para os fluidos analisados em função da potência líquida gerada para ORC subcrítico básico integrado à exaustão da caldeira.....	133
Figura 5.4 - LCOE para uma taxa de 14% para os fluidos analisados em função da potência líquida gerada para ORC subcrítico com recuperação integrado à exaustão da caldeira	134
Figura 5.5 - LCOE para uma taxa de 14% para ORC com CO ₂ supercrítico	136
Figura 5.6 - LCOE para diferentes cenários de taxa de juros.....	138

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Temperaturas das fontes de calor residual	7
Tabela 2.2 - Eficiência de algumas plantas de potência.....	12
Tabela 2.3 - Resumo das principais vantagens de cada tipo de acoplamento	20
Tabela 2.4 - Dados para diferentes arranjos de ciclos combinados	22
Tabela 2.5 - Variação de custo e eficiência em função dos níveis de pressão	27
Tabela 2.6 - Exemplo de plantas com diferentes níveis de pressão e seu desempenho	27
Tabela 2.7 - Resumo de alguns parâmetros dos Ciclos Rankine convencionais e orgânicos ..	33
Tabela 2.8 - Vantagens dos ciclos Rankine orgânico e convencional	35
Tabela 2.9 - Classes de fluidos e suas características	38
Tabela 2.10 - ODP e GWP100 de alguns fluidos	50
Tabela 2.11 - Principais características dos sistemas ORC comerciais	62
Tabela 3.1 - Dados das extrações do compressor	67
Tabela 3.2 - Equipamentos do GateCycle	73
Tabela 3.3 - Informações obtidas do modelo do ciclo combinado	74
Tabela 4.1 - Fluidos selecionados para simulação do ORC subcrítico	81
Tabela 4.2 - Fluidos selecionados para simulação do ORC supercrítico	82
Tabela 4.3 - Configurações de ORC simuladas.....	83
Tabela 4.4 - Descrição dos fluxos nos principais pontos do ORC	86
Tabela 4.5 - Eficiência máxima alcançada para cada fluido para um ORC subcrítico básico integrado a extração 4 do compressor da turbina a gás.....	92
Tabela 4.6 - Eficiência máxima alcançada para cada fluido para um ORC subcrítico com recuperação integrado a extração 4 do compressor da turbina a gás	93
Tabela 4.7 - Eficiência máxima alcançada para cada fluido para um ORC subcrítico básico integrado à saída da caldeira de recuperação	103
Tabela 4.8 - Eficiência máxima alcançada para cada fluido para um ORC subcrítico com recuperação integrado à saída da caldeira de recuperação	104
Tabela 4.9 - Resultados obtidos para ORC supercrítico com CO ₂	113
Tabela 4.10 - Resultados finais da análise técnica	116
Tabela 5.1 - Custos diretos e indiretos associados a uma planta	119
Tabela 5.2 - Coeficientes globais (U) para os trocadores de calor	121
Tabela 5.3 - Coeficientes K dos equipamentos	122

Tabela 5.4 - Coeficientes B e fator F_M dos equipamentos	123
Tabela 5.5 - Coeficientes c dos equipamentos	123
Tabela 5.6 - Custos do ORC básico para a extração da turbina a gás	126
Tabela 5.7 - Custos do ORC com recuperação para a extração da turbina a gás	127
Tabela 5.8 - Custos do ORC subcrítico básico para a exaustão da caldeira	131
Tabela 5.9 - Custos do ORC subcrítico com recuperação para a exaustão da caldeira	132
Tabela 5.10 - Custos do ORC supercrítico para a exaustão da caldeira	135
Tabela 5.11 - Resultados finais da análise econômica.....	137

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AP	Alta Pressão
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i> (Sociedade Americana de Engenheiros de Refrigeração, Aquecimento e Ar-Condicionado)
BLS	<i>Bureau of Labor Statistics</i> (Secretária de Estatísticas de Trabalho)
BP	Baixa Pressão
BWR	<i>Back Work Ratio</i> (Taxa de Trabalho Reverso)
CC	Clorocarbonos
CEPCI	<i>Chemical Engineering Plant Cost Index</i> (Índice de Custo de Plantas de Engenharia Química)
CFC	Clorofluorcarbonetos
CFI	Clorofluoriodetos
CHP	<i>Combined Heat and Power</i> (Produção Combinada de Calor e Potência)
CR	Caldeira de Recuperação
EUA	Estados Unidos da América
GWP	<i>Global Warming Potential</i> (Potencial de Aquecimento Global)
GT	<i>Gas Turbine</i> (Turbina a Gás)
HC	Hidrocarbonetos
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
HFE	Hidrofluoréteres
HP	<i>High Pressure</i> (Alta Pressão)
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i> (Caldeira de Recuperação de Calor)
IN	Inorgânicos
IP	<i>Intermediate Pressure</i> (Pressão Intermediária)
LCOE	<i>Levelized Cost of Energy</i> (Custo Nivelado de Energia)
LP	<i>Low Pressure</i> (Baixa Pressão)
MA	Mistura azeotrópica
MCT	<i>Module Costing Technique</i> (Técnica de Custeio de Módulo)
MMA	Ministério do Meio Ambiente
MP	Média Pressão

MZ	Mistura zeotrópica
NEST	Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída
NFPA	<i>National Fire Protection Association</i> (Associação Nacional de Proteção a Incêndios)
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> (Potencial de Destruição de Ozônio)
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i> (Ciclo Rankine Orgânico)
PFC	Perfluorcarbonetos
PNUMA	Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente
PPI	<i>Producer Price Indexes</i> (Índices de Preços dos Fabricantes)
R	Refrigerante
RS	Rio Grande do Sul
SI	Sistema Internacional
ST	<i>Steam Turbine</i> (Turbina a Vapor)
SX	Siloxanos
TG	Turbina a Gás
TV	Turbina a Vapor
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
US	<i>United States</i> (Estados Unidos)
UV	Ultravioleta

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A	Área [m ²]
B	Coefficiente do custo do módulo relativo ao tipo de equipamento
C	Custo [US\$]
c	Coefficiente do fator de pressão relativo ao tipo de equipamento e pressão de operação
CC	Construção Civil
E	Equipamento
ES	Engenharia e Supervisão
F	Fator
h	Entalpia específica
H	Horas anuais de operação [h]
i	Taxa anual de juros [%]
K	Coefficiente do custo base relativo ao tipo e capacidade do equipamento
ṁ	Vazão mássica [kg/s]
MO	Mão de Obra
O&M	Custo de Operação e Manutenção [US\$]
P	Pressão [Pa]
Q̇	Taxa de Transferência de Calor [W]
s	Entropia específica [J/kgK]
T	Temperatura [K; °C]
t	Tempo de vida útil da planta [anos]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² K]
Ẇ	Potência [W]
x	Título ou qualidade [%]

Letras Gregas

Δ	variação
---	----------

ε	efetividade
η	eficiência
ξ	inclinação da curva de saturação de vapor

Subscritos

2001	Ano de 2001
A	Anual
B	Base (de referência)
bas	ciclo básico
bomb	bomba
ciclo	ciclo
crit	crítica
con	condensação
cond	condensador
equip	equipamento
eva	evaporação
evap	evaporador
f	fluido
ff	fluido frio
fq	fluido quente
ft	fluido de trabalho
ger	gerador
IA	investimento anual
Import	importação
isen	isentrópica
jan/2016	mês de janeiro do ano de 2016
liq	líquida
M	Material
MOD	Módulo
max	máximo
min	mínimo
ml	média logarítmica
ORC	Organic Rankine Cycle (Ciclo Rankine Orgânico)

P	Pressão
pp	<i>pinch point</i> (ponto de “aperto”)
rec	ciclo com recuperação
recup	recuperador
s	processo isentrópico
sub	subresfriamento
sup	superaquecimento
tc	trocadores de calor
turb	turbina
X	capacidade do equipamento

Sobrescritos

0	Padrão
---	--------

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

A população mundial está em constante crescimento. Além disso, boa parte das pessoas ao redor do planeta tem melhorado seu padrão de vida, o que influencia diretamente na taxa de industrialização. Esses fatos aliados resultam numa intensa aceleração na demanda por energia (LI et al., 2015).

Hoje em dia, a matriz energética mundial é totalmente dependente dos combustíveis fósseis (carvão mineral, petróleo e gás). No entanto, além dos impactos ambientais negativos causados pelo seu uso (aquecimento global, poluição do ar, chuva ácida, etc.), estes combustíveis são finitos. Embora não se tenha certeza de até quando esses recursos estarão disponíveis, sabe-se que a energia fóssil ainda será dominante nas próximas décadas.

Para reduzir os impactos ambientais e a dependência da matriz energética dos combustíveis fósseis, há duas alternativas: (1) desenvolvimento e utilização de fontes de energia renováveis (solar, eólica, biomassa, geotérmica, etc.); (2) aumento da eficiência dos processos existentes de conversão de energia.

Neste cenário, o ciclo Rankine orgânico (ORC) é uma tecnologia importante nos dois sentidos, porque além de contribuir para melhorar a eficiência dos processos convertendo calor residual em eletricidade, também pode ser utilizado integrado a sistemas de geração de energia a partir de fontes renováveis, como a solar, a geotérmica e a biomassa, por exemplo.

Neste trabalho, os sistemas ORC são utilizados com o intuito de recuperar calor residual de uma termelétrica de ciclo combinado, que utiliza gás natural como combustível, e converter esse calor em eletricidade, aumentando a eficiência global da planta e, portanto, contribuindo para a redução no consumo de combustível e consequente diminuição das emissões e do impacto ambiental.

1.1 Justificativas

Nas últimas décadas, a procura mundial por energia cresceu constantemente e, conseqüentemente, o consumo de combustíveis fósseis aumentou. Isto desencadeou vários problemas ambientais, como a poluição do ar, o aquecimento global e a destruição da camada de ozônio (CARCASI et al., 2014).

A demanda mundial por energia deverá continuar crescendo. Devido à dependência das fontes de energia baseadas em carbono, as emissões de CO₂ e outros gases de efeito estufa na

atmosfera aumentam cada vez mais. A fim de minimizar os impactos negativos no meio ambiente causados pela utilização de combustíveis fósseis, é necessário o uso de fontes de energia mais “limpas” e processos de conversão de energia mais eficientes (RODRÍGUEZ et al., 2013).

A redução de emissões e a melhoria na eficiência energética são importantes medidas para promover o desenvolvimento sustentável da economia (SHU et al., 2014). Por isso, a energia renovável e o calor de baixa temperatura estão atraindo muita atenção e, conseqüentemente têm se tornado objeto de intensas pesquisas (LI et al., 2015)

As usinas térmicas de ciclo combinado, baseadas em turbinas a gás e a vapor, são exemplos de como é possível incrementar a eficiência térmica de um processo. Operando separadamente, as turbinas a gás e os ciclos a vapor alcançam eficiências médias em torno de 35 a 45%. No entanto, a combinação destes dois sistemas para a geração de eletricidade a partir da queima de um único combustível pode alcançar eficiências de até 60% (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Apesar do elevado valor de eficiência comparado com outros sistemas, as usinas termelétricas de ciclo combinado possuem pontos de dissipação de calor em todo o processo, principalmente em trocadores de calor que compõem o sistema e também nos gases de escape. O calor desses pontos pode ser aproveitado para incrementar ainda mais a eficiência global das plantas.

A tecnologia de referência para converter o calor em eletricidade é o ciclo Rankine convencional. No entanto, o calor dissipado na maioria dos processos industriais e de geração de energia elétrica (incluindo as plantas de ciclo combinado) é de baixa “qualidade”. Isto significa que os fluxos mássicos que carregam esta energia (calor) estão a temperaturas e pressões não muito elevadas. Para esse tipo de situação, o ciclo Rankine convencional não é adequado.

A maneira mais eficiente de se converter o calor de baixa qualidade em eletricidade é por meio do uso de fluidos orgânicos ao invés do vapor de água, principalmente, devido à diferença entre o calor latente de evaporação do fluido orgânico e o da água (SCHUSTER et al., 2010). Assim, a tecnologia a ser empregada neste caso é o ciclo Rankine orgânico (ORC).

Entre as vantagens no uso de sistemas ORC estão: melhor aproveitamento dos recursos energéticos, redução do porte dos sistemas, redução das emissões de poluentes e a possibilidade de redução do custo da energia gerada (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009).

Um dos desafios na integração de um ORC é a escolha do fluido orgânico. O fluido de trabalho deve evaporar a baixas pressões e temperaturas. Além disso, deve ter baixo impacto

ambiental (baixo potencial de aquecimento global e de destruição de ozônio), atender aos requisitos de segurança (não ser altamente tóxico, não inflamável e não corrosivo), não deve reagir ou se dissociar nas pressões e temperaturas em que é utilizado, o que significa ter estabilidade química e térmica, e ainda deve ter alta disponibilidade e baixo custo.

1.2 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é realizar uma avaliação técnica e econômica do potencial de geração de eletricidade a partir da recuperação do calor residual em usinas termelétricas de ciclo combinado utilizando ciclos Rankine orgânicos (ORC). Como estudo de caso, é utilizado o ciclo térmico da Usina Termelétrica de Uruguaiana, localizada no estado do Rio Grande do Sul (RS), Brasil.

Entre os objetivos específicos estão:

- a) Realizar estudos acerca da tecnologia de geração de energia elétrica em turbinas a gás, turbinas a vapor, ciclos combinados e ciclos Rankine orgânicos (ORC);
- b) Elaborar um modelo da usina termelétrica em estudo no GateCycle;
- c) Identificar no modelo elaborado os pontos de dissipação de calor com potencial de recuperação;
- d) Selecionar fluidos de trabalho apropriados para utilização nos ORCs para recuperação de calor nos pontos identificados no modelo.
- e) Realizar avaliação técnica da integração dos ORCs nos pontos identificados para os fluidos selecionados;
- f) Realizar avaliação econômica da integração dos ORCs nos pontos identificados para os fluidos selecionados.

1.3 Organização do Trabalho

Além deste primeiro capítulo, onde é apresentada a introdução, este trabalho está dividido em mais cinco capítulos:

Capítulo 2: Uma revisão bibliográfica é realizada a fim de apresentar os conceitos, as tecnologias e demais aspectos relevantes relacionados à recuperação de calor residual, aos ciclos combinados e principalmente ao ciclo Rankine orgânico (ORC) incluindo tópicos sobre comparação com o ciclo Rankine convencional, fluidos orgânicos (características,

classificação, aspectos técnicos, ambientais e de segurança), diferentes configurações de ORC (ORC básico, com recuperação, com regeneração, ciclo Kalina, etc.), ORC supercrítico e fabricantes de ORC.

Capítulo 3: A metodologia utilizada para o modelamento do ciclo combinado é apresentada. São mostradas as funcionalidades do programa utilizado no modelamento (GateCycle), as principais características da usina termelétrica em estudo (Uruguaiana) e os principais dados de entrada utilizados para o modelamento. Por fim, uma análise do modelo do ciclo combinado é feita para identificação dos pontos com potencial de recuperação de calor.

Capítulo 4: A ferramenta que fornece as propriedades dos fluidos é apresentada (CoolProp). Em seguida, com base nos critérios adotados, são pré-selecionados os fluidos para avaliação de eficiência e para análise econômica da integração do ciclo Rankine orgânico nos pontos com potencial de recuperação de calor. As equações termodinâmicas utilizadas e as condições consideradas para o modelamento do ciclo são apresentadas. Em seguida, os resultados de eficiência, potência líquida, entre outros, são mostrados e uma discussão é realizada.

Capítulo 5: Uma avaliação econômica de cada caso dos ciclos simulados no capítulo 4 é realizada. As equações utilizadas para o cálculo econômico do ciclo e as condições consideradas são apresentadas. Em seguida, os resultados são mostrados e uma discussão é realizada.

Capítulo 6: As considerações finais são apresentadas, incluindo as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Informações adicionais foram incluídas nos apêndices no final deste documento.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão geral sobre as tecnologias relacionadas com o tema deste trabalho. Primeiramente, é feita uma introdução aos aspectos importantes do processo de recuperação de calor residual. Em seguida, é apresentado um tópico sobre a tecnologia de ciclo combinado. No item seguinte o ciclo Rankine orgânico é abordado, juntamente com informações importantes sobre esta tecnologia, como por exemplo: classificação dos fluidos, tipos de arquiteturas possíveis para os ciclos, aspectos técnicos, ambientais e de segurança, entre outros.

2.1 Introdução à Recuperação de Calor Residual

A transferência de calor está presente na grande maioria dos processos industriais e de geração de energia elétrica. No entanto, a grande parte destes fluxos de calor não é aproveitada para nenhum fim prático, sendo simplesmente liberada no ambiente.

Vários estudos têm estimado que em torno de 20 a 50% da energia utilizada nos processos industriais é perdida na forma de calor residual (LE et al., 2014). Isso acontece, porque geralmente o calor é produzido em excesso e, muitas vezes a quantidade excedente não possui utilidade, devido à sua baixa temperatura (KAŠKA, 2014).

Uma parte importante do custo total de produção de diversos bens de consumo é dada pelo custo da energia. Por esse motivo, existe uma preocupação crescente em economizar energia e minimizar os custos associados aos processos produtivos e, portanto, uma necessidade de otimização dos sistemas de geração e consumo de energia (SINGH; KAUSHIK, 2013b), o que inclui a utilização do calor excedente gerado.

Nas indústrias, uma enorme quantidade de energia é liberada para o ambiente sob a forma de calor (JUNG et al., 2015). A maioria das instalações emite grandes quantidades como subproduto de seus processos normais (WALSH; THORNLEY, 2013). Isso acontece principalmente devido à baixa eficiência desses processos. Um exemplo claro ocorre na geração de energia elétrica, que tem, em média, uma eficiência de conversão de 37%, o que significa que 63% da energia é simplesmente perdida (VÉLEZ et al., 2012).

Na prática, devido às irreversibilidades em um sistema termodinâmico real, é impossível converter todo o calor disponível em trabalho útil (HUNG et al., 2010). Em outras palavras, não se pode aproveitar 100 % da energia térmica de um processo. O limite para a conversão é

dado pela eficiência de Carnot, a qual depende das temperaturas das fontes quente e fria do sistema. Quando mais baixa a temperatura da fonte de calor, menor a eficiência de Carnot.

O calor gerado em processos industriais que não tem uso prático é denominado de calor residual (LE et al., 2014). Trata-se do calor que não é utilizado durante um processo de combustão ou qualquer outro processo químico ou térmico e que é diretamente liberado no ambiente (TCHANCHE et al., 2011).

As fontes de calor residual incluem gases quentes de combustão lançados para a atmosfera, produtos aquecidos que saem dos processos industriais e transferência de calor a partir de superfícies de equipamentos quentes (LE et al., 2014). As fontes de calor podem ser divididas em fontes de baixa (menor que 230°C), média (entre 230°C e 650°C) e alta temperatura (maior que 650°C) (ZHOU et al., 2013).

Uma série de processos industriais e de geração em usinas de energia emite calor residual a baixas temperaturas (na faixa de 80 a 200°C) (LAKEW; BOLLAND, 2010). Em plantas de grande escala este calor é geralmente abundante e muitas vezes não pode ser reintegrado totalmente aos processos ou utilizado para o aquecimento. Por isso, acaba por ser rejeitado na atmosfera. Isso pode gerar dois tipos de poluição: os gases de combustão (CO_2 , NO_x , SO_x , HC) presentes nos efluentes, que podem gerar problemas de saúde e ambientais, e a própria rejeição de calor, que pode perturbar o equilíbrio aquático e tem um efeito negativo sobre a biodiversidade (QUOILIN et al., 2013).

Considerando os gases residuais industriais, há uma vasta gama de temperaturas da fonte de calor, com alguns exemplos resumidos na Tabela 2.1. Entre eles, mais de 50% corresponde ao calor residual de baixo grau ou baixa qualidade (temperatura) (PERIS et al., 2015b).

A perda de energia devido ao não aproveitamento do calor residual contribui para o aumento dos custos de produção e dos impactos ambientais. Por isso, muitos esforços têm sido feitos nas duas últimas décadas para que este calor seja recuperado (VÉLEZ et al., 2012).

Atualmente, o consumo desenfreado de combustíveis fósseis tem causado graves problemas ambientais como a poluição do ar, aquecimento global, destruição da camada de ozônio e chuva ácida (QIU, 2012).

Por isso, a utilização do calor residual de baixa qualidade tem atraído muito interesse, o que também é fomentado pelo escasseamento das fontes de energia fóssil (LONG et al., 2014), com consequente aumento dos preços dos combustíveis (JUNG et al., 2015). Além disso, a recuperação de calor residual é de grande importância para a melhoria da eficiência dos sistemas e redução das emissões de carbono (ZIVIANI et al., 2014) e, conseqüentemente, diminuição dos problemas ambientais (DAI et al., 2009).

Além do calor residual dos processos industriais e de geração de eletricidade, há também recursos abundantes de energia geotérmica e solar disponíveis no mundo, que são fontes de calor a baixas temperaturas, e que, portanto, são classificadas como fontes de baixa qualidade (DAI et al., 2009).

A energia solar, geotérmica e da biomassa, consideradas como fontes renováveis e limpas, além do calor residual podem, potencialmente, garantir a demanda mundial de eletricidade. Entretanto, as técnicas convencionais de geração de energia não são capazes de converter eficientemente o calor de baixa temperatura gerado a partir destas fontes em energia elétrica (TCHANCHE et al., 2014).

Tabela 2.1 - Temperaturas das fontes de calor residual

Indústria	Processo	Temperatura (°C)
Cimento	Gases de exaustão dos fornos	200-450
	Gases de resfriamento dos fornos	200-300
Aço	Fornos elétricos a arco	250
	Rolos de laminação	300-450
	Gases das chaminés dos fornos de coqueificação	190
	Gases de altos-fornos	250-300
Vidro	Fusão dos recipientes de vidro	140-200
	Fusão de fibra de vidro	140-160
Química	Gases de exaustão de fornos de processamento	340
	Gases de exaustão de caldeiras	230
	Gases de refinaria	150-300
	Turbinas a gás	370-540
Alimentos	Fritadeiras	120-210
	Gases de Exaustão	160
Cerâmica	Gases dos Fornos	200-300
Outros	Motores de Combustão Interna	400-550

Fonte: (PERIS et al., 2015b)

Mesmo que o calor residual de baixa temperatura possua menor entalpia e menor valor econômico do que o calor a alta temperatura, esta fonte de calor é muito abundante (LE et al., 2014). Por esse motivo, o desenvolvimento de soluções que permitam utilizar eficientemente essas energias renováveis (solar, geotérmica e incluindo também a biomassa) tem atraído a atenção dos pesquisadores (FENG et al., 2015b). O calor residual dessas fontes é também considerado uma boa alternativa para geração de eletricidade (HUNG et al., 2010).

A utilização de calor de baixa e média temperatura é uma tarefa complexa, onde várias considerações devem ser levadas em conta (MEINEL et al., 2014b). A decisão de recuperar este calor é basicamente econômica (VÉLEZ et al., 2012), sendo que o preço ainda é um gargalo para o desenvolvimento de alternativas sustentáveis de energia em comparação com fontes fósseis convencionais (QIU, 2012). Na maioria dos casos, a viabilidade da recuperação desse calor irá depender da “qualidade” do calor, bem como dos seus potenciais usos (WALSH; THORNLEY, 2013).

O sistema mais utilizado para a geração de energia elétrica a partir do calor residual envolve as turbinas a vapor. No entanto, os ciclos de potência a vapor tornam-se menos rentáveis a baixa temperatura já que o vapor a baixa pressão requer equipamentos maiores. Além disso, como a quantidade de energia é reduzida, torna-se difícil superaquecer o vapor, o que provoca a sua condensação durante a expansão, ocasionando erosão e corrosão nas palhetas da turbina (LE et al., 2014).

Por este motivo, novas tecnologias de conversão de calor precisam ser desenvolvidas e melhoradas para que seja aproveitada a oferta de energia disponível (QUOILIN et al., 2013). Essas tecnologias precisam se tornar acessíveis e garantir uma demanda segura de energia (QIU, 2012).

Hoje em dia, com o aumento do consumo de combustíveis fósseis e os problemas ambientais (como o aquecimento global, poluição do ar, chuva ácida, etc.), vários ciclos termodinâmicos, tais como o ORC (ciclo Rankine orgânico), têm sido propostos para a conversão energia a partir de fontes de calor de baixa qualidade (FENG et al., 2015a).

Como os ciclos convencionais a vapor não são eficientes na recuperação de calor residual de baixa qualidade, o ORC é uma alternativa eficiente para este tipo de aplicação (DAI et al., 2009), principalmente por causa de sua capacidade de recuperação de calor a baixas temperaturas e a possibilidade de ser implementado em usinas de menor capacidade e descentralizadas (QUOILIN et al., 2013).

É possível também recuperar calor residual usando outros ciclos termodinâmicos. Uma opção é o uso de motor de ciclo Stirling. O foco dos estudos, no entanto, é no ciclo Kalina (que

nada mais é do que uma evolução do ORC) e no próprio ORC e suas diversas configurações possíveis, incluindo ciclos supercríticos baseados em CO₂ (SPROUSE; DEPCIK, 2013).

Outra tecnologia que está em desenvolvimento para recuperação de calor são os geradores termelétricos. A expectativa é que essa tecnologia ganhe destaque no futuro. Esses geradores são usados para converter diretamente energia térmica em energia elétrica a partir de diferentes gradientes de temperatura existentes entre as extremidades de um material semiconductor. Este fenômeno foi descoberto por Thomas Johann Seebeck, em 1821, sendo chamado de “Efeito Seebeck” (SAIDUR et al., 2012).

Esta tecnologia apresenta vantagens como operação silenciosa, isenção de manutenção, alta confiabilidade e simplicidade por não envolver movimento ou peças mecânicas complexas. O grande desafio no uso desses geradores é o aumento da sua eficiência de conversão, que atualmente chega a no máximo 4% (SAIDUR et al., 2012). Além disso, o alto custo e a indisponibilidade de materiais são desvantagens dessa tecnologia. Os ciclos de potência são tecnologias avançadas e maduras, enquanto estas técnicas de conversão diretas ainda estão em estágio de desenvolvimento (TCHANICHE et al., 2011).

Embora existam diferentes tecnologias para recuperação de calor residual, na prática o ORC é a predominante, principalmente devido a sua simplicidade e a disponibilidade dos seus componentes (ZIVIANI et al., 2014). Entre todos os sistemas, o ORC é o método relativamente mais prático para recuperação de calor e tem sido adotado na maioria das aplicações (LONG et al., 2014). Empregando um ORC, o calor pode ser convertido em energia elétrica (CARCASCI et al., 2014).

O princípio de funcionamento do ORC é o mesmo do ciclo Rankine convencional. A única diferença é que um fluido orgânico é utilizado ao invés de água (KAŠKA, 2014). Os sistemas ORC são caracterizados por serem ambientalmente aceitáveis e terem boa eficiência, além de simplicidade e disponibilidade (HOU et al., 2014).

Além disso, existem outras vantagens na aplicação de ORC, incluindo a utilização econômica dos recursos energéticos, sistemas de menor porte e redução de emissões de CO, CO₂, NO_x e outros poluentes atmosféricos (DAI et al., 2009).

Portanto, a recuperação de calor residual, independentemente do método empregado, não só melhora a eficiência energética dos processos industriais e de geração de eletricidade, mas também reduz a poluição térmica causada pela liberação direta deste calor para o ambiente (LE et al., 2014), atenua os problemas ambientais e, além disso, pode gerar energia elétrica para ser consumida no local, dentro do conceito de geração distribuída, ou para alimentar a rede de distribuição (QUOILIN et al., 2013).

2.2 Ciclo Combinado

As usinas térmicas são o meio mais comum de conversão de energia em todo o mundo. Por esse motivo, são peças extremamente essenciais na produção de eletricidade (GANJEHKAVIRI et al., 2014). Atualmente, mais da metade da demanda de energia elétrica mundial é suprida por usinas a base de combustíveis fósseis convencionais, cuja eficiência é relativamente baixa (TICĂ et al., 2012).

À medida que a população mundial cresce, torna-se cada vez mais dependente da energia e a eletricidade assume um papel central. No entanto, os recursos energéticos primários não renováveis são finitos. Além disso, a geração de energia elétrica pela queima de combustíveis fósseis coloca uma pressão significativa sobre o meio ambiente. Por isso é essencial aumentar a eficiência de conversão dos processos para explorar ao máximo o potencial dos nossos recursos (LECOMPTE et al., 2015). Uma das maneiras de usar os recursos energéticos com mais eficiência é produzir energia elétrica a partir de centrais de ciclo combinado (ERSAYIN; OZGENER, 2015).

Entre os diferentes tipos de usinas, as centrais de ciclo combinado ganham destaque porque são atrativas no campo de geração de energia devido a sua elevada eficiência térmica em comparação com outras tecnologias (GANJEHKAVIRI et al., 2014).

Nas centrais de ciclo combinado, um único combustível é utilizado para a produção de eletricidade a partir de dois ou mais ciclos de potência diferentes (ERSAYIN; OZGENER, 2015). Devido às suas inúmeras vantagens, essas plantas tornaram-se uma importante tecnologia para geração de eletricidade (TICĂ et al., 2012), e o número e a potência de tais plantas têm aumentado significativamente nos últimos tempos (MANSOURI et al., 2012).

Os ciclos combinados começaram a sair do papel entre as décadas de 1950 e 1960, época onde os ciclos a vapor eram os mais utilizados na geração termelétrica. Os fundamentos termodinâmicos e as vantagens dos ciclos combinados, em termos de eficiência, já eram conhecidos, porém, havia barreiras tecnológicas que impediam seu desenvolvimento. De acordo com a literatura técnica, no ano de 1971, foram viabilizadas as primeiras instalações de ciclo combinado nos Estados Unidos, pela GE e, na Europa, pela ABB (LORA e NASCIMENTO, 2004).

As primeiras plantas utilizavam turbinas a gás de no máximo 25 MW, que eram as disponíveis na época. Mesmo com a tecnologia limitada, houve um significativo ganho em eficiência em comparação com outras centrais térmicas (JEFFS, 2008).

Desde os anos 1990, faz-se extensiva a instalação de centrais de ciclo combinado, que utilizam gás natural como combustível, para a geração de eletricidade em centrais de grande porte (LORA e NASCIMENTO, 2004). Estima-se que entre 1997 e 2010, foi instalada uma potência adicional de 147,7 GW com as novas usinas construídas (RAO, 2012).

2.2.1 Definição

Um ciclo combinado pode ser definido como a integração de dois ou mais ciclos térmicos (KEHLHOFER et al., 2009). Na maioria das usinas de ciclo combinado, o ciclo Brayton é combinado com o ciclo Rankine. No entanto, o termo “ciclo combinado” pode ser utilizado para qualquer outra combinação de ciclos. Muitas plantas de menor porte, por exemplo, utilizam o ciclo diesel como ciclo principal (RAO, 2012).

Quando dois ciclos são combinados, a eficiência alcançada é maior do que a eficiência de apenas um ciclo isolado. Ciclos com fluidos de trabalho iguais ou diferentes podem ser utilizados. No entanto, a combinação de ciclos com fluidos distintos é mais interessante porque um sistema passa a complementar o outro. A tecnologia de referência utilizada atualmente é a combinação de um ciclo de turbina a gás, como ciclo primário (*topping cycle*), com um ciclo a vapor como ciclo secundário (*bottoming cycle*) (KEHLHOFER et al., 2009). Uma planta típica de ciclo combinado utiliza os gases de escape da turbina a gás para a produção de vapor numa caldeira de recuperação, para posterior utilização na turbina a vapor (BOYCE, 2002).

Esta combinação apresenta várias vantagens (KEHLHOFER et al., 2009):

- Gases de combustão podem ser utilizados em turbinas a gás modernas a níveis de temperatura de entrada elevados (acima de 1200°C), sendo ideal para um ciclo principal.
- A água (utilizada como vapor) é um fluido barato, amplamente disponível, não perigoso e adequado para níveis intermediários de temperatura, sendo ideal para um ciclo secundário.

A eficiência térmica das usinas de ciclo combinado é bem maior se comparada com as usinas a vapor e usinas de combustão a gás. Operando separadamente, os ciclos a gás e a vapor alcançam eficiências térmicas da ordem de 35 a 45% (BOYCE, 2002). Plantas de ciclo combinado, que são as usinas com maior eficiência no mercado, alcançam valores que variam entre 45% e 57% (RAO, 2012). A Tabela 2.2 mostra a eficiência típica de algumas plantas de potência para efeito de comparação.

Tabela 2.2 - Eficiência de algumas plantas de potência

Tipo de Planta	Potência	Eficiência (%)
Ciclo Combinado	800 MW	55-59
Ciclo Combinado	60 MW	50-54
Planta a Gás (Turbina a Gás)	250 MW	38-40
Planta a Gás (Turbina a Gás)	60 MW	35-42
Planta a Carvão (Turbina a Vapor)	800 MW	42-47
Planta a Carvão (Turbina a Vapor)	60 MW	30-35
Usina Nuclear	1250 MW	35
Usina de Biomassa	30 MW	28-32

Fonte: (KEHLHOFER, 2009).

A maior eficiência do ciclo combinado ocorre porque a temperatura média de adição de calor na câmara de combustão da turbina a gás é mais alta e a temperatura média de rejeição de calor no condensador do ciclo a vapor é baixa. As tecnologias em desenvolvimento deverão levar esse nível de eficiência a patamares ainda mais elevados, da ordem de 60% a 65%. Numa combinação típica, a turbina a gás produz cerca de 60% da potência, e a turbina a vapor, cerca de 40% (BOYCE, 2002).

As centrais de ciclo combinado são caracterizadas também pelos menores níveis de emissão de gases poluentes e de efeito estufa em comparação com usinas convencionais. As câmaras de combustão das turbinas a gás atuais chegam à níveis de emissão de NO_x inferiores a 10 ppm (partes por milhão). Novas unidades em desenvolvimento visam reduzir estes níveis ainda mais. Pesquisas em câmaras de combustão, tais como combustão catalítica, por exemplo, pretendem chegar a valores da ordem de 2 ppm de NO_x, no futuro (RAO, 2012).

Devido ao menor impacto ambiental, estas plantas possuem maior liberdade de localização, ou seja, podem ser construídas nas proximidades de grandes centros e, portanto, fazer melhor uso do sistema de transmissão existente. Um outro ponto positivo é o tempo de construção, que para uma planta de grande porte, por exemplo, é de pouco mais de dois anos (JEFFS, 2008).

Além disso, elas também são importantes pela sua flexibilidade operacional (GANJEHKAVIRI et al, 2015), por serem plantas mais compactas, de menores custos de investimento, de operação e manutenção e alta disponibilidade (BOYCE, 2002). No quesito custo, por exemplo, uma usina a vapor movida a carvão custa cerca de duas vezes mais do que uma central de ciclo combinado (KEHLHOFER et al., 2009).

2.2.2 Princípio de Funcionamento

A Figura 2.1 mostra um esquema simplificado de uma planta de ciclo combinado. Em geral, estas plantas utilizam, de forma integrada, turbinas a gás (ciclo Brayton) com caldeiras de recuperação de calor e turbinas a vapor (ciclo Rankine). O ciclo Rankine convencional é utilizado como ciclo secundário, devido à boa integração térmica com o ciclo Brayton, alta confiabilidade e considerável experiência dos engenheiros com as duas tecnologias (CHACARTEGUI et al., 2009).

Na sua forma mais simples, uma planta de ciclo combinado é composta por um compressor, uma câmara de combustão, uma turbina, uma caldeira de recuperação de calor, uma turbina a vapor, um condensador, uma bomba, geradores e equipamentos auxiliares.

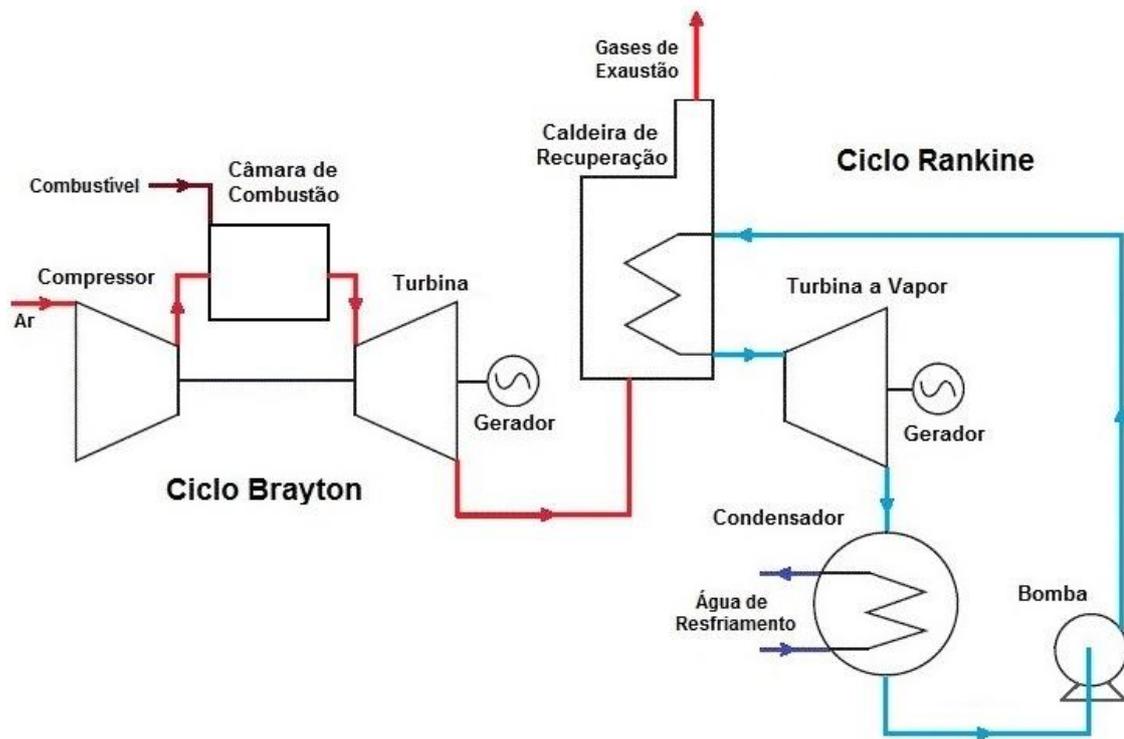


Figura 2.1- Modelo esquemático simplificado de uma planta de ciclo combinado

O funcionamento do ciclo combinado está baseado no aproveitamento dos gases de escape a alta temperatura da turbina a gás para geração de vapor em uma caldeira de recuperação, que depois são utilizados para gerar potência em uma turbina a vapor (JEFFS, 2008).

No ciclo Brayton, o compressor comprime o ar e o envia para o combustor a alta pressão. No combustor queima-se este ar com combustível e produz-se um gás a pressão e temperatura elevadas, o qual é usado para acionar a turbina a gás gerando potência. Os gases deixam a turbina a uma temperatura elevada, na faixa de 500°C a 650°C (BOYCE, 2002). Então, no ciclo Rankine, estes gases são utilizados na caldeira de recuperação de calor. A energia térmica recuperada é transferida para a água e usada para produzir vapor a alta pressão e alta temperatura. O vapor é depois expandido na turbina a vapor para gerar energia adicional. O vapor então segue para o condensador, onde rejeita calor e se torna líquido novamente e é então bombeado para a caldeira, reiniciando o ciclo (TICÃ et al., 2012).

A recuperação de energia a partir do gás residual de combustão da turbina a gás (e sua conversão em eletricidade) tem vários benefícios, tais como: redução da poluição térmica e economia de combustível (LAKEW; BOLLAND, 2010).

Os gases de escape de uma turbina a gás de 120 MW, por exemplo, podem ser utilizados para gerar vapor suficiente para alimentar uma turbina a vapor de 60 MW, sem que nenhum combustível adicional seja queimado. A relação de potência, portanto, é próxima de 2:1 (JEFFS, 2008).

A eficiência térmica (η) do ciclo combinado depende da quantidade de calor recuperada dos gases de escape da turbina a gás e pode ser calculada pela Equação 2.1, em termos da potência líquida gerada pela planta (\dot{W}_{liq}), a qual é a soma das potências geradas pelas turbinas menos a soma das potências consumidas nos equipamentos auxiliares, e da taxa de transferência de calor (\dot{Q}) fornecida ao ciclo, a qual depende da vazão (\dot{m}) e do poder calorífico do combustível (PCI).

$$\eta = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m} \cdot PCI} \quad (2.1)$$

Como mencionado no item anterior, a eficiência de um ciclo combinado atualmente pode chegar a valores próximos de 60%. A Figura 2.2 mostra um exemplo de diagrama com a

distribuição percentual de energia ao longo do ciclo combinado. Nota-se que neste caso o ciclo a vapor recupera cerca de um terço da energia rejeitada na turbina a gás para geração de potência adicional.

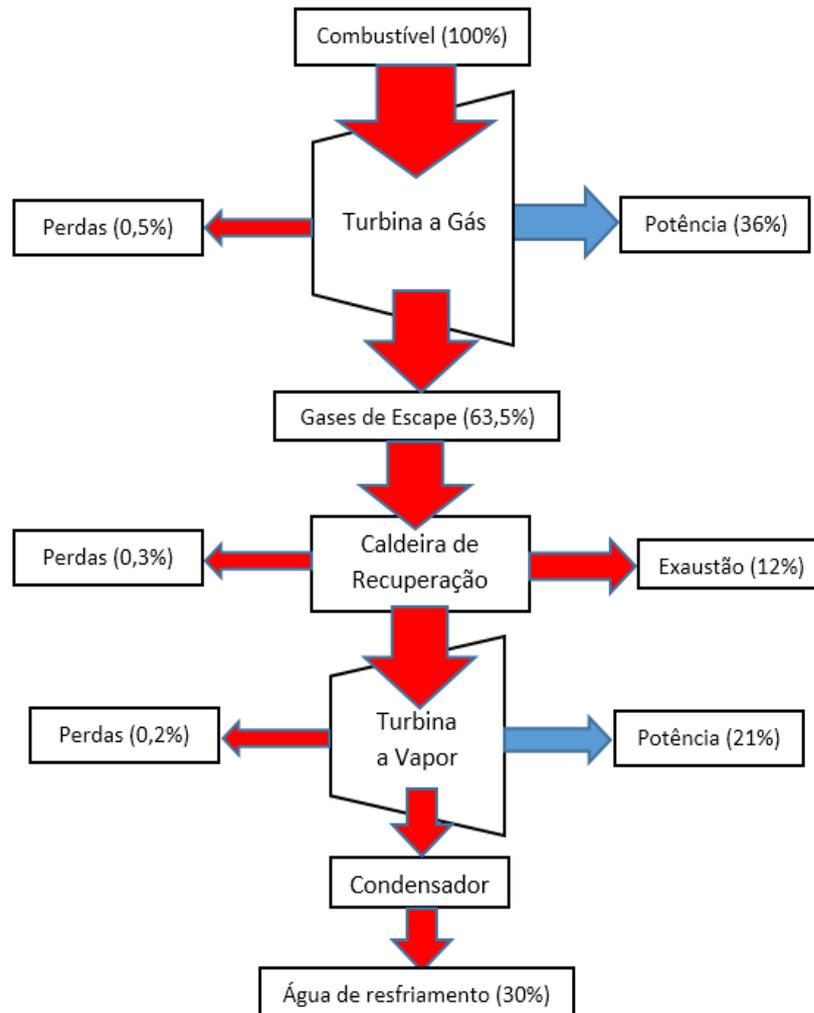


Figura 2.2 - Diagrama de fluxo de energia no ciclo combinado

2.2.3 Configurações do Ciclo Combinado

Além da configuração mais simples, as centrais de ciclo combinado apresentam uma ampla gama de opções de concepção e configurações em relação à quantidade e ao tipo de caldeiras de recuperação (HRSG), turbinas a gás e turbinas a vapor (TICĂ et al., 2012). A escolha do *layout* da planta depende de uma série de fatores, incluindo (BOYCE, 2002):

- Localização da planta;
- Utilização anual;
- Demanda de energia e calor;

- Taxas e impostos;
- Quantidade, tipo e custo do combustível;
- Taxas de retorno do investimento;
- Custo inicial da planta (US\$/kW);
- Custos de operação e manutenção

Na seleção da concepção mais adequada para o ciclo combinado, há três etapas que devem ser realizadas (KEHLOFER et al., 2009):

- Análise dos requisitos do cliente: o requisito mais importante é a demanda de energia elétrica. Se também existir demanda de vapor para um processo, é necessário avaliar a temperatura, pressão e vazão exigida. Nesta etapa, é importante analisar também as informações sobre a filosofia operacional esperada (horas de funcionamento, número de partidas por ano, esquema de carga, requisitos de rede e assim por diante) e as “demandas” financeiras (financiamento, taxa de retorno de investimento);
- Análise das condições do local da instalação: avaliar se a rede elétrica da região possui frequência de 50 ou 60 Hz. Avaliar as condições climáticas ao longo do ano (temperatura, pressão e umidade). Avaliar a legislação local, especialmente com relação aos requisitos ambientais. Avaliar a disponibilidade dos combustíveis e demais recursos (água, por exemplo). Avaliar o espaço físico;
- Definir a configuração da planta: definir o número e o porte das turbinas a gás e o tipo de acoplamento. Determinar o número de níveis de pressão na caldeira e turbina a vapor e eventual queima suplementar. Selecionar demais equipamentos. Avaliar aspectos técnicos e econômicos. Otimizar a configuração definida.

As principais configurações de ciclo combinado são mostradas a seguir.

2.2.3.1 Classificação do ciclo combinado

De maneira geral, existem três tipos de centrais de ciclos combinados para a geração de eletricidade. Estes são (LORA e NASCIMENTO, 2004):

- Central de ciclo combinado em série;
- Central de ciclo combinado em paralelo;
- Central de ciclo combinado em série-paralelo.

Esses três tipos de ciclo combinado são mostrados na Figura 2.3. No ciclo em série, que é o ciclo de referência, o ciclo a vapor é ligado ao ciclo a gás pela caldeira de recuperação.

Nessa configuração, o vapor é gerado através do aproveitamento do calor dos gases de escape da turbina a gás (TG) recuperado na caldeira de recuperação (CR). O vapor gerado então é utilizado para acionar a turbina a vapor (TV).

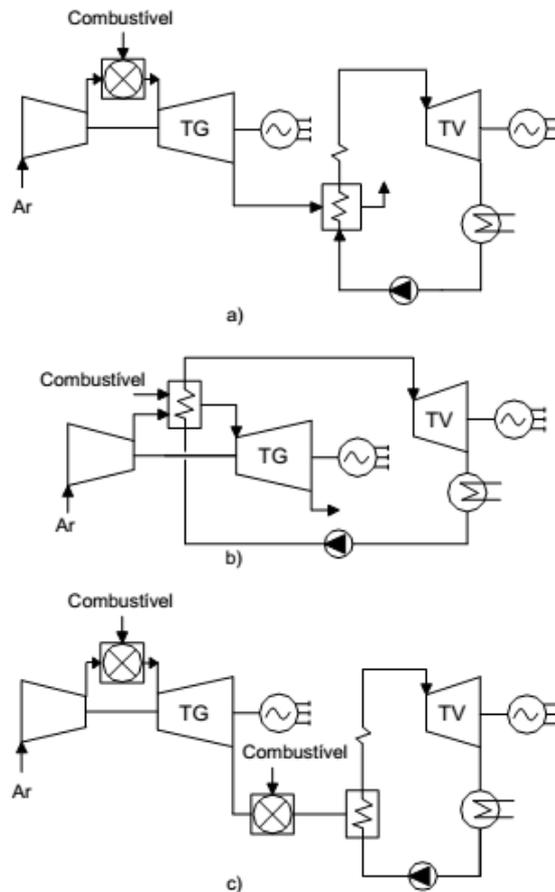


Figura 2.3 - Tipos de Ciclo Combinado: (a) Série; (b) Paralelo; (C) Série-Paralelo
Fonte: (LORA e NASCIMENTO, 2004)

Numa planta de ciclo combinado em paralelo, o combustível é utilizado para gerar calor simultaneamente para os dois ciclos. O ar é comprimido e injetado numa caldeira que opera com fornalha a alta pressão. Os gases obtidos no processo de combustão transferem calor diretamente à água gerando vapor, e depois se expandem na turbina a gás. A maior dificuldade que se verifica nesta configuração é que se deve operar apenas com um combustível de alta qualidade visando garantir um funcionamento estável e prolongado da turbina a gás. Uma central termelétrica com esta configuração existe na região do Cáucaso Norte, na Rússia gerando uma potência líquida de 163 MW com uma eficiência de 42%. Um detalhe desta instalação é que o calor dos gases de exaustão da turbina a gás não é recuperado (LORA e

NASCIMENTO, 2004). Desta forma, a eficiência desse tipo de configuração é menor do que do ciclo combinado em série.

Por último, as centrais em série-paralelo são as que, sendo iguais às centrais em série, empregam a queima de combustível adicional na caldeira de recuperação (a queima suplementar é abordada com mais detalhes no item 2.2.3.4). Os gases que deixam a turbina a gás ainda com grande quantidade de oxigênio são novamente queimados e atingem temperaturas ainda mais elevadas. Na queima suplementar, um combustível de menor qualidade pode ser utilizado, como é o caso do carvão mineral. Uma central termelétrica com esta configuração e usando carvão como combustível suplementar é a de Moldova, na Moldávia, a qual gera 215 MW, sendo apenas 35 MW com a turbina a gás, para uma eficiência de 43% (LORA e NASCIMENTO, 2004).

2.2.3.2 Tipos de Acoplamento

Uma outra forma de classificação dos ciclos combinados é em relação ao tipo de acoplamento das turbinas a gás e vapor com o gerador de eletricidade. Conforme a configuração da planta, ela pode ser classificada em (BOYCE, 2002):

- Eixo único (mono-eixo): a turbina a gás e a turbina a vapor se encontram acopladas ao mesmo eixo, havendo um único gerador elétrico acionado pelas duas máquinas.
- Múltiplos eixos: a turbina a gás e a turbina a vapor se encontram acopladas a eixos diferentes, com um gerador elétrico para cada máquina.

Para a configuração de eixo único, há duas possibilidades, mostradas na Figura 2.4. Na primeira (Fig. 2.4a), o gerador é situado entre a turbina a gás (TG) e a turbina a vapor (TV), com cada turbina na extremidade do eixo. A turbina a vapor é conectada por meio de um acoplamento chamado *clutch*, que funciona como uma embreagem. No segundo caso (Fig. 2.4b), o gerador é situado na extremidade do eixo com a turbina a gás na outra extremidade e a turbina a vapor no centro (KEHLHOFER, 2009).

Na configuração de eixo único com *clutch*, o acoplamento da turbina a vapor se dá quando sua rotação atinge a rotação da turbina a gás. O *clutch* permite a partida e operação da turbina a gás sem a turbina a vapor. Isso resulta em menor demanda de energia na inicialização e elimina algumas medidas de segurança da turbina a vapor. Na configuração sem *clutch*, não existe essa possibilidade. No entanto, este acoplamento mecânico é um componente adicional, e como tal, impacta na disponibilidade. Além disso, quando o gerador é localizado na extremidade do eixo, a facilidade de acesso durante a manutenção é maior. No entanto, com a

ausência do *clutch*, a turbina a vapor é acionada durante a partida da turbina a gás e nesse momento há a necessidade de um sistema auxiliar de vapor para resfriamento da turbina (KEHLHOFER, 2009).

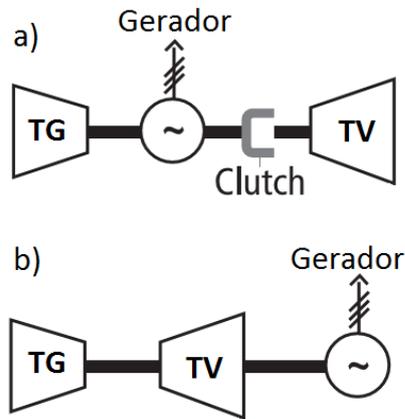


Figura 2.4 - Configurações de eixo-único: (a) com Clutch; (b) sem Clutch
Fonte: (KEHLHOFER, 2009).

Independente da presença do *clutch*, a principal vantagem do eixo único é a possibilidade do uso de apenas um gerador para cada arranjo de duas turbinas (uma a gás e outra a vapor), o qual resulta em um gerador a menos, bem como menos equipamentos elétricos auxiliares. No entanto, conforme a planta aumenta de porte, essa vantagem passa a ser menor. A principal desvantagem da configuração de eixo único é que se for necessário um número maior de turbinas a gás, também é necessário o mesmo número de turbinas a vapor, condensadores e sistemas auxiliares (RAO, 2012). De forma geral, a configuração em eixo único ocupa um espaço físico mais estreito, porém, mais longo que a de múltiplos eixos (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Desde o começo da década de 1990, uma nova geração de grandes turbinas a gás começou a aparecer, voltada especificamente para o mercado de ciclo combinado, as quais eram padronizadas num bloco de eixo único. Com potências de cerca de 180 MW para o mercado de 60 Hz e de mais de 250 MW para sistemas de 50 Hz, elas trouxeram uma mudança significativa no conceito de ciclo combinado devido à essa padronização (JEFFS, 2008).

Para a configuração de múltiplos eixos, a principal vantagem é a facilidade de operação oferecida durante o período de construção da central, uma vez que permite a geração de eletricidade na instalação de turbina a gás enquanto se realiza a instalação da caldeira e do restante do ciclo a vapor. Essa parte da planta pode, inclusive, ser financiada por meio da operação das turbinas a gás (LORA e NASCIMENTO, 2004).

A Tabela 2.3 mostra um resumo das principais vantagens das configurações de eixo único e múltiplo eixos.

Tabela 2.3 - Resumo das principais vantagens de cada tipo de acoplamento

Item	Tipo de Acoplamento	Vantagens
Componentes	Eixo Único	Menor número de geradores Menor número de subestações de manobra de alta voltagem Menos equipamentos elétricos Sistema de lubrificação compacto
	Múltiplos Eixos	Não há necessidade de <i>clutch</i> (embreagem) Menor número de equipamentos auxiliares (bombas, etc)
Obras civis	Eixo Único	Menor área requerida
	Múltiplos Eixos	Maior flexibilidade na concepção da planta
Custos	Eixo Único	Menores custos específicos para plantas padrão Menores custos de conexão à rede elétrica
Desempenho	Eixo Único	Para carga máxima e plantas de grande porte, as duas configurações tem quase a mesmo desempenho
Flexibilidade	Múltiplos Eixos	Menor tempo de partida de uma carga parcial para carga total
Disponibilidade	Eixo Único	Menor complexidade e conceito de manutenção mais simplificado.
	Múltiplos Eixos	Possibilidade de operação independente das turbinas (manutenção pode ser feita separada).

Fonte: (KEHLHOFER, 2009).

2.2.3.3 Tipos de Arranjos

Quanto ao número de turbinas, há diversos arranjos possíveis. A Figura 2.5 mostra o arranjo mais simples (1:1:1) que compreende uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação e uma turbina a vapor. Este arranjo pode ser construído na configuração de eixo único (com ou sem *clutch*) ou de múltiplos eixos (BOYCE, 2002).

Se a potência desejada para a planta for acima do que uma turbina a gás pode gerar, outros arranjos de múltiplos eixos podem ser possíveis, como 2:2:1 (duas turbinas a gás, duas caldeiras e uma turbina a vapor), como é mostrado na Figura 2.6, o qual é comum em plantas acima de 300 MW, ou 3:3:1 (três turbinas a gás, três caldeiras e uma turbina a vapor) (BOYCE, 2002).

Além disso, outros arranjos de eixo único podem ser construídos como $2x(1:1:1)$, como mostra a Figura 2.7 ou $3x(1:1:1)$, ou seja, combinações de dois ou mais arranjos de eixo único (BOYCE, 2002).

A escolha do arranjo depende principalmente do porte da planta, da demanda e das condições de operação e está diretamente relacionada à configuração de acoplamento utilizada (eixo único ou múltiplos eixos).

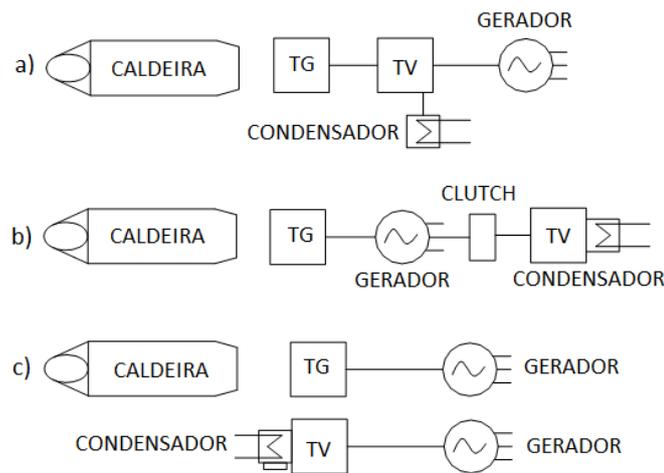


Figura 2.5 - Arranjo (1:1:1): (a) Eixo-único sem *clutch*; (b) Eixo-único com *clutch* (c) Múltiplos eixos

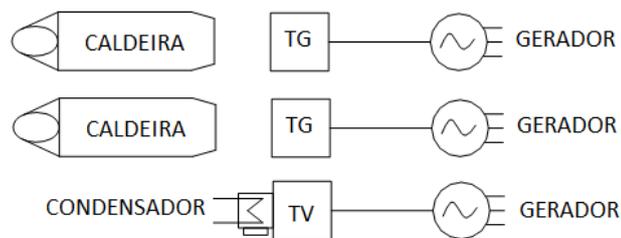


Figura 2.6 - Arranjo (2:2:1) com múltiplos eixos

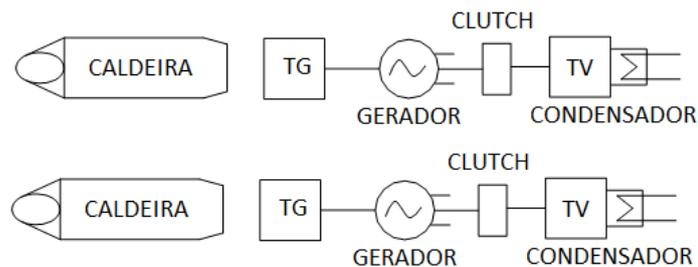


Figura 2.7 - Arranjo $2x(1:1:1)$ de eixo único

A Tabela 2.4 mostra uma comparação de alguns arranjos de ciclo combinado de algumas plantas típicas e suas respectivas potências de saída e eficiência térmica. Os valores apresentados são para ciclos com turbinas a gás da série F.

Tabela 2.4 - Dados para diferentes arranjos de ciclos combinados

Arranjo	Frequência da Rede (Hz)	Potência Total (MW)	Potência TG (MW)	Potência TV (MW)	Eficiência (%)
Múltiplos Eixos (1:1:1)	50	189	122	68	52,0
Múltiplos Eixos (2:2:1)	50	480	156	162	52,9
Múltiplos Eixos (3:3:1)	50	309	67	107	54,7
Eixo Único (1:1:1)	50	384	243	143	52,7
Múltiplos Eixos (1:1:1)	60	262	170	92	56,0
Múltiplos Eixos (2:2:1)	60	529	170	189	56,5
Múltiplos Eixos (3:3:1)	60	309	67	107	54,7
Eixo Único (1:1:1)	60	271	172	99	57,6

Fonte: (BOYCE, 2002)

2.2.3.4 Queima Suplementar

A queima suplementar é uma maneira de aumentar a produção da planta através da instalação de queimadores auxiliares na caldeira de recuperação. Eles acrescentam energia para o ciclo através do aumento da temperatura do gás de escape (KEHLHOFER et al., 2009).

Como as turbinas a gás operam com grandes quantidades de ar em excesso, grande quantidade de oxigênio fica disponível nos gases de escape e isto permite a queima suplementar de combustível (BOYCE, 2002).

O motivo mais comum para se utilizar a queima suplementar é a possibilidade de uma maior adequação à demanda, ou seja, produzir mais ou menos vapor conforme a necessidade. Isso faz com que a turbina a gás seja dimensionada para atender a carga base e a turbina a vapor a carga complementar (BOYCE, 2002).

As temperaturas após a queima suplementar podem chegar a valores próximos de 900°C, possibilitando muitas vezes até dobrar a produção de vapor em comparação com um processo sem queima suplementar. Por aumentar a temperatura dos gases na caldeira, pode permitir uma

redução significativa na área de transferência de calor e, conseqüentemente, no custo do sistema (BOYCE, 2002).

As primeiras usinas de ciclo combinado geralmente possuíam queima suplementar. Hoje em dia, com o desenvolvimento das turbinas a gás esta configuração passou a ser opcional, já que a temperatura de escape dos gases já é suficientemente alta para gerar vapor. Além disso, opções de menor custo (como o reaquecimento, por exemplo) podem ser utilizadas para aumentar a potência de saída da turbina a vapor (KEHLHOFER et al., 2009).

No entanto, o aumento da flexibilidade operacional é uma vantagem da queima suplementar e isto pode ser ainda mais importante em instalações utilizadas para a produção combinada de calor e eletricidade (cogeração), onde este arranjo torna possível controlar as saídas elétricas e térmicas de forma independente (KEHLHOFER et al., 2009). Além disso, há a possibilidade de utilização de combustíveis de menor qualidade, como carvão mineral, por exemplo (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Outra vantagem de queima suplementar é o aumento da capacidade de recuperação de calor. A Figura 2.8 mostra o aumento conseguido na potência da turbina a vapor com o aumento da quantidade de calor fornecida na queima suplementar. Um aumento de 50% na quantidade de calor nos gases de entrada aumenta em torno de 90% a quantidade de vapor na saída da caldeira. Além disso, a taxa de recuperação de calor aumenta.

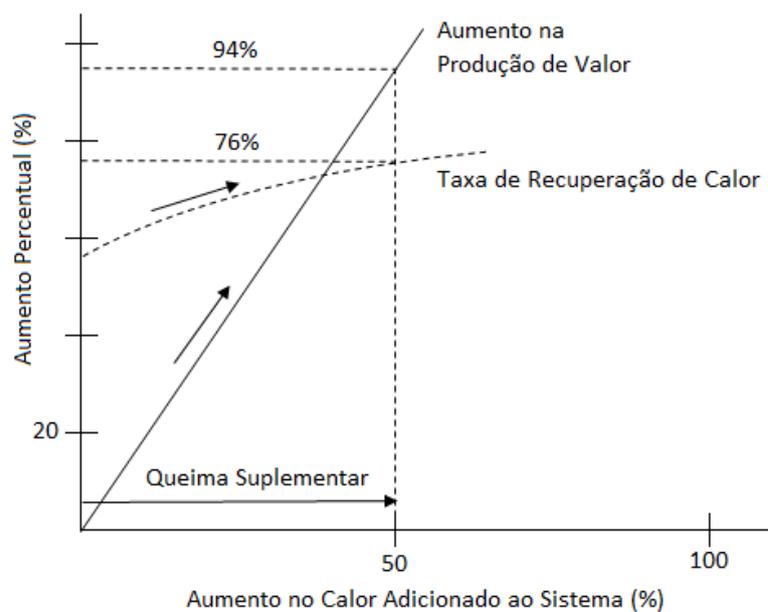


Figura 2.8 - Impacto da Queima Suplementar na Produção de Vapor (BOYCE, 2002)

A desvantagem no emprego da queima suplementar é a redução na eficiência global da planta. Isso acontece porque o consumo de combustível passa a ser maior e o aumento na potência gerada não aumenta na mesma proporção (vide Tabela 2.6). No entanto, modificações no projeto da caldeira podem reduzir esse impacto negativo na eficiência.

A construção da caldeira com queima suplementar é semelhante a caldeira sem esta configuração, exceto pelo projeto do duto onde ocorre a queima e pela presença de alguns materiais diferentes, utilizados em alguns componentes. Algumas medidas importantes para garantir o bom desempenho da caldeira nesta configuração incluem (BOYCE, 2002):

- O emprego de ligas especiais para suportar as temperaturas elevadas;
- O duto de entrada deve ter comprimento suficiente para garantir a combustão completa e evitar o contato direto da chama sobre as superfícies de transferência de calor;
- Se for utilizada circulação natural, um número adequado de tubos para saída do vapor e alimentadores devem ser fornecidos à medida que o fluxo de calor de entrada aumenta.
- A espessura de isolamento sobre a seção onde ocorre a queima tem de ser aumentada.

2.2.3.5 Níveis de Pressão do Vapor

A caldeira de recuperação de calor é um subsistema criticamente importante de uma central de ciclo combinado. O projeto térmico desse tipo de caldeira tem como objetivo remover o máximo de energia possível dos gases de escape da turbina a gás (JEFFS, 2008). Ela é composta por uma série de três tipos principais de equipamentos de troca de calor: economizadores, evaporadores e superaquecedores (BENATO et al., 2014).

Considerando a disposição sequencial destes equipamentos, o economizador corresponde à primeira seção de troca de calor, sendo que a água entra no mesmo como líquido subresfriado e é aquecida, a pressão constante, até próximo do estado de líquido saturado. A seção intermediária é o evaporador, onde acontece a mudança de fase. A água entra como líquido saturado e sai como vapor saturado.

Por fim, o vapor gerado passa pelo superaquecedor, onde é aquecido a pressão constante até um estado determinado de vapor superaquecido, que depende dos parâmetros de projeto da caldeira e da turbina a vapor. O vapor então segue para ser expandido e gerar trabalho na turbina a vapor.

Um parâmetro importante na otimização de um ciclo a vapor é o *pinch point* na caldeira, o que afeta diretamente a quantidade de vapor gerado. O *pinch point* é definido como a diferença

mínima de temperatura entre os fluxos de água/vapor e do fluxo de gases na caldeira. A redução do *pinch point* (com os outros parâmetros mantidos constantes) leva a um aumento na potência gerada pela turbina a vapor. Isto acontece devido a melhor correspondência térmica entre os gases e o vapor na caldeira. No entanto, isto leva a um aumento na área de troca de calor e, portanto, a um aumento no custo (KEHLHOFER et al, 2009). A Figura 2.9 mostra o diagrama temperatura-energia e o *pinch point* para uma caldeira de um nível de pressão.

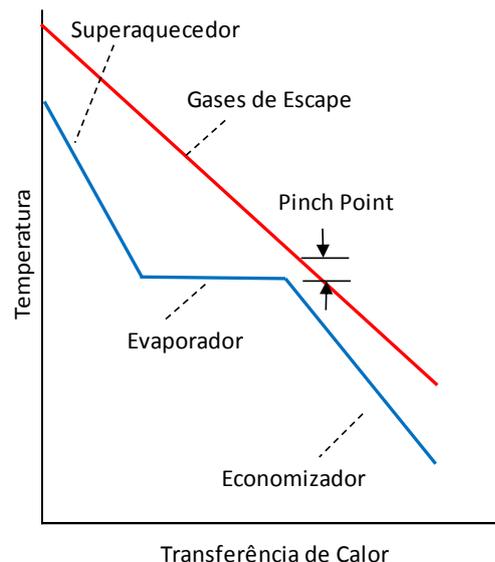


Figura 2.9 - Diagrama de temperatura-energia para um nível de pressão

O tipo mais simples de caldeira é o de pressão única, assim chamado porque a geração de vapor ocorre com apenas um nível de pressão (KEHLHOFER et al., 2009). Nas primeiras usinas de ciclo combinado, caldeiras de um único nível de pressão eram utilizadas com uma pressão de saída de cerca de 30 bar (JEFFS, 2008).

Para superar a limitação do *pinch point* e produzir mais vapor, um segundo nível de pressão pode ser introduzido no ciclo. Com um segundo nível de pressão mais baixa é possível gerar vapor a partir de dois evaporadores menores, ao invés de um evaporador (JEFFS, 2008). O segundo nível de pressão possibilita uma melhor correspondência térmica na transferência de calor que ocorre na caldeira, pois permite uma redução nas irreversibilidades do processo, aumentando a eficiência exergética. Além disso, se um terceiro nível de pressão é adicionado ao ciclo, obtém-se uma melhoria no desempenho da caldeira ainda maior (KEHLHOFER et al., 2009).

A Figura 2.10 mostra um exemplo de planta na qual o bloco gerador é composto por uma caldeira de três níveis de pressão: alta pressão (AP=106 bar), média pressão (MP=29 bar) e baixa pressão (BP=4,5 bar). A turbina a vapor, por sua vez, possui três seções, sendo cada

de 15°C até 150°C pode melhorar a eficiência da planta em aproximadamente 0,7% (KEHLHOFER et al., 2009).

A Tabela 2.5 mostra a variação do custo e da eficiência típicas para plantas com diferentes níveis de pressão no ciclo a vapor.

Tabela 2.5 - Variação de custo e eficiência em função dos níveis de pressão

Configuração da caldeira	Aumento* no custo	Aumento* na eficiência	Aumento* na potência
1 Nível de Pressão	0	0	0
2 Níveis de Pressão	2,5 %	1,5 %	1,5 %
3 Níveis de Pressão	3,0%	2,0 %	2,0 %
2 Níveis de Pressão + Reaquecimento	3,5 %	2,7 %	2,7 %
3 Níveis de Pressão + Reaquecimento	4,0 %	3,5 %	3,5 %

*Aumento em relação a configuração com 1 nível de pressão

Fonte: (RAO, 2012).

A Tabela 2.6 mostra como exemplo uma comparação entre os desempenhos de diferentes conceitos de plantas em relação aos níveis de pressão do vapor. Para todos os casos foi admitido gás natural como combustível e uma temperatura dos gases de escape da turbina a gás de 647°C. Observa-se que quanto maior o número de níveis de pressão, a eficiência é aumentada. O reaquecimento também promove um acréscimo na eficiência. No entanto, essa melhoria no desempenho também impacta no custo.

Tabela 2.6 - Exemplo de plantas com diferentes níveis de pressão e seu desempenho

Níveis de Pressão:	1	2	3	3+R*	1+QS*
Calor Fornecido na Turbina a Gás (MW)	473	473	473	473	473
Calor Fornecido no Queimador Suplementar (MW)	0	0	0	0	51
Potência de Saída da Turbina a Gás (MW)	178	178	178	178	178
Potência de Saída da Turbina a Vapor (MW)	94,8	99,0	99,7	102,5	125,5
Consumo de Potência no Ciclo (MW)	4,1	4,5	4,5	4,6	5,0
Potência Líquida Total da Planta (MW)	268,7	272,5	273,2	275,9	298,5
Eficiência Térmica (%)	56,8	57,6	57,8	58,3	57
<i>Heat Rate</i> (kJ/kWh)	6337	6249	6233	6712	6320
Custo Relativo Total da Planta (%)	100	104	106	112	-

*R = Reaquecimento; QS = Queima Suplementar

Fonte: (KEHLHOFER et al., 2009).

2.2.4 Recuperação de Calor

Tipicamente, uma planta operando em ciclo combinado recupera os gases de exaustão das turbinas a gás em elevada temperatura. Estes gases geralmente seriam lançados no meio ambiente sem qualquer tipo de reaproveitamento. No entanto, eles podem ser utilizados na produção de vapor em uma caldeira gerando energia adicional. Isso torna o processo mais eficiente (LORA e NASCIMENTO, 2004).

No entanto, apesar da elevada eficiência (próxima de 60%), ainda existem em seus ciclos térmicos sistemas e equipamentos que dissipam grande quantidade de energia para o meio ambiente. Alguns destes fluxos energéticos se encontram em condições termodinâmicas que permitem o seu aproveitamento. Como exemplos clássicos de pontos de dissipação de energia no ciclo combinado podem ser citados:

- (a) Trocadores de calor usados para o resfriamento do ar extraído do compressor da turbina a gás para posterior resfriamento das palhetas da turbina;
- (b) Trocadores de calor utilizados para resfriamento de óleo hidráulico e óleo de lubrificação;
- (c) Trocadores de calor utilizados para resfriamento do vapor de selagem da turbina a vapor e dos tanques de descarga (*blowdown*);
- (d) Trocadores de calor utilizados para o resfriamento dos compressores;
- (e) Trocadores de calor auxiliares utilizados para resfriamento do hidrogênio dos geradores;
- (f) Gases de combustão que deixam a caldeira de recuperação.

Mesmo depois de ser passar pela caldeira de recuperação, os gases de escape da turbina a gás ainda contêm uma quantidade substancial de calor, a uma baixa temperatura de 100 a 130°C, portanto são uma boa fonte de calor de baixa qualidade e podem ser convertidos em eletricidade. O aproveitamento desse calor melhora a eficiência global do ciclo combinado e reduz a poluição ambiental (SINGH; KAUSHIK, 2013a).

Portanto, existe a possibilidade de incrementar a eficiência de uma usina de ciclo combinado. Isto pode ser feito basicamente de duas maneiras: otimizando a operação dos equipamentos para diminuir ao máximo as perdas dos ciclos e recuperando a energia nos pontos onde há dissipação de calor residual.

A literatura demonstra que vários esforços têm sido efetuados para a otimização dessas plantas (GANJEHKAVIRI et al., 2015). No entanto, a recuperação de calor residual nesses ciclos ainda é pouco explorada. Dentre as tecnologias possíveis para aproveitamento dessa

energia, os ciclos Rankine orgânicos (ORC) se destacam pela simplicidade, pelo baixo custo e pelo potencial de conversão do calor residual em eletricidade.

2.3 Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

O ciclo de potência a vapor de Rankine é um dos vários ciclos que foram desenvolvidos para geração de energia. William John Macquorn Rankine foi um engenheiro escocês que, juntamente com Rudolph Clausius e William Thomson desenvolveu a base científica deste ciclo (TCHANCHE et al., 2014).

O ciclo consiste de um circuito fechado em que um fluido de trabalho circula repetidamente através de quatro componentes principais para transformar calor em energia mecânica ou elétrica (SPROUSE; DEPCIK, 2013), sendo que a água é usada como fluido de trabalho.

Também chamado de ciclo Clausius-Rankine, ele constitui o ciclo básico para plantas a vapor e é amplamente utilizado para geração de energia em usinas termelétricas alimentadas por carvão, gás, óleo e nucleares (TCHANCHE et al., 2014).

O ciclo Rankine orgânico (ORC) possui basicamente a mesma configuração do ciclo Rankine convencional, mas ao invés de água, usa substâncias orgânicas com baixos pontos de ebulição (comparado a água para os mesmo níveis de pressão) como fluidos de trabalho (BAO; ZHAO, 2013).

A configuração básica do ORC consiste de quatro equipamentos principais: bomba, evaporador (ou gerador de vapor), turbina (ou expansor) e condensador. A Figura 2.11 mostra um esquema com os principais componentes do ciclo.

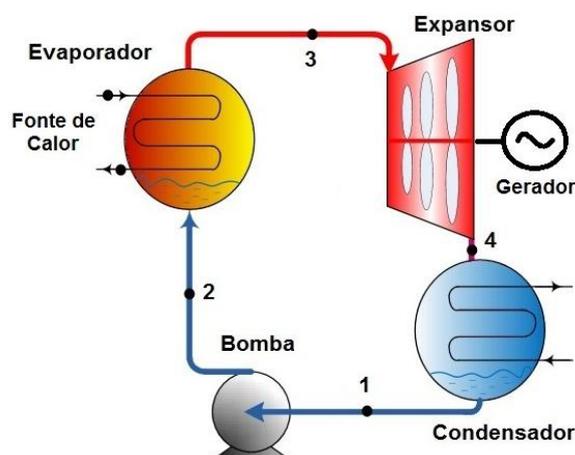


Figura 2.11 - Ciclo Rankine orgânico
Fonte: (XI et al., 2015)

O seu princípio de funcionamento consiste na captura da energia térmica de uma fonte de calor, que provoca a evaporação do fluido de trabalho, sendo este em seguida direcionado a um expensor, onde se produz trabalho mecânico, o qual é transformado em eletricidade por um gerador elétrico acoplado ao eixo do expensor (PERIS et al., 2015a).

Similarmente ao ciclo Rankine convencional, no ORC o fluido de trabalho passa por quatro processos, os quais são descritos abaixo (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009).

- (a) Processo 1-2: aumento da pressão do fluido de trabalho por uma bomba;
- (b) Processo 2-3: adição de calor a pressão constante no evaporador;
- (c) Processo 3-4: expansão do fluido de trabalho na turbina (expansor);
- (d) Processo 4-1: rejeição de calor a pressão constante no condensador.

A bomba pressuriza o fluido líquido, o qual segue para um evaporador para que seja produzido o vapor que será expandido numa turbina, que por sua vez está conectada através de um eixo a um gerador elétrico. Em seguida, o vapor é condensado e sugado pela bomba e o ciclo recomeça (VÉLEZ et al., 2012).

A Figura 2.12 mostra o diagrama Temperatura-entropia (T-s) para o ciclo.

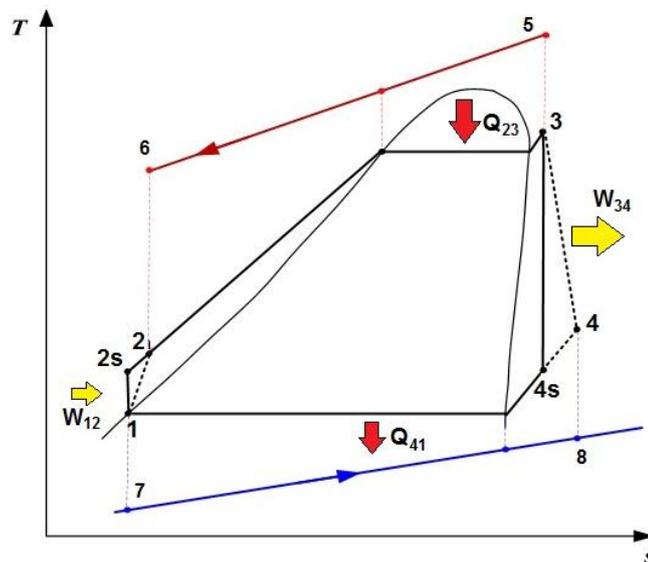


Figura 2.12 - Diagrama T-s do ciclo Rankine orgânico
Fonte: (XI et al., 2015)

No ORC, uma quantidade de calor Q_{23} (vide Figura 2.12) é adicionada ao fluido de trabalho durante o processo (2-3) e uma quantidade de calor Q_{41} é removida durante o processo (4-1). Uma quantidade de trabalho W_{34} é gerada na turbina durante o processo (3-4) e uma pequena quantidade de trabalho W_{12} é necessária para bombear o líquido durante o processo (1-2) (SALEH et al., 2007).

No diagrama T-s (Figura 2.12), os pontos 2s e 4s, representam respectivamente o estado do fluido de trabalho na saída da bomba e na saída do expansor para uma condição ideal, isto é, compressão e expansão isentrópicas. O processo 5-6 refere-se à transferência de calor da fonte de calor para o fluido de trabalho no evaporador, enquanto o processo 7-8 refere-se à transferência de calor do fluido de trabalho para o fluido de resfriamento no condensador.

No novo quadro de tecnologias de conversão de calor de baixa temperatura em eletricidade, o ORC oferece uma alternativa interessante, que é parcialmente explicada pela sua característica modular: um sistema ORC similar pode ser usado, com poucas modificações, em conjunto com várias fontes de calor (QUOILIN et al., 2013)

O ORC tem sido aplicado para a geração de eletricidade a partir de diferentes fontes de energia, incluindo calor residual industrial, energia solar, energia geotérmica, energia de biomassa e energia dos oceanos (BAO; ZHAO, 2013). Entre as fontes de calor residual incluem-se motores de combustão interna e turbina a gás (FENG et al., 2015a).

A tecnologia ORC tem potencial para facilitar o abastecimento de energia elétrica em áreas não conectadas, auto produção de energia, dessalinização de água do mar para consumo humano, ou mesmo o aumento da eficiência energética no setor industrial (VÉLEZ et al., 2012).

A versatilidade bem como a possibilidade do uso para diferentes gamas de temperaturas permite ao ORC a utilização como um ciclo secundário, integrado a processos de plantas já existentes ou como um ciclo principal, podendo atuar com produção combinada de calor e energia elétrica (cogeração) (VÉLEZ et al., 2012).

Uma vez que os sistemas de ORC geram energia adicional sem a necessidade de combustível extra, as emissões de poluentes da planta são reduzidas (VAJA; GAMBAROTTA, 2010). Além disso, ao contrário de ciclos convencionais, esta tecnologia permite a geração de energia descentralizada e em pequena escala (QUOILIN et al., 2013). Por causa da estrutura simples, alta confiabilidade, fácil manutenção, bem como o melhor potencial para a conversão de calor de baixa qualidade em energia elétrica, o ciclo Rankine orgânico (ORC) tem sido o foco de uma grande quantidade de pesquisas nas últimas décadas (FENG et al., 2015b).

O ORC tem sido estudado com relação a diversos aspectos como viabilidade técnica e econômica, seleção do fluido de trabalho, diferentes configurações possíveis, testes em protótipos, etc. (FU et al., 2014). Pesquisas também têm sido realizadas na área de desenvolvimento de expansores, aplicações de recuperação de calor em usinas, otimização dos parâmetros termodinâmicos e dimensionais, análises de desempenho, entre outras (FU et al., 2015).

2.3.1 Comparação com o ciclo Rankine convencional

Os ciclos Rankine convencional e orgânico são muito importantes para a conversão de energia térmica em mecânica e elétrica. No entanto, cada um possui sua gama de aplicação, suas vantagens e desvantagens.

Para geração de energia a partir de calor residual a baixa temperatura por meio de um ciclo Rankine, a água não é um fluido de trabalho adequado, entre outros motivos, devido ao fato de sua temperatura de ebulição ser relativamente elevada (LE et al., 2014). Em decorrência do ponto de ebulição dos fluidos orgânicos ser mais baixo, é mais fácil chegar às pressões necessárias para a sua expansão eficiente na turbina, utilizando fontes de calor de baixa qualidade (LI et al., 2015). Portanto, o uso da água como fluido de trabalho somente se justifica quando se tem temperaturas mais elevadas.

A água como fluido de trabalho apresenta muitas vantagens, como por exemplo: boa estabilidade térmica e química (não sofre risco de decomposição), baixa viscosidade (menor consumo de potência na bomba), boa condutora de energia (calor latente e calor específico elevados), não-tóxica, não inflamável e não apresenta ameaça para o meio ambiente, barata e abundante (presente em quase toda parte na terra). No entanto, a água também apresenta desvantagens: necessidade de superaquecimento do vapor para evitar a condensação durante a expansão, risco de erosão das pás das turbinas, excesso de pressão no evaporador, turbinas complexas e caras (TCHANICHE et al., 2011).

Entre as vantagens apresentadas pelos sistemas ORC estão (TCHANICHE et al., 2014):

- a) Adaptabilidade a várias fontes de calor;
- b) Tecnologia bem desenvolvida;
- c) Menor complexidade e menos manutenção comparadas a outros ciclos térmicos;
- d) Possibilidade de uso em pequenas escalas;
- e) Sistema de geração distribuída;
- f) Baixos custos de investimento e manutenção.

Outra vantagem do ORC é o uso de componentes muitas vezes disponíveis e acessíveis, devido às semelhanças entre o ORC e sistemas de refrigeração (SPROUSE; DEPCIK, 2013).

Em comparação com vapor de água, os fluidos orgânicos têm uma massa molecular superior, permitindo equipamentos compactos, fluxos de mássicos mais elevados e maior eficiência isentrópica da turbina (LE et al., 2014).

Além do fluido de trabalho, uma diferença significativa entre o ciclo Rankine convencional e o ORC é o dispositivo utilizado para a expansão do fluido. O ciclo Rankine convencional utiliza uma turbina, geralmente de grande porte, o ORC exige um dispositivo expensor específico de acordo com o fluido orgânico utilizado (VICTOR et al., 2013). Esse expensor tipicamente opera com o fluido em uma fase única, o que resulta num sistema mais simples e mais barato, em termos de custo de aquisição e manutenção (CHEN et al., 2010). O expensor de fase única se explica pela menor diferença de temperatura entre a evaporação e a condensação, o que significa que a queda de pressão será muito menor (TCHANCHE et al., 2011).

A principal desvantagem do ORC está justamente nos fluidos orgânicos de trabalho. Muitos fluidos possuem valores altos de potencial de destruição de ozônio (ODP) e potencial de aquecimento global (GWP), representando grande ameaça ao meio ambiente. Outros possuem alta toxicidade e/ou alta inflamabilidade, o que representa riscos à segurança. Alguns são instáveis quimicamente e podem comprometer o funcionamento do sistema. Além disso, a baixa disponibilidade e o alto custo em comparação com a água são fatores negativos nos sistemas ORC.

Uma comparação entre alguns parâmetros do ciclo Rankine convencional e do ciclo Rankine orgânico é resumida na Tabela 2.7.

Tabela 2.7 - Resumo de alguns parâmetros dos Ciclos Rankine convencionais e orgânicos

Parâmetro	Ciclo Rankine convencional	Ciclo Rankine orgânico
Fluido	Água	Composto orgânico
Pressão Crítica	Alta	Baixa
Temperatura Crítica	Alta	Baixa
Ponto de Ebulição	Alto	Baixo
Pressão de Condensação	Baixa	Aceitável
Calor Específico	Alto	Baixo
Viscosidade	Baixa	Relativamente alta
Inflamabilidade	Não	Sim, depende do fluido
Toxicidade	Não	Sim, depende do fluido
Impacto Ambiental	Não	Alto e depende do fluido
Disponibilidade	Alta	Problemas de fornecimento
Custo	Barata	Caro

Fonte: (TCHANCHE et al., 2011)

Além do que já foi apresentado, outras diferenças entre o ORC e ciclos a vapor convencional são (QUOILIN et al., 2013):

- a) Superaquecimento: a maioria dos fluidos orgânicos encontra-se no estado de vapor superaquecido no fim da expansão, não havendo necessidade de superaquecimento, ao contrário da água. A ausência de condensação, durante a expansão, reduz o risco de corrosão nas palhetas da turbina e estende a sua vida útil para 30 anos, em vez dos 15 a 20 anos para a água.
- c) Tamanho dos componentes: a densidade da água é baixa na parte de baixa pressão do ciclo, o que leva a uma vazão volumétrica elevada, exigindo um aumento no diâmetro das tubulações e no tamanho dos trocadores de calor. Do mesmo modo, o tamanho da turbina é aproximadamente proporcional à vazão volumétrica.
- d) Projeto da caldeira: as caldeiras (evaporadores) para ORC não necessitam de tubulões de vapor e recirculação, em decorrência da alta densidade dos fluidos e da sua proximidade de operação em relação ao ponto crítico.
- e) Admissão na turbina: em ciclos Rankine convencionais normalmente uma temperatura superior a 450°C é necessária na entrada da turbina para evitar a formação de condensados durante a expansão. Isto leva a maiores tensões térmicas no interior da caldeira e nas pás da turbina e, conseqüentemente a um custo mais elevado.
- f) Consumo da bomba: o consumo da bomba é proporcional à vazão volumétrica de líquido e à diferença de pressão entre a saída e a entrada. Ele pode ser expresso como taxa de trabalho reverso (BWR– *back work ratio*), que é definido como a razão entre o consumo da bomba dividido pela potência de saída da turbina. Em um ciclo Rankine convencional, o BWR atinge valores próximos a 0,4% apenas. Para um ORC com tolueno, por exemplo, este valor sobe para 2 a 3%.
- g) Alta pressão: num ciclo com água, as pressões chegam a cerca de 180 bar e tensões térmicas aumentam a complexidade e o custo da caldeira. Para um ORC (subcrítico), a pressão normalmente não excede 30 bar.
- h) Sistemas de tratamento: no ciclo com água, um sistema de tratamento deve ser integrado para garantir a pureza do fluido e um desaerador deve ser incluído para evitar a corrosão das peças metálicas, devido a presença de oxigênio no interior do sistema.
- k) Eficiência: a eficiência térmica de sistemas de ORC para temperaturas mais elevadas não costuma exceder 24%. Os ciclos Rankine convencionais apresentam valores típicos de eficiência maiores que 30%.

Um resumo com as principais vantagens de cada ciclo é mostrado na Tabela 2.8.

Tabela 2.8 - Vantagens dos ciclos Rankine orgânico e convencional

Vantagens do ciclo Rankine orgânico	Vantagens do ciclo Rankine convencional
Não há necessidade de superaquecimento	Alta eficiência
Menores temperaturas de evaporação	Baixo custo do fluido
Maiores pressões de condensação	Fluido de baixo impacto ambiental
Não há necessidade de tratamento do fluido	Fluido não inflamável e não tóxico
Não há necessidade de desaerador	Alta estabilidade química do fluido
Equipamentos mais simples	Baixo consumo da bomba
Possibilidade de recuperação de calor a baixas temperaturas	

Fonte: (QUOILIN et al., 2013)

2.3.2 Fluido Orgânico

Os ciclos Rankine orgânicos podem utilizar diferentes fluidos de trabalho, a fim de explorar as fontes de calor para produzir trabalho útil (VAJA; GAMBAROTTA, 2010). A seleção de fluido de trabalho é muito importante para o desempenho do ORC, uma vez que influencia diretamente na eficiência do sistema, no tamanho e concepção dos componentes, na estabilidade, na segurança, nos impactos ambientais (SCHUSTER et al., 2009), nas condições gerais de funcionamento e na viabilidade econômica da planta (CHEN et al., 2010).

No entanto, a escolha do fluido mais adequado depende de vários fatores, incluindo a temperatura da fonte de calor e o tamanho da planta (PASETTI et al., 2014), e as propriedades termofísicas ótimas do fluido dependem integralmente da temperatura da fonte quente (CARCASCI et al., 2014).

Apesar do grande número de estudos sobre seleção de fluido de trabalho, nenhum foi identificado como ótimo. Isto acontece devido ao grande número de possíveis fluidos e da variedade de tipos de fontes de calor e condições de trabalho. Assim, para cada caso há um fluido mais adequado (BAO; ZHAO, 2013), com sua própria gama de aplicabilidade, de acordo com suas propriedades termofísicas (HUNG et al., 2010).

A fim de identificar os fluidos orgânicos mais apropriados, alguns critérios gerais têm de ser levados em consideração, incluindo (DRESCHER; BRÜGGEMANN, 2007): propriedades termodinâmicas, segurança, aspectos ambientais, disponibilidade e custos.

A eficiência térmica geralmente é adotada como critério principal (LONG et al., 2014), mas os aspectos ambientais e de segurança também são muito importantes (CATALDO et al.,

2014). Além disso, fatores econômicos, limites de temperatura, pressão mínima e máxima possível e concepção dos expansores devem ser analisados (BAO; ZHAO, 2013).

A disponibilidade e custo também estão entre as considerações ao selecionar os fluidos de trabalho. Refrigerantes tradicionais são caros, mas o seu custo pode ser reduzido pela produção em larga escala desses refrigerantes ou pela utilização de hidrocarbonetos de baixo custo (CHEN et al., 2010). Um fluido de baixa disponibilidade e/ou alto custo limita a sua utilização em instalações ORC devido à viabilidade financeira (VÉLEZ et al., 2012).

A escolha do fluido é uma tarefa complexa devido basicamente a duas razões: i) as condições de trabalho e os tipos de fonte de calor variam muito: desde fontes de baixas temperaturas de 80 °C (como geotérmica) até altas temperaturas, próximas a 500 °C, para a queima de biomassa, por exemplo; ii) centenas de substâncias aparecem como candidatas a fluidos de trabalho: hidrocarbonetos, hidrocarbonetos aromáticos, éteres, perfluorocarbonetos, clorofluorcarbonos (CFC's), álcoois, siloxanos, entre outros (BAO e ZHAO, 2013).

A determinação de um fluido de trabalho apropriado pode ser iniciada com uma revisão de literatura acerca dos fluidos orgânicos existentes. Em seguida, para o processo de seleção devem ser avaliadas a temperatura da fonte de calor disponível e a temperatura ambiente (ou temperatura do líquido refrigerante). O próximo passo consiste em considerar o aspecto ambiental: ODP (potencial de destruição do ozônio), GWP (potencial de aquecimento global), segurança (toxicidade, inflamabilidade), estabilidade (térmica e química) e critérios de compatibilidade. Depois disso, avaliam-se os comportamentos termodinâmicos e propriedades de transporte dos fluidos de trabalho, bem como a determinação dos desempenhos do ciclo. Por último, os critérios econômicos devem ser levados em conta. Dependendo do objetivo da análise, a ordem de prioridade dos critérios mencionados pode ser alterada (LE et al., 2014)

Não há garantia de que um fluido de trabalho, considerado melhor do que outros em determinada temperatura da fonte de calor seja também a melhor opção em outras temperaturas (LAKEW; BOLLAND, 2010). De acordo com a aplicação e os níveis de temperatura, diferentes fluidos orgânicos são apropriados para o uso em um ORC. Na maioria das vezes não há um único fluido que tem a mais alta eficiência e potência de saída. Uma análise detalhada é necessária a fim de que todos os parâmetros necessários sejam tomados em consideração (KOSMADAKIS et al., 2009).

As propriedades termofísicas do fluido orgânico são a prerrogativa, mas estabilidade química, toxicidade e inflamabilidade devem ser consideradas. Muitos fluidos comumente considerados para aplicação em ORC podem ter valores indesejáveis de ODP e GWP, e estes

devem ser levados em conta, à luz da legislação vigente de redução de emissões (KÖLSCH; RADULOVIC, 2015).

Em resumo, ao selecionar o fluido de trabalho, é desejável que ele atenda ao máximo de requisitos possíveis citados a seguir (KOSMADAKIS et al., 2009; HUNG et al., 2010; QUOILIN et al., 2013):

- a) Alto desempenho: eficiência e potência específica de saída devem ser altas;
- b) Temperatura e pressão crítica relativamente altas;
- c) Baixo volume específico: leva à equipamentos menores e redução dos custos;
- d) Baixa viscosidade: resulta em melhores coeficientes de transferência de calor;
- e) Alta condutividade térmica: melhor transferência de calor com a fonte quente;
- f) Curva de saturação de vapor positiva ou isentrópica;
- g) Processo de expansão próximo de ser isentrópico;
- h) Compatibilidade com os materiais dos equipamentos;
- i) Auto lubrificação: promove a rotação suave da turbina;
- j) Pressão de evaporação aceitável: pressões mais elevadas conduzem a maiores custos de investimento e o aumento da complexidade do sistema;
- k) Pressão positiva de condensação: é recomendado que a pressão de condensação seja maior do que a pressão atmosférica para se evitar a infiltração de ar no ciclo;
- l) Temperatura de fusão baixa: evita o congelamento do fluido no sistema;
- m) Estabilidade química: evita a deterioração química e decomposição do fluido e a possível corrosão dos equipamentos, detonação e ignição.
- n) Baixa inflamabilidade: evita que o fluido entre em combustão e cause qualquer tipo de acidente, como explosões ou queimaduras.
- o) Baixa toxicidade: evita o risco de contaminação de operadores e outras pessoas envolvidas no processo em caso de vazamento;
- p) Baixo potencial de destruição de ozônio (ODP);
- q) Baixo potencial de aquecimento global (GWP);
- r) Boa disponibilidade e baixo custo.

A literatura mostra extensas análises e comparações entre os diferentes ciclos termodinâmicos e fluidos de trabalho. No entanto, a maior parte das comparações foi realizada sob determinadas condições pré-definidas de temperatura e utilizados apenas alguns fluido de trabalho (CHEN et al., 2010). Do ponto de vista estrutural, com base na composição atômica da molécula, os principais fluidos com aplicação em ORC podem ser separados em sete classes, de acordo com a Tabela 2.9 (KÖLSCH; RADULOVIC, 2015).

Além dessas sete classes principais, outros grupos menos importantes podem ser citados: hidroclorofluorcarbonos (HCFC), clorofluorcarbonetos (CFC), perfluorcarbonetos (PFC), aldeídos, hidrofluoroéteres (HFE), aminas e misturas (zeotrópicas e azeotrópicas) (TCHANCHE et al., 2011).

Tabela 2.9 - Classes de fluidos e suas características

Grupo	Características dos Fluidos
Hidrocarbonetos (HC)	- Boas propriedades termodinâmicas, mas problemas com inflamabilidade. - Aromáticos são mais estáveis termicamente que os lineares.
Perfluorcarbonetos (PFC)	- Inertes e estáveis, mas com propriedades termodinâmicas indesejáveis.
Siloxanos	- Baixa toxicidade e inflamabilidade. - Não corrosivos e bons lubrificantes.
Éters	- Problemas com inflamabilidade e toxicidade e propriedades termodinâmicas indesejáveis.
Alcôois	- Boa eficiência - Inflamáveis
Hidrofluorcarbonetos (HFC)	- Baixo ODP e potencial interesse para aplicação em ORC
Inorgânicos	- Baixo impacto ambiental - Preços baixos

Fonte: (KÖLSCH; RADULOVIC, 2015)

Fluidos com alta temperatura crítica ou elevado ponto de ebulição, tais como tolueno são normalmente utilizados com fontes de calor de temperaturas mais altas (tipicamente próximas a 300°C). Hidrocarbonetos, tais como butanos, pentanos ou refrigerantes tais como R227ea, R123, R245fa e HFE7000 são bons candidatos para moderadas e baixas temperaturas (tipicamente inferiores a 200 °C) (QUOILIN et al., 2011).

Também podem ser utilizadas misturas de fluidos, como por exemplo as misturas não azeotrópicas. Neste tipo de mistura, a composição do vapor e do líquido nunca são as mesmas durante os processos de mudança de fase. Existe uma diferença entre a temperatura de saturação dos fluidos que compõem a mistura, o que resulta em uma variação de temperatura durante a mudança de fase. Isto faz com que haja um melhor aproveitamento nas trocas de calor no

evaporador e no condensador, o que significa uma considerável redução nas irreversibilidades (JUNG et al., 2015).

Por meio de uma adequada seleção dos fluidos a serem misturados e uma otimização na proporção de cada substância, a taxa de destruição de exergia devido à diferença de temperatura pode ser diminuída (YANG et al., 2013). Com misturas não azeotrópicas, a temperatura na saída do evaporador passa a ser maior, devido diferença de temperatura entre o início da evaporação e o seu término. Assim, a temperatura média de evaporação é maior do que a de um fluido puro. Analogamente, a mistura não azeotrópica atinge uma temperatura mais baixa na saída do condensador, levando a uma menor temperatura média de condensação. O resultado disso é uma eficiência mais elevada e menor destruição de exergia (SHU et al., 2014).

A Figura 2.13 mostra o diagrama temperatura-entropia para uma mistura não azeotrópica. É possível perceber que as variações de temperaturas na evaporação e na condensação geram uma melhor correspondência com as variações de temperatura da fonte de calor (no evaporador) e do fluido de resfriamento (no condensador).

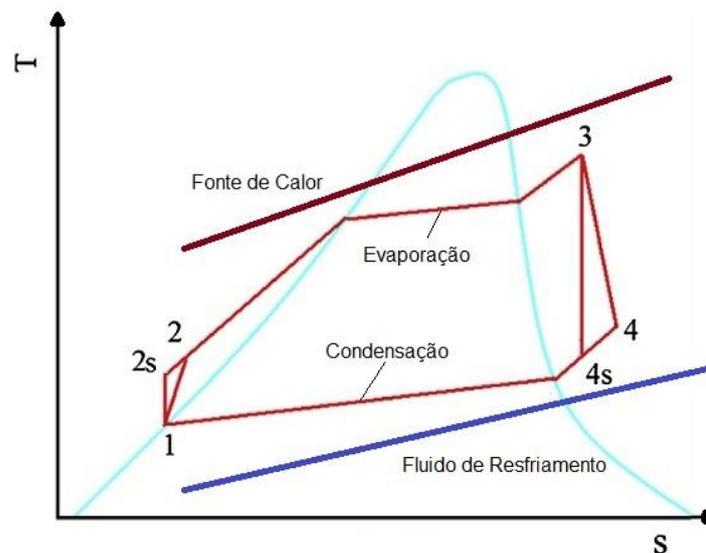


Figura 2.13 - Diagrama T-s do ORC para uma mistura zeotrópica
Fonte: (XI et al., 2015)

Existem também as misturas quase azeotrópicas (onde a variação de temperatura na evaporação é mínima, menor que 5°C). Para esse tipo de mistura, a eficiência normalmente é menor do que para os principais fluidos puros e a destruição de exergia é maior.

As pesquisas sobre fluidos de trabalho para ORC incluem uma ampla gama de fluidos. No entanto, apenas alguns fluidos são utilizados em ORCs comerciais, os quais são listados a seguir (QUOILIN, 2011):

- a) HFC-134a: usado em usinas de energia geotérmica ou em outras aplicações de recuperação de calor residual de baixa temperatura;
- b) HFC-245fa: fluido de trabalho de baixa temperatura, usado principalmente na recuperação de calor;
- c) N-pentano: usado na única usina de energia solar comercial de ORC em Nevada, USA. Outras aplicações incluem a recuperação de calor residual e energia geotérmica de média temperatura;
- d) Solkatherm: recuperação de calor residual;
- e) OMTS: usinas de cogeração;
- f) Tolueno: recuperação de calor residual.

Além desses, alguns fabricantes já trabalham com outros fluidos incluindo o hexano, ciclohexano, GL-160, WL-220 e Novec649 (PERIS et al., 2015b).

2.3.2.1 Classificação dos Fluidos

A termodinâmica dos processos de um ORC pode ser convenientemente discutida usando um diagrama de temperatura por entropia (diagrama T-s) (LAI et al., 2011). O formato da curva de saturação de vapor nos diagramas T-s é usado para identificar os tipos de fluidos de trabalho (HUNG et al., 2010). Como mostrado na Figura 2.14, há três tipos de curvas de saturação de vapor no diagrama de temperatura-entropia (T-s) (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009).

Fluidos úmidos, tais como água e amônia, possuem inclinação negativa (Fig. 2.14a), fluidos isentrópicos, tal como R134a, têm inclinação infinita, isto é, a curva de saturação de vapor é praticamente vertical no diagrama T-s (Fig. 2.6b) e fluidos secos, tais como n-pentano, benzeno e tolueno, possuem uma inclinação positiva (Fig. 2.14c),

A classificação depende da inclinação (dT/ds) da curva de vapor saturado no diagrama de T-s. Como o valor de dT/ds tende ao infinito para fluidos isentrópicos, o inverso da relação (ou seja, ds/dT), é usado para classificar o fluido. Definindo $\xi = ds/dT$, tem-se que para um fluido seco $\xi > 0$, para um fluido isentrópico, $\xi = 0$ e para um fluido úmido, $\xi < 0$ (CHEN et al., 2010).

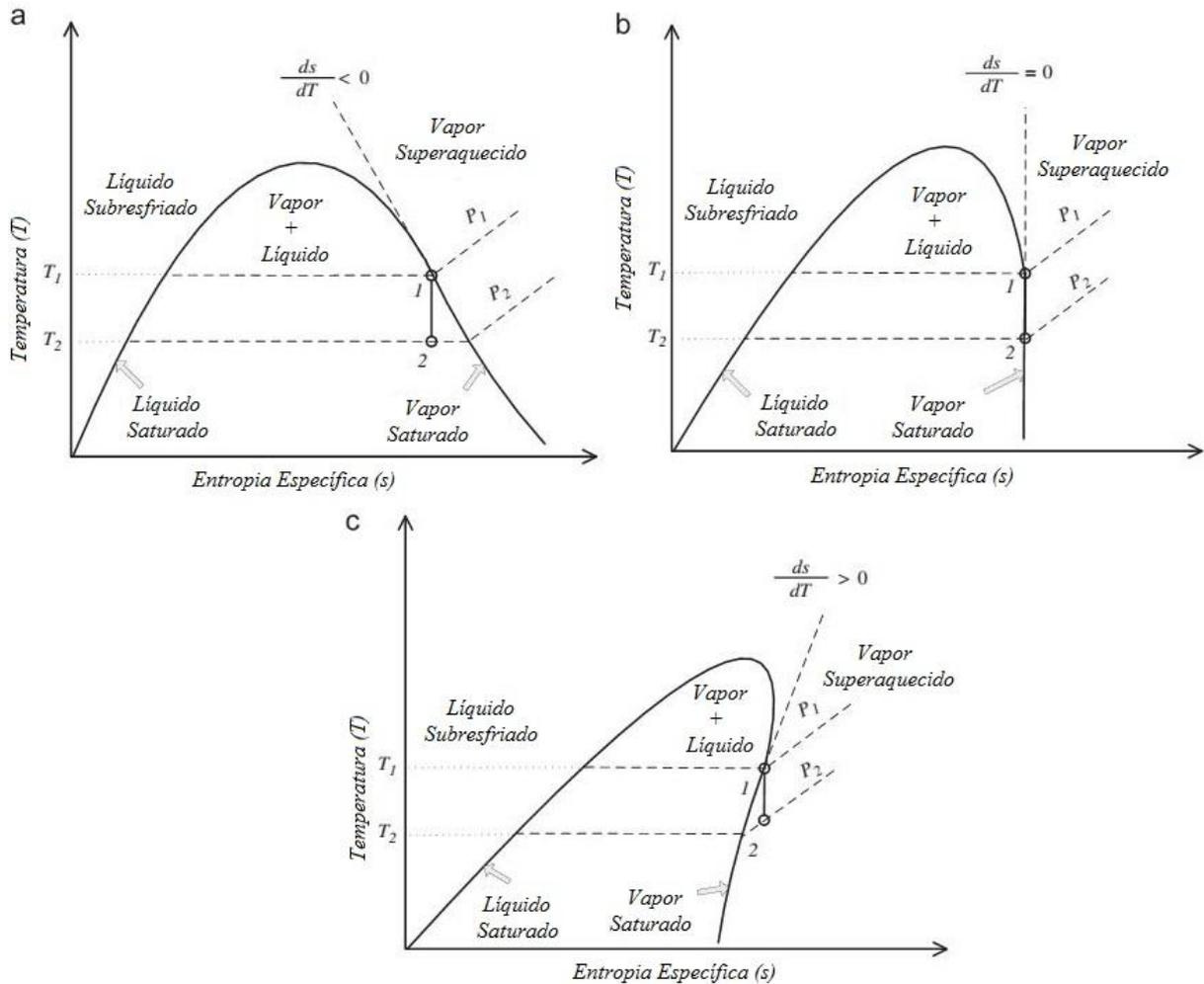


Figura 2.14 - Diagrama T-s para fluidos (a) úmidos, (b) isentrópicos e (c) secos
Fonte: (BAO; ZHAO, 2013).

A Figura 2.15 apresenta um diagrama T-s de um ORC para os três tipos de fluidos mencionados, contendo os processos do ciclo Rankine ideal. Para comparação, foi admitido que o fluido deixa o evaporador como vapor saturado nos três casos. A principal influência do tipo de fluido ocorre no processo 3-4 (expansão na turbina).

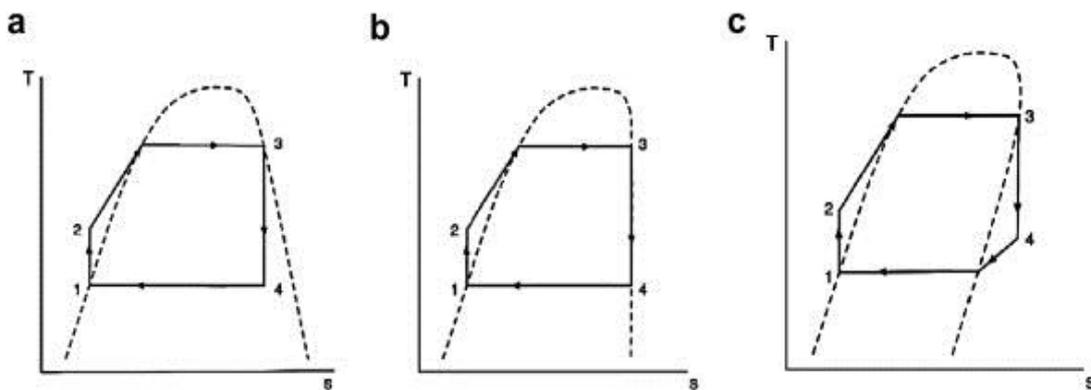


Figura 2.15 - Comparação do Diagrama T-s para fluidos: (a) úmidos, (b) isentrópicos e (c) secos
Fonte: (QIU, 2012)

Quando se utiliza um fluido úmido, o fluxo de saída da turbina contém muito líquido saturado, devido à inclinação da curva de vapor (ponto 4 na Fig. 2.15a). A presença de líquido no interior da turbina pode danificar as palhetas e também reduzir a sua eficiência. Para evitar isso, o fluido úmido deve ser superaquecido antes de entrar na turbina. Tipicamente, a fração mínima de vapor na saída de uma turbina deve ser mantida acima de 85% (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009). Assim, fluidos úmidos como a água e a amônia precisam de superaquecimento antes de entrar no expansor para a segurança da turbina e para melhoria da eficiência térmica do ciclo (CHEN et al., 2010).

Fluidos secos e isentrópicos não causam problemas durante a sua expansão, já que na saída da turbina sempre se apresentam como vapor saturado (ponto 4 na Fig. 2.15b) ou superaquecido (ponto 4 na Fig. 2.15c) (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009).

O superaquecimento influencia negativamente a eficiência do ciclo no caso de fluidos secos e por isso não é recomendado (CHEN et al., 2010). Para a mesma temperatura de entrada na turbina, a aplicação de vapor superaquecido reduz a pressão do fluido de trabalho e, conseqüentemente, o trabalho extraído da turbina (VICTOR et al., 2013). Portanto, os fluidos de trabalho do tipo seco ou isentrópico são mais adequados para os sistemas ORC. Porém se o fluido é “muito seco”, ou seja, a sua curva de saturação é muito inclinada, o vapor expandido irá sair da turbina com alto grau de superaquecimento (CHEN et al., 2010). Neste caso, um recuperador pode ser usado para aproveitar o calor excedente do vapor superaquecido para aumentar a eficiência do ciclo. No entanto, isso também implica no aumento do investimento inicial e na complexidade do sistema (BAO; ZHAO, 2013).

Os fluidos R21, R142b, R134a, R290, R141b, R123, R245ca, R245fa, R236ea, R124, R227ea, R218 podem ser considerados fluidos isentrópicos (CHEN et al., 2010). Para este tipo de fluido, a curva de vapor saturado é quase vertical, o que significa que a sua expansão é muito próxima de ser isentrópica. Portanto, este tipo de fluido alcança uma elevada eficiência isentrópica, e conseqüentemente, uma maior eficiência térmica global. Assim, nenhum vapor superaquecido ou fluido em duas fases aparece no fim da expansão, o que é desejável (KOSMADAKIS et al., 2009).

Os fluidos do tipo úmido geralmente possuem baixa massa molecular, tais como água ($M = 18$ kg/kmol) e amônia ($M = 17$ kg/kmol). Os fluidos do tipo isentrópico têm valores médios de massa molecular, tais como R134a ($M = 102$ kg/kmol), R245fa ($M = 134$ kg/kmol) e R123 ($M = 153$ kg/kmol). Os fluidos do tipo seco são geralmente de elevada massa molecular, por exemplo, HFE7000 (metóxi fluoropropano) ($M = 200$ kg/kmol) e HFE7100 (metóxi nona fluorobutano) ($M = 250$ kg/kmol) (QIU, 2012).

2.3.2.2 Aspectos técnicos

Tão importante quanto a seleção do fluido de trabalho para o sistema ORC, a análise termodinâmica estuda os efeitos de diversas variáveis (como temperatura, pressão e fluxo de massa) na potência líquida, na eficiência térmica, na eficiência de Segunda Lei e nas irreversibilidades (SUN; LI, 2011).

O ciclo Rankine orgânico deve alcançar uma elevada eficiência térmica e permitir uma elevada taxa de utilização da fonte de calor disponível (SALEH et al., 2007). A eficiência depende principalmente dos componentes do sistema (eficiência da bomba, eficiência de expensor, temperatura do meio de arrefecimento, etc.), do fluido de trabalho (parâmetros termodinâmicos) e das condições da fonte de calor (principalmente da temperatura) (IMRAN et al., 2014). No entanto, a eficiência de Carnot dá um valor limite para a eficiência de Primeira Lei. A eficiência térmica máxima encontrada para um sistema real é da ordem de 25% (TCHANCHE et al., 2014).

Os dois parâmetros termodinâmicos principais de um sistema ORC são as temperaturas médias máxima e mínima do ciclo (DRESCHER; BRÜGGEMANN, 2007). Um ciclo Rankine simples funciona dentro de dois valores de pressão: pressão de evaporação (mais alta) e a pressão de condensação (mais baixa). As temperaturas médias, em ambas as pressões, constituem os limites para a eficiência do sistema, considerando a teoria de Carnot (TCHANCHE et al., 2014).

A pressão de condensação influencia diretamente no potencial de produção de trabalho do ORC. Quanto mais baixa for a pressão de condensação, maior será o trabalho gerado. O valor dessa pressão deve ser decidido conforme a temperatura disponível do fluido que promoverá a condensação (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009). Além disso, quanto maior a pressão de entrada da turbina maior a potência líquida do sistema e maior a eficiência térmica. No entanto, esta pressão depende das propriedades do fluido de trabalho e influencia diretamente os custos do projeto (SUN; LI, 2011).

Assim, quanto maior a relação de pressão maior tende a ser a eficiência do ciclo. Desta forma, é sempre preferível trabalhar com os limites máximos e mínimos de pressão, mas há sempre algumas restrições práticas que devem ser levadas em conta (RAYEGAN; TAO, 2011). Alguns autores limitam a pressão de evaporação em 2,0 MPa, outros em 2,5 MPa. Alguns também limitam a pressão mínima de condensação em 5 kPa (BAO; ZHAO, 2013). O consenso

é que pressões altas ou baixas demais afetam a confiabilidade do sistema e podem aumentar o custo (CHEN et al., 2010).

Se a pressão de condensação for mais baixa do que a pressão atmosférica, o ar ambiente pode entrar no sistema e causar uma redução significativa na eficiência termodinâmica (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009). Assim, é preferível que a pressão de condensação seja igual ou superior à pressão atmosférica para que não haja esse tipo de problema (BAO; ZHAO, 2013).

Ao se aproximar da pressão crítica do fluido, pequenas variações de temperatura causam grandes alterações na pressão, o que torna o sistema instável. Além disso, se a curva de vapor saturado no diagrama de temperatura-entropia (T-s) não for inclinada o suficiente, o fluido vai atravessar o domo de saturação durante a expansão, como mostra a Figura 2.16 (RAYEGAN; TAO, 2011).

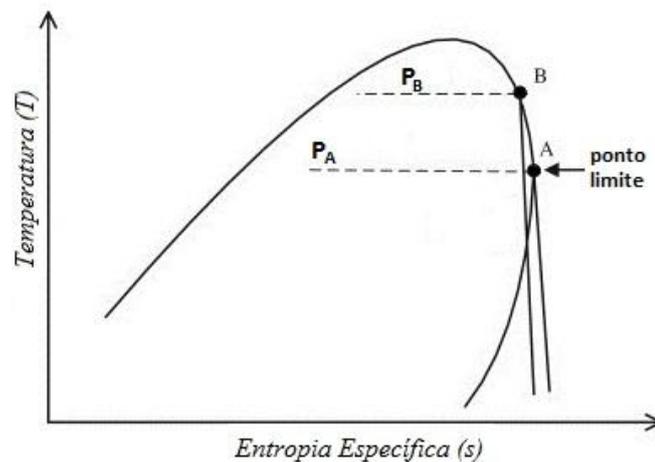


Figura 2.16 - Ponto limite superior de temperatura e pressão do ORC
Fonte: (RAYEGAN; TAO, 2011)

Normalmente em um ORC o fluido utilizado é seco ou isentrópico. Assim, a eficiência do sistema do ORC é melhor quando o fluido de trabalho na admissão do expensor está no estado de saturação (LI et al., 2015), já que para esses tipos de fluidos, não ocorre condensação na expansão, devido à inclinação da curva de saturação do vapor (vide Figura 2.14). No entanto, se o fluido de trabalho excede a pressão onde a saturação de vapor atinge o valor máximo, a expansão na turbina pode ocorrer dentro do domo de saturação e, assim, produzir condensados durante a expansão, causando problemas no expensor (CARCASI et al., 2014).

Desta forma, para fluidos secos e isentrópicos, o valor máximo da pressão de entrada da turbina é a pressão na qual a inclinação da curva de saturação, no diagrama de temperatura-entropia, tende ao infinito, ou seja, onde a entropia é máxima (ponto “A” na Figura 2.16) (RAYEGAN; TAO, 2011). Acima desse ponto, a inclinação da curva de saturação do fluido é

negativa, portanto, mesmo sendo seco ou isentrópico, o fluido passa a se comportar como úmido. Um processo de expansão nessa região vai gerar condensados na turbina, o que deve ser evitado. Logo, a temperatura e a pressão de entrada no expansor não devem ser superiores a este ponto.

A temperatura de condensação de projeto adotada é normalmente acima de 300 K para que o calor seja rejeitado para o ambiente. Desta forma, fluidos com temperaturas críticas abaixo de 300 K (como o metano, por exemplo) estão fora de consideração devido à dificuldade em condensação (CHEN et al., 2010).

Para calcular a potência líquida e a eficiência térmica, quatro parâmetros importantes devem ser definidos com antecedência: os *pinch point* (ΔT_{PP}) no evaporador e no condensador, o grau de superaquecimento no evaporador (ΔT_{sup}) e grau de subresfriamento no condensador (ΔT_{sub}) (FENG et al., 2015b).

No diagrama T-s da Figura 2.17, são mostrados os *pinch points* do evaporador e do condensador e os graus de subresfriamento e superaquecimento. O *pinch point* de evaporação ($\Delta T_{PP,eva}$) pode ser definido como a menor diferença de temperatura entre a fonte de calor e o fluido de trabalho no evaporador (FENG et al., 2015b). Da mesma forma, o *pinch point* de condensação ($\Delta T_{PP,con}$) pode ser definido como a menor diferença de temperatura entre o fluido de resfriamento e o fluido de trabalho, no condensador.

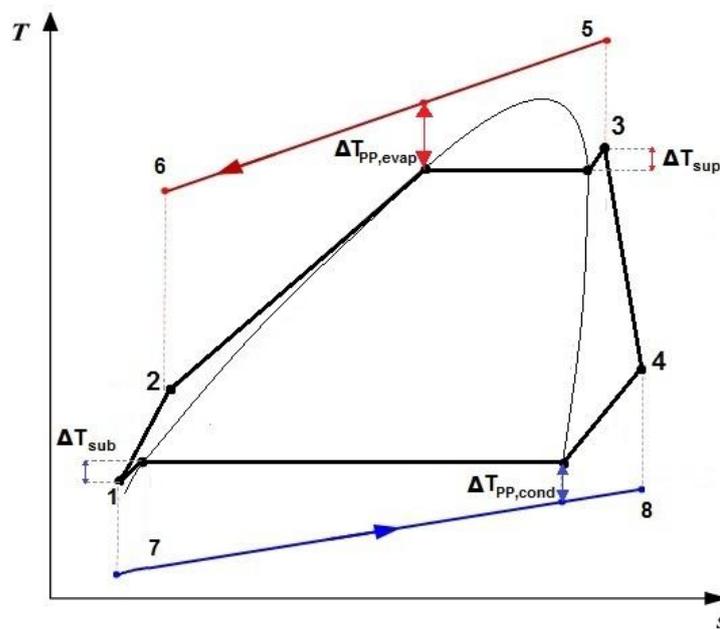


Figura 2.17 - Diagrama T-s (pinch points, superaquecimento e subresfriamento)

O processo de transferência de calor no evaporador contribui em maior parte nas irreversibilidades do sistema e o *pinch point* é um parâmetro que influi sensivelmente na eficiência térmica do sistema (MIAO et al., 2015). É benéfica para o desempenho do ciclo a escolha de um baixo valor de *pinch point*, o que leva a um aumento da potência útil, porém a área de transferência de calor aumenta, com o conseqüente aumento do custo do sistema (KÖLSCH; RADULOVIC, 2015). Por outro lado, as pressões de evaporação e de condensação são respectivamente aumentada e diminuída, o que leva ao aumento da eficiência (QUOILIN et al., 2011).

O grau de superaquecimento (ΔT_{sup}) é a diferença entre a temperatura de saída do evaporador e a temperatura de saturação, correspondente à pressão do evaporador. O grau de subresfriamento (ΔT_{sub}) é a diferença entre a temperatura de saturação correspondente à pressão do condensador e a temperatura de saída do condensador (FENG et al., 2015b).

Mesmo utilizando um fluido seco ou isentrópico pode ser adotado no projeto de um ORC um superaquecimento mínimo de poucos graus, somente para garantir que não haja realmente nenhum condensado na expansão, pois, para um sistema real, pequenas perdas de pressão podem fazer com que o fluido não atinja o ponto de saturação de projeto. Analogamente, um pequeno grau de subresfriamento pode ser adotado para garantir que o fluido deixe o condensador isento de frações de vapor, o que poderia trazer danos à bomba.

Outro parâmetro que não pode ser esquecido é a estabilidade térmica do fluido, que é a temperatura máxima a qual este fluido pode ser submetido sem risco de decomposição (PASETTI et al., 2014). Um fluido de trabalho não só deve ter as propriedades térmicas e físicas necessárias que correspondem à aplicação, mas também deve possuir estabilidade química suficiente na faixa de temperatura de trabalho desejada (CHEN et al., 2010).

O fluido pode se decompor quando exposto a determinadas temperaturas, produzindo substâncias que possam modificar a forma em que o ciclo trabalha. Além disso, a decomposição pode resultar em compostos tóxicos que podem induzir problemas de saúde se ocorrerem vazamentos (VÉLEZ et al., 2012).

Estudos de estabilidade térmica de fluidos orgânicos têm sido extensivamente conduzidos desde o início dos anos 60, principalmente como resultado do interesse no uso destes compostos nas indústrias aeronáutica e aeroespacial. Na verdade, a variação mais frequentemente detectada nas propriedades físicas de um composto durante a sua decomposição é o aumento da pressão de vapor causado pela divisão das moléculas em fragmentos menores e mais voláteis. A avaliação da estabilidade térmica de fluidos é baseada na análise de: (i) os desvios de pressão registrados durante os testes de esforços térmicos, (ii) os desvios da pressão

de vapor a partir dos valores de referência do fluido virgem e (iii) as taxas constantes estimadas de decomposição (PASETTI et al., 2014).

Dependendo do limite de estabilidade e também do nível de inflamabilidade do fluido, a transferência de calor a partir da fonte quente para o ciclo de potência pode ser realizada de duas maneiras (TCHANCHE et al., 2011): (a) fluxo do fluido com o calor do processo e o de fluido de trabalho no mesmo trocador de calor (evaporador); (b) através de um circuito intermediário de óleo térmico que é integrado ao sistema para evitar o risco de contato entre a fonte de calor e o fluido de trabalho. A Figura 2.18 mostra um esquema das duas configurações.

O controle adequado e a estabilidade dos sistemas são mais difíceis de alcançar com evaporação direta. Em contraste, um circuito de transferência de calor intermediário amortece as variações rápidas de temperatura da fonte de calor e permite uma operação suave do ciclo. Como consequência, muitas das instalações comerciais de ORC fazem uso de um circuito de transferência de calor intermediário (QUOILIN et al., 2013).

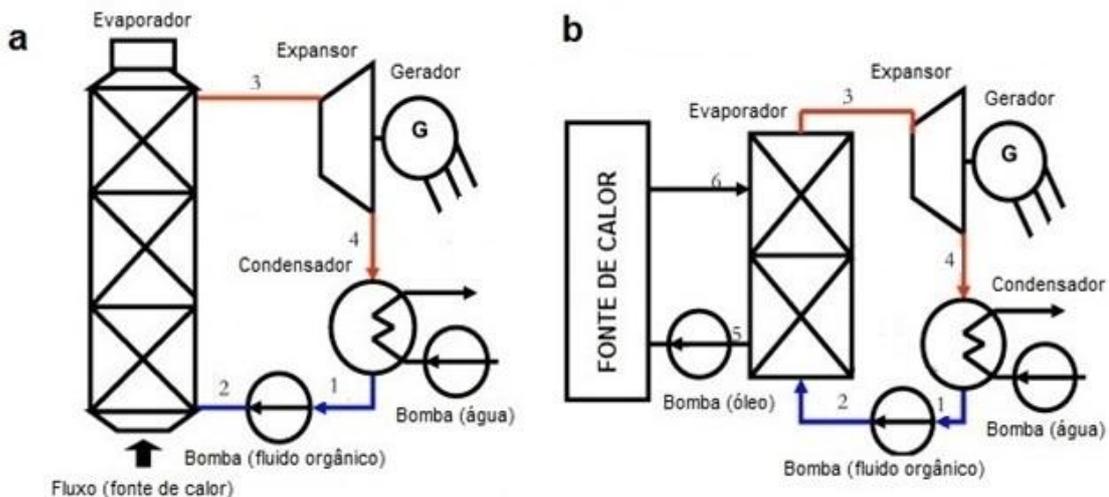


Figura 2.18 - Configurações possíveis para um ORC simples para recuperação de calor residual: (a) evaporação direta e (b) integração de circuito de óleo térmico

Fonte: (TCHANCHE et al., 2011).

A bomba de alimentação do ORC é um componente-chave do sistema por controlar a vazão e promover o aumento na pressão. Quando se eleva a temperatura de evaporação, eleva-se também a pressão, o que gera um aumento no consumo da bomba e eleva o BWR, que se torna significativamente alto quando se opera próximo ao ponto crítico do fluido. Portanto, a eficiência da bomba é um parâmetro crucial em ciclos de baixa temperatura e principalmente em ciclos transcríticos (QUOILIN et al., 2013).

A Figura 2.19 mostra a variação do BWR em função da temperatura de evaporação para alguns fluidos de acordo com alguns parâmetros pré-estabelecidos (eficiências da bomba e do expansor de 75% e pressão de condensação de 30°C). Para a água, o valor do BWR fica em torno de apenas 1%, enquanto que para os refrigerantes R134a e R1234yf, por exemplo, os valores sobem para 13 a 15% em média, respectivamente.

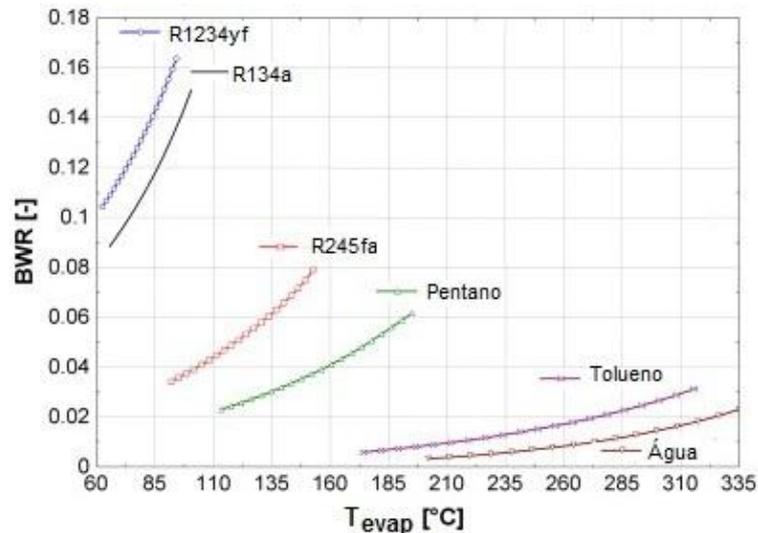


Figura 2.19 - BWR em função da temperatura de evaporação para alguns fluidos
Fonte: (QUOILIN et al., 2013)

Portanto, muitos parâmetros devem ser considerados na análise técnica de um ORC e a seleção dos fluidos é apenas o primeiro passo. O grande desafio é a definição, de maneira combinada, dos valores ótimos de temperatura e pressão de condensação e evaporação, *pinch point* dos trocadores de calor, entre outros, para alcançar a maior eficiência e o menor custo possível para o sistema. Desta maneira, as pesquisas sobre a forma de melhorar o desempenho do ciclo, aumentar a potência líquida e escolher o fluido de trabalho são de grande importância (FENG et al., 2015a).

2.3.2.3 Aspectos ambientais e de segurança

Além dos parâmetros termodinâmicos de um ORC, os aspectos ambientais devem ser analisados, principalmente durante a escolha do fluido de trabalho. Além disso, critérios de segurança não podem ser esquecidos. Com relação aos aspectos ambientais, as principais preocupações incluem o potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) e o potencial de aquecimento global (GWP) (BAO e ZHAO, 2013).

Um ponto importante a ser considerado são medidas e regulamentações normativas (SCHUSTER et al., 2009). Alguns fluidos são de uso restrito ou proibido e outros estão em processo de restrição por acordos internacionais, em função do seu ODP, definido e limitado no Protocolo de Montreal, ou em função do GWP, de acordo com as limitações do Protocolo de Kyoto (VÉLEZ et al., 2012).

O ODP de um fluido é calculado a partir de modelos matemáticos que levam em conta a estabilidade, o seu ritmo de difusão na atmosfera, a quantidade de átomos com capacidade para destruir o ozônio por molécula de fluido e o efeito da luz ultravioleta e de outras radiações (MMA, 2015). A camada de ozônio filtra parcialmente os raios ultravioletas do Sol prejudiciais ao ser humano ao absorver a maior parte da radiação UV-B. Assim, qualquer dano a esta camada pode causar consideráveis problemas ao meio ambiente e à vida na Terra (BOLAJI; HUAN, 2013).

Em nível internacional, o Protocolo de Montreal é o acordo que controla a produção e utilização de substâncias destruidoras de ozônio, como os clorofluorcarbonos (CFCs) e halogenados (SCHUSTER et al., 2009). De acordo com o protocolo de Montreal, fluidos com alto impacto ambiental não devem ser utilizados (XI et al., 2015).

Com relação ao GWP, para entender o seu significado, é feita uma comparação entre a Terra e uma estufa. Em uma estufa, o vidro permite que a luz solar entre, mas impede que parte da radiação infravermelha escape. Os gases na atmosfera da Terra, que exercem um efeito semelhante, são chamados de “gases de efeito estufa”. Alguns destes incluem CFCs, HCFCs, CO₂, metano (CH₄) e óxido nitroso (N₂O). Diferentes gases absorvem e prendem quantidades variáveis de infravermelho. Eles também persistem na atmosfera por diferentes períodos de tempo e podem influenciar a química da atmosfera de maneiras diferentes. A quantidade de energia radiante que os fluidos são capazes de absorver é medida pelo índice chamado de Potencial de Aquecimento Global (GWP), que é definido como a quantidade de radiação infravermelha, que o gás pode absorver, em relação ao dióxido de carbono (com um GWP atribuído de 1), integrado ao longo de um período de 20, 100 ou 500 anos (BOLAJI; HUAN, 2013). A Tabela 2.10 mostra os valores de ODP e GWP (para 100 anos) de alguns fluidos.

HFCs são fluidos refrigerantes que foram introduzidos para substituir os HCFCs e os CFCs, que possuem alto ODP. No entanto, os HFCs têm alto GWP, assim como os PFCs. Os HFEs tem valor mais baixo de GWP (VIVIAN et al., 2015).

Devido a questões ambientais, a utilização de alguns fluidos de trabalho foi proibida, tais como: R11, R12, R113, R114 e R115. Outros terão o seu uso descontinuado em 2020 ou 2030, tais como: R21, R22, R123, R124, R141b e R142b (BAO; ZHAO, 2013).

O R134a está sendo atualmente substituído pelo R1234yf devido ao seu elevado potencial de aquecimento global (GWP). Os fluidos HFE7000 e Solkatherm são anunciados como substitutos para o R123, devido ao seu potencial de destruição de ozônio (ODP) (QUOILIN et al., 2011).

Tabela 2.10 - ODP e GWP100 de alguns fluidos

Grupo	Fluido	ODP	GWP
CFC	R11	1	3800
	R12	1	8100
	R113	0,8	4800
	R114	1	9000
	R115	0,6	9000
HCFC	R22	0,055	1500
	R123	0,02	90
	R124	0,022	470
	R141b	0,11	630
	R142b	0,0065	2000
HFC	R23	0	11700
	R32	0	650
	R125	0	2800
	R134a	0	1300
	R143a	0	3800
	R152a	0	140
Refrigerantes	R290	0	3
Naturais	R600a	0	3
	R717	0	0
	R718	0	0
	R744	0	1

Fonte: (BOLAJI; HUAN, 2013)

Os substitutos provisórios para os CFCs são HCFCs, mas estes também destroem o ozônio estratosférico, porém em menor grau do que os CFCs. Estes dois grupos de compostos possuem cloro na sua composição, que é uma substância altamente prejudicial ao ozônio. Portanto, os CFCs e HCFCs são ameaças à camada de ozônio, mas HFCs e HFEs não são. Assim, os HFCs deverão substituir completamente os HCFCs, devido ao seu valor zero de ODP (QIU, 2012).

Água, amônia e alcanos são substâncias com baixo impacto ambiental (TCHANICHE et al., 2009). Hidrocarbonetos e siloxanos têm GWP nulo (ou muito baixo) (VIVIAN et al., 2015). As preocupações ambientais levaram ao banimento do uso de muitos dos fluidos discutidos em trabalhos anteriores (SPROUSE; DEPCIK, 2013). Os requisitos ambientais mudaram ao longo dos últimos anos e, por isso, várias pesquisas precisam passar por uma reavaliação. Infelizmente, há falta de dados ambientais relativos a algumas substâncias e existem poucas substâncias com baixa ODP e baixo GWP (TCHANICHE et al., 2009).

O fluido deve ter ODP zero, já para o GWP não há um valor definido. As legislações europeias atuais para fluidos refrigerantes de sistemas de ar-condicionado automotivos definem como aceitáveis valores inferiores a 150 para o GWP100. Uma classificação proposta pelo Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (PNUMA ou UNEP, da sigla em inglês para *United Nation Environment Programme*) define que o fluido tem GWP extremamente baixo se o valor (para 100 anos) for menor que 30, muito baixo de 30 a 100, baixo de 100 a 300, moderado de 300 a 1000, alto de 1000 a 3000, muito alto de 3000 a 10.000 e extremamente alto acima de 10.000 (UNEP, 2011).

Além do ODP e GWP possivelmente altos, os fluidos orgânicos podem ser inflamáveis e tóxicos (QUOILIN et al., 2013). Esses dois fatores influenciam diretamente na segurança do sistema. É sempre desejável que o fluido utilizado no ORC não seja tóxico (para evitar contaminação no caso de vazamentos ou durante a manipulação), não seja corrosivo (para evitar custos elevados de manutenção e/ou danos às instalações) e não seja inflamável (para evitar o risco de acidentes) (VÉLEZ et al., 2012).

Toxicidade e inflamabilidade são os dois principais parâmetros utilizados pela ASHRAE para indicar o nível de segurança de um refrigerante. A norma ASHRAE 34 adotou uma matriz que indica os níveis relativos destes dois parâmetros. O fluido orgânico mais seguro é aquele que pertence ao grupo A1 (KOSMADAKIS et al., 2009). O nível de segurança é definido por uma letra que indica o nível de toxicidade (A = elevada toxicidade, B = baixa toxicidade) e um número que indica o nível de inflamabilidade (1 = ausência de propagação de chamas, 2 = nível inferior de inflamabilidade, 3 = alta inflamabilidade) (VIVIAN et al., 2015). A Figura 2.20 mostra o diagrama da norma ASHRAE 34 para classificação de segurança dos fluidos.

De acordo com esta classificação, alcanos não tóxicos, mas inflamáveis são de classe A3. Eles exigem dispositivos de segurança. R152a é classificado como A2 (nível baixo de inflamabilidade e não tóxico). R123 é B1 (não inflamável, mas tóxico). A amônia é classificada

como B2 (tóxico e com nível baixo de inflamabilidade). R134a é de classe A1 (não inflamável e não tóxico), mais seguro em comparação com outros refrigerantes (TCHANCHE et al., 2009).

GRUPO DE SEGURANÇA

Aumento da inflamabilidade ↑	Inflamabilidade Alta	A3	B3
	Inflamabilidade Baixa	A2 A2L*	B2 B2L*
	Sem propagação de chama	A1	B1
		Toxidade Baixa	Toxidade Alta
		Aumento da toxicidade →	

* Grupos A2L e B2L incluem os refrigerantes de baixa inflamabilidade com velocidade máxima de queima de 10 cm/s.

Figura 2.20 - Classificação de segurança dos fluidos
Fonte: (ANSI/ASHRAE 34-13, 2013)

Outra norma de segurança importante é a NFPA 704 da Associação Nacional para Proteção contra Incêndios dos Estados Unidos. Nesta norma, um diagrama é utilizado para identificar os riscos de uma substância. Três características do fluido (risco à saúde, nível de inflamabilidade e reatividade) são classificadas de acordo com uma escala que vai de 0 (sem risco; substância normal) a 4 (risco sério ou grave) (NFPA, 2012).

Hidrocarbonetos e siloxanos têm alta inflamabilidade. Este problema não aparece em outras categorias, tais como HFEs, mas seu nível de toxicidade pode ser perigoso. A classe dos HFCs apresenta um melhor equilíbrio entre segurança e impactos ambientais devido ao baixo GWP e aos níveis aceitáveis de inflamabilidade e toxicidade (VIVIAN et al., 2015).

Conforme mencionado, fluidos tóxicos e/ou inflamáveis devem ser evitados na seleção para aplicação em ORC. No entanto, muitos desses fluidos apresentam bons parâmetros termodinâmicos, o que os torna interessantes para utilização. Desde que não haja norma ou qualquer legislação em vigor que proíba seu uso para determinada aplicação em sistemas ORC, estes fluidos podem ser utilizados. Porém, critérios superiores de segurança devem ser adotados. Sistemas de segurança devem ser integrados para evitar qualquer tipo de vazamento. A manutenção deve ser mais frequente e os operadores precisam passar por treinamentos mais

rígidos. Para fluidos inflamáveis, por exemplo, é necessário um circuito de óleo entre a fonte de calor e o evaporador do ORC para evitar qualquer tipo de acidente (CARCASCI et al., 2014).

Portanto, os aspectos ambientais e de segurança são extremamente importantes na seleção de um fluido de trabalho para um sistema ORC e devem ser priorizados. Além disso, também são importantes o incentivo e a realização de pesquisas nesta área, para possibilitar o desenvolvimento de fluidos cada vez mais eficientes, seguros e de baixo impacto ambiental.

2.3.3 Configurações de ORC

Numerosos estudos são realizados sobre sistemas ORC a fim de reduzir as irreversibilidades geradas nos diversos componentes do sistema, melhorando assim a sua eficiência. Entre os principais tópicos de pesquisa está a configuração do ciclo (LI et al., 2015). A arquitetura simples do ORC pode ser adaptada e otimizada, dependendo da aplicação (QUOILIN et al., 2013), pois o *design* do ciclo influencia fortemente no desempenho geral (MEINEL et al., 2014a). Além da configuração básica, várias outras configurações para a utilização fontes de calor de baixas e médias temperaturas são discutidas na literatura (MEINEL et al., 2014b).

Todas as modificações propostas têm um efeito no processo de recuperação de calor e na eficiência térmica. Isto requer uma análise termodinâmica detalhada sob várias hipóteses e regimes operacionais (LECOMPTE et al., 2015). Além disso, mesmo que mais eficientes, os ciclos modificados são mais complexos, e isso gera um impacto direto nos seus custos. Assim, além de uma avaliação técnica adequada, deve ser realizada uma avaliação econômica de cada configuração proposta para o ciclo. Entre as principais configurações estudadas estão: ORC básico, ORC com recuperação, ORC com regeneração e Ciclo Kalina.

2.3.3.1 ORC básico

Conforme mencionado, um ciclo ORC básico inclui quatro equipamentos principais: evaporador, expensor (turbina), condensador e bomba (vide Figura 2.11). A bomba fornece o fluido de trabalho para o evaporador, onde o fluido é aquecido e vaporizado. O vapor de alta pressão flui para dentro do expensor e a sua energia é convertida em trabalho. O vapor de baixa pressão sai do expensor e é levado para o condensador, onde é liquefeito. O líquido disponível na saída do condensador é bombeado de volta para o evaporador e um novo ciclo começa

(FENG et al., 2015a). O fluido de trabalho na saída do evaporador está no estado de vapor saturado (para fluidos isentrópicos) ou vapor superaquecido (para fluidos secos). A solução de equilíbrio de energia determina a vazão mássica do fluido, as temperaturas e as pressões de trabalho em cada ponto (LAKEW; BOLLAND, 2010).

O evaporador é dividido em duas ou três partes: a seção de aquecimento (o fluido sai da bomba como líquido subresfriado e é aquecido até o estado líquido saturado), seção de evaporação (o fluido entra como líquido saturado e sai como vapor saturado) e seção de superaquecimento (o fluido entra como vapor saturado e sai para o expensor como vapor superaquecido) (FENG et al., 2015a).

2.3.3.2 ORC com recuperação

Ao utilizar fluidos secos, a temperatura do fluido de trabalho na saída da turbina é relativamente alta e o fluido encontra-se no estado de vapor superaquecido (UUSITALO et al., 2014). Assim, um trocador de calor interno pode ser adotado no ORC para absorver o calor do fluido de trabalho que sai da turbina e aquecer o fluido que entra no evaporador (FENG et al., 2015b).

A transferência de calor do fluido na saída da turbina para o fluido na entrada do evaporador é conhecida como recuperação¹ e o trocador de calor utilizado para este processo é chamado de recuperador (LAI et al., 2011). A Figura 2.21 mostra uma comparação entre os modelos esquemáticos dos ciclos básico e com recuperação.

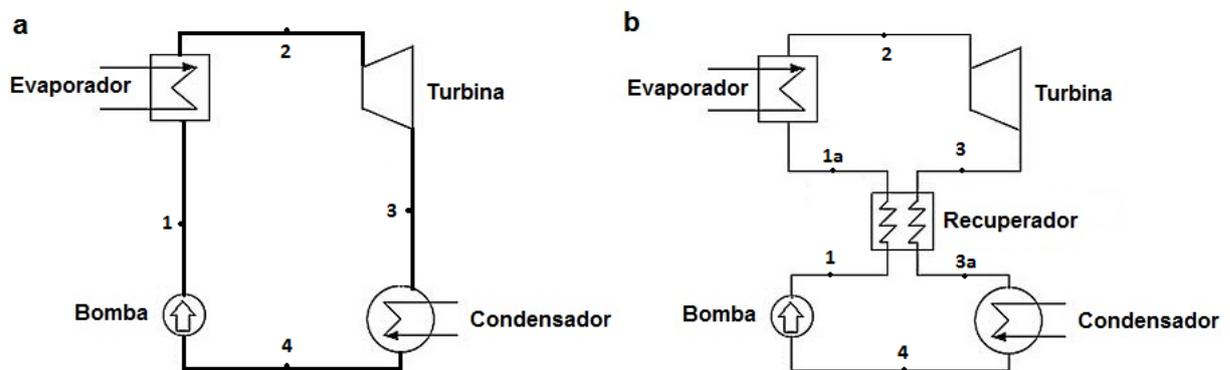


Figura 2.21 - Modelos do ORC (a) básico e (b) com recuperação
Fonte: (VIVIAN; MANENTE; LAZZARETTO, 2015).

¹ Alguns autores se referem a esta configuração como ORC com regeneração (ou regenerativo). Mas neste trabalho, para evitar interpretações incorretas, a regeneração é tratada como uma configuração distinta, abordada no [item 2.3.3.3](#).

O ORC com recuperação é uma configuração muito utilizada devido à melhor eficiência térmica em comparação com o ORC básico (FENG et al., 2015b). Basicamente, este tipo de ciclo é benéfico para fluidos secos, devido à grande quantidade de calor que pode ser recuperada (MEINEL et al., 2014b).

A eficiência aumenta com a recuperação de calor porque é possível diminuir a quantidade de calor que entra no ciclo mantendo o mesmo trabalho na turbina. O aumento na eficiência varia conforme o fluido e depende de suas propriedades, principalmente do seu calor específico (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009).

A recuperação não tem efeito sobre a potência da turbina e da bomba (para uma mesma vazão de fluido de trabalho), mas influencia diretamente na transferência de calor no evaporador e no condensador (RAYEGAN; TAO, 2011). A Figura 2.22 mostra uma comparação entre os diagramas T-s dos ciclos básico e com recuperação.

O diagrama T-s para o ORC com recuperação tem o mesmo formato que para o ORC básico. A diferença é que, ao invés de quatro processos, com a adição do recuperador, passam a existir seis processos. São acrescentados os processos 1-1a e 3-3a. Assim, os processos no condensador e no evaporador, passam a ser 3a-4 e 1a-2, respectivamente. Isso significa que, para a mesma vazão de fluido, menor quantidade de calor será rejeitada no condensador e menor quantidade de calor será necessária no evaporador. Assim, a potência líquida é mantida e a eficiência é aumentada.

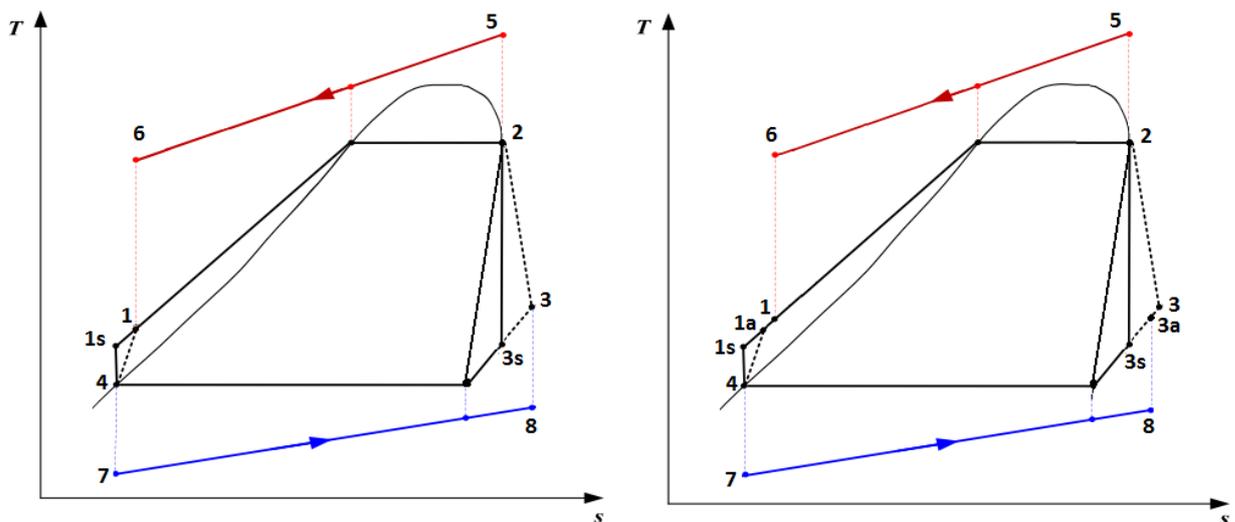


Figura 2.22 - Diagrama T-s: (a) ORC básico e (b) ORC com recuperação
Fonte: (XI et al., 2015).

2.3.3.3 ORC com regeneração

Outra configuração possível para o ORC é a regeneração, na qual uma parte do fluido de trabalho é extraída da turbina e misturada com o fluido de trabalho que sai da bomba (antes de entrar no evaporador). Por meio dessa técnica, a temperatura média de adição de calor é aumentada causando um incremento na eficiência termodinâmica do ciclo (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009).

O fluido retirado da turbina é extraído entre duas fases de expansão (IMRAN et al., 2014). Assim, a regeneração é empregada quando se tem uma turbina com pelo menos dois estágios de expansão para possibilitar a extração. A fração de fluido extraída da turbina segue para um trocador de calor e é misturada com o fluido que sai da bomba, sendo que a quantidade ótima de fluido a ser extraído depende do tipo de fluido e das condições termodinâmicas do ciclo.

O trocador de calor utilizado nesta configuração é chamado de regenerador e pode ser do tipo aberto ou fechado. Em um regenerador do tipo fechado o calor do fluido que sai do expansor é transferido para o fluxo que sai da bomba, mas sem qualquer mistura (TCHANCHE et al., 2014). Nesse caso é necessário acrescentar um misturador para unir as duas correntes de fluido, após terem trocado calor. Para o regenerador do tipo aberto, os fluxos são misturados diretamente. Nos dois casos, uma bomba extra é necessária para elevar a pressão do fluido extraído da turbina, após o mesmo deixar o regenerador. A Figura 2.23 mostra as configurações dos sistemas ORC com regeneração, considerando o regenerador aberto e fechado.

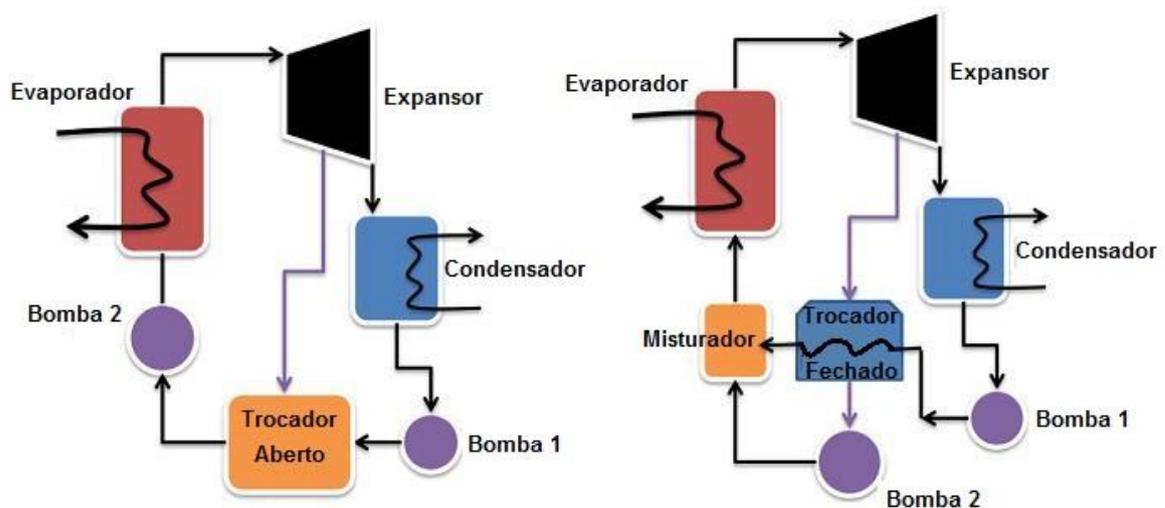


Figura 2.23 - Diagrama esquemático do ciclo ORC regenerativo com sangria na turbina
Fonte: (TCHANCHE et al., 2014).

A sangria na turbina (regeneração) também melhora a eficiência térmica global do ciclo. Da mesma forma que no ciclo com recuperação, a quantidade de calor que entra no sistema pode ser reduzida. O que muda, neste caso, é que a potência líquida do sistema também é reduzida devido a menor quantidade de fluido disponível para gerar trabalho na turbina. Desta forma, essa técnica é útil apenas para situações onde a redução da quantidade de calor fornecida ao ciclo é significativamente maior que a redução no trabalho do sistema (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2009).

2.3.3.4 Ciclo Kalina

O ciclo Kalina foi introduzido em 1984 como uma alternativa para o ciclo Rankine convencional. Ele usa uma mistura de amônia e água como fluido de trabalho (MODI; HAGLIND, 2015). Seu objetivo termodinâmico é a redução de irreversibilidades, o que ocorre, em primeiro lugar, pela redução da diferença de temperatura média logarítmica entre a fonte de calor e o de fluido de trabalho (BOMBARDA et al., 2010).

Desde a sua introdução, vários usos para o ciclo de Kalina têm sido propostos, tais como em usinas de energia geotérmica, recuperação de calor residual, usinas de energia solar, etc. A maioria dos estudos documentados, no entanto, se concentram em baixa ou moderada temperatura de calor para aplicações de conversão de energia (MODI; HAGLIND, 2015).

O ciclo básico é derivado do ciclo Rankine e consiste de seis componentes principais: um separador, uma turbina, um misturador, um condensador, uma bomba e um evaporador (LI; DAI, 2014). A Figura 2.24 mostra um esquema do ciclo Kalina, com seus componentes.

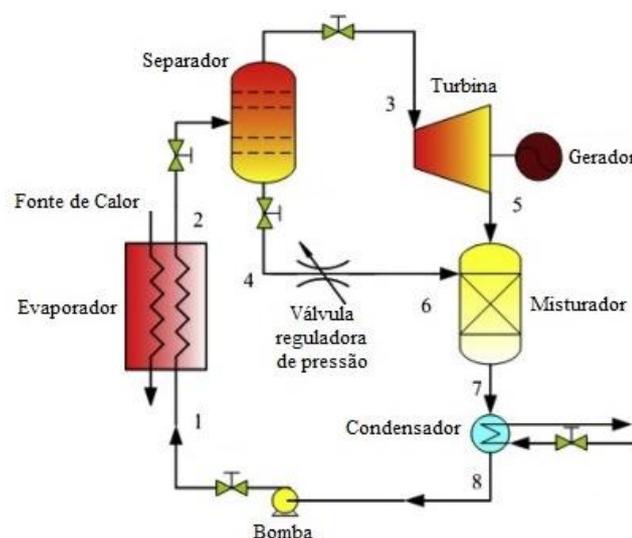


Figura 2.24 - Diagrama esquemático do ciclo Kalina básico
Fonte: (LI; DAI, 2014)

O ciclo Kalina básico é composto pelos seguintes processos (LI; DAI, 2014):

- 1-2: a mistura água-amônia é aquecida no evaporador;
- 2-3: o vapor saturado rico em amônia é separado no separador e levado para a turbina;
- 2-4: o líquido saturado, pobre em amônia, é separado no separador;
- 3-5: o vapor saturado rico em amônia se expande na turbina;
- 4-6: o líquido saturado pobre em amônia passa por uma válvula de estrangulamento, onde sua pressão diminui e, em seguida, é levado para o misturador;
- 5,6-7: o líquido saturado pobre em amônia e o vapor rico em amônia, que saiu da turbina, são misturados no misturador;
- 7-8: a mistura água-amônia passa pelo condensador e se torna líquida; 8-1: a mistura água-amônia é comprimida pela bomba.

A composição da mistura amônia-água pode ser diferente em cada aplicação, mudando-se a fração mássica de amônia na mistura (MODI; HAGLIND, 2015). As propriedades da mistura binária resultam em evaporação e condensação não isotérmicas (VICTOR et al., 2013), pois quando a mistura amônia-água é aquecida, a amônia, mais volátil, tende a se evaporar primeiro que a água pura. À medida que a concentração de amônia no líquido diminui, a temperatura de saturação aumenta, proporcionando uma melhor correspondência térmica entre a fonte de calor e o fluido de trabalho (ZHANG et al., 2012). Assim como no ORC, também é possível adicionar recuperadores no ciclo Kalina.

A principal desvantagem identificada no ciclo Kalina é o aumento do número de componentes necessários para o ciclo, pois se exige equipamentos adicionais, como por exemplo: um separador e trocadores de calor intermediários (VICTOR et al., 2013).

Na recuperação de calor para a geração de energia elétrica, o Ciclo Kalina e o Ciclo Rankine orgânico (ORC) representam duas tecnologias diferentes com grande potencial (BOMBARDA et al., 2010). Tanto o ORC com o ciclo Kalina são alternativas para a geração eficiente de energia a partir de fontes de calor de baixa temperatura. No entanto, a configuração simples do ORC é vista como uma grande vantagem (ZARE; MAHMOUDI, 2015).

Assim, a adoção do ciclo de Kalina, em muitos casos, não se justifica, pois o ganho de desempenho em relação a um ciclo ORC, devidamente otimizado, é pequeno e deve ser alcançado com um esquema de planta complicado, grandes trocadores de calor e materiais não corrosivos e resistentes a altas pressões (LE et al., 2014).

2.3.4 ORC supercrítico

Com base na pressão e temperatura da entrada da turbina, os sistemas ORC podem ainda trabalhar em ciclos subcríticos ou supercríticos (RAHBAR et al., 2015). No entanto, a tecnologia amplamente utilizada é ORC subcrítico (LECOMPTE et al., 2015). Enquanto no ORC subcrítico, as pressões do ciclo se encontram abaixo do ponto crítico do fluido, no ciclo supercrítico o fluido de trabalho é comprimido a uma pressão acima da sua pressão crítica (KIM et al., 2012). A pressão de evaporação é supercrítica (acima do ponto crítico), enquanto a pressão de condensação é subcrítica (abaixo do ponto crítico).

O termo “transcrítico” também é utilizado por muitos autores para identificar estes ciclos com evaporação acima do ponto crítico (TCHANICHE et al., 2014).

Fluidos de trabalho com temperaturas e pressões críticas relativamente baixas podem ser comprimidos e aquecidos até um estado supercrítico antes da expansão (CHEN et al., 2010). O ponto crítico de fluidos orgânicos é atingido em menores pressões e temperaturas se comparados com a água, portanto, é mais fácil trabalharem no estado crítico (SCHUSTER et al., 2010).

No ORC transcrítico (ou supercrítico) básico, o fluido de trabalho, no estado de líquido subresfriado, é comprimido a uma pressão acima da sua pressão crítica. O fluido é então aquecido e passa por um processo de mudança de fase não isotérmico. Em seguida, ocorre a conversão de energia nas pás da turbina durante o processo de expansão. Finalmente, o fluido de trabalho é resfriado e condensado, antes de ser bombeado de novo para uma alta pressão (LE et al., 2014). A Figura 2.25 mostra os diagramas T-s para os dois tipos de ciclos.

A principal diferença entre um ciclo subcrítico e um ciclo supercrítico está no processo de aquecimento do fluido de trabalho. No ciclo supercrítico, os fluidos de trabalho são comprimidos diretamente a pressão supercrítica e aquecidos para o estado supercrítico, evitando a região bifásica (LECOMPTE et al., 2015). No ciclo subcrítico, o fluido é submetido a um processo de transição de fase líquido-vapor durante o aquecimento (SALEH et al., 2007).

Quando a temperatura da fonte de calor for relativamente baixa, o ciclo transcrítico apresenta vantagens sobre o ciclo subcrítico com relação à eficiência térmica, eficiência exérgica e potência gerada (YU et al., 2015), pois as pressões supercríticas melhoram o processo de transferência de calor da fonte quente para o fluido de trabalho (LAI et al., 2011).

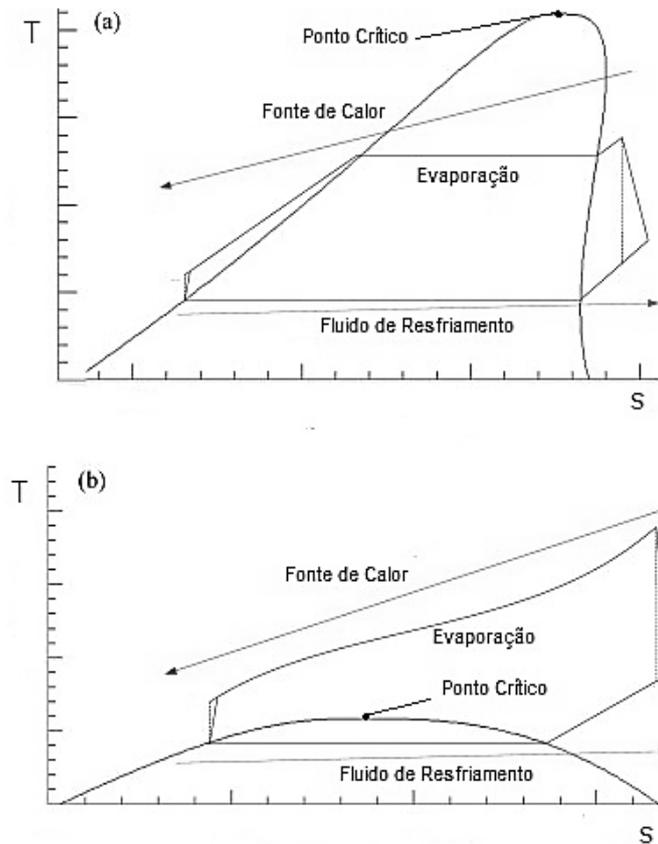


Figura 2.25 - Diagramas T-s de ORC (a) subcrítico e (b) supercrítico
 Fonte: (LI et al., 2014)

A principal vantagem do ORC supercrítico é uma melhor adequação entre a curva de resfriamento da fonte de calor e a curva de aquecimento do fluido de trabalho. A ausência de evaporação isotérmica no ORC supercrítico permite que a fonte de calor possa ser resfriada até uma temperatura mais baixa, resultando numa melhor utilização da fonte calor residual (LE et al., 2014).

Especificamente, há um interesse crescente no uso de CO_2 como fluido para ciclos supercríticos, bem como para a geração de energia em instalações nucleares, sistemas de recuperação de calor, bem como em instalações solares térmicas (TCHANCHE et al., 2014).

Como fluido de trabalho, o dióxido de carbono tem qualidades desejáveis, tais como: ponto crítico moderado, estabilidade, baixo custo e impacto ambiental relativamente baixo. No entanto, a baixa temperatura crítica do dióxido de carbono ($31,1\text{ }^\circ\text{C}$), é uma desvantagem para o processo de condensação, pois o CO_2 precisa ser condensado a uma temperatura da ordem de 20°C (CHEN et al., 2010).

Outra desvantagem são as pressões de operação da ordem de 60 a 160 bar (LE et al., 2014), devido a sua alta pressão crítica (73,8 bar), o que torna maiores as exigências de

segurança. Por isso, outros fluidos de trabalho devem ser considerados (LECOMPTE et al., 2015).

Além disso, quando um fluido requer pressões elevadas para tornar o processo eficiente, os custos dos equipamentos são mais elevados devido às altas tensões mecânicas que eles têm de suportar, o que gera também maior complexidade da planta (VÉLEZ et al., 2012).

Resumidamente, tanto o ciclo Rankine orgânico subcrítico quanto o supercrítico tem suas próprias vantagens. Embora o ORC supercrítico apresente um melhor aproveitamento térmico, ele requer normalmente alta pressão, o que pode levar a dificuldades de operação e de segurança (CHEN et al., 2010). No entanto, essa configuração de ORC apresenta vários desafios relacionados às altas pressões necessárias de condensação e evaporação, alta razão de pressão na turbina, transferência de calor supercrítica e a incerteza sobre as propriedades do fluido de trabalho na região supercrítica (LE et al., 2014).

Há ainda uma grande necessidade de encontrar fluidos de trabalho adequados para os ORC's supercríticos (CHEN et al., 2010). A vantagem com relação à escolha do fluido é que podem ser utilizados fluidos úmidos, já que a expansão ocorre acima do domo de saturação.

Os fluidos R170, R744, R41, R23, R116, R32, R125 e R143a são fluidos úmidos com baixas temperaturas críticas e pressões críticas razoáveis, que são características desejáveis para um ORC supercrítico, portanto o dióxido de carbono (R744) e o R134a têm sido considerados. Entre os fluidos listados acima, o R170, o R744, o R41, o R23 e o R116 têm temperaturas críticas inferiores a 320 K, o que exige temperaturas de condensação baixas (CHEN et al., 2010).

2.3.5 Fabricantes

Os fabricantes de ORC estão presentes no mercado desde o começo dos anos 80, fornecendo uma ampla gama de faixa de potências e níveis de temperatura (QUOILIN et al., 2013).

Vários fabricantes já possuem uma lista substancial de instalações. Além disso, as instalações existentes já provaram os benefícios associados aos ORCs. Enquanto vários ORCs já estão em operação, e o desafio estratégico que permanece é a melhoria do seu desempenho termodinâmico e, portanto, da competitividade do sistema (LECOMPTE et al., 2015). A Tabela 2.11 mostra uma lista dos principais fabricantes de ORC no mundo e as principais características dos sistemas comercializados por cada um.

Tabela 2.11 - Principais características dos sistemas ORC comerciais

Fabricantes	W(kW)	T(°C)	Fluido de Trabalho
Adoratec/Maxxtec (Alemanha)	315-1600	300	OMTS
Barber Nichols (EUA)	700-2700	>115	-
Electratherm (EUA)	30-50	>88	R245fa
Eneftech (Suíça)	5-30	120-200	R245fa
Freepower (Inglaterra)	120	>110	Hexano
Enogia (França)	5-100	80-500	R245fa, outro
GE Clean Cycle/Calnetix (EUA)	125	>120	R245fa
GMK (Alemanha)	50-5000	120-350	GL-160, WL-220
Infinity Turbine (EUA)	10-250	90-120	R134a, R245fa
Lti Reenergy (Alemanha)	30	>160	-
Transpacif (EUA)	100-5000	<480	-
Tri-o-gen (Holanda)	60-160	>350	Tolueno
Turboden (Itália)	200-2000	100-300	OMTS (MDM), Solkatherm
Pratt & Whitney Systems (EUA)	280	90-150	R245fa
Ormat (EUA)	200-70000	150-300	n-pentano, outro
Enertime (França)	300-5000	200	HFC
Phoenix (Austrália)	10-5000	80-900	R245fa, Novec649, Ciclohexano
Rank (Espanha)	2-100	80 >140	R245fa, outro
Zuccato Energy (Itália)	50-150	94 >160	-
Bosch KWK (Alemanha)	65-325	120-150	R245fa
Exergy (Itália)	>100	80-350	-
Cryostar (França)	500-15000	100-400	R245fa, R134a
Opcon (Suécia)	350-800	<120	Amônia

Fonte: (PERIS et al., 2015b)

Atualmente, existem sistemas ORC projetados para produzir energia com potências de baixos quilowatts até poucos megawatts. Uma pesquisa de mercado mostra uma grande diversidade de máquinas em termos de tamanho, tecnologia do dispositivo de expansão, temperatura da fonte de calor, maturidade, disponibilidade de mercado, fluido de trabalho e custos (TCHANCHE et al., 2014).

A variedade de módulos de ORC é grande e pode ser categorizada de acordo com o tamanho da unidade, tipo de tecnologia e aplicação de destino. A maioria das plantas comerciais exibe uma arquitetura simples: condição de trabalho subcrítica, fluidos de trabalho puros, pressão de evaporação única e possível uso de um recuperador (QUOILIN et al., 2013).

CAPÍTULO 3 - MODELAMENTO DO CICLO COMBINADO

Neste capítulo são apresentados os detalhes do modelamento do ciclo combinado da usina termelétrica de Uruguaiana, que será objeto de estudo deste trabalho. São apresentadas algumas informações sobre o *software* GateCycle, que foi utilizado para o modelamento da planta e também são mostrados os dados técnicos e termodinâmicos que serviram de base para a construção do modelo. Por fim, são analisados e identificados, a partir do modelo, os pontos com potencial para recuperação de calor residual, e que permitam a integração de ciclos Rankine orgânicos.

3.1 GateCycle

O GateCycle é um *software* comercial que pode ser usado para realizar análises detalhadas do comportamento, em regime permanente, de sistemas térmicos de potência, tanto no ponto de projeto quanto fora de projeto (OROZCO, 2013).

O *software* GateCycle é capaz de prever o desempenho de plantas de ciclo combinado, plantas com caldeira a combustível fóssil, centrais nucleares, sistemas de cogeração, centrais combinadas de calor e eletricidade, ciclos avançados de turbina a gás e muitos outros sistemas de conversão energética. O GateCycle pode ser utilizado para realização de avaliações rápidas, engenharia detalhada, projetos, modernização, repotenciação e testes de aceitação (GE, 2016).

Além disso, o GateCycle também possibilita (OROZCO, 2013):

- a) Análise termodinâmica de sistemas de potência, com a obtenção de informações sobre a eficiência do ciclo e a potência gerada.
- b) Verificação de informações sobre o desempenho de centrais elétricas em conjunto ou um equipamento individual.
- c) Simulação do funcionamento dos sistemas em operação fora do ponto de projeto.
- d) Previsão do efeito das mudanças propostas ou melhorias de instalações existentes.
- e) Análise de projetos avançados de turbinas a gás, incluindo a integração com ciclo combinado.

A Figura 3.1 mostra, como exemplo, uma tela de trabalho do *software*.

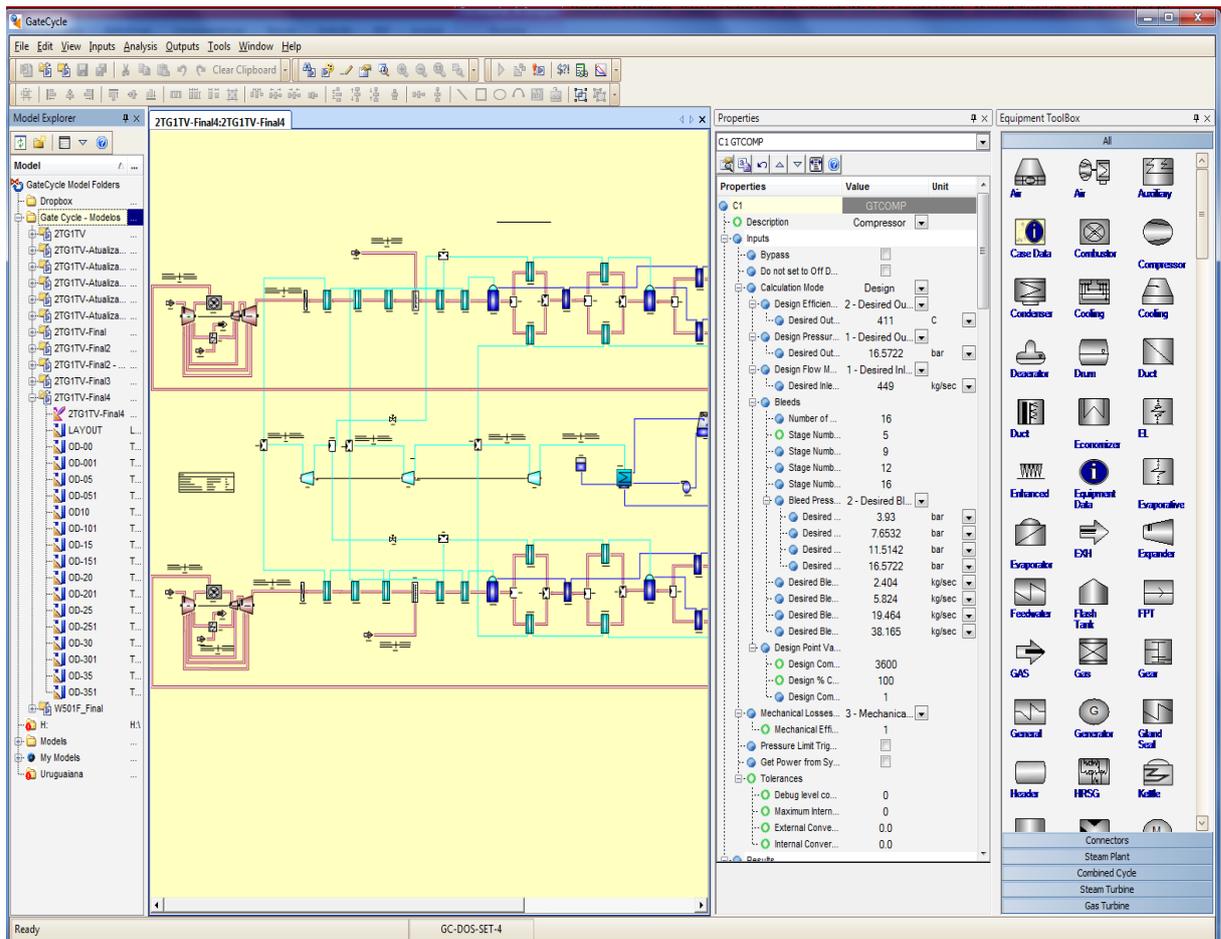


Figura 3.1 - Tela de trabalho do GateCycle™ versão 6.1.2

3.2 Termelétrica de Uruguaiana

A termelétrica de Uruguaiana iniciou suas atividades em 2000, na cidade de Uruguaiana, no Estado do Rio Grande do Sul (RS), e está autorizada a operar como produtora independente pelo prazo de 30 anos, contados a partir de 26 de junho de 1997. A controladora da usina é a empresa AES Brasil. A usina tem capacidade instalada de 640 MW, operando em ciclo combinado com duas turbinas a gás e uma turbina a vapor. A energia gerada é suficiente para atender cerca de 2 milhões de residências (AES BRASIL, 2014).

A termelétrica foi construída em um período de 24 meses, e ocupa uma área de 80 mil metros quadrados. Durante a construção cerca de 1.500 pessoas estiveram envolvidas. O investimento total estimado na planta foi de US\$ 310 milhões à época. A usina foi planejada inicialmente para operar com gás natural proveniente de gasodutos da Argentina (PFC ENERGIA, 2002). A Figura 3.2 mostra uma fotografia da usina de Uruguaiana.



Figura 3.2 - Termelétrica de Uruguiana

O ciclo combinado da termelétrica de Uruguiana é composto de duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor. Portanto, a planta foi construída no arranjo (2:2:1) de múltiplos eixos, ou seja, cada turbina encontra-se acoplada a um gerador independente.

As turbinas a gás são do tipo *heavy-duty*, modelo Siemens-Westinghouse W501F, com capacidade máxima de 187 MW e eficiência de 36% para condições ISO (temperatura de 15°C, pressão atmosférica de 1 atm e umidade relativa do ar igual a 60%). A turbina a gás é composta por um compressor de fluxo axial de 16 estágios, uma câmara de combustão com 16 conjuntos de queimadores, e uma turbina de reação com 4 estágios. O combustível utilizado é o gás natural.

Cada turbina a gás está acoplada a uma caldeira de recuperação com capacidade de geração de até 389 toneladas de vapor por hora. As caldeiras operam com três níveis de pressão (156 bar, 32 bar e 7,5 bar) com circulação natural e com duto para queima suplementar, o que caracteriza o ciclo combinado como série-paralelo. O combustível para este fim também é o gás natural, mas também há possibilidade de utilização de óleo combustível. As caldeiras também operam com o reaquecimento do vapor e com o pré-aquecimento do gás natural.

A turbina a vapor de múltiplos estágios é do modelo Siemens-Westinghouse *Tandem Compound Double Flow* BB245B, com capacidade máxima de 265 MW. A turbina é composta por 27 estágios, sendo 13 de alta pressão (AP), 8 de média pressão (MP) e 6 de baixa pressão (BP). O condensador de duplo passe opera a uma pressão de 0,05 bar e a água de alimentação é resfriada por meio de torre de resfriamento.

3.3 Modelo do ciclo combinado

O modelamento da planta de ciclo combinado de Uruguaiiana foi realizada no *software* GateCycle versão 6.1.2. Primeiramente, as turbinas a gás foram modeladas, seguida pelas caldeiras de recuperação, a turbina a vapor e os demais equipamentos do ciclo. Os dados para o modelamento foram obtidos de PFC Energia (2002) e Lora e Nascimento (2004). A planta foi modelada conforme as condições normais de operação.

3.3.1 Turbina a Gás

A Figura 3.3 mostra um esquema simplificado da turbina a gás que serviu de base para o modelo.

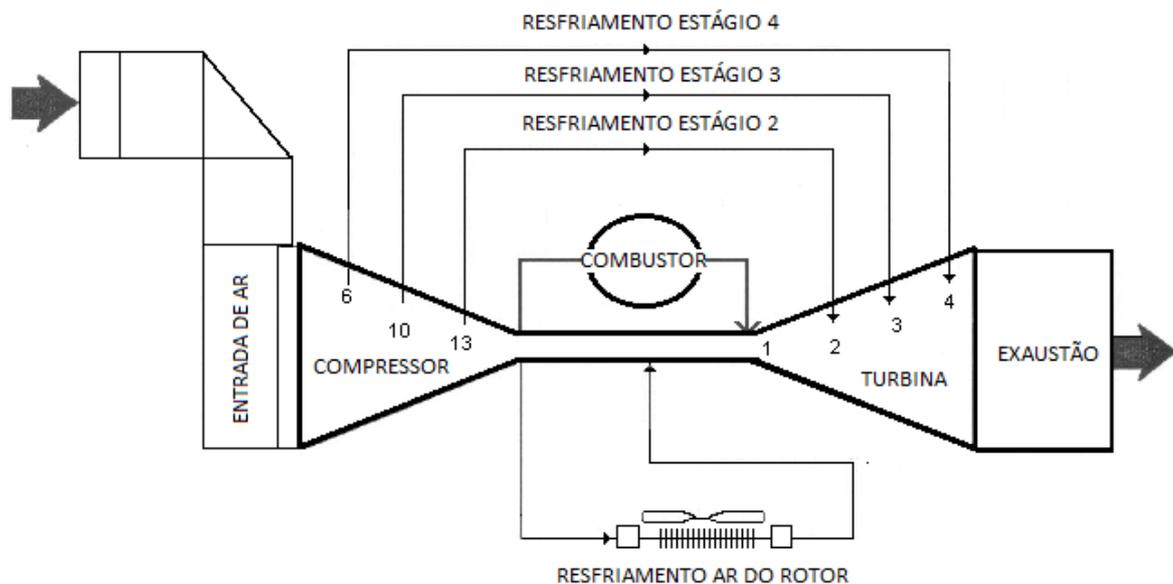


Figura 3.3 - Esquema simplificado da turbina W501F
Fonte: (PFC ENERGIA,2002).

Para o modelo da turbina a gás, o ar foi considerado entrando no compressor nas condições ISO, ou seja, temperatura de 15°C, pressão de 1 atm (101,3 kPa) e umidade relativa de 60%. A vazão de entrada de ar é de 449 kg/s. Na saída do compressor, a pressão é de 1657 kPa. No esquema da Figura 3.3 são observadas quatro extrações (sangrias) de ar no compressor. O ar dessas sangrias é utilizado no sistema de resfriamento da turbina com a função principal de prover resfriamento direto para os componentes expostos as altas temperaturas dos gases, que são mais altas que as temperaturas limites dos materiais.

O ar da extração do sexto estágio do compressor é utilizado para o resfriamento das palhetas do quarto estágio da turbina. O ar resfria a palheta e provê fluxo positivo através dos anéis e selos entre os estágios. O ar da extração do décimo estágio do compressor flui para a seção cilíndrica da turbina por meio de tubulações externas à unidade e é utilizado para o resfriamento das palhetas do terceiro estágio da turbina e da cavidade do disco da terceira roda. O segundo estágio de palhetas e as duas cavidades do disco, por sua vez, utilizam ar da sangria do décimo terceiro estágio do compressor, que também flui por tubulações externas. Por último, o primeiro estágio de palhetas da turbina usa o ar da descarga do compressor (do último estágio) direcionada internamente através do combustor da turbina.

As temperaturas, pressões e vazões de cada sangria do compressor são mostradas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Dados das extrações do compressor

Extração (Sangria)	Parâmetro termodinâmico	Valor
Extração 1 (6º estágio)	Vazão mássica (kg/s)	2,404
	Pressão (kPa)	393
	Temperatura (°C)	168
Extração 2 (10º estágio)	Vazão mássica (kg/s)	5,824
	Pressão (kPa)	765
	Temperatura (°C)	269
Extração 3 (13º estágio)	Vazão mássica (kg/s)	19,464
	Pressão (kPa)	1.151
	Temperatura (°C)	340
Extração 4 (16º estágio)	Vazão mássica (kg/s)	38,165
	Pressão (kPa)	1.657
	Temperatura (°C)	411

Fonte: (PFC ENERGIA,2002).

Além disso, parte do ar do compressor é removido no ponto de descarga e dirigido para um resfriador tipo “*Fin Fan*” para posteriormente ser utilizado para promover o resfriamento do rotor da turbina. Esse resfriador, localizado próximo à transição da exaustão, opera por convecção forçada para resfriar o ar de descarga do compressor de 411°C. O ventilador do resfriador é acionado por um motor elétrico de 30 hp, que funciona para manter a temperatura do ar de resfriamento do rotor em 200°C.

Na câmara de combustão, gás natural é admitido com pressão de 2758 kPa e a uma temperatura de 130°C. O ar entra com temperatura de 411°C e pressão de 167 kPa. A temperatura mais elevada é resultado do pré-aquecimento do combustível em um trocador de calor que utiliza água quente do segundo nível de pressão da caldeira. A temperatura na saída da câmara é de 1382°C e a eficiência de combustão foi admitida em 98% (LEFEBVRE e BALLAL, 2010). Por último, além dos fluxos de ar para resfriamento já citados, em cada turbina, os gases de escape saem a temperatura de 580°C e a condições de pressão atmosférica (101,33 kPa). Para o gerador de cada turbina a gás foi admitida uma eficiência de 96% na conversão de energia (BOYCE, 2002).

3.3.2 Caldeira de recuperação

O passo seguinte foi o modelamento de cada caldeira de recuperação. A Figura 3.4 mostra um esquema simplificado de uma caldeira, que é de fluxo horizontal, circulação natural e três níveis de pressão.

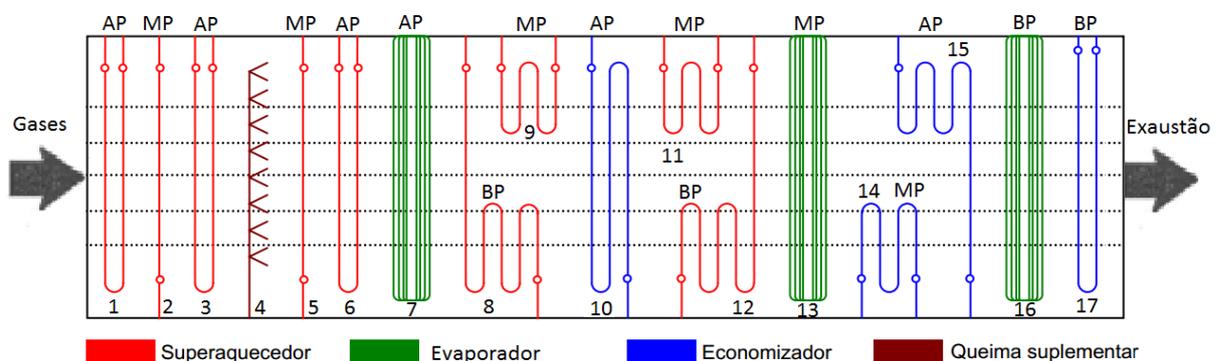


Figura 3.4 - Corte simplificado da caldeira de recuperação

Internamente cada caldeira da termelétrica de Uruguiana é composta por vários conjuntos de feixes tubulares aletados, os quais representam os superaquecedores, evaporadores e economizadores. Cada um desses equipamentos opera em um dos seguintes níveis de pressão:

- Baixa pressão: 7,5 bar;
- Média pressão: 32 bar;
- Alta pressão: 156 bar.

No modelo não foram consideradas perdas de pressão os trocadores. Cada seção da caldeira é disposta de forma vertical e sucessiva, conforme descrito a seguir, no mesmo sentido dos gases:

- 1º Superaquecedor de alta pressão (1): este trocador é o primeiro a recuperar o calor dos gases de escape que saem da turbina a gás a 580°C. O vapor a alta pressão é aquecido até a temperatura de 540°C (195°C de superaquecimento) e segue para a turbina de alta pressão.
- 1º Superaquecedor de média pressão (2): os gases aquecem o vapor até a temperatura de 532°C (295°C de superaquecimento) que segue para a turbina de média pressão.
- 2º Superaquecedor de alta pressão (3): os gases aquecem o vapor de alta pressão que segue para o 1º superaquecedor de alta pressão.
- Duto de queima suplementar (4): a queima suplementar de gás natural eleva a temperatura dos gases de 480°C para 675°C.
- 2º Superaquecedor de média pressão (5): este superaquecedor recebe o vapor que sai da turbina de alta pressão a 315°C para reaquecimento e também vapor do 3º superaquecedor de média pressão. O vapor resultante então segue para o 1º superaquecedor de média pressão (2).
- 3º Superaquecedor de alta pressão (6): este superaquecedor recebe o vapor saturado de alta pressão do evaporador (temperatura de 345°C) que recebe calor dos gases e depois segue para o 2º superaquecedor de alta pressão (3).
- Evaporador de alta pressão (7): onde ocorre a evaporação da água de alta pressão.
- 1º Superaquecedor de baixa pressão (8): O vapor de baixa pressão é aquecido até 305°C (138°C de superaquecimento) e segue para a turbina de baixa pressão.
- 3º Superaquecedor de média pressão (9): os gases aquecem o vapor de média pressão que segue para o 2º superaquecedor de média pressão (5). Os superaquecedores 8 e 9 são posicionados em paralelo na caldeira.
- 1º Economizador de alta pressão (10): aquece a água de alimentação de alta pressão até próximo da condição de líquido saturado, que depois segue para o evaporador de alta pressão.

- 4º Superaquecedor de média pressão (11): este superaquecedor recebe o vapor saturado de média pressão do evaporador (temperatura de 237°C) que recebe calor dos gases e depois segue para o 3º superaquecedor de média pressão (9).
- 2º Superaquecedor de baixa pressão (12): este superaquecedor recebe o vapor saturado de baixa pressão do evaporador (temperatura de 167°C) que recebe calor dos gases e depois segue para o 1º superaquecedor de baixa pressão (8). Os superaquecedores 11 e 12 são posicionados em paralelo na caldeira.
- Evaporador de média pressão (13): onde ocorre a evaporação da água de média pressão (temperatura de 237°C)
- 2º Economizador de alta pressão (14): pré-aquece a água de alimentação do 1º economizador de alta pressão (10).
- Economizador de média pressão (15): aquece a água de alimentação de média pressão até próximo da condição de líquido saturado, que depois segue para o evaporador de média pressão (13). Os economizadores 14 e 15 estão posicionados em paralelo na caldeira.
- Evaporador de baixa pressão (16): equipamento onde ocorre a evaporação da água de baixa pressão (temperatura de 167°C)
- Economizador de baixa pressão (17): recebe a água do condensador a 33°C por meio de uma bomba e utiliza o calor dos gases para aquecer a água até 140°C. O fluxo de saída desse economizador é usado para alimentar o evaporador de baixa pressão (16), o economizador de média pressão (15) e também é utilizado em outro trocador para pré-aquecer o gás natural para alimentar as turbinas a gás. Após trocar calor com a água do economizador, os gases de escape deixam a caldeira a uma temperatura de 130°C e são liberados na atmosfera.

3.3.3 Turbina a Vapor

Os últimos equipamentos a serem modelados foram a turbina a vapor e os demais que compõem o ciclo Rankine. A Figura 3.5 mostra um esquema simplificado do ciclo Rankine que compõem o ciclo combinado da planta de Uruguaiana. Nesse esquema, apenas uma caldeira foi representada. No entanto, as vazões de vapor das duas caldeiras alimentam a turbina a vapor. Mas, como as duas caldeiras são iguais e operam nas mesmas condições, o funcionamento da turbina a vapor pode ser explicado conforme a Figura 3.5.

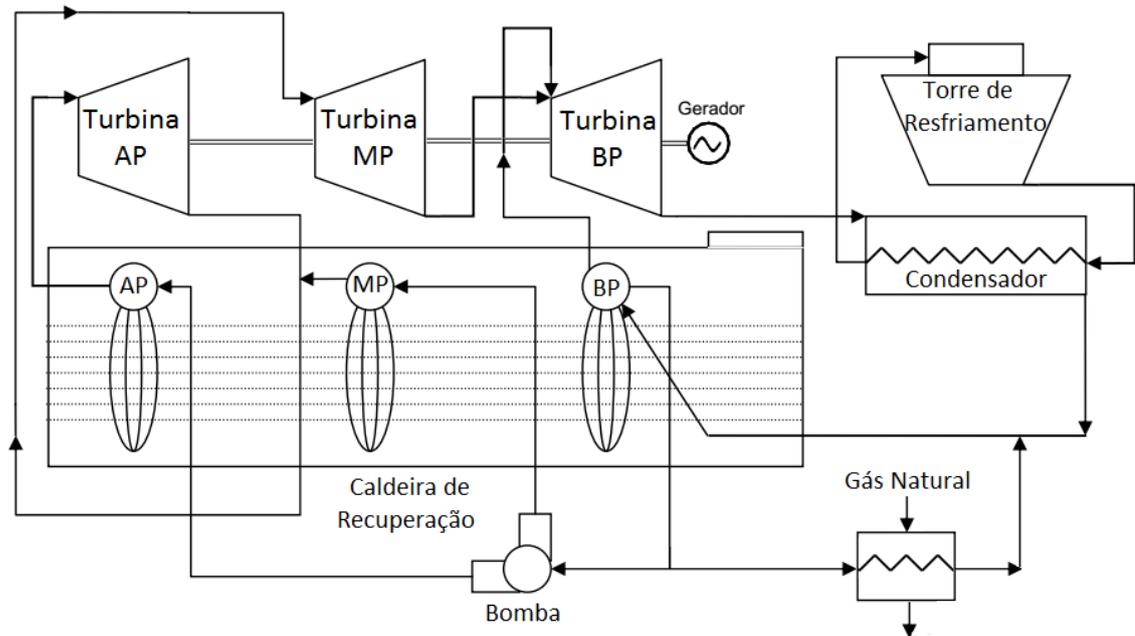


Figura 3.5 - Esquema simplificado da turbina a vapor

As caldeiras recebem a água do condensador no estágio de baixa pressão (7,5 bar). A água é pré-aquecida no economizador e parte dela é utilizada no pré-aquecimento do gás natural que alimenta a turbina a gás de 15°C para 130°C. Outra parte é direcionada por bombas para os outros níveis de pressão.

O vapor superaquecido de alta pressão (156 bar e 540°C) alimenta os estágios de alta pressão da turbina a vapor. Ao sair da turbina de alta pressão, o vapor é redirecionado para a caldeira onde é adicionado ao vapor superaquecido de média pressão (32 bar e 532°C) num processo conhecido com reaquecimento. Este vapor é então utilizado para alimentar os estágios de média pressão a turbina a vapor. De modo semelhante, o vapor que deixa a turbina de média pressão é adicionado ao vapor superaquecido de baixa pressão (7,5 bar e 305°C) e alimenta os estágios de baixa pressão.

Por fim, o vapor que sair do último estágio da turbina deixa a turbina a 33°C e segue para o condensador onde a pressão é mantida a 0,005 bar. O vapor então perde calor para a água de resfriamento, a qual segue para as torres, e retorna para as caldeiras novamente fechando o ciclo.

3.3.4 Modelo final

O modelo final da planta de Uruguaiana elaborado no GateCycle é mostrado na Figura 3.6.

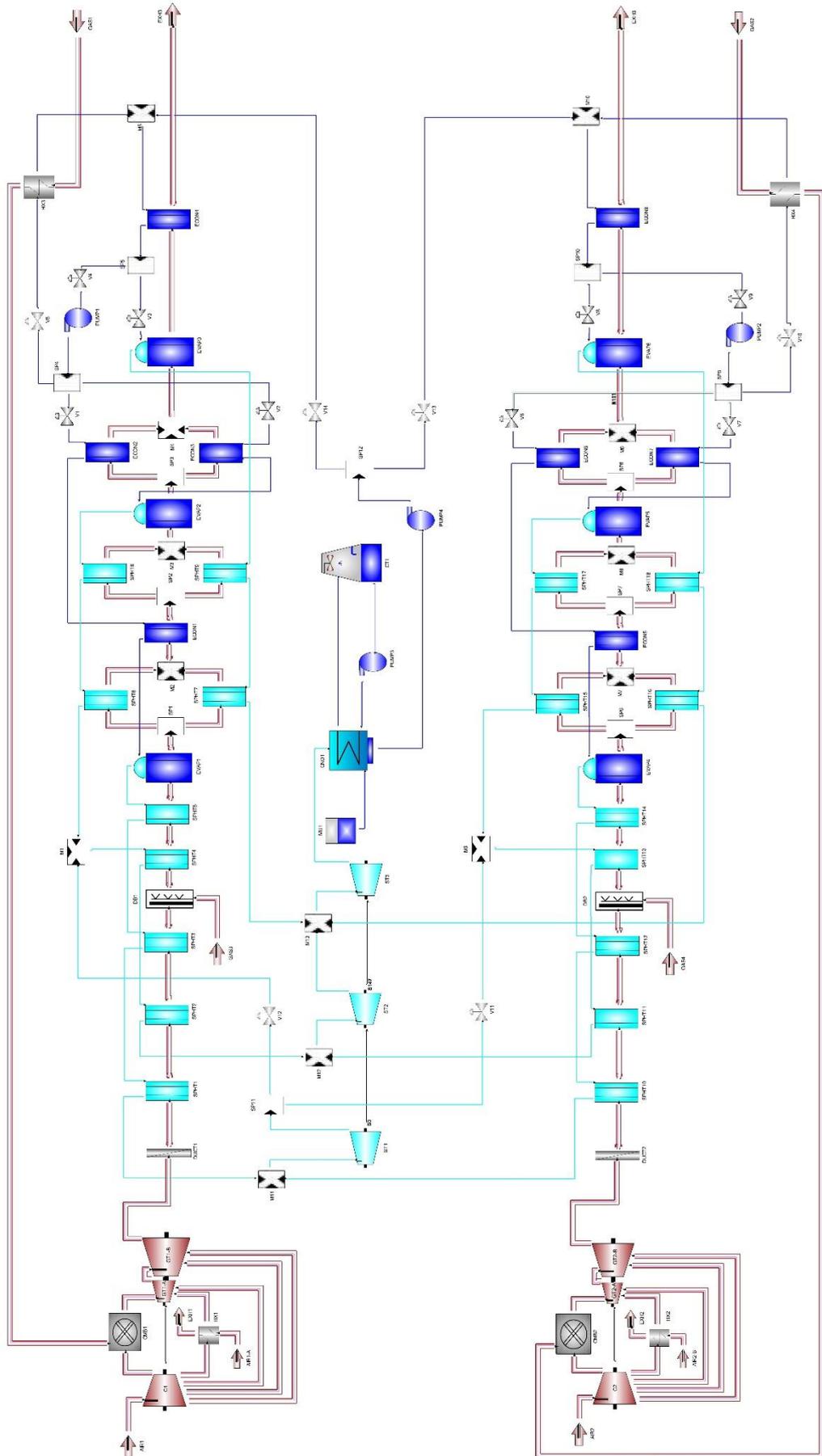
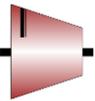
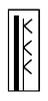
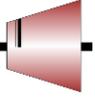


Figura 3.6 - Modelo do ciclo combinado da termelétrica Uruguiana

A Tabela 3.2 mostra uma legenda para facilitar a identificação dos componentes do modelo desenvolvido e mostrado na Figura 3.6.

Tabela 3.2 - Equipamentos do GateCycle

Equipamento	Nome	Equipamento	Nome
	Compressor		Queimador Suplementar
	Câmara de Combustão		Separador
	Turbina		Misturador
	Fonte de gás (combustível ou ar)		Válvula
	Escape de gás (combustível ou ar)		Bomba
	Trocador de calor		Reservatório
	Superaquecedor		Condensador
	Evaporador		Torre de Resfriamento
	Economizador		Turbina a vapor
			Gás (Ar ou Combustível)
			Vapor d'água
			Água líquida

A partir dos dados de entrada apresentados, a planta foi completamente modelada. A partir do modelo finalizado, é possível calcular a potência líquida do sistema, a eficiência global e outros valores importantes para análise, os quais são mostrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Informações obtidas do modelo do ciclo combinado

Potência Líquida das Turbinas a Gás (MW)	2x 169,8
Potência Líquida da Turbina a Vapor (MW)	262,3
Potência Líquida Total do Ciclo Combinado (MW)	601,96
Consumo Combustível (kg/s)	26,60
Eficiência Térmica do Ciclo Combinado (%)	47,69

3.4 Pontos com potencial para recuperação de calor

Após o término do modelamento do ciclo combinado, o modelo foi analisado para identificação dos pontos com potencial de recuperação de calor residual. Primeiramente foram analisadas as turbinas a gás. Como as turbinas são do mesmo modelo W501F, fabricadas pela Siemens-Westinghouse, e os parâmetros são os mesmos para as duas turbinas, a análise de uma só turbina a gás é suficiente. A Figura 3.7 mostra o modelo simplificado da turbina a gás.

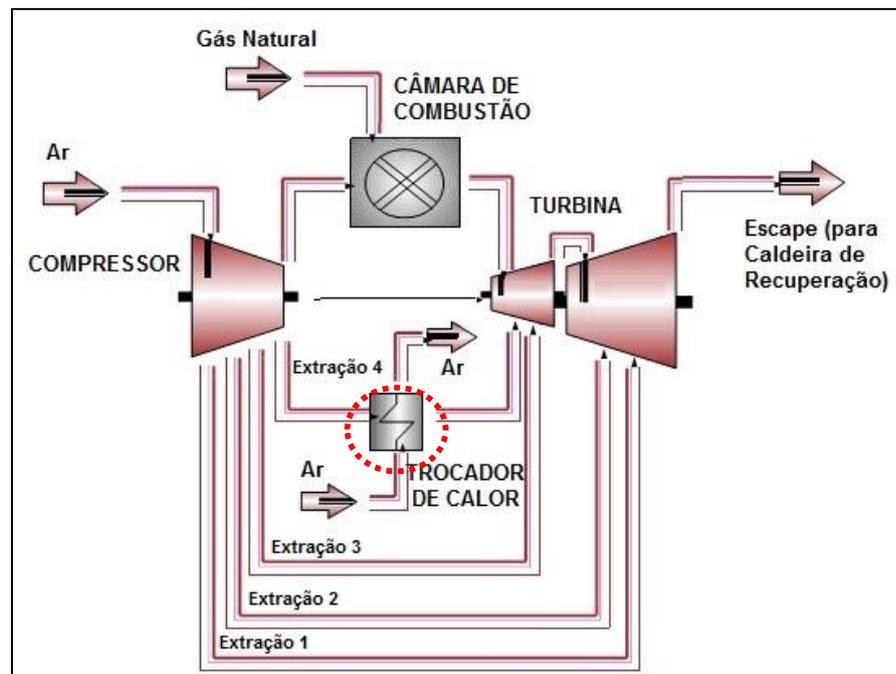


Figura 3.7 - Turbina a Gás modelada no Gate Cycle

Nesta turbina a gás, parte do ar que entra no compressor é extraída para promover o resfriamento de componentes da turbina, onde ocorre a expansão do gás (expansor). Ao todo são quatro extrações (sangrias) de diferentes estágios. Os fluxos de ar das extrações 1, 2 e 3 são diretamente enviados para a turbina a gás para resfriar palhetas e outros componentes. O ar da extração 04 é utilizado para resfriar o rotor da turbina. No entanto, ao sair do compressor este

ar não está na temperatura adequada para realizar o resfriamento. Assim, é necessário um trocador de calor para retirar parte da energia do fluxo e fazer com que o ar atinja a temperatura adequada para entrada na turbina.

Uma opção normalmente empregada para resfriar este fluxo de ar e a utilização de um trocador de calor do tipo ar/ar, o qual contém um ventilador que promove o resfriamento do ar do sistema por meio de convecção forçada. O ar que sai do compressor entra a temperatura de 411°C e sai a 200°C. A energia (calor residual) retirada do sistema pelo trocador não é aproveitada. Portanto, este é um ponto com potencial de integração de um ciclo Rankine orgânico, devido ao bom nível de temperatura e a uma vazão mássica considerável. Como são duas turbinas a gás, são dois pontos de dissipação de calor que podem ser aproveitados.

Em seguida, foram analisadas as caldeiras de recuperação. Os gases que saem da turbina a gás estão a temperatura de 580°C. Eles são direcionados para a caldeira de recuperação onde o calor é aproveitado para gerar vapor. Os gases passam por superaquecedores, evaporadores e economizadores dentro da caldeira de recuperação e saem da mesma com temperatura de 130°C, sendo então liberados para a atmosfera, conforme Figura 3.8.

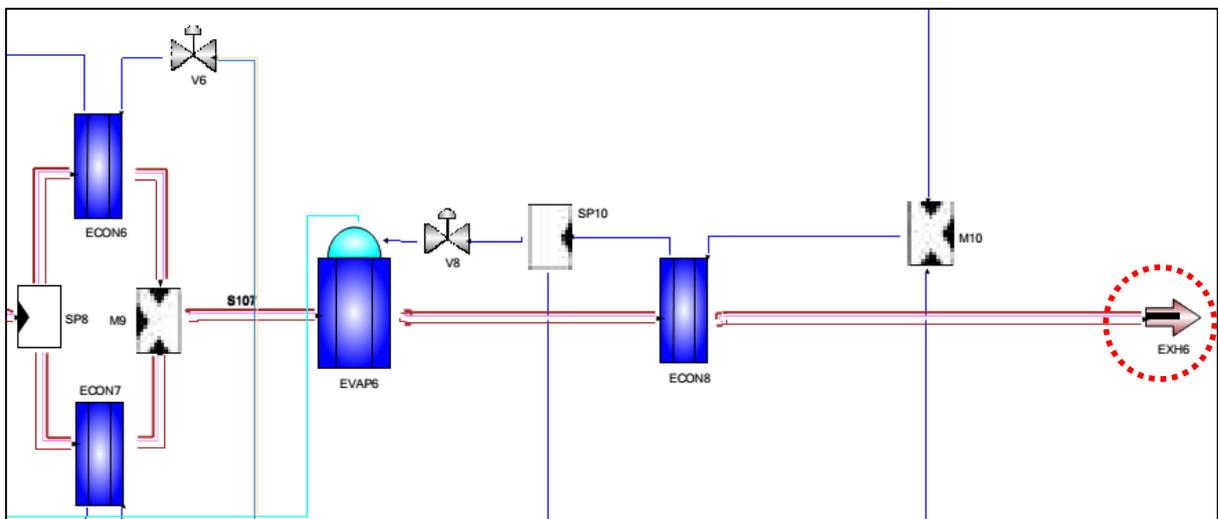


Figura 3.8 - Parte final da caldeira de recuperação modelada no GateCycle

Apesar da temperatura mais baixa dos gases na saída das caldeiras de recuperação, este é mais um ponto onde o calor, neste caso de baixa qualidade, pode ser aproveitado para geração adicional de eletricidade por meio da integração de um ciclo Rankine orgânico (ORC). Uma opção interessante para este ponto é o ciclo supercrítico, devido à baixa temperatura. A vazão nesse ponto é alta, portanto mesmo que uma quantidade limitada de calor possa ser aproveitada, isso já representaria um valor significativo de potência.

Por último, foi analisada a turbina a vapor e os outros equipamentos que compõem o ciclo secundário (ciclo Rankine), que podem ser vistos na Figura 3.9. O vapor superaquecido entra na turbina a vapor com temperaturas na faixa de 540, 532 e 305°C na 1ª, 2ª e 3ª seções, respectivamente. Os fluxos que saem da 1ª e 2ª seção são misturados com outros fluxos que saem dos superaquecedores das caldeiras. Na última seção da turbina, o fluxo sai a pouco mais de 33°C (pressão de 0,05 bar). Portanto, a princípio não há dissipação de calor nesses equipamentos com suficiente potencial de aproveitamento.

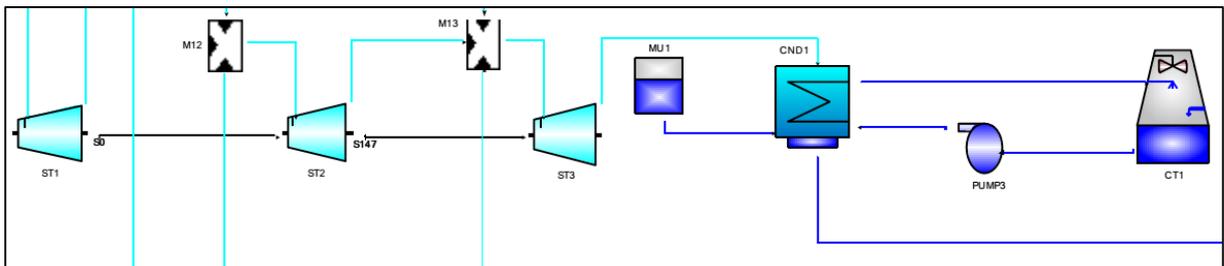


Figura 3.9 - Turbina a Vapor modelada no GateCycle

Assim, os fluxos mássicos que apresentam potencial para integração de um ORC e que foram analisados neste trabalho são:

1) Ar quente das extrações dos compressores destinadas ao resfriamento dos rotores das turbinas a gás:

- Vazão mássica: 76,33 kg/s (2 x 38,165)
- Temperatura: 411 °C
- Pressão: 1657,22 kPa

2) Gases quentes de exaustão das caldeiras de recuperação:

- Vazão mássica: 923,64 kg/s (2 x 461,82)
- Temperatura: 130 °C
- Pressão: 101,325 kPa

Outros fluxos mássicos em componentes auxiliares (trocadores de calor de resfriamento do óleo de lubrificação, por exemplo) não foram analisados devido à falta de dados específicos para esta planta.

CAPÍTULO 4 - ANÁLISE TÉCNICA

Neste capítulo são apresentados os detalhes das simulações dos ciclos Rankine orgânicos que serão utilizados para a recuperação do calor residual dos pontos identificados da planta de ciclo combinado da termelétrica em estudo. Primeiramente é apresentada a metodologia para escolha dos fluidos de trabalho. Em seguida, são definidas as condições de contorno e a modelagem matemática utilizadas. Em seguida, são apresentados os resultados obtidos, considerando eficiência, potência líquida e outros parâmetros importantes para os diferentes fluidos analisados. Por fim, é realizada uma discussão dos resultados.

4.1 CoolProp

Para simulação de um ciclo termodinâmico, é preciso obter as propriedades do fluido de trabalho em cada ponto do ciclo. Para a simulação do ORC neste trabalho, foi utilizado o CoolProp, que é uma biblioteca de propriedades termodinâmicas de diversos fluidos, desenvolvida em linguagem em C++, por pesquisadores da Unidade de Sistemas Energéticos da Universidade de Liège (Bélgica) e do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Técnica da Dinamarca (BELL et al., 2014).

Para as simulações do ORC realizadas neste trabalho, o CoolProp (versão 5.1.2) foi utilizado em conjunto com o Microsoft Excel. Para obtenção das propriedades dos fluidos foi utilizada a função “Props SI”, por meio da qual é possível obter os valores das propriedades necessárias para simulação do ciclo. Outra função importante é a “Props1 SI”, que fornece parâmetros importantes do fluido, tais como: valores de temperatura e pressão crítica, ODP e GWP, toxicidade, entre outros. Uma lista completa contendo os 118 fluidos disponíveis no CoolProp e suas principais características é apresentada no Apêndice A.

4.2 Critérios para pré-seleção dos fluidos

Os dois pontos identificados com potencial de integração de um ORC para recuperação de calor residual apresentam temperaturas de 411 e 130°C, respectivamente. Devido à baixa temperatura do fluxo mássico do segundo ponto, uma proposta interessante para o caso é a integração de um ORC supercrítico, que pode se mostrar mais eficiente. Desta forma, uma

comparação entre o ciclo subcrítico e o supercrítico deve ser realizada. Por sua vez, o primeiro ponto apresenta uma temperatura relativamente alta. Para este ponto, a configuração supercrítica não é indicada. Levando essas informações em consideração, os critérios para escolha dos fluidos podem ser definidos.

Inicialmente, todos os 118 fluidos disponíveis no CoolProp foram considerados para a simulação do ORC. No entanto, boa parte desses fluidos não possui as características necessárias. Desta forma, alguns critérios foram levados em conta para selecionar os fluidos adequados, ou seja, com as propriedades termodinâmicas compatíveis, de baixo impacto ambiental e com menores riscos de segurança.

Com base nos aspectos técnicos, ambientais e de segurança apresentados no capítulo 2 (item 2.3.2) os critérios para seleção dos fluidos de trabalho são:

- 1) Temperatura Crítica: acima de 25°C para permitir condensação na região subcrítica.
- 2) Inclinação da curva de vapor saturado (classificação do fluido): para um ciclo subcrítico o fluido deve ter uma inclinação (ξ) da curva de saturação de vapor positiva ou nula, portanto classificado como fluido seco ou isentrópico.
- 3) Potencial de Aquecimento Global (GWP): deve ser menor que 30 (GWP100), classificado como extremamente baixo (UNEP, 2011).
- 4) Potencial de Destruição de Ozônio (ODP): deve ser igual a zero.
- 5) Classificação de segurança (norma ASHRAE 34): o fluido não deve estar na classe B3 (toxidade alta e inflamabilidade alta), pois é importante que o fluido utilizado em um ORC possua níveis aceitáveis de segurança.
- 6) Classificação de segurança (norma NFPA 704): o fluido não deve estar classificado no nível máximo de inflamabilidade e/ou no nível máximo de risco à saúde que correspondem à classe 4 de segurança.

Outro critério importante é a estabilidade química e térmica dos fluidos. No entanto, devido à falta de informações, este critério não foi levado em conta.

4.3 Classificação dos Fluidos

Dos seis critérios apontados no tópico anterior, quatro deles podem ser analisados utilizando o CoolProp: temperatura crítica, potencial de aquecimento global (GWP100), potencial de destruição de ozônio (ODP) e classificação de segurança da norma NFPA 704. A classificação de segurança ASHRAE 34 foi obtida diretamente da norma. No entanto, a

classificação do fluido também depende do critério utilizado para o cálculo da inclinação da curva de vapor saturado (ξ).

Para a classificação dos fluidos, o diagrama T-s de cada fluido foi criado, também com auxílio do CoolProp, tendo como limites de temperatura a crítica do fluido (limite superior) e a temperatura de 25°C (limite inferior). Dessa forma, fluidos com temperatura crítica abaixo de 25°C não foram analisados. Em seguida, cada fluido foi classificado conforme a inclinação de sua curva de saturação de vapor. Como exemplo, a Figura 4.1 mostra o diagrama T-s para o benzeno. A inclinação da curva de saturação de vapor ξ é igual a 0,69 (valor do coeficiente angular da equação da reta da linha de tendência). Portanto, o benzeno é classificado como um fluido do tipo seco.

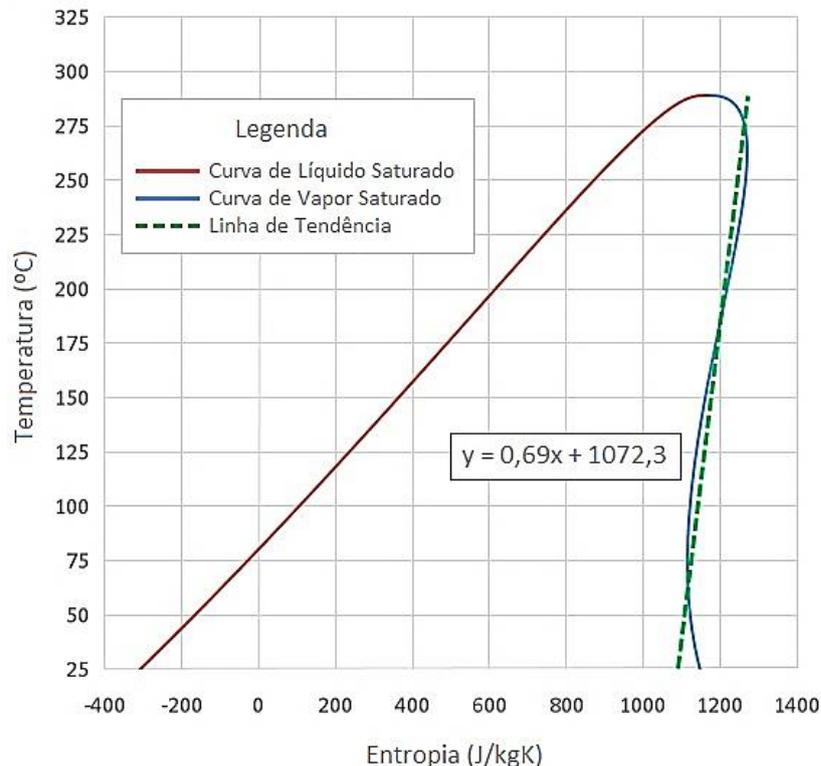


Figura 4.1 - Diagrama T-s para o benzeno mostrando a linha de tendência da curva de saturação de vapor

Dos 118 fluidos disponíveis na versão utilizada do CoolProp, 20 fluidos possuem temperatura crítica abaixo de 25°C e não foram classificados. Os fluidos restantes foram classificados da seguinte forma:

- a) Fluidos Secos: $\xi > 0,5$;
- b) Fluidos Úmidos: $\xi < -0,5$;
- c) Fluidos Isentrópicos: $-0,5 \leq \xi \leq 0,5$.

Ao final da classificação, dos 98 fluidos restantes, 37 foram classificados como úmidos, 40 como secos e 21 como isentrópicos. A lista completa com os fluidos e sua classificação encontra-se na Tabela A.2 do apêndice A.

Após a classificação, o passo seguinte foi obter o ponto limite superior para a temperatura de evaporação (vide Figura 2.16) para os fluidos secos e isentrópicos. Para obter este valor para cada fluido, os dados de entropia do CoolProp foram novamente utilizados. A entropia específica máxima no diagrama T-s dos fluidos indica a temperatura máxima de evaporação. A Figura 4.2 mostra, como exemplo, o diagrama T-s para o ciclohexano.

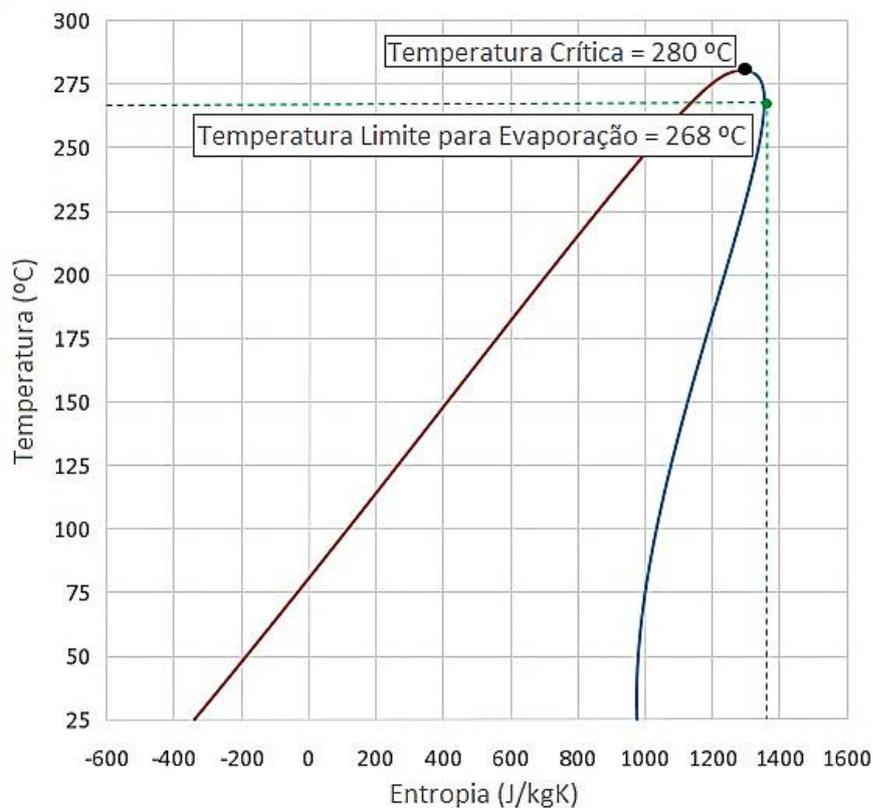


Figura 4.2 - Diagrama T-s para o ciclohexano mostrando a temperatura limite de evaporação

Para o ciclohexano, classificado como fluido seco, a temperatura limite para evaporação ($T_{\text{evap,max}}$) obtida foi de 268 °C, sendo que sua temperatura crítica é de 280°C. Dos 61 fluidos analisados (somando secos e isentrópicos), apenas para dois fluidos (R11 e R142b) não foi possível encontrar um valor limite de temperatura de evaporação porque mesmo classificados como isentrópicos, a inclinação da curva de saturação de vapor desses fluidos é levemente negativa. Assim, a temperatura limite de evaporação foi obtida para 59 fluidos. A lista completa desses valores encontra-se no apêndice A.

4.4 Fluidos Selecionados

Todos os 118 fluidos disponíveis no CoolProp foram submetidos aos critérios apresentados no item 4.2. É importante salientar que muitos dos valores de GWP, ODP e das normas NFPA 704 e ASHRAE 34 não estão disponíveis para todos os fluidos. Assim, os critérios foram aplicados somente para os fluidos que possuem as informações necessárias. Os fluidos que não têm dados disponíveis não foram excluídos da seleção.

Levando em conta todos os critérios apresentados, 37 fluidos se enquadram para a simulação de um ORC subcrítico e apenas 4 fluidos para o ORC supercrítico. As Tabelas 4.1 e 4.2 apresentam uma lista desses fluidos e suas principais características.

Tabela 4.1 - Fluidos selecionados para simulação do ORC subcrítico

Fluido	Massa molecular (kg/kmol)	T_{crit} (°C)	P_{crit} (kPa)	ξ	Classificação	T_{eva,max} (°C)	P_{eva,max} (kPa)
Benzeno	78,1	289	4894	0,69	Seco	263	3.530
Ciclohexano	84,2	280	4082	1,78	Seco	268	3.508
Ciclopentano	70,1	239	4571	0,79	Seco	210	3.062
D4	296,6	313	1332	2,38	Seco	310	1.271
D5	370,8	346	1160	2,54	Seco	343	1.115
D6	444,9	373	961	2,90	Seco	371	932
Decano	142,3	345	2103	3,18	Seco	337	1.901
Dietyl-Éter	74,1	194	3649	1,32	Seco	172	2.611
Dimetil Carbonato	90,1	284	4909	0,83	Seco	257	3.356
Dodecano	170,3	385	1817	3,39	Seco	381	1.723
Etil Benzeno	106,2	344	3622	1,72	Seco	331	3.069
Heptano	100,2	267	2736	2,61	Seco	257	2.378
Hexano	86,2	235	3034	2,25	Seco	221	2.497
Isohexano	86,2	225	3040	2,33	Seco	212	2.526
MD2M	310,7	326	1227	2,80	Seco	323	1.157
MD3M	384,8	355	945	3,04	Seco	353	918
MD4M	459,0	380	877	2,82	Seco	378	848
MDM	236,5	291	1415	2,89	Seco	287	1.343
Metil Estearato	298,5	502	1239	3,35	Seco	496	1.123
Metil Linoleato	294,5	526	1341	3,14	Seco	523	1.289
Metil Linolenato	292,5	499	1369	2,88	Seco	493	1.230
Metil Oleato	296,5	509	1246	3,23	Seco	504	1.153
Metil Palmitato	270,5	482	1350	3,25	Seco	476	1.226
MM	162,4	246	1939	2,63	Seco	239	1.734

Tabela 4.1 - Fluidos selecionados para simulação do ORC subcrítico (*Continuação...*)

Fluido	Massa molecular (kg/kmol)	T _{crit} (°C)	P _{crit} (kPa)	ξ	Classificação	T _{eva,max} (°C)	P _{eva,max} (kPa)
m-Xileno	106,2	344	3535	1,63	Seco	330	3.001
Nonano	128,3	321	2281	3,06	Seco	313	2.042
Novex 649	316,0	169	1869	1,50	Seco	162	1.657
Octano	114,2	296	2497	2,87	Seco	287	2.199
o-Xileno	106,2	357	3738	1,73	Seco	343	3.156
p-Xileno	106,2	343	3532	1,62	Seco	328	2.922
R1233zd(E)	130,5	166	3571	0,18	Isentrópico	130	1.919
R1234yf	114,0	95	3382	-0,43	Isentrópico	56	1.500
R1234ze(E)	114,0	109	3636	-0,12	Isentrópico	65	1.422
R1234ze(Z)	114,0	150	3533	-0,13	Isentrópico	104	1.482
Solkatherm SES36	184,9	178	2849	0,95	Seco	165	2.291
Tolueno	92,1	319	4126	1,22	Seco	300	3.268
Undecano	156,3	366	1990	3,30	Seco	360	1.825

Tabela 4.2 - Fluidos selecionados para simulação do ORC supercrítico

Fluido	Massa molecular (kg/kmol)	T _{crit} (°C)	P _{crit} (kPa)	ξ	Classificação
Dióxido de Carbono (CO ₂)	44,0	31	7377	-24,80	Úmido
HFE143m	100,0	105	3635	-0,62	Úmido
R1234yf	114,0	95	3382	-0,43	Isentrópico
R1234ze(E)	114,0	109	3636	-0,12	Isentrópico

Apesar da pré-seleção dos fluidos com base nos critérios apresentados, é ainda possível que na simulação do ORC alguns fluidos não atendam a condições específicas impostas para a modelagem do ciclo, tais como: pressão mínima de condensação ou *pinch points*.

4.5 Hipóteses e Condições de Contorno

Com base no modelo desenvolvido no GateCycle para simular a usina de ciclo combinado objeto de estudo deste trabalho, determinou-se que os fluxos mássicos a serem analisados neste trabalho são:

1) Ar quente das extrações dos compressores destinadas ao resfriamento dos rotores das turbinas a gás: vazão mássica de 76,33 kg/s (38,165 x 2), temperatura de 411 °C e pressão de 1657,22 kPa.

2) Gases quentes de exaustão das caldeiras de recuperação: vazão mássica de 923,64 kg/s (461,82 x 2), temperatura de 130°C e pressão de 101,325 kPa.

Como são duas turbinas a gás e duas caldeiras de recuperação, serão quatro ORCs analisados ao todo. Mas basta apenas simular dois deles, já que os fluxos na turbina são iguais, assim como os fluxos na saída da caldeira de recuperação.

Quanto a configuração do ORC, decidiu-se analisar a configuração básica e a configuração com recuperação para cada caso. A escolha dessas duas configurações se justifica principalmente pela simplicidade do ciclo. Como a maioria dos fluidos é do tipo seco, a configuração com recuperação pode alcançar bons níveis de eficiência a custos aceitáveis.

Para o fluxo de ar quente da extração do compressor da turbina a gás (temperatura de 411°C) foram realizadas duas simulações: uma com ORC subcrítico básico e outro com ORC subcrítico com recuperação. Para o fluxo dos gases quentes da saída da caldeira de recuperação (temperatura de 130°C) foram realizadas quatro simulações: além das duas configurações simuladas para o primeiro caso, foram feitas duas simulações com ORC supercrítico (uma com configuração básica e outra com recuperação). Dessa forma, seis cenários foram considerados. Um resumo com as configurações simuladas é mostrado na Tabela 4.3. Para as simulações dos ciclos subcríticos foram utilizados os 37 fluidos mostrados na Tabela 4.1 e para as simulações do ciclo supercrítico foram utilizados os 4 fluidos mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.3 - Configurações de ORC simuladas

Ponto com potencial para recuperação de calor	Configurações de ORC simuladas
Ar quente da extração 4* do compressor da turbina a gás (411°C)	ORC subcrítico básico
	ORC subcrítico com recuperação
Gases quentes da saída da caldeira de recuperação (130°C)	ORC subcrítico básico
	ORC subcrítico com recuperação
	ORC supercrítico básico
	ORC supercrítico com recuperação

*vide Figura 3.3

Para as simulações dos ciclos Rankine orgânicos com os fluidos selecionados foram assumidos os seguintes pressupostos gerais, definidos com base nos trabalhos de Lakew e Bolland (2010), Quoilin et al. (2011), Rayegan e Tao (2011), Bao e Zhao (2013), Meinel et al. (2014a), Imran et al. (2014), Feng et al. (2015a) e Rahbar et al. (2015). As principais condições de contorno são mostradas na Figura 4.3 e descritas logo a seguir.

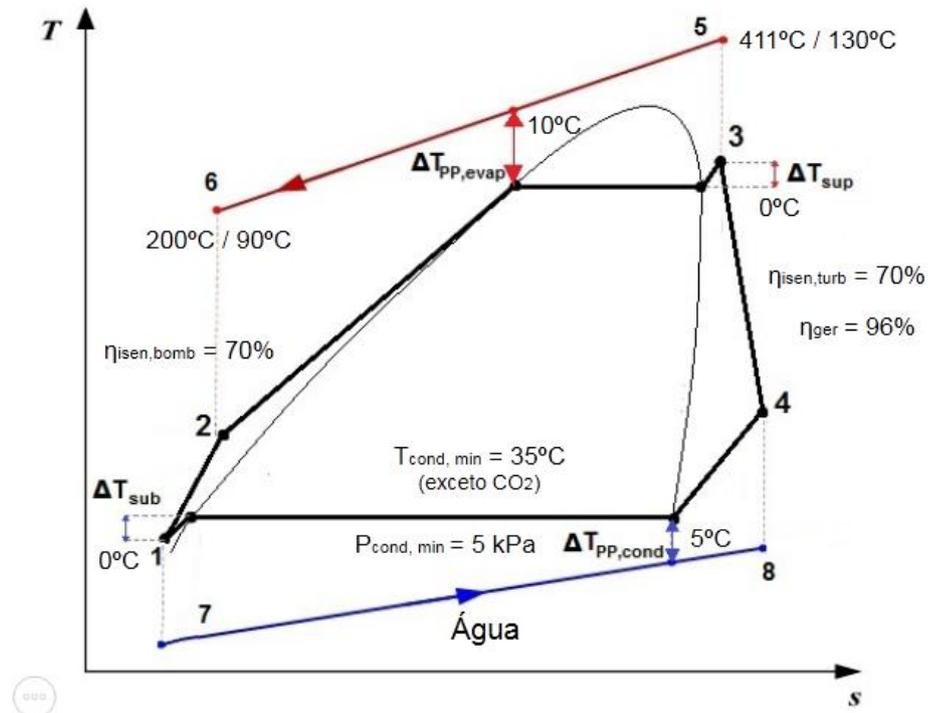


Figura 4.3 - Condições de contorno para simulação do ORC

- O sistema foi considerado como operando em regime permanente;
- As quedas de pressão nos trocadores de calor e tubulações foram desprezadas (as variações de pressão são admitidas apenas na turbina e na bomba);
- As variações de energia cinética e potencial foram desprezadas, assim como as perdas de calor dos equipamentos para o ambiente;
- As eficiências isentrópicas da bomba e da turbina foram assumidas como 70%;
- A temperatura de condensação (T_{con}) mínima para os fluidos foi definida como 35°C. Apenas para o dióxido de carbono (CO_2) a temperatura de condensação foi definida como 25°C devido à baixa temperatura crítica desse fluido (31°C);
- A pressão de condensação (P_{con}) mínima para os fluidos foi definida como 5 kPa;
- O *pinch point* (ΔT_{pp}) mínimo admitido para o evaporador foi de 10°C, para o recuperador, 10°C e para o condensador, 5°C;
- Água será utilizada com fluido de resfriamento do condensador. Sua temperatura de entrada no condensador foi admitida em 25°C. Para o dióxido de carbono, essa temperatura foi admitida em 15°C;
- Para o ciclo supercrítico, a temperatura de saída dos gases quentes do evaporador foi admitida em 90°C. Essa temperatura deve ser maior que a temperatura de condensação dos ácidos presentes nos gases de combustão, especialmente do ácido sulfúrico (H_2SO_4) que se forma devido a reações entre o enxofre (S) presente no

combustível e o vapor d'água (H_2O) formado na combustão. O ácido ao se condensar pode causar corrosão no evaporador do ORC (YU et.al, 2015). Como o combustível utilizado na planta é o gás natural, o qual possui baixos teores de enxofre (comparado a combustíveis líquidos e sólidos), bem como de outras impurezas, a temperatura de condensação ácida é baixa (menor que $90^{\circ}C$) e, portanto, para a temperatura admitida não há risco de condensação desses ácidos (BLANCO; PEÑA, 2008).

- Para as temperaturas de evaporação máximas para os casos de ciclo subcrítico foram considerados os valores disponíveis na Tabela 4.1. Para os ciclos supercríticos, o valor foi fixado em $120^{\circ}C$ ($130^{\circ}C$ da fonte quente subtraído de $10^{\circ}C$ do *pinch point*);
- O grau de subresfriamento (ΔT_{sub}) foi considerado igual a zero. Portanto, o fluido deixa o condensador no estado de líquido saturado, ou seja, título (x) igual a zero;
- Para os ciclos subcríticos, foi definido que o fluido sai do evaporador no estado de vapor saturado, ou seja, título (x) igual a 1. Portanto, o grau de superaquecimento (ΔT_{sup}) também foi considerado igual a zero.
- A eficiência do gerador elétrico foi admitida em 96%.

4.6 Modelagem Matemática

A Figura 4.4 mostra as configurações de ORC simuladas neste trabalho com os respectivos pontos (numeração) do ciclo que servem como base para as equações matemáticas que descrevem o seu comportamento.

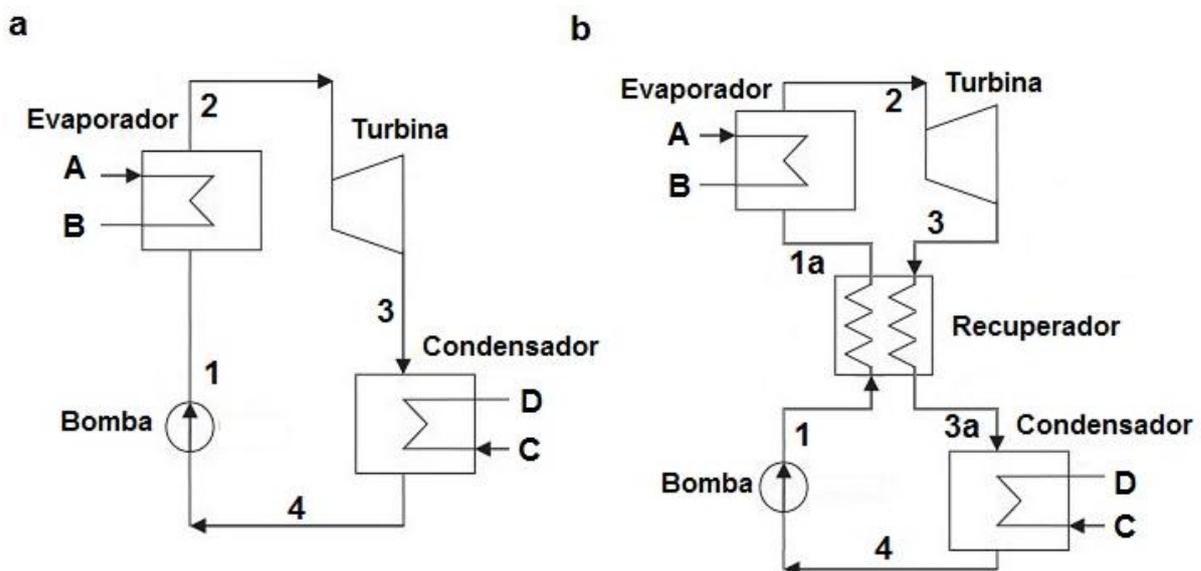


Figura 4.4 - Configurações de ORC simuladas: (a) básica (b) com recuperação

A Tabela 4.4 mostra a descrição de cada ponto do ORC mostrado na Figura 4.4. Para os fluxos do fluido de trabalho foram utilizados números para designá-los, e para os fluidos de aquecimento e resfriamento (fonte quente e fonte fria) do sistema foram utilizadas letras.

Tabela 4.4 - Descrição dos fluxos nos principais pontos do ORC

Ponto	Descrição do fluxo	Fluido
1	Saída da bomba / Entrada no evaporador (ciclo básico) ou no recuperador (ciclo com recuperação)	Fluido orgânico (líquido subresfriado)
1a	Saída do recuperador / Entrada no evaporador	Fluido orgânico (líquido subresfriado)
2	Saída do evaporador / Entrada na turbina	Fluido orgânico (vapor saturado* ou vapor superaquecido**)
3	Saída da turbina / Entrada no condensador (ciclo básico) ou no recuperador (ciclo com recuperação)	Fluido orgânico (vapor superaquecido)
3a	Saída do recuperador / Entrada no condensador	Fluido orgânico (vapor superaquecido)
4	Saída do condensador / Entrada na bomba	Fluido orgânico (líquido saturado)
A	Entrada no evaporador	Ar ou gases (fonte quente)
B	Saída do evaporador	Ar ou gases (fonte quente)
C	Entrada no condensador	Água líquida (fonte fria)
D	Saída do condensador	Água líquida (fonte fria)

*Para ORC subcrítico

**Para ORC supercrítico

As simulações foram feitas para um intervalo de pressões de evaporação para cada fluido. Para as simulações dos ciclos subcríticos o intervalo considerado foi entre 5 kPa e a pressão de evaporação máxima mostrada na Tabela 4.1. Para as simulações dos ciclos supercríticos o intervalo compreendeu a pressão crítica do fluido até a pressão de 20 MPa.

Com os valores de temperatura das fontes quente e fria definidos e com os valores de pressão e temperatura de evaporação e de condensação também definidos, foi possível obter as entalpias e entropias nas saídas do evaporador (h_2 e s_2) e do condensador (h_4 e s_4) por meio do CoolProp. Também foram obtidos os valores das entalpias na saída da turbina ($h_{3,s}$) e saída da bomba ($h_{1,s}$) supondo processos isentrópicos.

Aplicando a 1ª e a 2ª Lei da Termodinâmica para um volume de controle que engloba o fluido de trabalho na turbina (vide Fig. 4.4), a Equação 4.1 fornece a entalpia no ponto 3 (saída

da turbina) em função da eficiência isentrópica (η_{isen}). De modo análogo, para um volume de controle que engloba o fluido de trabalho na bomba, a Equação 4.2 fornece a entalpia no ponto 1 (saída da bomba). Com os valores de entalpia e pressão conhecidos, os estados 1 e 3 foram definidos.

$$h_3 = h_2 - \eta_{isen,turb}(h_2 - h_{3,s}) \quad (4.1)$$

$$h_1 = h_4 + \frac{(h_{1,s} - h_4)}{\eta_{isen,bomb}} \quad (4.2)$$

Para os ciclos com recuperação, a temperatura do fluido que sai do recuperador a caminho do condensador (T_{3a}) foi definida como a soma da temperatura na saída da bomba (T_1) com o *pinch point* do recuperador ($\Delta T_{pp,rec}$), como é mostrada na Equação 4.3. Com a pressão e a temperatura definidas, o estado 3a foi definido.

$$T_{3a} = T_1 + \Delta T_{pp,recup} \quad (4.3)$$

Aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica para um volume de controle que engloba o recuperador, a entalpia no ponto 1a foi calculada por meio da Equação 4.4. Com a pressão e a entalpia definidos, o estado 1a foi definido.

$$h_{1a} = h_1 + (h_3 - h_{3a}) \quad (4.4)$$

Aplicando o balanço de massa e energia para um volume de controle englobando o evaporador, a vazão mássica do fluido de trabalho foi calculada por meio da Equação 4.5a para os ciclos básicos e por meio da Equação 4.5b para os ciclos com recuperação:

$$\dot{m}_{ft} = \frac{\dot{m}_{fq}(h_A - h_B)}{(h_2 - h_1)} \quad (4.5a)$$

$$\dot{m}_{ft} = \frac{\dot{m}_{fq}(h_A - h_B)}{(h_2 - h_{1a})} \quad (4.5b)$$

Por meio das Equações 4.6 a 4.14, foram calculadas a taxa de transferência de calor no evaporador (\dot{Q}_{evap}) e no condensador (\dot{Q}_{cond}) para os ciclos básicos e com recuperação, a taxa de calor recuperado no recuperador (\dot{Q}_{recup}), a potência consumida na bomba (\dot{W}_{bomb}), a potência mecânica gerada na turbina (\dot{W}_{turb}), a potência elétrica no gerador (\dot{W}_{ger}), a potência líquida do sistema (\dot{W}_{liq}), o trabalho reverso (BWR), e a eficiência térmica do ciclo (η_{ciclo}). Para esses cálculos, a 1ª Lei foi novamente aplicada para os volumes de controle que englobando o fluido de trabalho em cada um dos equipamentos que compõem o ciclo.

$$\dot{Q}_{evap,bas} = \dot{m}_{ft}(h_2 - h_1) \quad (4.6a)$$

$$\dot{Q}_{evap,rec} = \dot{m}_{ft}(h_2 - h_{1a}) \quad (4.6b)$$

$$\dot{Q}_{cond,bas} = \dot{m}_{ft}(h_3 - h_4) \quad (4.7a)$$

$$\dot{Q}_{cond,rec} = \dot{m}_{ft}(h_{3a} - h_4) \quad (4.7b)$$

$$\dot{Q}_{recup} = \dot{m}_{ft}(h_{1a} - h_1) \quad (4.8)$$

$$\dot{W}_{bomb} = \dot{m}_{ft}(h_1 - h_4) \quad (4.9)$$

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{ft}(h_2 - h_3) \quad (4.10)$$

$$\dot{W}_{ger} = \eta_{ger}\dot{W}_{turb} \quad (4.11)$$

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{ger} - \dot{W}_{bomb} \quad (4.12)$$

$$BWR = \frac{\dot{W}_{bomb}}{\dot{W}_{turb}} \quad (4.13)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{fq}} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}_{fq}(h_A - h_B)} \quad (4.14)$$

Para evaporação subcrítica, devido ao fato do *pinch point* ocorrer num ponto interno do evaporador, foi necessário calcular a temperatura intermediária da fonte quente no ponto onde

o fluido de trabalho começa a evaporar, ou seja, onde o fluido está no estado de líquido saturado. Assim foi necessário dividir o evaporador em duas seções: a seção de aquecimento (economizador) e a seção de mudança de fase (evaporador). Da mesma forma, foi necessário dividir o condensador em duas seções: a seção de resfriamento (desuperaquecedor) e a seção de mudança de fase (condensador).

Para a evaporação no regime supercrítico, a mudança de fase não é isotérmica. Para encontrar a localização do *pinch point* no evaporador, foi necessária uma análise para pequenos intervalos de temperatura utilizando o CoolProp. A análise mostrou que o *pinch point* se encontra no final da evaporação. As Figuras 4.5 e 4.6 mostram os trocadores de calor divididos em seções para ORC subcrítico e ORC supercrítico, respectivamente. Com base nos pontos mostrados nessas figuras, os *pinch points* foram calculados por meio das Equações 4.15 a 4.17.

$$\Delta T_{pp,evap,sub} = T_{A'} - T_{1'} \quad (4.15)$$

$$\Delta T_{pp,evap,sup} = T_A - T_2 \quad (4.16)$$

$$\Delta T_{pp,cond} = T_{C'} - T_{3'} \quad (4.17)$$

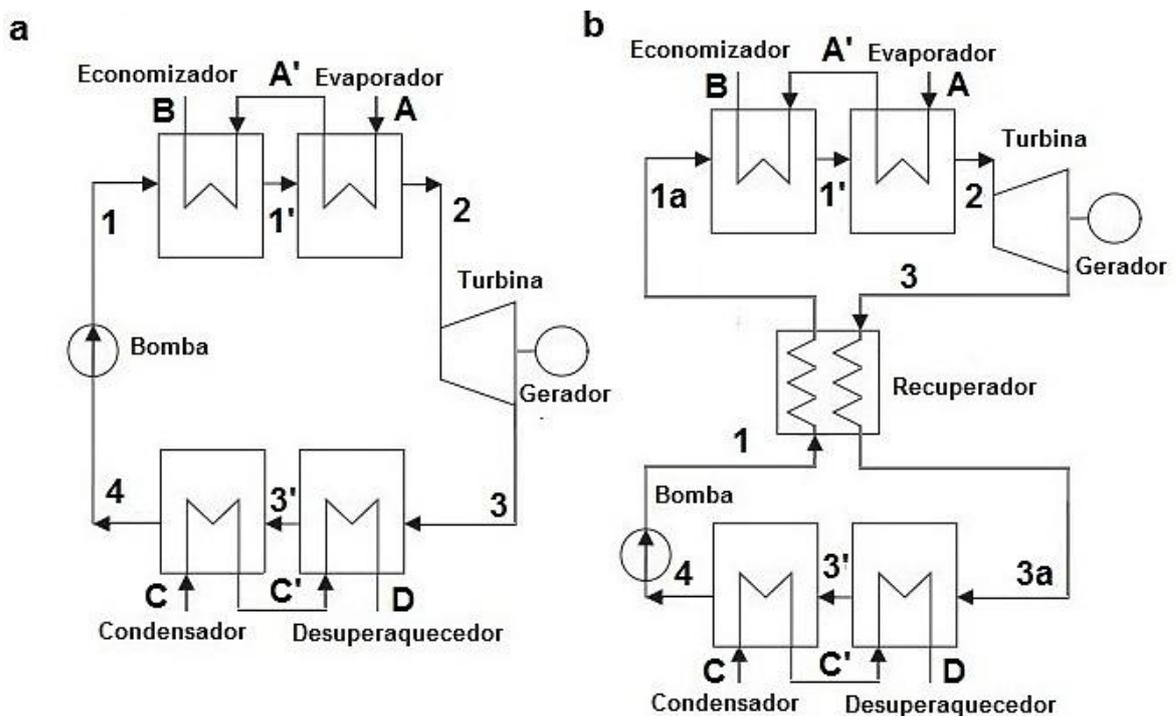


Figura 4.5 - ORC subcrítico com os trocadores divididos em seções: (a) básico e (b) com recuperação

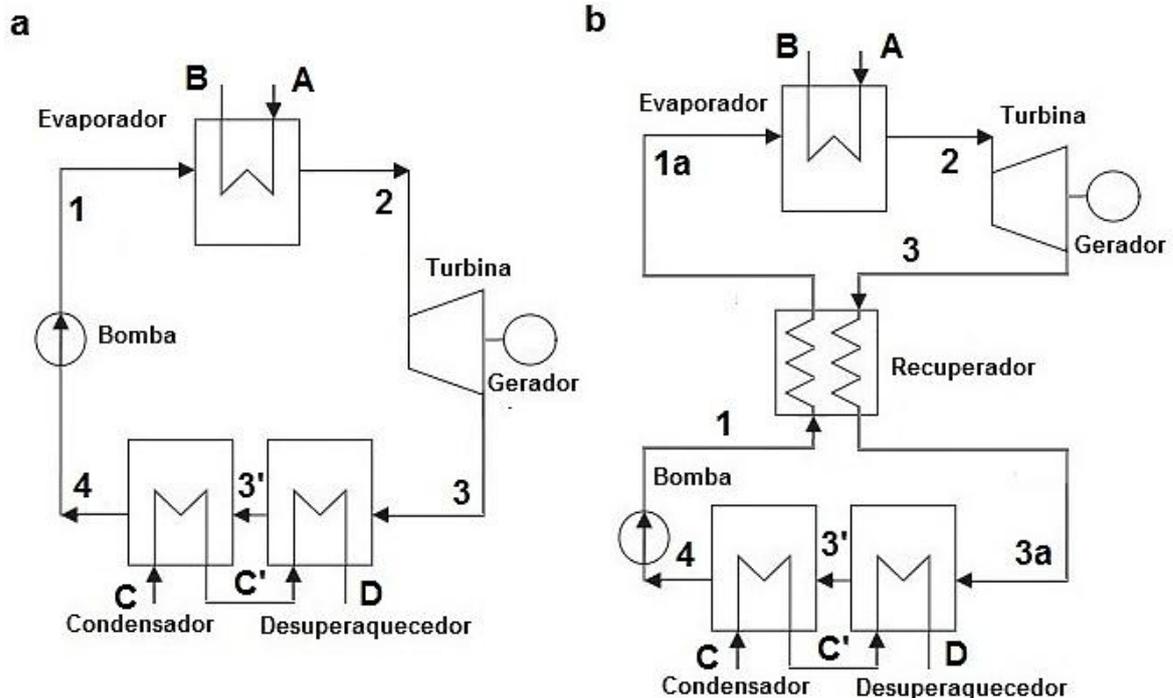


Figura 4.6 - ORC supercrítico com os trocadores divididos em seções: (a) básico e (b) com recuperação

4.7 Resultados e Discussão

Por meio das condições descritas no item 4.5 e utilizando as equações mostradas no item 4.6, os fluidos selecionados no item 4.4 e mostrados nas Tabelas 4.1 e 4.2, foi simulada a operação dos ORCs para os dois pontos do ciclo combinado identificados no item 3.4. Os resultados são mostrados a seguir.

4.7.1 Ar Quente da Extração do Compressor da Turbina a Gás

O primeiro ponto analisado foi a extração 4 do compressor da turbina a gás (vide Fig. 3.3), no qual ar se encontra a temperatura de 411°C e pressão de 1,65 MPa. A vazão é de 38,165 kg/s para cada turbina, e o ar deve ser resfriado antes de entrar na turbina até a temperatura de 200°C. A variação de entalpia específica (Δh_{fq}) para o ar (fonte quente) no intervalo entre as temperaturas apresentadas é de 222 kJ/kg. Considerando a eficiência de Carnot, a potência teórica máxima possível para cada turbina seria de 4,77 MW.

Ao fazer a simulação do ORC para os 37 fluidos pré-selecionados, 5 deles não apresentaram condições de operação com as condições que foram definidas, ao quais são: metil estearato, metil linoleato, metil linolenato, metil oleato e metil palmitato. Esses fluidos apresentaram a necessidade de uma alta temperatura de condensação (por volta de 240°C) para

a pressão mínima de evaporação definida (5 kPa), o que impossibilita o seu uso devido a necessidade da temperatura da fonte quente sair do evaporador a 200°C.

Com relação aos 32 fluidos restantes, as Tabelas 4.5 e 4.6 mostram os valores máximos alcançados de eficiência térmica (η_{ciclo}) e os respectivos valores de vazão mássica do fluido de trabalho (\dot{m}_{ft}), trabalho reverso (bwr) e potência líquida (\dot{W}_{liq}) para cada fluido analisado para as configurações de ORC subcrítico básico e ORC subcrítico com recuperação, respectivamente.

A Tabela 4.6 mostra também o aumento percentual da potência líquida do ORC com recuperação com relação ao ORC básico. Os fluidos foram organizados em ordem decrescente segundo o critério de eficiência. Os valores apresentados para cada fluido nas Tabelas 4.5 e 4.6 foram alcançados para a temperatura limite de evaporação mostrada na Tabela 4.1.

Para a configuração básica de ORC, o tolueno é o fluido que alcança o maior valor de eficiência (20,8%) e, conseqüentemente, a maior potência líquida (1765 kW). Para a configuração com recuperação, o etil-benzeno alcançou os maiores valores, sendo 27,1% de eficiência e uma potência líquida de 2300 kW, o que representa um aumento de 30,3% em relação ao ORC básico com tolueno.

Ainda para o ORC básico, o benzeno alcançou eficiência uma eficiência de 20,1%, seguido pelo dimetil carbonato com 19,8% e m-xileno com 19,3%. Em termos de potência, a diferença do benzeno para o tolueno foi de apenas 58 kW. Para o ciclo com recuperação, o fluido o-xileno apresentou a mesma eficiência alcançada pelo etil-benzeno, com uma diferença mínima na potência líquida de apenas 4 kW, a qual pode ser considerada desprezível. Além disso, m-xileno, p-xileno e tolueno apresentaram eficiências altas, de 26,8%, 26,7% e 26,4%, respectivamente, o que significa diferenças na potência de no máximo 37 kW em relação ao melhor resultado alcançado pelo etil benzeno. Todos os fluidos citados são hidrocarbonetos aromáticos.

Com relação à vazão do fluido (\dot{m}_{ft}) e à taxa de trabalho reverso (BWR), esses fluidos citados apresentaram valores na faixa 3% a 4%. O BWR é o mesmo para ambas as configurações de ORC, uma vez que o aumento na potência da turbina e na potência da bomba foram equivalentes com o uso do recuperador.

Outro aspecto importante revelado nessas tabelas é o aumento de eficiência devido à alteração na configuração do ciclo. Devido ao fato da maioria dos fluidos ser do tipo seco, todos alcançaram melhores eficiências com o uso do recuperador. Isso também se deve à alta temperatura de evaporação, que possibilita ao vapor sair da turbina altamente superaquecido.

Tabela 4.5 - Eficiência máxima alcançada para cada fluido para um ORC subcrítico básico integrado a extração 4 do compressor da turbina a gás

Nº	Fluido	\dot{m}_{ft} (kg/s)	BWR	\dot{W}_{liq} (kW)	η_{ciclo}
1	Tolueno	11,5	3,3 %	1.765	20,8 %
2	Benzeno	12,5	3,9 %	1.707	20,1 %
3	Dimetil Carbonato	12,7	3,2 %	1.681	19,8 %
4	m-Xileno	10,9	3,2 %	1.633	19,3 %
5	p-Xileno	11,0	3,1 %	1.631	19,2 %
6	Etil Benzeno	10,8	3,2 %	1.628	19,2 %
7	o-Xileno	10,5	3,2 %	1.614	19,0 %
8	Ciclohexano	11,7	4,5 %	1.563	18,4 %
9	Ciclopentano	14,1	5,2 %	1.455	17,2 %
10	Heptano	11,5	3,8 %	1.387	16,4 %
11	Octano	10,6	3,3 %	1.358	16,0 %
12	Hexano	13,0	4,9 %	1.322	15,6 %
13	Isohexano	13,7	5,5 %	1.264	14,9 %
14	Nonano	10,3	3,3 %	1.236	14,6 %
15	Dietil Éter	15,9	6,2 %	1.181	13,9 %
16	MM	16,2	4,2 %	1.151	13,6 %
17	Decano	10,1	3,3 %	1.133	13,4 %
18	Undecano	9,8	3,4 %	1.042	12,3 %
19	R1233zd(E)	37,5	6,6 %	1.015	12,0 %
20	Solkatherm SES36	34,9	7,2 %	1.004	11,8 %
21	Dodecano	9,6	3,4 %	961	11,3 %
22	MDM	15,9	3,8 %	948	11,2 %
23	Novoc649	46,2	7,0 %	852	10,1 %
24	D4	17,0	3,8 %	839	9,9 %
25	R1234ze(Z)	35,7	5,7 %	828	9,8 %
26	MD2M	16,9	4,2 %	795	9,4 %
27	D5	18,2	4,2 %	743	8,8 %
28	MD3M	16,4	4,0 %	637	7,5 %
29	D6	17,0	4,2 %	592	7,0 %
30	MD4M	17,2	4,3 %	574	6,8 %
31	R1234ze(E)	48,8	9,7 %	416	4,9 %
32	R1234yf	58,0	13,0 %	303	3,6 %

Tabela 4.6 - Eficiência máxima alcançada para cada fluido para um ORC subcrítico com recuperação integrado a extração 4 do compressor da turbina a gás

Nº	Fluido	\dot{m}_{ft} (kg/s)	BWR	\dot{W}_{liq} (kW)	η_{ciclo}	Aumento na Potência*
1	Etil Benzeno	15,2	3,2 %	2.300	27,1 %	41,3%
2	o-Xileno	14,9	3,2 %	2.296	27,1 %	42,3%
3	m-Xileno	15,2	3,2 %	2.271	26,8 %	39,1%
4	p-Xileno	15,3	3,1 %	2.263	26,7 %	38,8%
5	Tolueno	14,6	3,3 %	2.240	26,4 %	26,9%
6	Octano	16,7	3,3 %	2.140	25,3 %	57,6%
7	Nonano	17,5	3,3 %	2.093	24,7 %	69,3%
8	Ciclohexano	15,7	4,5 %	2.084	24,6 %	33,3%
9	Decano	18,2	3,3 %	2.036	24,0 %	79,8%
10	Heptano	16,8	3,8 %	2.027	23,9 %	46,2%
11	Undecano	18,8	3,4 %	1.994	23,5 %	91,4%
12	Dimetil Carbonato	15,0	3,2 %	1.990	23,5 %	18,3%
13	Benzeno	14,6	3,9 %	1.983	23,4 %	16,2%
14	Dodecano	19,4	3,4 %	1.944	22,9 %	102,3%
15	MM	26,9	4,2 %	1.914	22,6 %	66,3%
16	MDM	31,8	3,8 %	1.889	22,3 %	99,3%
17	D4	36,8	3,8 %	1.818	21,5 %	116,8%
18	Hexano	17,5	4,9 %	1.777	21,0 %	34,4%
19	MD2M	37,5	4,2 %	1.756	20,7 %	121,0%
20	D5	42,9	4,2 %	1.755	20,7 %	136,1%
21	Isohexano	18,5	5,5 %	1.706	20,1 %	35,0%
22	Ciclopentano	16,2	5,2 %	1.671	19,7 %	14,8%
23	D6	47,2	4,2 %	1.642	19,4 %	177,2%
24	MD3M	42,1	4,0 %	1.635	19,3 %	156,7%
25	MD4M	46,8	4,3 %	1.559	18,4 %	171,7%
26	Dietil Éter	18,6	6,2 %	1.380	16,3 %	16,9%
27	Novec649	70,0	7,0 %	1.291	15,2 %	51,5%
28	Solkatherm SES36	42,9	7,2 %	1.233	14,6 %	22,9%
29	R1233zd(E)	38,1	6,6 %	1.032	12,2 %	1,7%
30	R1234ze(Z)	36,2	5,7 %	839	9,9 %	1,3%

*Em comparação com a potência líquida do ORC subcrítico básico.

O aumento na potência líquida com o uso de recuperador em relação ao ORC básico foi, em média, de 64%. Esse valor alto foi impulsionado principalmente pelos siloxanos (MM, MDM, MD2M, MD3M, MD4M, D4, D5 e D6). Para o D6 (Dodecametil Ciclohexasiloxano), o aumento foi de 177%, ou seja, a potência líquida e a eficiência quase triplicaram com a utilização do recuperador. Isso é explicado pela alta inclinação positiva da curva de saturação do fluido ($\xi = 2,9$) e também pela grande diferença entre a temperatura do fluido na saída da turbina e a temperatura de condensação. Dentre os hidrocarbonetos, os que mais melhoraram com a mudança na configuração foram aqueles de cadeia linear e mais pesados (decano, undecano e dodecano). Apesar do aumento, esses fluidos alcançaram apenas valores medianos de eficiência térmica.

O etil benzeno, que alcançou os melhores resultados em termos de eficiência, obteve um aumento de 41,3% na potência líquida e saltou da 6ª colocação entre os melhores fluidos na configuração básica para a 1ª colocação com o uso do recuperador.

Em contrapartida, os refrigerantes R1233zd(E), R1234ze(Z), R1234ze(E) e R1234yf foram os que apresentaram os piores desempenhos. Isso se deve as baixas temperaturas de evaporação a que estão limitados. Além disso, pelo fato de serem isentrópicos, o uso do recuperador praticamente não interferiu na eficiência. Para os dois últimos fluidos nem foi possível a recuperação devido a diferença entre as temperaturas de saída da turbina e da bomba ser muito baixa. Portanto, para o nível de temperatura analisado, estes fluidos não são recomendados.

Assim, o etil benzeno seria o fluido mais indicado tecnicamente para ser empregado num ORC subcrítico para recuperar o calor residual da extração 4 do compressor da turbina a gás do ciclo combinado analisado. É importante lembrar que este fluido possui níveis de inflamabilidade e toxicidade consideráveis, o que implica em maiores atenções com segurança. A melhor opção para este fluido é a configuração com recuperação que possibilitaria a geração extra de 4.600 kW de potência líquida ao considerar as duas turbinas a gás. Isso representaria um acréscimo de 0,36 ponto percentual na eficiência global da usina e um acréscimo de 0,76 % na potência líquida total gerada pelo ciclo combinado. A princípio este valor parece pequeno, no entanto, a planta já trabalha com alta eficiência e qualquer incremento adicional é importante. Afinal, se não aproveitada, a energia é simplesmente perdida.

As Figuras 4.7 a 4.13 mostram os valores obtidos de eficiência, potência líquida, vazão mássica e taxa de trabalho reverso para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação do ORC, para as configurações básica e com recuperação.

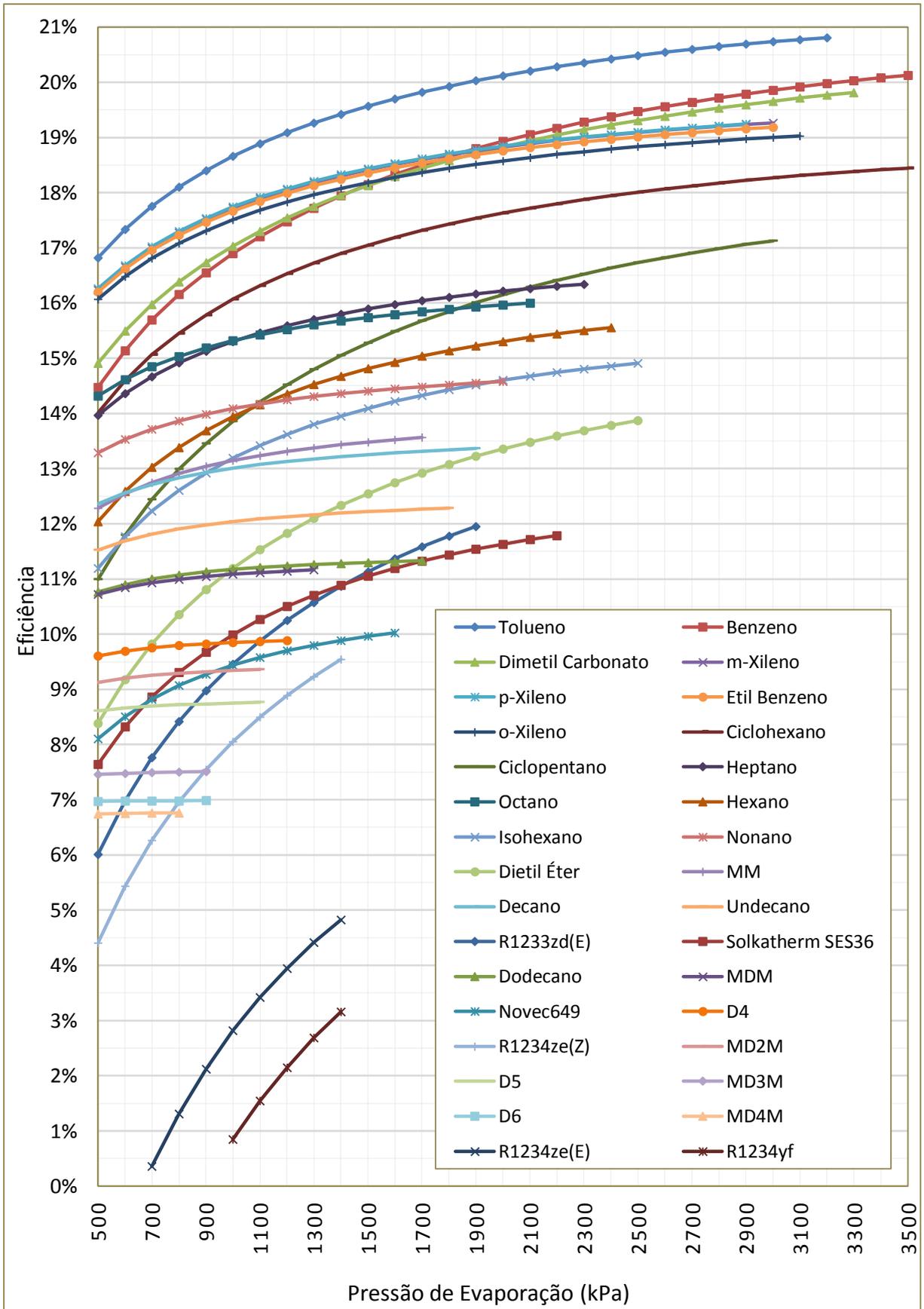
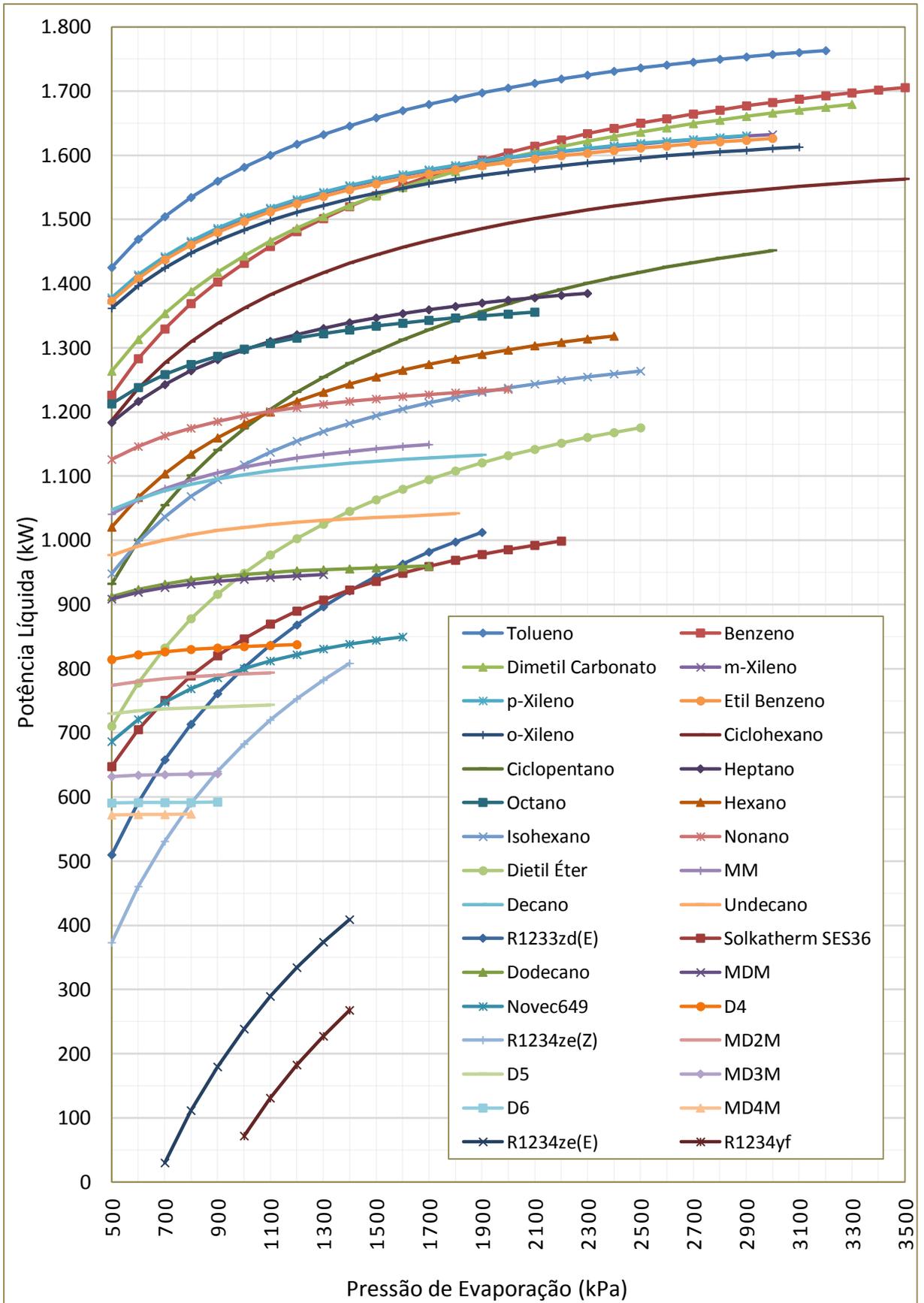


Figura 4.7 - Eficiência dos fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à extração da turbina a gás



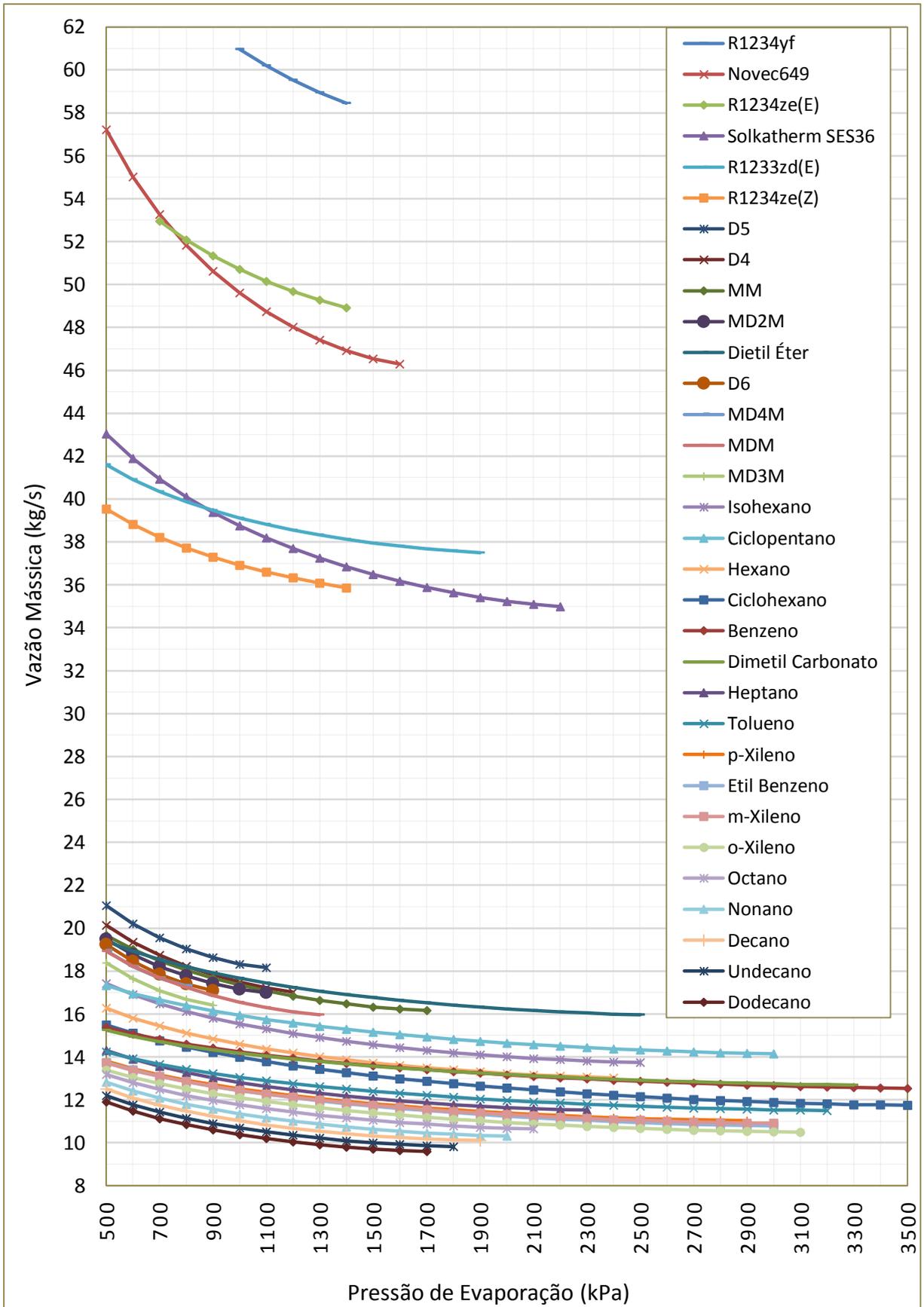


Figura 4.9 - Vazão mássica para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à extração da turbina a gás

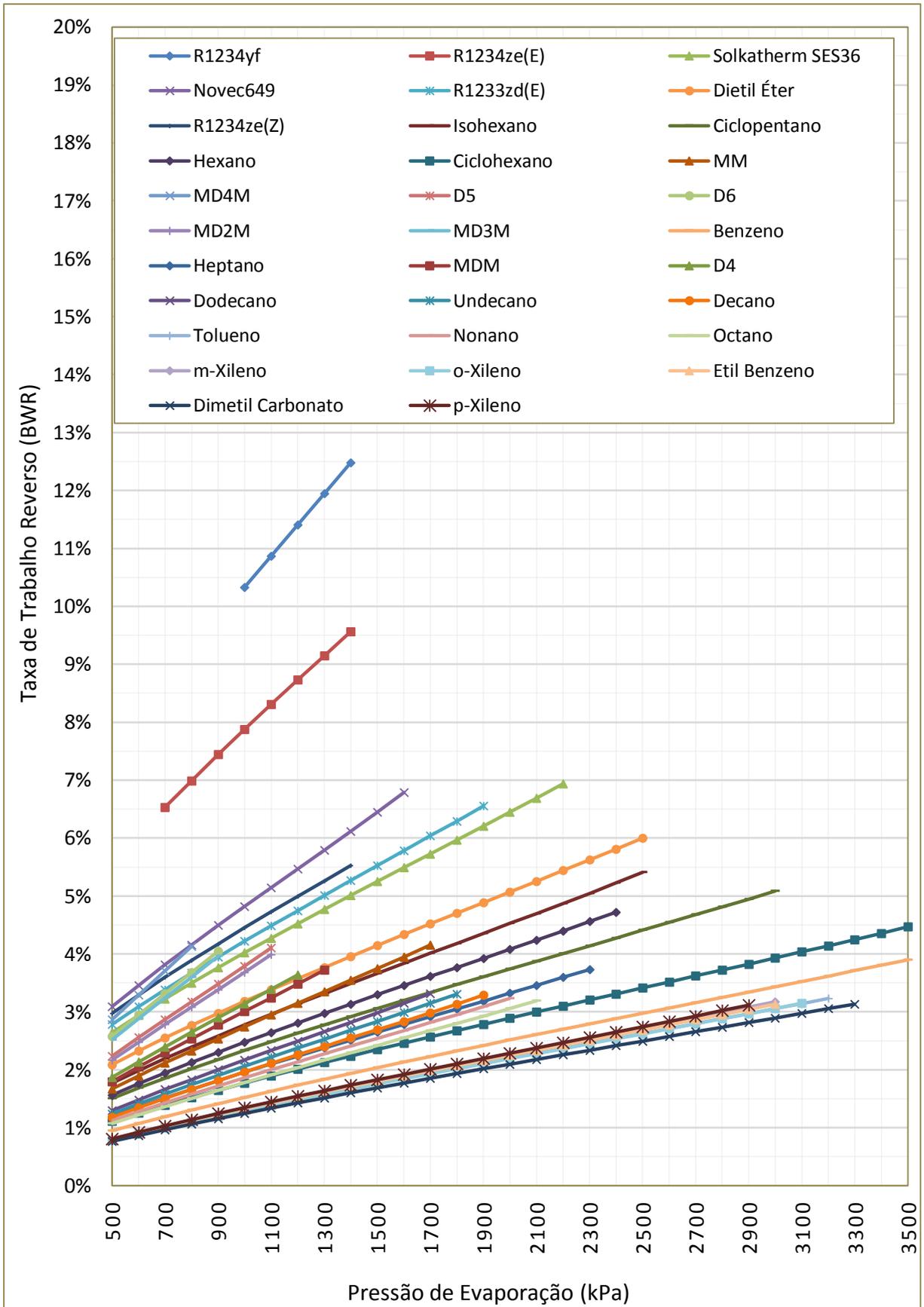


Figura 4.10 - Taxa de trabalho reverso (BWR) para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico integrado à extração da turbina a gás

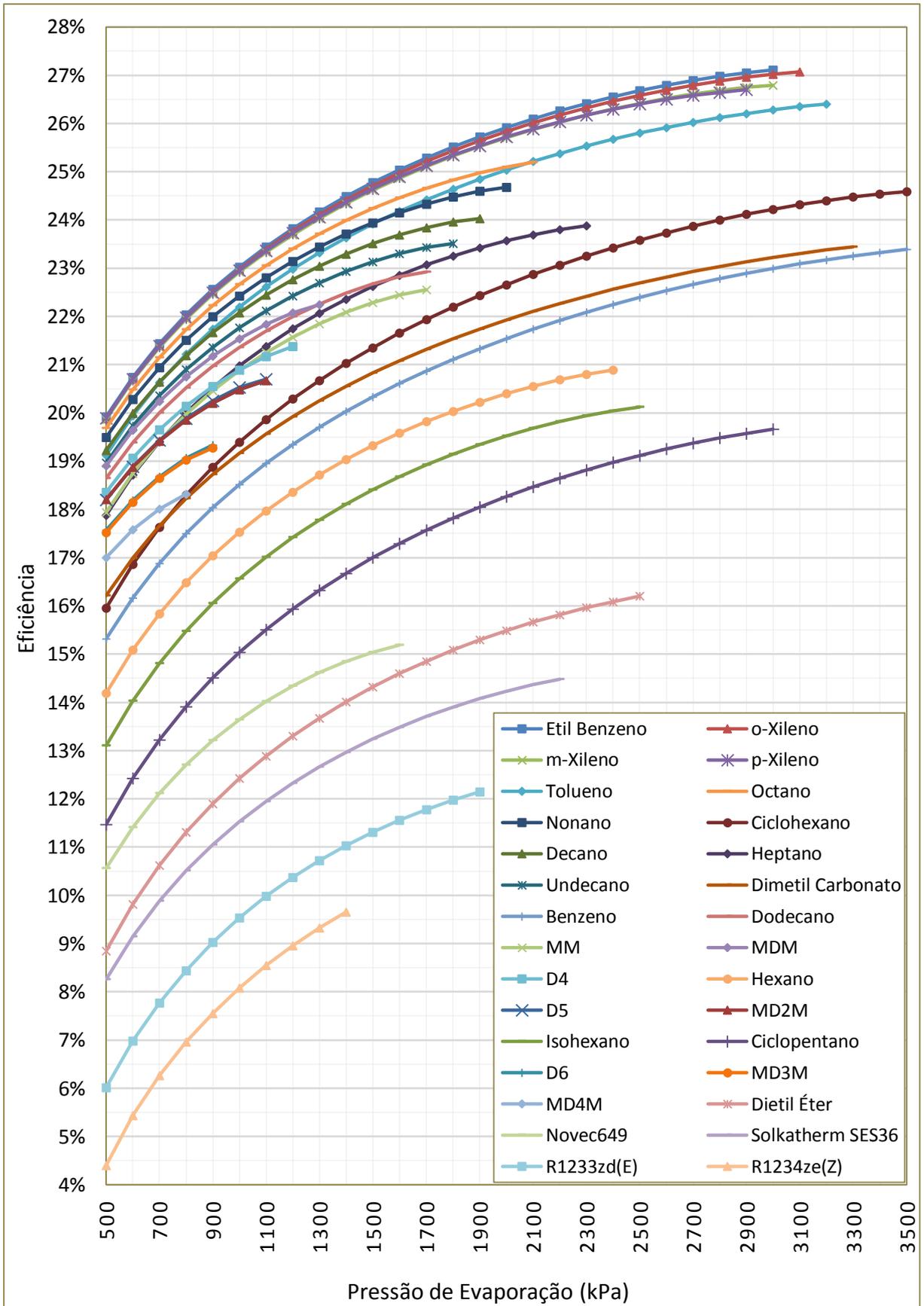


Figura 4.11 - Eficiência para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrada à extração da turbina a gás

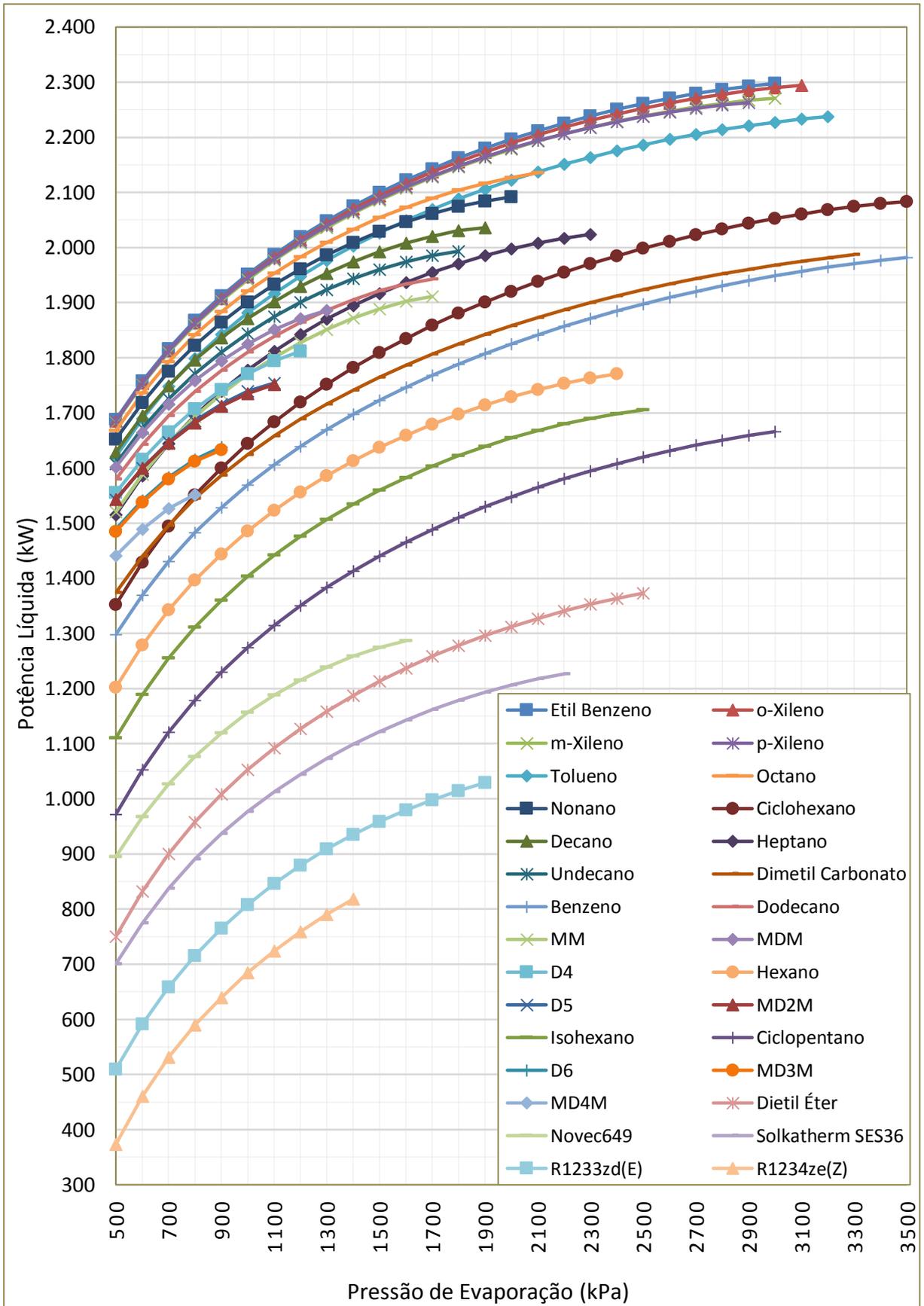


Figura 4.12 - Potência líquida para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à extração da turbina a gás

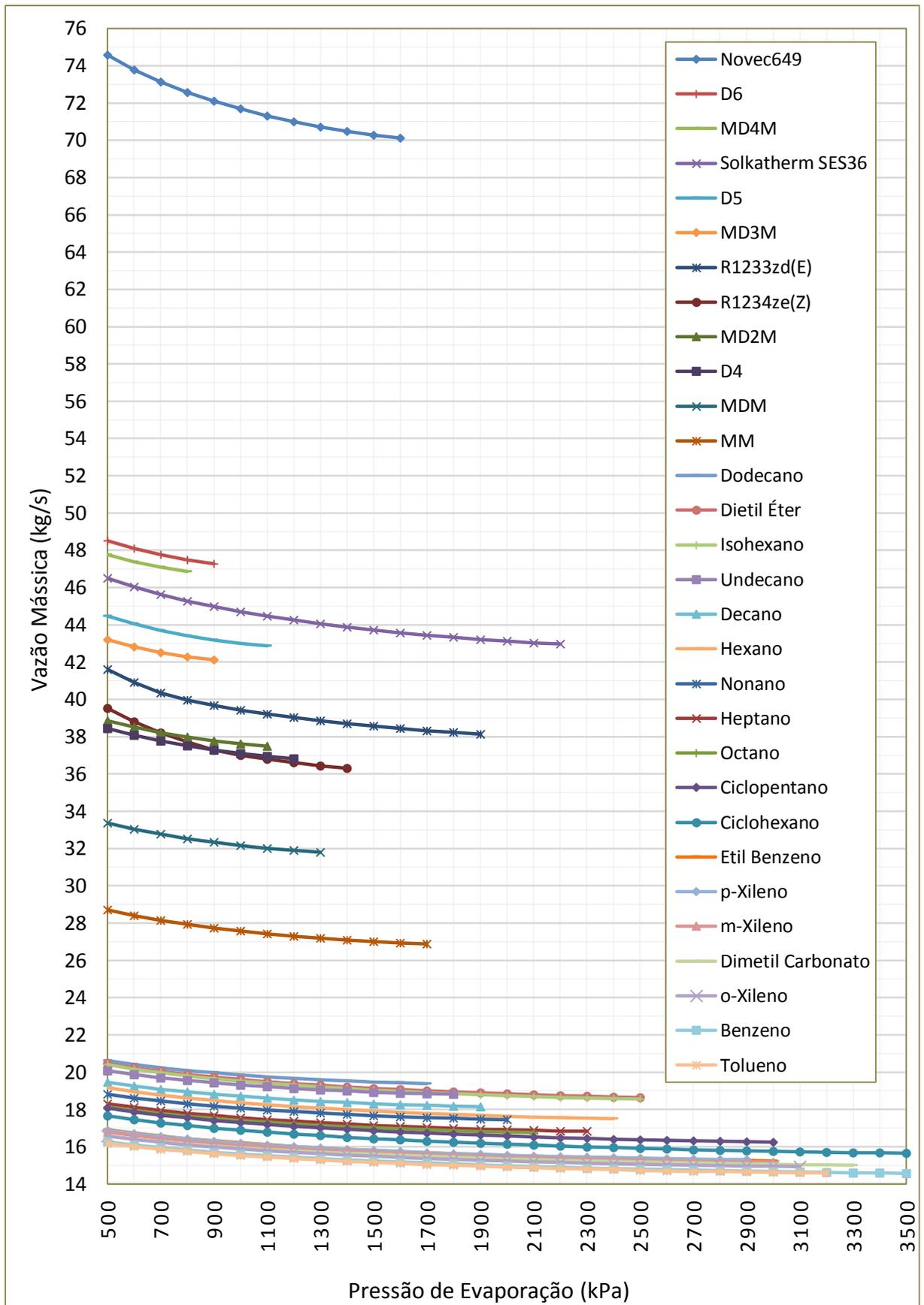


Figura 4.13 - Vazão mássica para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à extração da turbina a gás

4.7.2 Gases de Escape da Caldeira de Recuperação

O outro ponto de recuperação de calor analisado foi a saída da caldeira de recuperação, onde os gases resultantes da combustão na turbina estão a temperatura de 130°C e a pressão ambiente de 101,3 kPa. A temperatura é baixa, o que caracteriza um calor de baixa qualidade. Assim, a eficiência térmica tende a ser também baixa em comparação com o primeiro ponto analisado. Em compensação, a vazão na saída de cada caldeira de recuperação é alta (461,82 kg/s). Como são duas caldeiras, a vazão total é de 923,64 kg/s. Com a integração de um ORC e admitindo uma temperatura de 90°C na saída dos gases do evaporador do ORC (conforme definido anteriormente), a variação de entalpia específica (Δh_{fq}), para o intervalo entre as temperaturas dadas, é de 42,5 kJ/kg. Assim, para cada fluxo de gases, há uma potência térmica disponível de 19,62 MW. Considerando a eficiência de Carnot, a potência teórica máxima possível para cada turbina seria de 5,11 MW.

Como dito anteriormente para esse ponto de recuperação de calor, foi considerada a utilização de ORCs subcrítico e supercrítico. Os resultados da análise técnica são mostrados a seguir.

4.7.2.1 Ciclo subcrítico

Para os ciclos subcríticos, da mesma maneira que na análise anterior (item 4.7.1), os fluidos metil estearato, metil linoleato, metil linolenato, metil oleato e metil palmitato não atenderam as condições de temperatura impostas para as simulações. Além desses, os fluidos D4, D5, D6, MD2M, MD3M, MD4M, decano, undecano e dodecano também apresentaram temperaturas de condensação maiores ou muito próximas à temperatura de saída da fonte quente do evaporador, o que inviabiliza o uso desses fluidos nas simulações do ORC para as condições impostas.

Dessa forma, dos 37 fluidos mostrados na Tabela 4.1, apenas 23 se adequaram as condições de simulação. As Tabelas 4.7 e 4.8 mostram os valores máximos alcançados de eficiência térmica (η_{ciclo}) e os respectivos valores de vazão mássica do fluido de trabalho (\dot{m}_{ft}), trabalho reverso (BWR) e potência líquida (\dot{W}_{liq}), para cada fluido analisado e considerando as configurações de ORC subcrítico básico e ORC subcrítico com recuperação.

A Tabela 4.8 mostra também o aumento percentual da potência líquida do ORC com recuperação em relação ao ORC básico. Os fluidos foram organizados em ordem decrescente

segundo o critério de eficiência. Como era esperado, os valores de eficiência para o ponto analisado foram menores que os valores alcançados na análise anterior, devido ao baixo valor da temperatura da fonte de calor. Para um ORC integrado à extração do compressor da turbina, onde a temperatura é de 411°C, a eficiência passou de 27%. Já para um ORC integrado na saída da caldeira, para recuperar o calor dos gases de escape a 130°C, a eficiência máxima não chegou a 10%.

Tabela 4.7 - Eficiência máxima alcançada para cada fluido para um ORC subcrítico básico integrado à saída da caldeira de recuperação

Nº	Fluido	P _{evap} (kPa)	T _{evap} (°C)	\dot{m}_{ft} (kg/s)	BWR	\dot{W}_{liq} (kW)	η_{ciclo}
1	Tolueno	51	88	41,6	0,2 %	1.753,4	8,94 %
2	Ciclohexano	131	90	42,5	0,5 %	1.752,6	8,93 %
3	Dimetil Carbonato	96	88	41,0	0,3 %	1.751,2	8,93 %
4	Ciclopentano	321	89	42,1	1,2 %	1.751,0	8,93 %
5	Benzeno	129	88	40,4	0,4 %	1.749,4	8,92 %
6	R1233zd(E)	876	92	91,6	3,9 %	1.736,9	8,85 %
7	Dietil Éter	554	93	44,3	2,2 %	1.733,9	8,84 %
8	R1234ze(Z)	1187	94	84,2	5,0 %	1.733,7	8,84 %
9	Hexano	200	92	43,1	0,9 %	1.729,0	8,81 %
10	Heptano	83	92	42,8	0,4 %	1.728,9	8,81 %
11	Isohexano	257	93	44,8	1,2 %	1.722,2	8,78 %
12	MM	87	95	62,0	0,5 %	1.658,2	8,45 %
13	Solkatherm SES36	552	94	98,2	2,8 %	1.572,8	8,02 %
14	Novvec649	454	101	135,3	2,9 %	1.543,2	7,87 %
15	Octano	34	90	45,0	0,2 %	1.444,1	7,36 %
16	Etil benzeno	21	86	45,6	0,1 %	1.178,9	6,01 %
17	p-Xileno	19	86	45,9	0,1 %	1.114,0	5,68 %
18	m-Xileno	19	85	45,7	0,1 %	1.079,9	5,51 %
19	R1234ze(E)	1422	65	113,1	9,7 %	963,9	4,91 %
20	o-Xileno	15	85	45,8	0,1 %	921,9	4,70 %
21	R1234yf	1500	56	134,3	13,0 %	701,6	3,58 %
22	Nonano	12	85	52,0	0,1 %	689,3	3,51 %
23	MDM	12	87	89,3	0,2 %	665,4	3,39 %

Tabela 4.8 - Eficiência máxima alcançada para cada fluido para um ORC subcrítico com recuperação integrado à saída da caldeira de recuperação

Nº	Fluido	P_{evap} (kPa)	T_{evap} (°C)	\dot{m}_{ft} (kg/s)	BWR	\dot{W}_{liq} (kW)	Aumento na Potência*	η_{ciclo}
1	Novec649	384	94	175,3	2,6 %	1.822,3	18,1%	9,29 %
2	MM	74	90	73,9	0,5 %	1.822,0	9,9%	9,29 %
3	Isohexano	238	90	49,5	1,1 %	1.809,0	5,0%	9,22 %
4	Heptano	76	89	47,1	0,4 %	1.807,2	4,5%	9,21 %
5	Hexano	185	89	47,1	0,9 %	1.805,0	4,4%	9,20 %
6	Dietil Éter	528	91	47,2	2,2 %	1.793,1	3,4%	9,14 %
7	Ciclohexano	126	88	44,4	0,5 %	1.784,6	1,8%	9,10 %
8	Ciclopentano	315	89	43,1	1,1 %	1.769,0	1,0%	9,02 %
9	Tolueno	50	88	42,4	0,2 %	1.768,9	0,9%	9,02 %
10	Dimetil Carbonato	94	88	41,8	0,3 %	1.767,3	0,9%	9,01 %
11	Benzeno	128	88	40,7	0,4 %	1.753,9	0,3%	8,94 %
12	R1234ze(Z)	1179	94	84,8	4,9 %	1.740,7	0,4%	8,87 %
13	R1233zd(E)	873	92	92,0	3,9 %	1.740,7	0,2%	8,87 %
14	Solkatherm SES36	516	92	107,5	2,7 %	1.650,4	4,9%	8,41 %
15	Octano	31	87	48,7	0,2 %	1.478,2	2,4%	7,54 %
16	m-Xileno	18	85	46,2	0,1 %	1.078,1	-0,2%	5,50 %
17	o-Xileno	15	85	46,0	0,1 %	919,6	-0,2%	4,69 %
18	Nonano	12	85	52,7	0,1 %	682,2	-1,0%	3,48 %
19	MDM	12	86	93,1	0,2 %	644,9	-3,1%	3,29 %

*Em comparação com a potência do ORC subcrítico básico.

Na saída da caldeira, para a configuração básica de ORC, o tolueno novamente é o fluido que alcança o maior valor de eficiência (8,94%) e, conseqüentemente, a maior potência líquida (1753,4 kW). No entanto, outros 10 fluidos também alcançaram uma potência líquida na faixa de 1700 kW. Considerando o tolueno (1º colocado) e o isohexano (11º colocado), a diferença é de apenas 31,2 kW. Entre esses fluidos, cabe destacar o ciclohexano, o dimetil carbonato, o ciclopentano e o benzeno que alcançaram valores quase iguais aos do tolueno. O benzeno, por exemplo, alcançou uma eficiência de 8,92%, apenas 0,02 ponto percentual de diferença para o tolueno.

Para a configuração com recuperação, o fluido novsec649 alcançou os maiores valores, sendo 9,29% de eficiência e uma potência líquida de 1822,3 kW, o que representa um aumento de apenas 3,9% em relação ao ORC básico com tolueno. Com o mesmo valor de eficiência aparece o MM, com diferença de apenas 0,3 kW para o novsec649, ou seja, uma diferença totalmente desprezível. Em seguida aparecem isohexano, heptano e hexano com eficiências de 9,22%, 9,21% e 9,20%, respectivamente.

Como a temperatura no ponto analisado é relativamente baixa (130°C), quatro fluidos não apresentaram possibilidade de uso do recuperador, devido também à diferença de temperaturas do fluido na saída da turbina e saída da bomba ser pequena. São eles: R1234yf, R1234zd(E), etil benzeno e p-xileno.

O *pinch point* apareceu como critério importante e limitou a pressão de evaporação. Também devido à restrição do *pinch point*, um efeito interessante ocorreu para quatro fluidos de trabalho: m-xileno, o-xileno, nonano e MDM. A eficiência alcançada para estes fluidos na configuração com recuperação foi menor que para a configuração básica. Isso aconteceu porque o uso do recuperador faz com que a temperatura de entrada do fluido de trabalho no evaporador seja maior. Considerando o balanço de massa e energia do fluido de trabalho com a fonte de calor, ocorre um aumento na vazão de fluido de trabalho, que gera uma mudança na inclinação da curva de resfriamento da fonte de calor e uma redução do *pinch point*. Se o *pinch point* cai para um valor menor que o mínimo admitido, a solução para aumentar esse valor novamente é a redução na temperatura de evaporação do fluido, o que significa uma redução também na pressão de evaporação e conseqüente redução na eficiência.

Isso demonstra que a utilização do recuperador, mesmo para fluidos secos, só é interessante quando o intervalo entre as temperaturas de evaporação e condensação do fluido é relativamente alto, de forma que possibilite uma diferença relativamente alta entre as temperaturas na saída da turbina e na saída da bomba.

Em resumo, o Novsec649 é o fluido mais indicado, do ponto de vista técnico, para ser empregado num ORC subcrítico com recuperação para utilizar o calor residual dos gases de escape da caldeira de recuperação do ciclo combinado analisado. Para o caso considerado, haveria uma geração extra de 3.644,6 kW de potência líquida (considerando as duas caldeiras), o que representaria um acréscimo de 0,29 ponto percentual na eficiência global da usina e um acréscimo de 0,61 % na potência líquida total gerada pelo ciclo combinado.

As Figuras 4.14 a 4.20 mostram os valores obtidos de eficiência, potência líquida, vazão mássica e taxa de trabalho reverso para os fluidos analisados, em função da pressão de evaporação do ORC, para as configurações básica e com recuperação

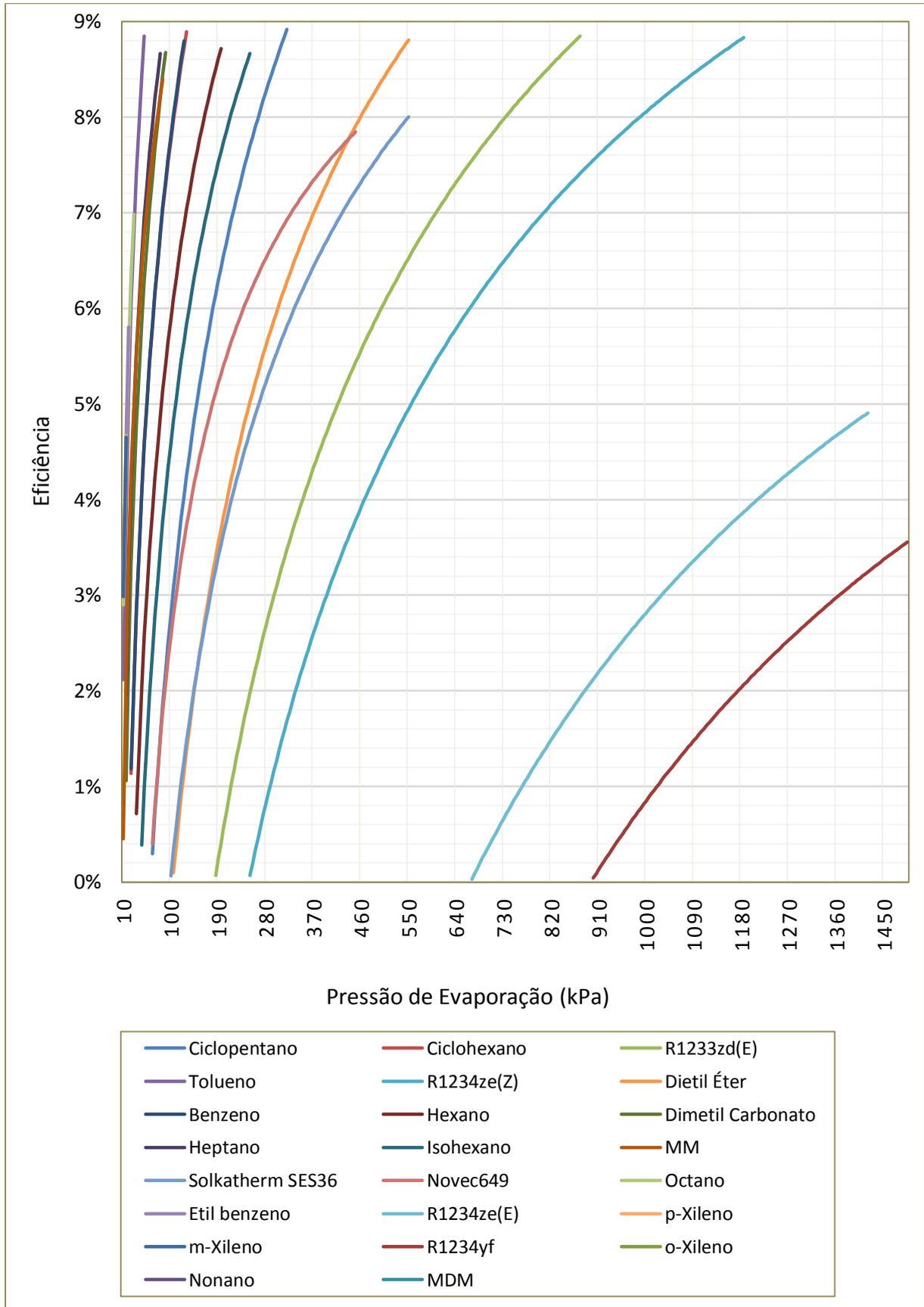


Figura 4.14 - Eficiência para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à exaustão da caldeira de recuperação

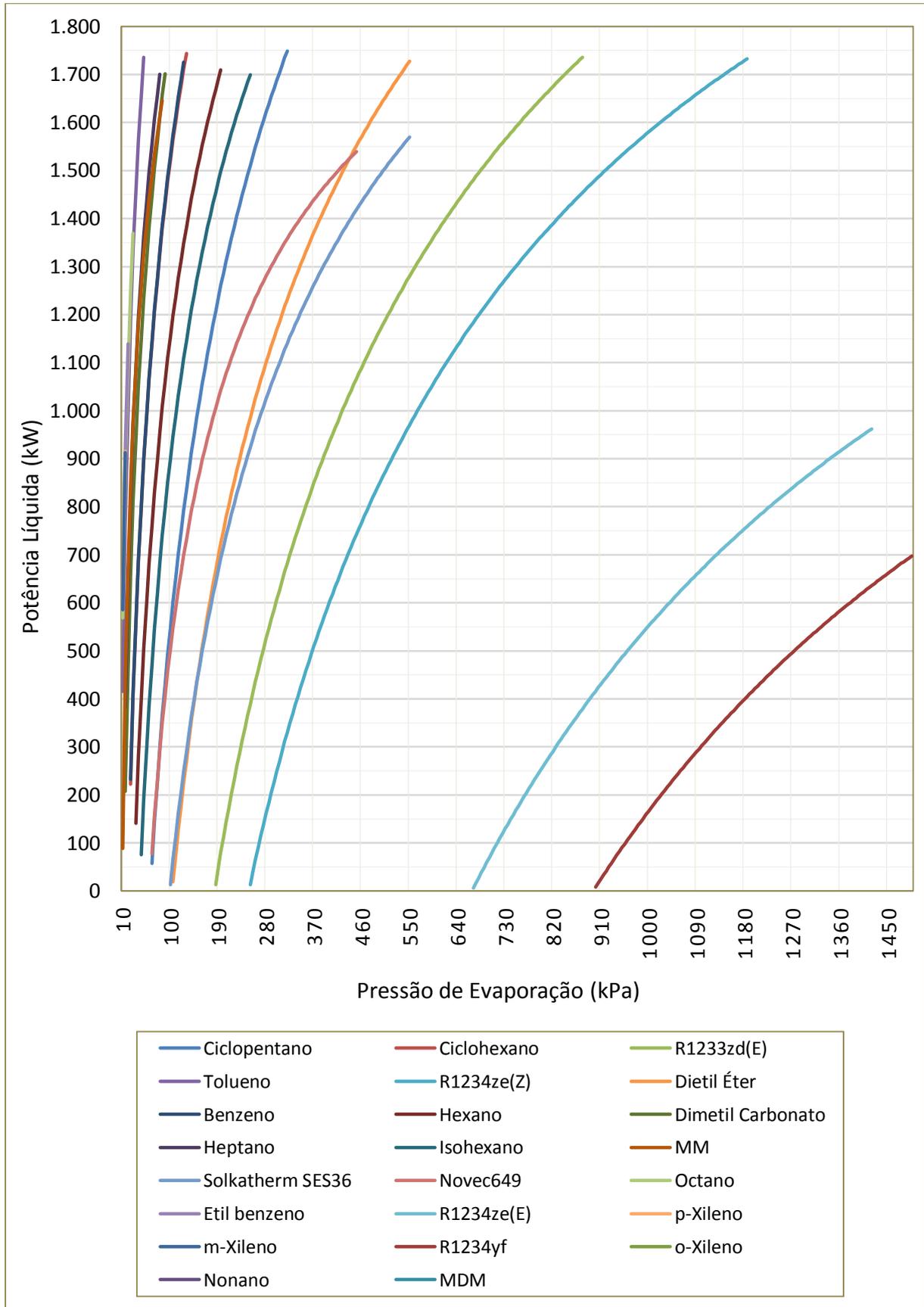


Figura 4.15 - Potência líquida gerada para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à exaustão da caldeira de recuperação

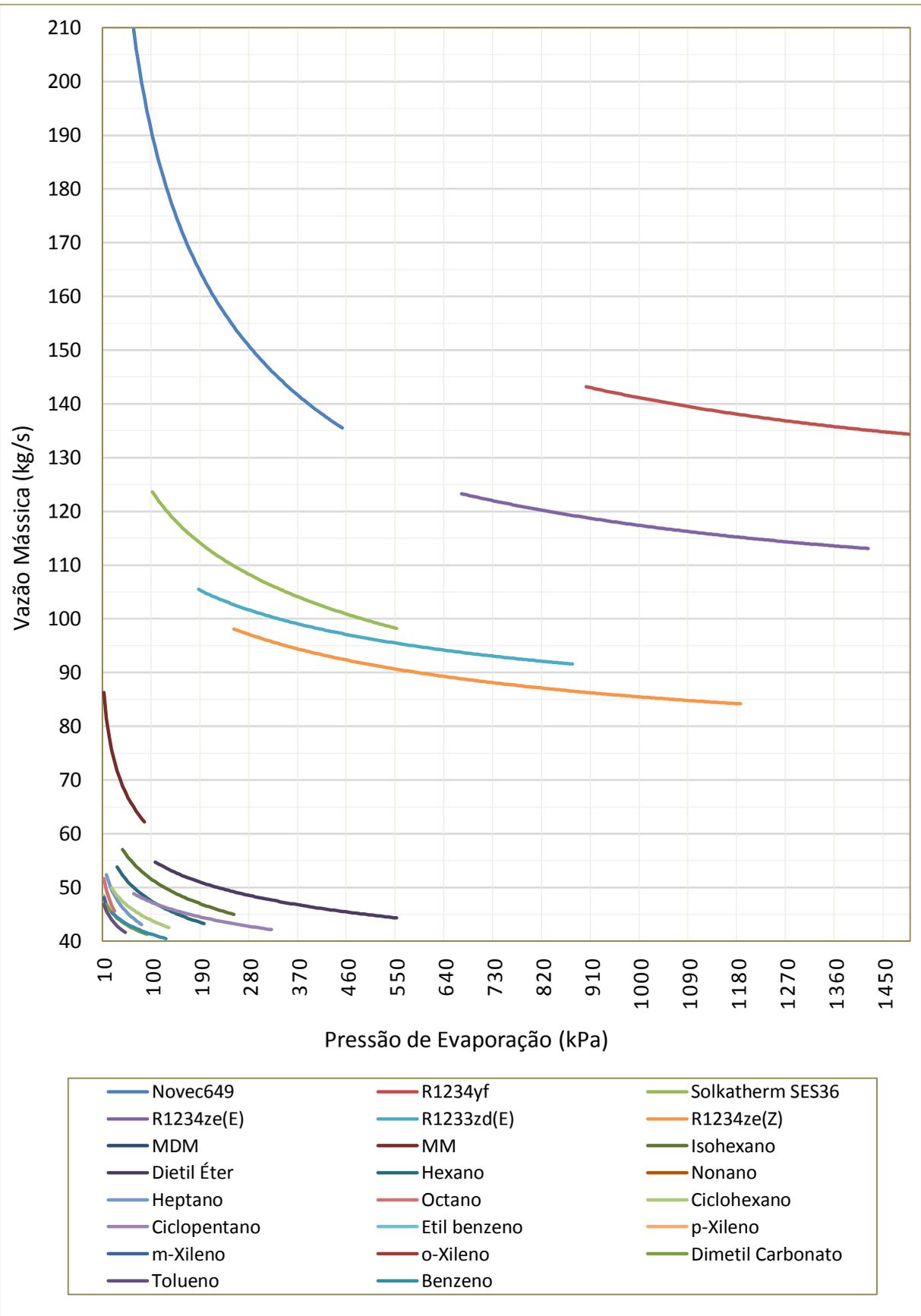


Figura 4.16 - Vazão mássica para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico básico integrado à exaustão da caldeira de recuperação

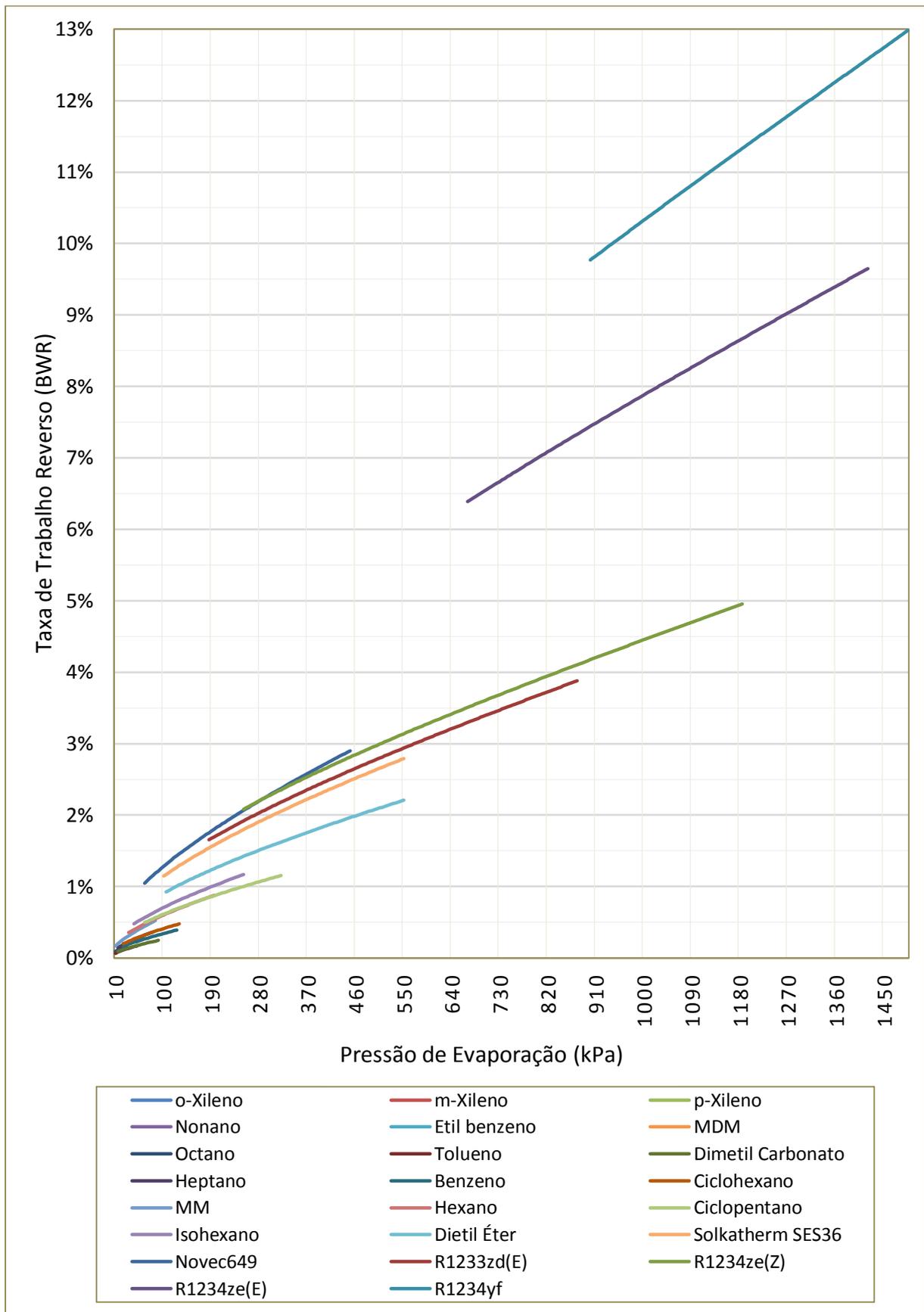


Figura 4.17 - Taxa de trabalho reverso (BWR) para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico integrado à exaustão da caldeira de recuperação

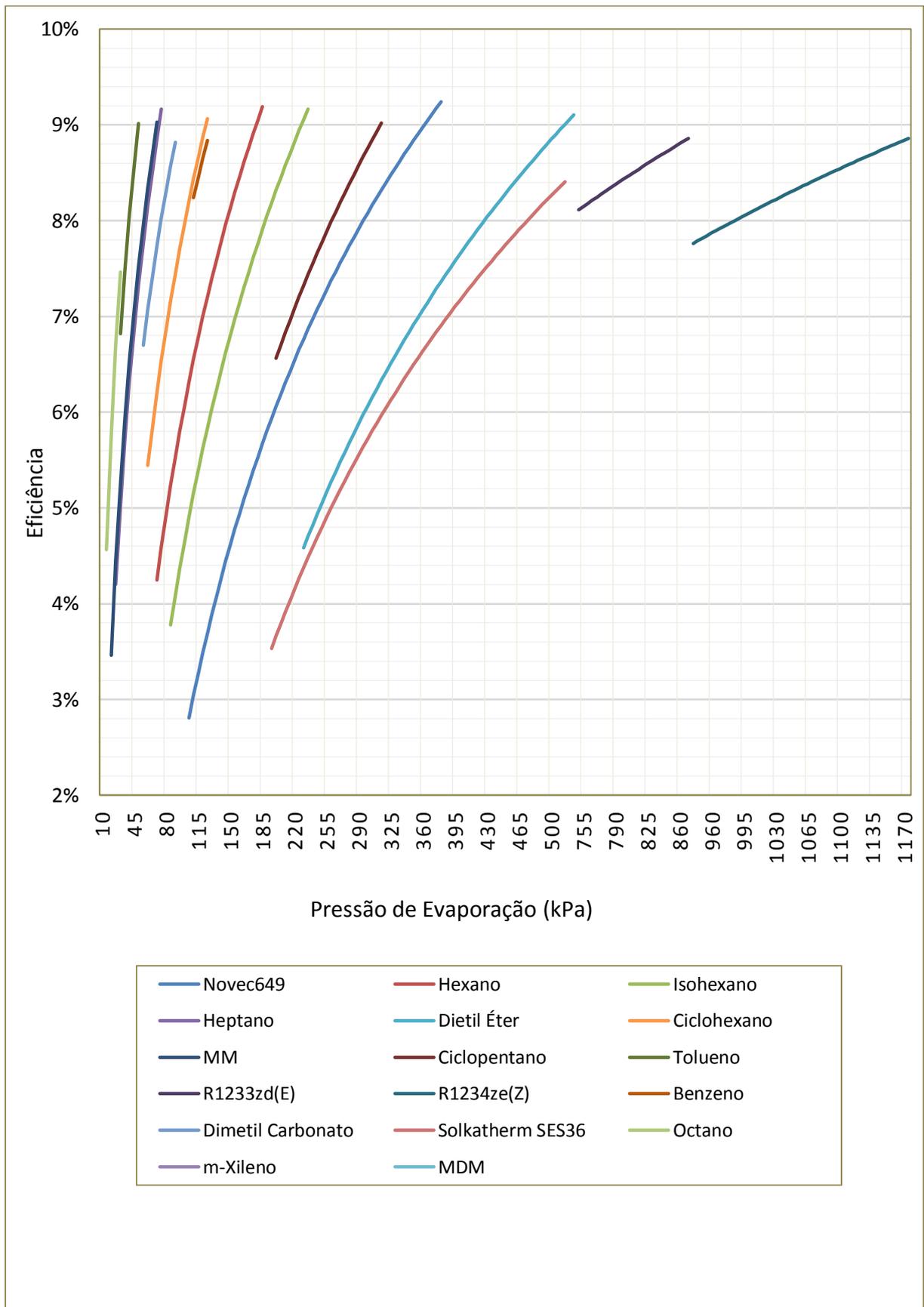


Figura 4.18 - Eficiência para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrada à exaustão da caldeira de recuperação

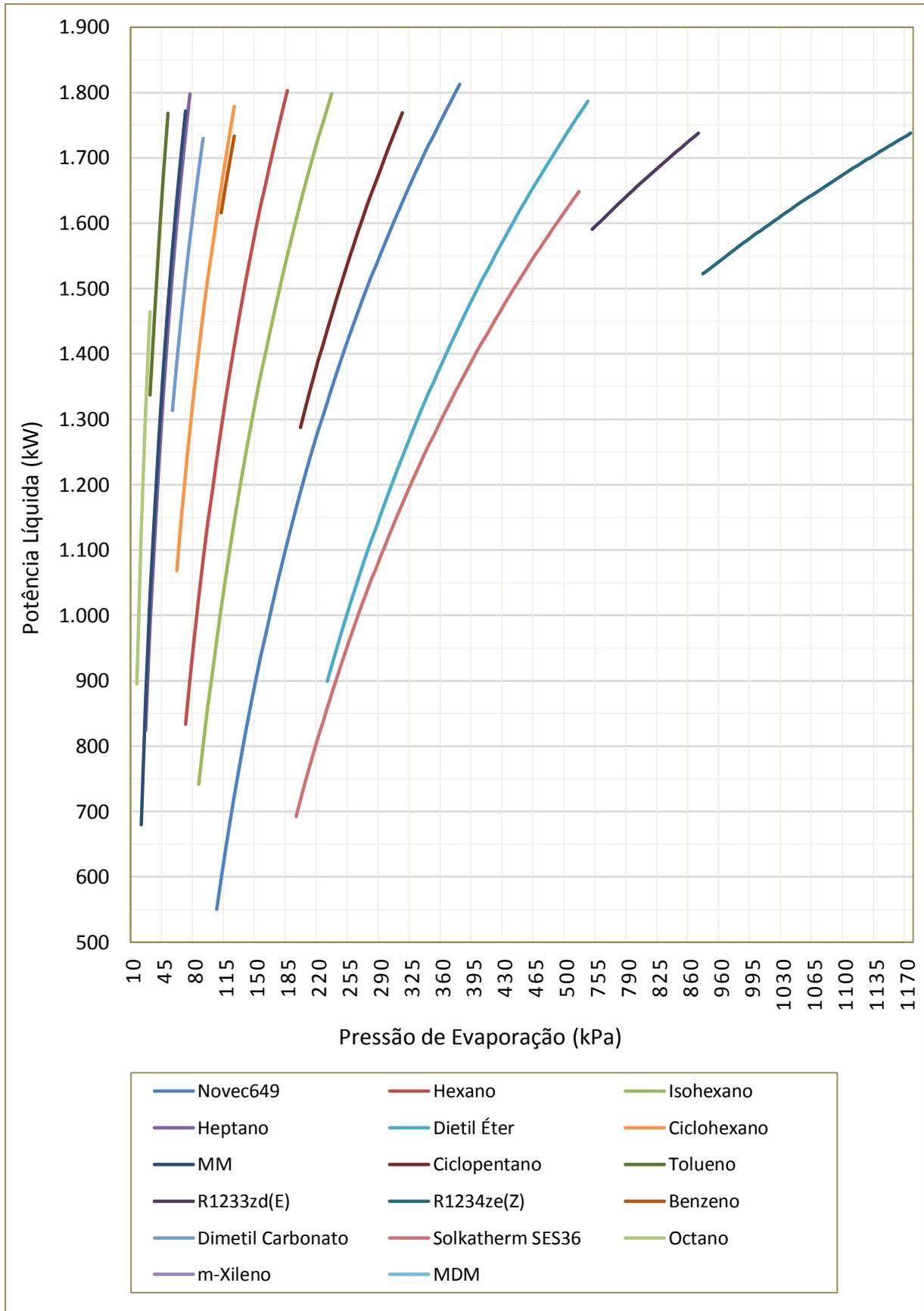


Figura 4.19 - Potência líquida gerada para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à exaustão da caldeira de recuperação

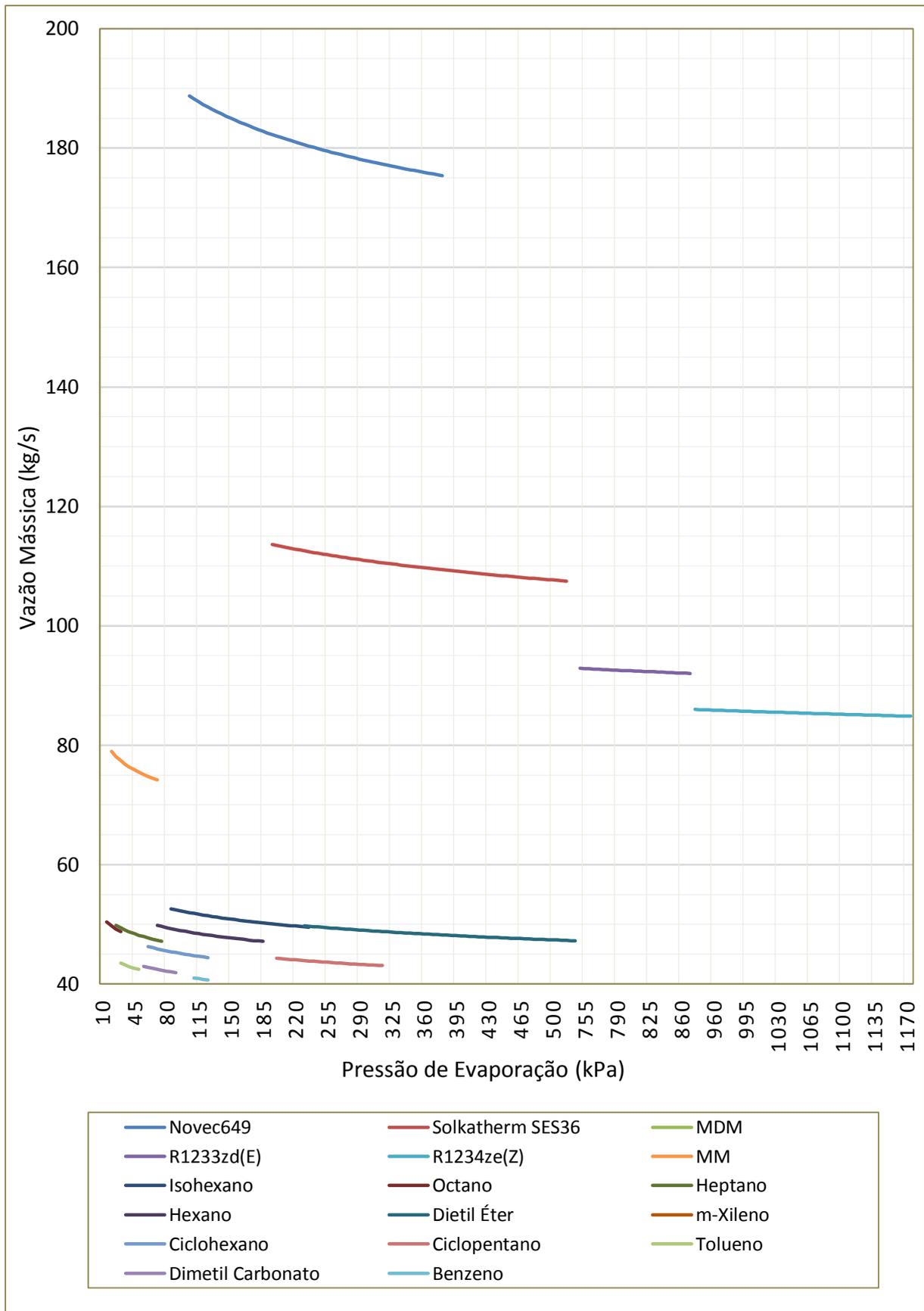


Figura 4.20 - Vazão mássica para os fluidos analisados em função da pressão de evaporação para um ORC subcrítico com recuperação integrado à exaustão da caldeira de recuperação

4.7.2.2 Ciclo supercrítico

Para o ciclo ORC supercrítico, apenas quatro fluidos foram analisados: dióxido de carbono (CO₂), HFE143m, R1234yf e R1234ze(E). Como dito anteriormente, a condensação no ciclo supercrítico ocorre na região subcrítica. No entanto, a temperatura de condensação deve ser próxima da temperatura crítica do fluido para permitir que a evaporação se dê na região supercrítica. Para os fluidos HFE143m, R1234yf e R1234ze(E) a temperatura de condensação deve ser na faixa de 90 a 110°C, aproximadamente. Isso inviabiliza a saída dos gases quentes do evaporador a 90°C conforme admitido e também faz com que o intervalo entre as temperaturas de evaporação e condensação se torne muito pequeno. Esses dois fatos aliados geram uma grande perda em eficiência e em potência líquida, o que tornam esses fluidos inadequados para o caso.

Dessa forma, apenas o dióxido de carbono (CO₂) apresentou resultados satisfatórios. A Tabela 4.9 mostra os melhores resultados alcançados pelo CO₂ para as configurações de ORC básico e ORC com recuperação.

Tabela 4.9 - Resultados obtidos para ORC supercrítico com CO₂

Tipo de ORC	P _{eva} (MPa)	\dot{m}_{ft} (kg/s)	BWR	\dot{W}_{liq} (kW)	η_{ciclo}
Básico	14,0	90,3	54,5 %	1.000	5,10 %
Com recuperação	12,1	100,7	47,3 %	1.138	5,80 %

A eficiência máxima obtida para o ciclo com recuperação foi pouco maior do que para o ciclo básico. A diferença foi de 0,60 ponto percentual. A potência líquida cresceu pouco mais de 13,8 %, representando 138 kW por ORC. A taxa de trabalho reverso (BWR) para ambos os casos foi muito elevada (acima de 45%), devido às altas pressões envolvidas. No entanto, para a configuração com recuperação, a pressão de evaporação e o valor do BWR foram menores.

Ao comparar os resultados do CO₂ com o fluido novoc649 analisado no caso anterior, observa-se que os valores de eficiência e potência líquida foram bem diferentes. O novoc649 alcançou valores 60% maiores que o CO₂. Portanto, do ponto de vista técnico, o ciclo supercrítico com CO₂ não é competitivo.

As Figuras 4.21 a 4.24 mostram os valores obtidos de eficiência, potência líquida, vazão mássica e taxa de trabalho reverso para o dióxido de carbono (CO₂) em função da pressão de evaporação do ORC, para as configurações básica e com recuperação.

Nas Figuras 4.21 e 4.22, observa-se que a eficiência e a potência passam por um ponto de máximo e depois caem com o aumento da pressão. Isto acontece devido aos altos valores de BWR característicos do ciclo supercrítico. Como pode ser visto na Figura 4.23, para os valores de pressão analisados, o BWR varia entre 30% e 85%, valores extremamente elevados se comparados aos valores obtidos no ciclo subcrítico (vide Fig. 4.17). Apesar da potência gerada pela turbina também aumentar com o aumento da pressão de evaporação, este aumento não é proporcional ao aumento da potência consumida na bomba. Para pressões muito elevadas, bem acima do ponto crítico, a potência consumida na bomba é tão alta que ultrapassa o ganho na potência gerada pela turbina. Por esse motivo, existe um ponto de máximo para a eficiência e para a potência líquida.

Para um ciclo de recuperação, observa-se melhores resultados para valores de pressão abaixo de 12 MPa. Com o aumento da pressão, a temperatura do fluido na saída da bomba passa a ser cada vez mais alta, o que inviabiliza o uso do recuperador, pois a diferença entre a temperatura na saída da turbina passa a ser muito pequena.

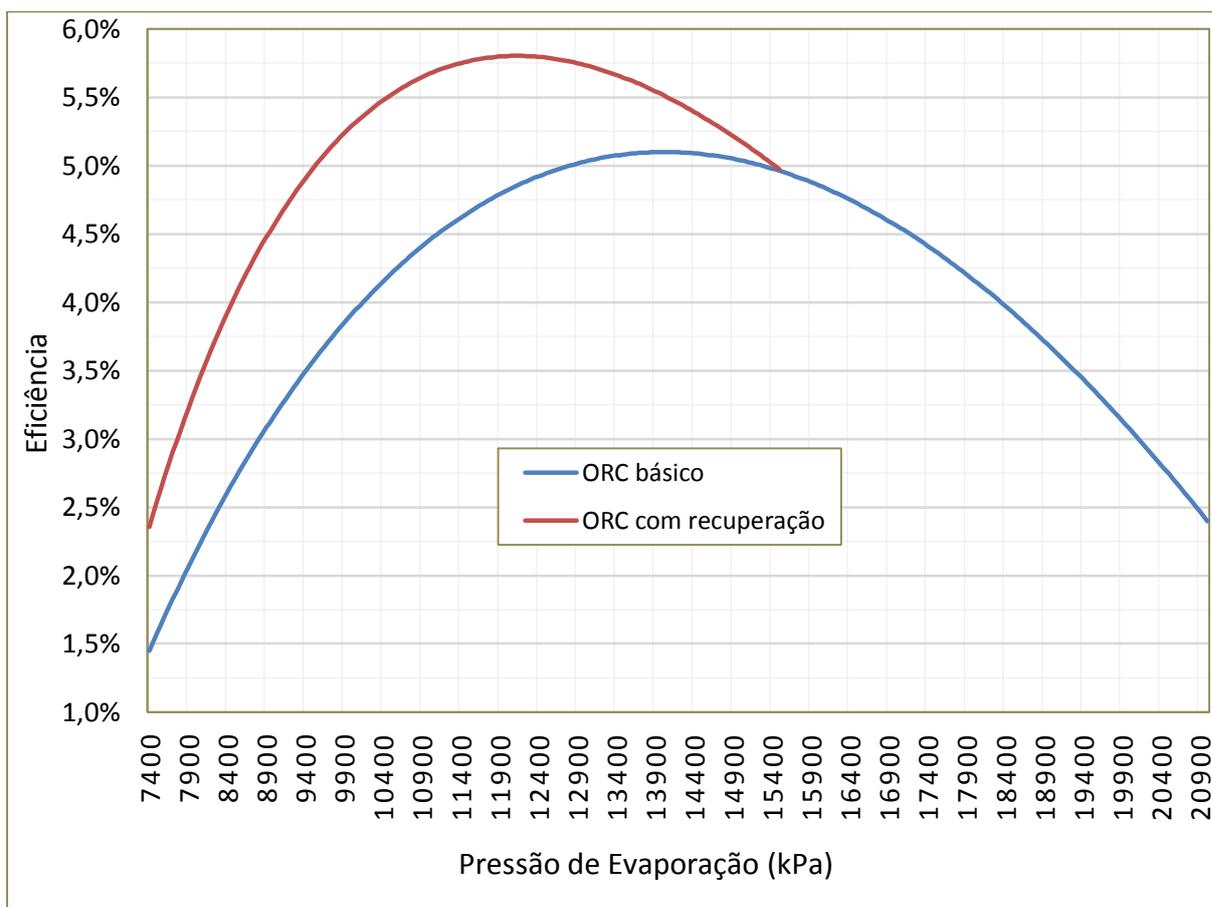


Figura 4.21 - Eficiência para o dióxido de carbono em função da pressão de evaporação para ORC básico e ORC com recuperação

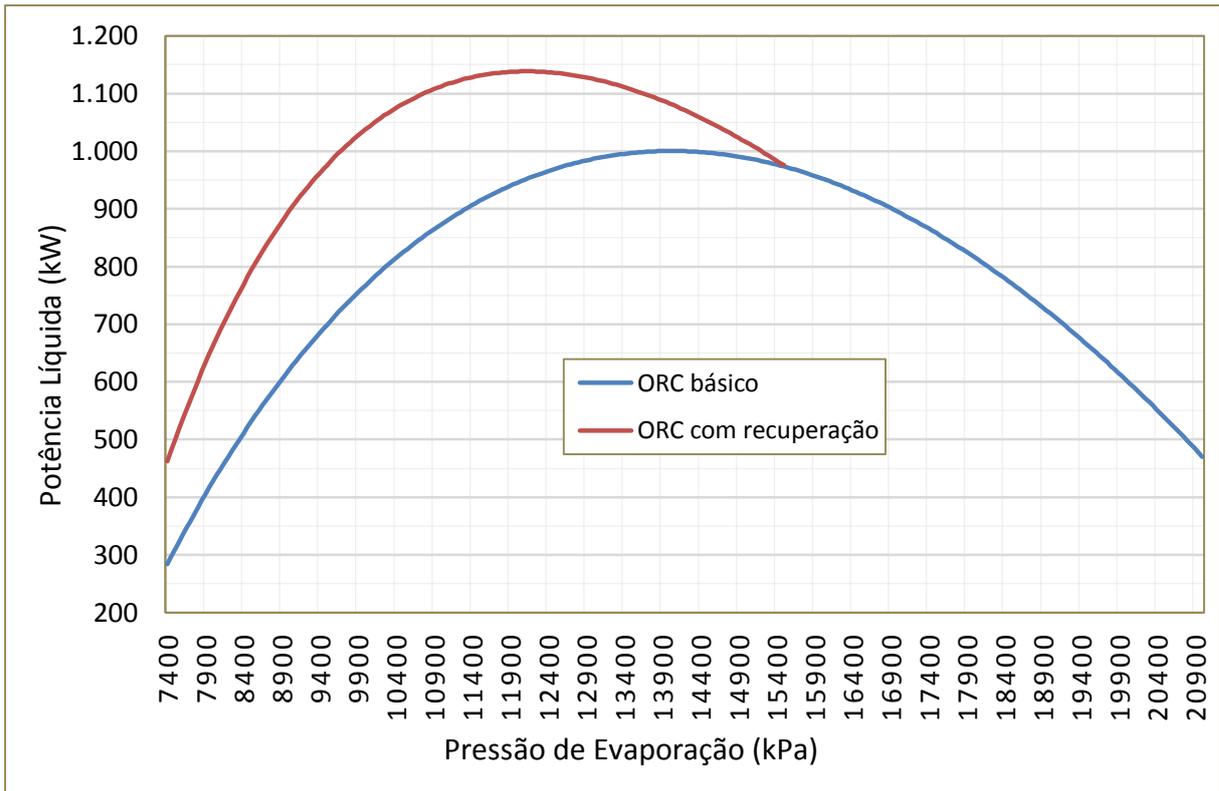


Figura 4.22 - Potência líquida gerada para o dióxido de carbono em função da pressão de evaporação para ORC básico e ORC com recuperação

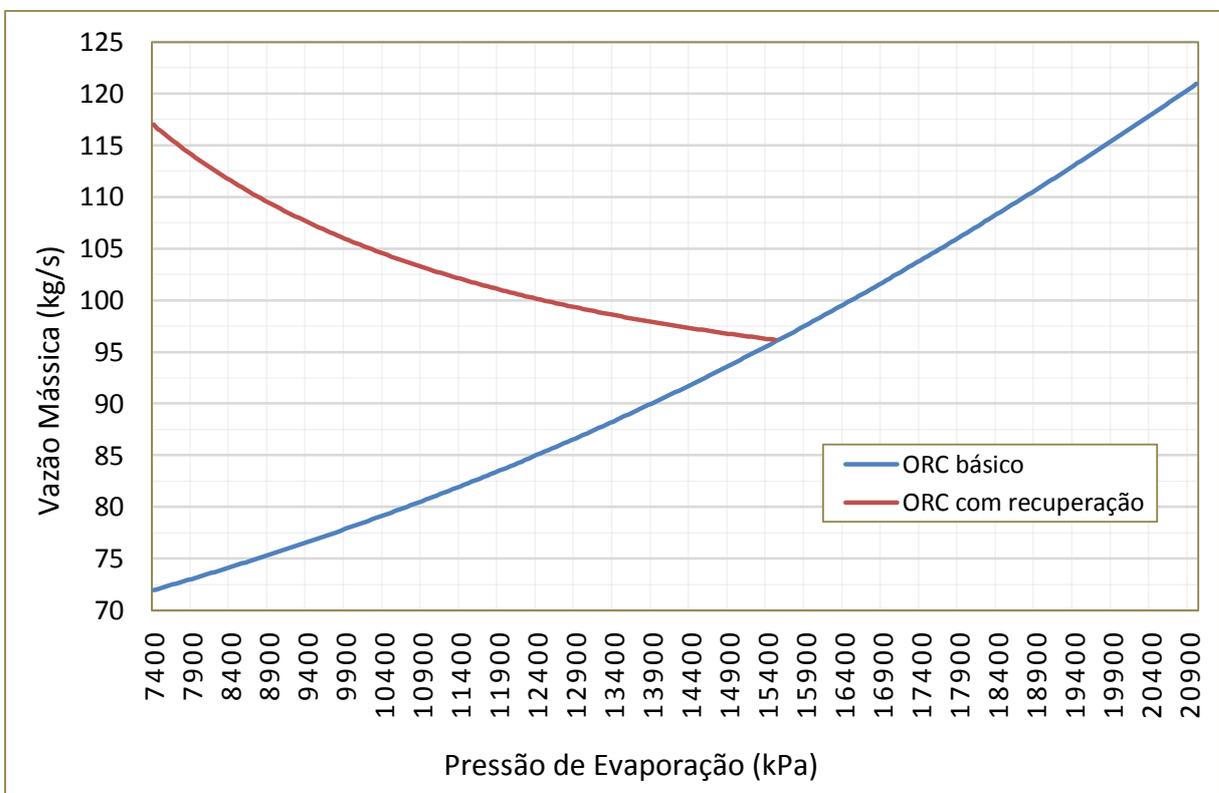


Figura 4.23 - Vazão mássica para o dióxido de carbono em função da pressão de evaporação para ORC básico e ORC com recuperação

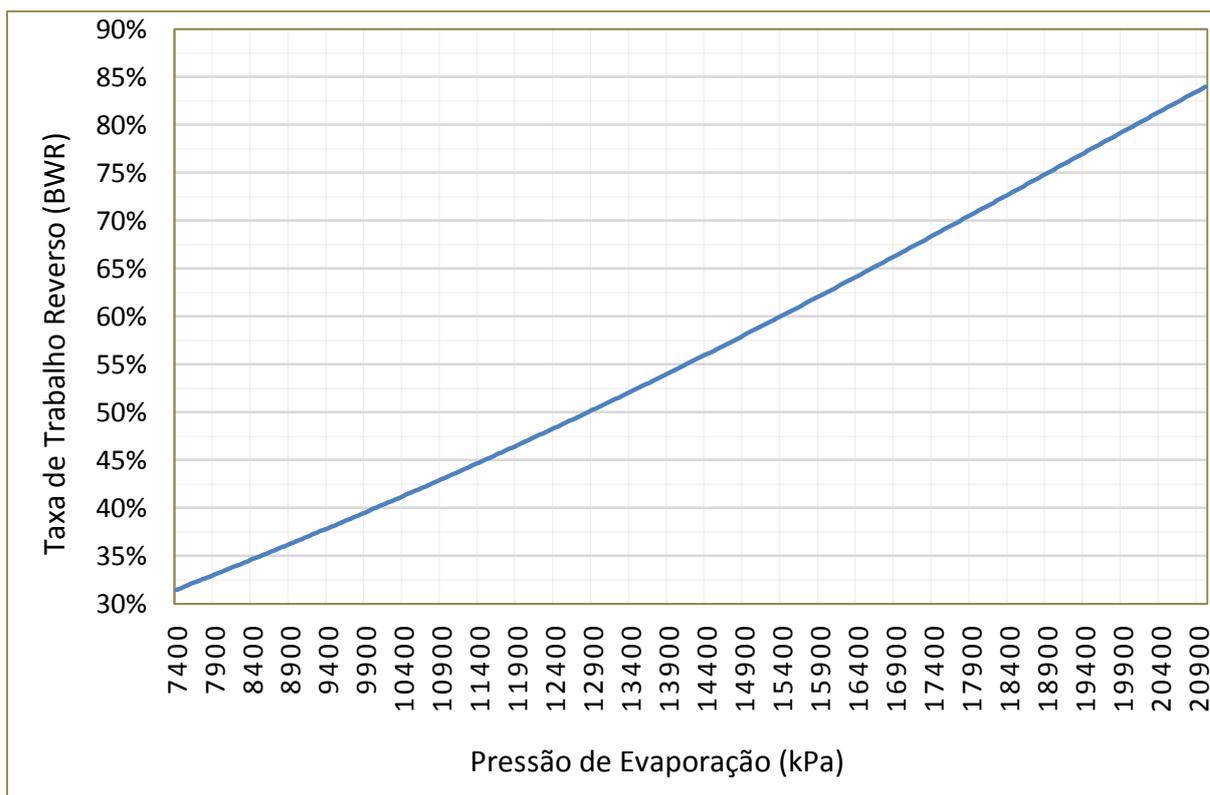


Figura 4.24 - Taxa de trabalho reverso (BWR) para o dióxido de carbono em função da pressão de evaporação para ORC básico e ORC com recuperação

4.7.3 Resultados Finais

Levando em conta apenas a análise técnica apresentada neste capítulo, a Tabela 4.10 mostra os resultados de eficiência e potência líquida para o ciclo combinado para duas situações, considerando os melhores resultados entre aqueles analisados.

Tabela 4.10 - Resultados finais da análise técnica

Etil benzeno + Novec649	
Potência Líquida Extra (kW)	8.245
Aumento na Potência Líquida da Planta	1,37 %
Potência Líquida Final da Planta (MW)	610,21
Aumento na Eficiência Térmica da Planta	0,65 %
Eficiência Térmica Final da Planta	48,34 %

No melhor cenário, um ORC com recuperação utilizando etil benzeno como fluido de trabalho é integrado à quarta extração do compressor de cada uma das duas turbinas a gás do

ciclo combinado e outro ORC, também com recuperação, mas usando novoc649 como fluido, é integrado à cada uma das duas caldeiras de recuperação.

Para os ORCs utilizando etil benzeno e novoc649, a potência líquida extra gerada a partir do aproveitamento do calor residual da planta de ciclo combinado é de 8,245 MW, aumentando a potência líquida da planta para 610,21 MW, o que significa um incremento de 1,37%. No entanto, ainda é necessário avaliar outro critério muito importante para a seleção dos fluidos de trabalho para os ORCs: o custo, o qual é abordado no capítulo seguinte.

CAPÍTULO 5 - ANÁLISE ECONÔMICA

Neste capítulo são mostrados os detalhes da análise econômica efetuada para integração dos ciclos Rankine orgânicos na planta de ciclo combinado, considerando os cenários apresentados no capítulo anterior. Primeiramente é apresentada a metodologia utilizada para estimar os custos de investimento para um ORC. Em seguida, são apresentadas as equações utilizadas para os cálculos dos custos e as condições de contorno definidas. Por fim são apresentados resultados e discussão sobre a viabilidade econômica dos sistemas propostos.

5.1 Metodologia para estimativa dos custos

Para se obter uma estimativa do custo de instalação de um projeto de um ciclo de potência, os custos associados com os principais equipamentos devem ser conhecidos. A melhor e mais precisa estimativa do custo de aquisição de um equipamento é aquela obtida diretamente por meio de cotação de um fornecedor. A segunda melhor alternativa é a utilização de dados de custo de equipamentos do mesmo tipo comprados anteriormente (TURTON et al., 2012). No entanto, essas duas opções nem sempre estão disponíveis devido à inexistência de fornecedores ou a ausência de informações de aquisições anteriores. Em grande parte das vezes, é difícil obter custos exatos do equipamento. Neste caso, funções de custo são utilizadas para estimar um custo médio para cada componente (SINGH; KAUSHIK, 2013b).

Para os casos estudados neste trabalho, em que vários fluidos foram analisados, apenas alguns fluidos são utilizados em ciclos Rankine orgânicos disponíveis no mercado. Além disso, muitos dos fornecedores não possuem sistemas do porte necessário para os casos desta análise. Assim, para as estimativas de custo foi utilizada a metodologia presente em Turton et al. (2012), que utiliza a Técnica de Custeio de Módulo (*Module Costing Technique - MCT*) para o cálculo dos custos de investimento para um projeto de uma planta industrial.

Esta técnica é geralmente aceita como a melhor para estimar os custos preliminares de uma planta, quando não se tem disponíveis os custos exatos dos equipamentos. Trata-se de uma abordagem introduzida no final da década de 1960 e começo da década de 1970 por Guthrie (1974) e que ainda serve de base para muitos métodos de estimativas de custo em uso hoje em dia. Essa técnica estima o valor do equipamento levando em conta o custo de aquisição, mas também outros custos diretos e indiretos mostrados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Custos diretos e indiretos associados a uma planta

Tipos de Custos	Detalhes
1. Custos Diretos	
a. Custo de aquisição	Custo de aquisição do equipamento direto do fabricante.
b. Materiais para instalação	Inclui todas as tubulações, isolamento e sistemas de combate a incêndios, fundações e suportes estruturais, instrumentação, sistemas elétricos e pintura associada ao equipamento.
c. Mão de obra para instalação	Inclui todos os gastos com mão de obra associados à instalação do equipamento e dos materiais citados nos itens (a) e (b).
2. Custos Indiretos	
a. Fretes, seguros e impostos	Inclui todos os custos de transporte para envio de equipamentos e materiais para o local da planta, seguros dos itens enviados e todas as taxas aplicáveis.
b. Despesas extras para construção	Inclui todos benefícios de férias, licenças médicas, aposentadoria, etc; encargos trabalhistas como contribuição previdenciária e seguro desemprego, etc; e salários e horas extras para os profissionais de supervisão.
c. Despesas de engenharia (terceiros)	Inclui salários e custos extras com terceiros em engenharia, elaboração e gestão de projetos.

Fonte: (TURTON et al., 2012)

Na MCT, o custo de cada equipamento é calculado com base na “capacidade” do equipamento. Para trocadores de calor, por exemplo, os custos são calculados em função da área. Para bombas e turbinas, por sua vez, os custos são calculados em função da sua potência. A moeda padrão para o cálculo é o dólar americano (US\$).

Os custos base são calculados para determinadas condições padrão, quais sejam:

1. Equipamento fabricado de material mais comum, usualmente aço carbono;
2. Equipamento operando submetido a pressão ambiente.

Para condições fora desse padrão, coeficientes de correção são multiplicados ao custo base calculado, os quais dependem do tipo de equipamento, da pressão de operação do sistema e dos materiais utilizados na construção de cada equipamento.

Os coeficientes disponíveis para o cálculo desses custos foram definidos com base em dados compilados no ano de 2001. Dessa forma, para atualizar os valores para o ano corrente, levando em conta a inflação, é necessário ainda utilizar um índice de correção. Para isso, é utilizado neste trabalho o Índice de Custo de Plantas de Engenharia Química (*Chemical Engineering Plant Cost Index – CEPCI*), recomendado e utilizado por Turton et al. (2012).

O CEPCI foi introduzido em 1963 e desde então tem sido usado por engenheiros, técnicos e gestores para estimar e avaliar o potencial econômico da implantação de uma unidade energética ou de processamento nas indústrias (VATAVUK, 2002). Esse índice, na verdade, é composto por quatro sub-índices conforme Equação 5.1.

$$CEPCI = 0,50675 E + 0,04575 CC + 0,1575 ES + 0,290 MO \quad (5.1)$$

Os quatro sub-índices que aparecem na Eq. (5.1) são relativos: aos equipamentos (E), construção civil (CC), engenharia e supervisão (ES) e mão de obra (MO). Por sua vez, cada sub-índice é a média ponderada de outros sub-índices, derivados dos Índices de Preços dos Fabricantes (*Producer Price Indexes* - PPI), que são compilados periodicamente pela Secretária de Estatísticas de Trabalho (*Bureau of Labor Statistics* – BLS) do Departamento de Estado do Trabalho dos Estados Unidos (*US Department of Labor*) (MIGNARD, 2014).

Essa metodologia foi utilizada para estimar os custos de ORC nos trabalhos de Li et al. (2015a), Li e Dai (2014), Imran et al. (2014), Shu et al (2014a), Feng et al. (2015b), entre outros.

5.2 Equações e Condições de Contorno

Para o cálculo das estimativas de custos foram considerados os principais equipamentos que compõem o ciclo Rankine orgânico: bomba, evaporador, turbina, condensador e recuperador (para o caso do ciclo com recuperação).

Como explicado no item 5.1, os custos da bomba e da turbina são calculados em função da sua potência (\dot{W}), as quais foram determinados na análise técnica apresentada no capítulo anterior. No entanto, os custos dos trocadores de calor são calculados em função da área (A_{tc}) e estes valores ainda precisam ser determinados neste trabalho.

Assim, a primeira etapa para realização da análise econômica é calcular o valor da área de cada trocador do ciclo. Para isso, foi utilizada a Equação 5.2, a qual é uma extensão da lei de resfriamento de Newton aplicada a trocadores de calor. Alguns valores de área calculados, bem como efetividades dos trocadores de calor, são mostradas no apêndice B.

$$A_{tc} = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{ml}} \quad (5.2)$$

Os valores da taxa de transferência de calor (\dot{Q}) foram obtidos do capítulo 4, assim como os valores de temperaturas mínimas e máximas (min e max) dos fluidos (f1 e f2) nas entradas e saídas dos trocadores de calor, os quais são necessários para o cálculo dos valores da diferença média logarítmica de temperaturas (ΔT_{ml}), conforme Equação 5.3. Para o coeficiente global de transferência de calor (U), foram utilizados os valores da Tabela 5.2.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{f1,max} - T_{f2,max}) - (T_{f1,min} - T_{f2,min})}{\ln \frac{(T_{f1,max} - T_{f2,max})}{(T_{f1,min} - T_{f2,min})}} \quad (5.3)$$

Tabela 5.2 - Coeficientes globais (U) para os trocadores de calor

Trocador de Calor	U (W/m²K)
Evaporador:	
Fluido orgânico / Fonte de calor (Gás)	40
Recuperador:	
Fluido orgânico vapor / Fluido orgânico líquido	45
Condensador:	
Fluido orgânico vapor / Líquido de resfriamento (Seção de desuperaquecimento)	60
Fluido orgânico / Líquido de resfriamento (Seção de condensação)	900

Fonte : (UUSITALO et al., 2014; SINNOTT, 2005)

Na etapa seguinte, foram calculados os custos base (C_B^0) de cada equipamento para as condições padrão de pressão e material de fabricação. Para a bomba e a turbina foi utilizada a Equação 5.4, onde a potência (\dot{W}) deve ser fornecida em quilowatts (kW). Para os trocadores de calor (evaporador, condensador e recuperador) foi utilizada a Equação 5.5, onde a área (A_{tc}) deve ser fornecida em metros quadrados (m²).

$$\log_{10} C_B^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} \dot{W} + K_3 \cdot (\log_{10} \dot{W})^2 \quad (5.4)$$

$$\log_{10} C_B^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A_{tc} + K_3 \cdot (\log_{10} A_{tc})^2 \quad (5.5)$$

Os coeficientes K_1 , K_2 e K_3 que aparecem nas Eqs. (5.4) e (5.5), dependem do tipo de equipamento e de sua capacidade. Os valores utilizados são mostrados na Tabela 5.3, que também mostra o intervalo de validade dos mesmos.

Os trocadores de calor (evaporador, condensador e recuperador) podem ser do tipo placas ou casco-tubo, dependendo da escala da planta. Para capacidades elevadas (da ordem de MW), o trocador casco-tubo é recomendado (LI et al., 2015). Dessa forma, tendo em vista que neste trabalho os sistemas ORC são de capacidades elevadas, os trocadores foram considerados do tipo casco e tubos.

Tabela 5.3 - Coeficientes K dos equipamentos

Equipamento	Modelo	K ₁	K ₂	K ₃	Capacidade
Trocadores de Calor	Casco e tubos de tubo fixo	4,3247	-0,3030	0,1634	10 – 1000 [m ²]
Bomba	Centrífuga	3,3892	0,0536	0,1538	1 – 300 [kW]
Turbina	Axial	2,7051	1,4398	-0,1776	100 – 4000 [kW]

Fonte: (TURTON et al., 2012)

Para equipamentos com capacidade acima do intervalo mostrado na Tabela 5.3 é necessário adequar o valor de custo por meio da Equação 5.6.

$$C_{B(X)}^0 = C_{B(X_{max})}^0 \left(\frac{X}{X_{max}} \right)^n \quad (5.6)$$

O custo do equipamento, neste caso, é calculado multiplicando o custo ($C_{B(X_{max})}^0$) referente à capacidade máxima (X_{max}) do equipamento mostrada na Tabela 5.3 pela razão entre a capacidade real do equipamento (X) e capacidade máxima, elevada a um expoente “n”, que depende do tipo de equipamento. Para trocadores de calor de casco e tubo o valor de “n” é igual a 0,59. (PERRY et al, 1997; TURTON et al, 2012).

Com o custo base para as condições padrão (C_B^0) determinado, o custo do módulo do equipamento para as condições de trabalho (C_{MOD}) pode ser calculado usando a Equação 5.7.

$$C_{MOD} = C_B^0 F_{MOD} = C_B^0 (B_1 + B_2 F_M F_P) \quad (5.7)$$

Para alguns equipamentos como a turbina, por exemplo, o fator F_{MOD} é tabelado. Para outros, este fator é calculado utilizando os coeficientes B_1 e B_2 , que dependem do tipo de equipamento, e os fatores F_M (fator de material) e F_P (fator de pressão). Os valores de B_1 , B_2 e

F_M utilizados na Eq. (5.7) são mostrados na Tabela 5.4. O valor de F_P é calculado com base na pressão de operação do equipamento.

Para o fator F_M , a escolha do material depende dos produtos químicos que entrarão em contato com as paredes do equipamento. Nos trabalhos de Li et al. (2015a), Li e Dai (2014) e Imran et al. (2014), entre outros, o aço inoxidável foi escolhido para todos os equipamentos. Desta maneira, neste trabalho também se optou pela sua escolha devido à sua resistência à corrosão e por ser um material de custo intermediário (mais caro que o aço carbono, mas menos caro que o níquel e titânio, por exemplo).

Tabela 5.4 - Coeficientes B e fator F_M dos equipamentos

Equipamento	Modelo	B_1	B_2	Material	F_M
Trocadores de calor	Casco e tubos de tubos fixos	1,63	1,66	Aço Inoxidável	2,7
Bomba	Centrífuga	1,89	1,35	Aço Inoxidável	2,2

Fonte: (TURTON et al., 2012)

O fator de pressão (F_P) é calculado por meio da Equação 5.8. A pressão (P) deve ser fornecida em bar.

$$\log_{10} F_P = c_1 + c_2 \log_{10} P + c_3 (\log_{10} P)^2 \quad (5.8)$$

O valor de F_P é sempre maior ou igual a 1. Os coeficientes c_1 , c_2 e c_3 da Eq. (5.8) dependem do tipo de equipamento e do intervalo de pressão de operação, e os valores utilizados neste trabalho são mostrados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Coeficientes c dos equipamentos

Equipamento	Modelo	c_1	c_2	c_3	Pressão (bar)
Trocadores de calor	Casco e tubos de tubos fixos	0	0	0	$P < 5$
		0,03881	-0,11272	0,08183	$P > 5$
Bomba	Centrífuga	0	0	0	$P < 10$
		-0,3935	0,3957	-0,00226	$P > 10$

Fonte: (TURTON et al., 2012)

Para a turbina, o Fator F_{MOD} é fornecido diretamente em função do material, para aço carbono, F_{MOD} vale 3,5 e para aço inoxidável, 6,0.

Após calcular o custo dos componentes de cada equipamento, o custo total do sistema ORC (com base no ano 2001) pode ser obtido por meio da Equação 5.9, com a soma dos custos de cada componente acrescida do custo de importação do sistema (C_{import}). O custo de importação não é citado na MCT por Turton et al. (2012), pois a metodologia é baseada para o mercado norte-americano. No entanto, para a realidade brasileira, as taxas de importação são altas e por isso devem ser levadas em consideração. O custo de importação é calculado com base na soma dos custos base de aquisição (C_B^0) dos equipamentos que compõem o sistema ORC. Para isso é utilizado um fator de importação (F_{import}), conforme Equação 5.10, que depende das taxas vigentes de impostos e despesas de importação. Com base nas taxas vigentes em 2016 disponíveis para consulta pela Receita Federal (RECEITA FEDERAL, 2016), este fator foi admitido em 0,87.

Para atualizar os valores de custos para o ano vigente, o CEPCI deve ser utilizado, conforme Equação 5.11. O valor do CEPCI para o ano de 2001 é de 397, especificamente para o período de maio a setembro em que foram definidos os coeficientes para os custos (TURTON et al., 2012). O valor mais recente é de 536,4. Trata-se do valor para o mês de janeiro de 2016, o qual foi considerado neste trabalho (CHEMICAL ENGINEERING, 2016).

$$C_{ORC,2001} = \sum C_{MOD,equip} + C_{import} \quad (5.9)$$

$$C_{import} = F_{import} \sum C_{B,equip}^0 \quad (5.10)$$

$$C_{ORC,jan/2016} = \frac{CEPCI_{jan/2016}}{CEPCI_{2001}} C_{ORC,2001} \quad (5.11)$$

O passo seguinte na análise econômica foi calcular o custo de investimento anual (C_{IA}), com base no custo total do ORC ($C_{ORC,dez/2015}$) conforme Equação 5.12.

$$C_{IA} = \frac{i(1+i)^t}{(1+i)^t - 1} C_{ORC,dez/2015} \quad (5.12)$$

Para a taxa de juros (i) foram considerados valores de 2% a 14% e o tempo de vida útil da planta (t) foi definido como 25 anos.

Por último, foi calculado o Custo Nivelado de Energia (*Levelized Cost of Energy* – LCOE). Este custo é definido como a soma dos custos de investimento (C_I) com todos os gastos de operação e manutenção (O&M) ao longo de toda a vida útil da planta, dividido pelo valor acumulado de energia gerada por este investimento (PAWEL, 2014). O LCOE permite comparar várias alternativas de energia em uma mesma base. Além disso permite determinar o custo mínimo a partir do qual é possível vender a eletricidade gerada e obter retorno econômico. Para o cálculo do LCOE, foi utilizada a Equação 5.13.

$$LCOE = \frac{C_{IA} + O\&M_A}{\dot{W}_{liq} H_A} \quad (5.13)$$

Os custos anuais de operação e manutenção ($O\&M_A$) foram assumidos como sendo iguais a 3% do custo de investimento anual (C_{IA}) (QUOILIN et al., 2011). A quantidade de horas anuais de operação (H_A) foi definida como 8000 horas.

5.3 Resultados e Discussão

Por meio da metodologia descrita no item 5.1, levando em conta as condições descritas no item 5.2, bem como utilizando as Equações 5.2 a 5.11 apresentadas anteriormente, foram estimados os custos de cada equipamento do ORC e calculados os valores de LCOE para cada fluido, considerando todas as situações descritas no capítulo 4. Os resultados e a discussão dessa análise econômica são apresentados a seguir.

5.3.1 Ar Quente da Extração do Compressor da Turbina a Gás

As Tabelas 5.6 e 5.7 mostram os melhores resultados dos custos de investimento e valores de LCOE para diferentes cenários de taxa de juros (2%, 6%, 10% e 14%), para cada fluido analisado, considerando a recuperação de calor oriunda do resfriamento do ar extraído do compressor da turbina a gás. A Tabela 5.6 traz os resultados para o ORC básico e a Tabela 5.7 os resultados para o ORC com recuperação.

Tabela 5.6 - Custos do ORC básico para a extração da turbina a gás

Nº	Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Custo de Investimento (10 ⁶ US\$)	LCOE mínimo (US\$/MWh)			
				i = 2%	i = 6%	i = 10%	i = 14%
1	Tolueno	1,74	5,25	19,88	30,36	42,75	56,46
2	p-Xileno	1,56	4,78	20,19	30,83	43,41	57,35
3	m-Xileno	1,56	4,77	20,19	30,84	43,43	57,35
4	Benzeno	1,71	5,23	20,20	30,85	43,45	57,38
5	Etil Benzeno	1,56	4,78	20,29	30,99	43,64	57,63
6	Dimetil Carbonato	1,68	5,19	20,37	31,11	43,81	57,86
7	o-Xileno	1,53	4,75	20,45	31,24	43,98	58,09
8	Ciclohexano	1,56	5,17	21,80	33,30	46,90	61,94
9	Ciclopentano	1,45	5,01	22,73	34,70	48,87	64,55
10	Octano	1,34	4,70	23,21	35,43	49,90	65,90
11	Heptano	1,39	5,00	23,76	36,28	51,10	67,49
12	Nonano	1,19	4,43	24,49	37,40	52,68	69,56
13	Hexano	1,32	4,96	24,72	37,75	53,17	70,22
14	Isohexano	1,26	4,93	25,70	39,26	55,29	73,01
15	Decano	1,09	4,35	26,41	40,33	56,79	75,00
16	Dietil Éter	1,18	4,84	27,02	41,27	58,12	76,76
17	MM	1,15	4,82	27,61	42,17	59,39	78,43
18	Undecano	0,99	4,31	28,69	43,81	61,70	81,49
19	R1233zd(E)	1,02	4,52	29,39	44,88	63,20	83,48
20	MDM	0,93	4,20	29,72	45,40	63,93	84,44
21	Solkatherm SES36	1,00	4,69	30,86	47,14	66,39	87,68
22	Dodecano	0,90	4,26	31,32	47,84	67,36	88,97
23	D4	0,81	4,02	32,57	49,74	70,04	92,50
24	R1234ze(Z)	0,83	4,29	34,23	52,28	73,63	97,23
25	MD2M	0,77	4,03	34,37	52,48	73,91	97,62
26	Novec649	0,85	4,64	35,92	54,86	77,26	102,04
27	D5	0,72	4,01	36,61	55,92	78,75	104,02
28	MD3M	0,62	3,93	41,83	63,87	89,96	118,81
29	D6	0,57	3,91	45,26	69,13	97,34	128,56
30	MD4M	0,55	4,04	48,25	73,68	103,77	137,05
31	R1234ze(E)	1,74	3,62	57,42	87,68	123,49	163,09
32	R1234yf	1,56	3,36	73,19	111,79	157,43	207,92

Tabela 5.7 - Custos do ORC com recuperação para a extração da turbina a gás

Nº	Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Custo de Investimento (10 ⁶ US\$)	LCOE mínimo (US\$/MWh)				Variação LCOE*
				i = 2%	i = 6%	i = 10%	i = 14%	
1	Tolueno	2,21	6,62	19,80	30,25	42,59	56,25	-0,4%
2	Etil Benzeno	2,27	6,88	19,98	30,52	42,98	56,78	-1,5%
3	m-Xileno	2,19	6,68	20,07	30,64	43,16	57,01	-0,6%
4	p-Xileno	2,26	6,98	20,33	31,07	43,75	57,77	+0,7%
5	o-Xileno	2,23	6,90	20,40	31,16	43,87	57,94	-0,3%
6	Dimetil Carbonato	1,92	6,14	21,05	32,15	45,27	59,80	+3,3%
7	Benzeno	1,98	6,33	21,06	32,17	45,31	59,83	+4,3%
8	Octano	2,14	6,99	21,59	32,97	46,43	61,32	-6,9%
9	Ciclohexano	2,08	6,93	21,93	33,48	47,16	62,28	+0,6%
10	Heptano	2,02	6,94	22,69	34,65	48,80	64,46	-4,5%
11	Nonano	2,09	7,38	23,25	35,52	50,02	66,06	-5,0%
12	Ciclopentano	1,64	5,97	23,98	36,63	51,57	68,11	+5,5%
13	Decano	2,04	7,72	25,03	38,22	53,83	71,10	-5,2%
14	Hexano	1,78	6,77	25,12	38,37	54,03	71,36	+1,6%
15	Isohexano	1,62	6,30	25,60	39,10	55,06	72,72	-0,4%
16	MM	1,91	7,46	25,70	39,25	55,26	72,99	-6,9%
17	MDM	1,89	7,71	26,92	41,10	57,89	76,45	-9,5%
18	Undecano	1,99	8,30	27,45	41,93	59,06	77,99	-4,3%
19	Dietil Éter	1,38	6,06	28,95	44,21	62,26	82,23	+7,1%
20	D4	1,82	8,10	29,36	44,84	63,16	83,41	-9,8%
21	R1233zd(E)	1,03	4,86	31,10	47,50	66,89	88,34	+5,8%
22	MD2M	1,76	8,30	31,17	47,60	67,04	88,54	-9,3%
23	Dodecano	1,64	8,00	32,10	49,03	69,05	91,18	+2,5%
24	Solkatherm SES36	1,23	6,12	32,72	49,98	70,38	92,95	+6,0%
25	D5	1,75	8,78	32,98	50,38	70,95	93,70	-9,9%
26	Novec649	1,29	7,02	35,86	54,77	77,15	101,88	-0,2%
27	R1234ze(Z)	0,84	4,60	36,19	55,29	77,85	102,82	+5,8%
28	MD3M	1,63	9,16	36,98	56,47	79,53	105,03	-11,6%
29	D6	1,64	10,02	40,25	61,47	86,58	114,34	-11,1%
30	MD4M	1,56	10,55	44,63	68,16	95,99	126,78	-7,5%

*Diferença percentual em comparação com o LCOE obtido com ORC subcrítico básico

Para que um ORC com recuperação seja economicamente viável, o aumento na potência líquida gerada por meio do uso do recuperador deve ser suficientemente significativo em relação ao aumento no custo. Dos 30 fluidos que possibilitaram o uso do recuperador, 19 deles apresentaram LCOE mais baixos em relação ao ciclo básico. A variação média do LCOE, levando em conta todos os fluidos, foi de -2%. Portanto, para o ponto de recuperação de calor analisado, a utilização do recuperador no ciclo não causa um grande impacto nos valores de LCOE. No entanto, seu uso pode ser justificado pela significativa potência extra gerada.

Os menores valores de LCOE foram apresentados pelo tolueno. Na configuração básica, o custo de investimento calculado foi de 5,25 milhões de dólares por ORC, o que gera um LCOE de 19,88 US\$/MWh para uma taxa de juros de 2% e de 56,46 US\$/MWh para uma taxa de 14%. Para a configuração com recuperação, o custo de investimento foi estimado em 6,62 milhões de dólares por ORC, o que gera um LCOE de 19,80 US\$/MWh para uma taxa de 2% e 56,25 US\$/MWh para uma taxa de 14%. Observa-se que com o uso do recuperador, os valores de LCOE apresentam um pequeno aumento de 0,4%. No entanto, a utilização do ORC com recuperação se justifica devido ao aumento significativo na potência (470 kW) em comparação com a configuração básica, o qual implicaria diretamente num aumento de receita com a venda de eletricidade.

Em segundo lugar aparece o etil benzeno na configuração com recuperação com os menores valores de LCOE. Para uma taxa de juros de 2%, o LCOE foi de 19,98 US\$/MWh e para uma taxa de 14%, o valor calculado foi de 56,78 US\$/MWh. O custo de investimento para o caso é de 6,88 milhões de dólares para cada ORC. No entanto, a potência líquida gerada é de apenas 2,27 MW. Em seguida, aparecem os fluidos m-xileno, p-xileno, o-xileno e benzeno com valores de potência bem próximos ao tolueno, mas com valores de LCOE maiores.

As Figuras 5.1 e 5.2 mostram a variação do LCOE para uma taxa de juros de 14% para as simulações feitas com os 32 fluidos nas configurações de ORC básico e com recuperação, respectivamente. Os valores de LCOE para cada fluido são mostrados em função da potência líquida gerada no ciclo.

Conforme visto no capítulo 4, para o ponto analisado, todos os fluidos apresentaram maiores potências para as pressões de evaporação máximas. No entanto, para os valores de LCOE, alguns fluidos apresentaram melhores resultados para pressões intermediárias. Isso acontece porque o LCOE depende basicamente do custo do sistema e da potência gerada. E o aumento no custo de um ORC nem sempre é proporcional ao aumento na potência. Por isso, aparecem os pontos de mínimo para valores intermediários de potência para alguns fluidos.

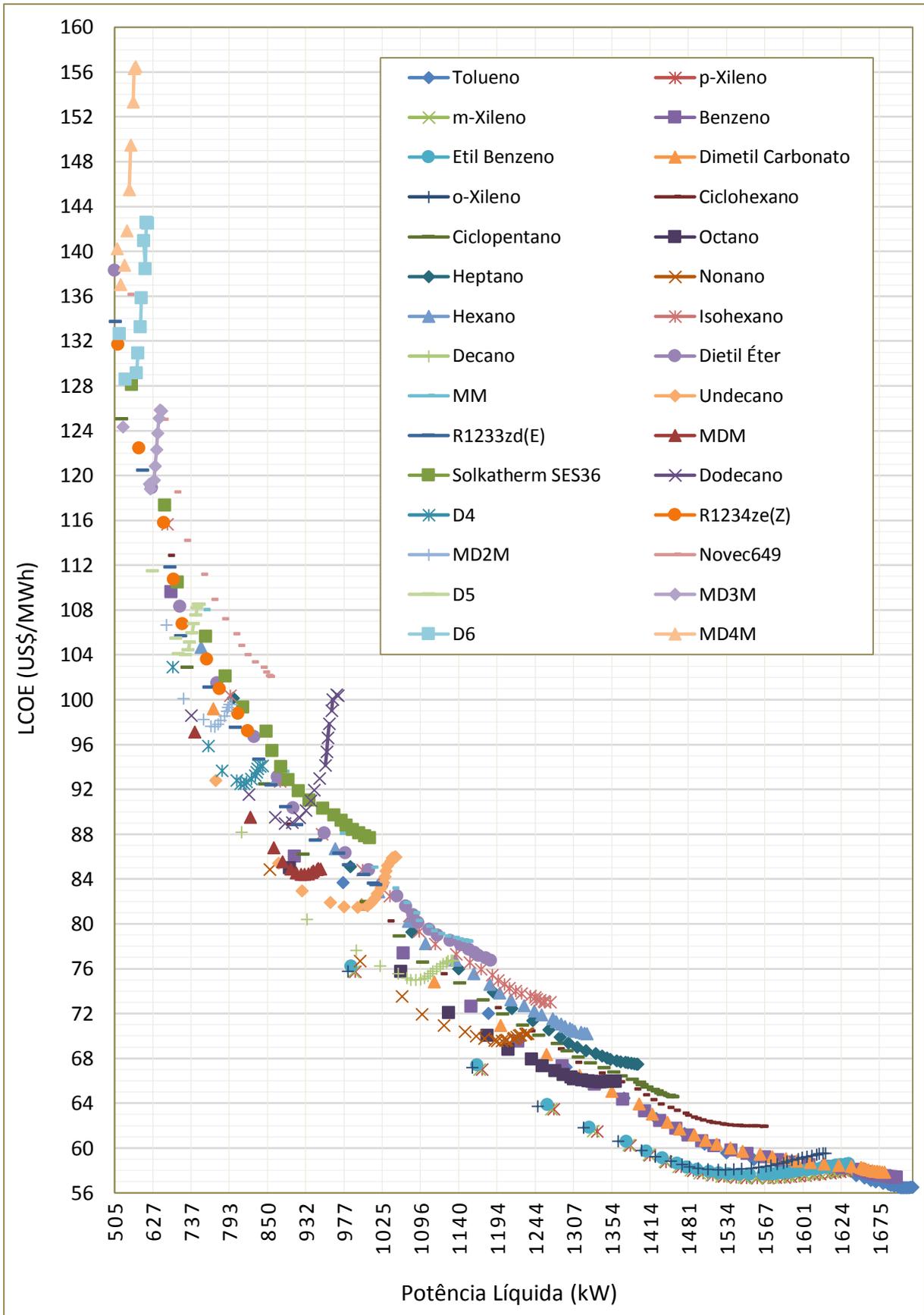


Figura 5.1 - LCOE para uma taxa de 14% para os fluidos analisados em função da potência líquida gerada para ORC subcrítico básico integrado à extração da turbina a gás.

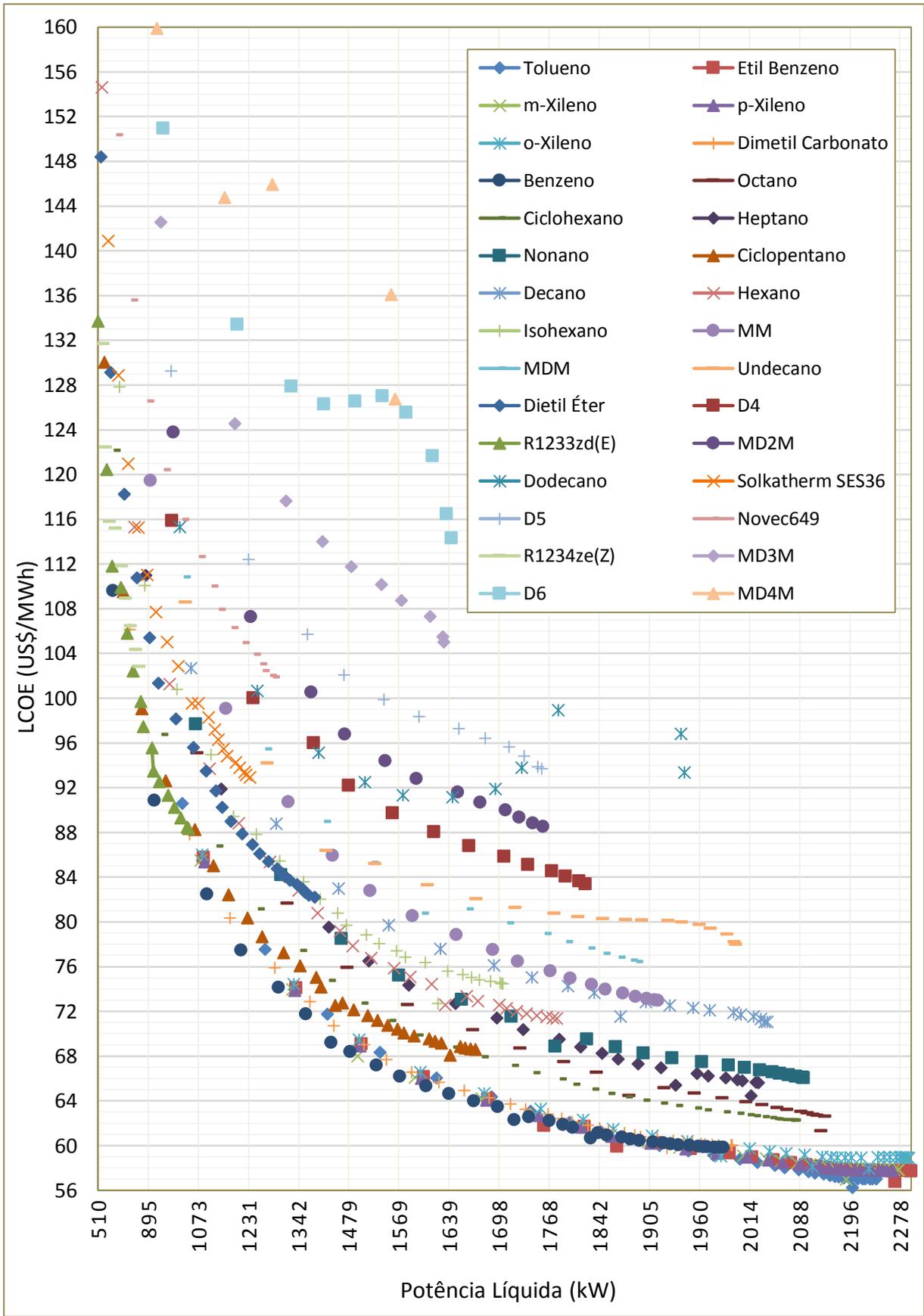


Figura 5.2 - LCOE para uma taxa de 14% para os fluidos analisados em função da potência líquida gerada para ORC subcrítico com recuperação integrado à extração da turbina a gás.

5.3.2 Gases de Escape da Caldeira de Recuperação

5.3.2.1 Ciclo Subcrítico

As Tabelas 5.8 e 5.9 mostram os melhores resultados dos custos de investimento e valores de LCOE para diferentes cenários de taxa de juros para cada fluido analisado para recuperação de calor na exaustão das caldeiras de recuperação para ORC subcrítico.

Tabela 5.8 - Custos do ORC subcrítico básico para a exaustão da caldeira

Nº	Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Custo de Investimento (10 ⁶ US\$)	LCOE mínimo (US\$/MWh)			
				i = 2%	i = 6%	i = 10%	i = 14%
1	Ciclopentano	1,75	9,17	34,59	52,81	74,38	98,23
2	Benzeno	1,75	9,24	34,80	53,16	74,87	98,87
3	R1233zd(E)	1,70	9,12	35,33	53,95	75,98	100,36
4	Dimetil Carbonato	1,75	9,41	35,44	54,13	76,24	100,68
5	Ciclohexano	1,75	9,42	35,45	54,15	76,26	100,72
6	Dietil Éter	1,72	9,35	35,88	54,81	77,18	101,94
7	R1234ze(Z)	1,68	9,19	36,02	55,02	77,49	102,33
8	Hexano	1,71	9,40	36,25	55,37	77,97	102,97
9	Isohexano	1,70	9,39	36,41	55,60	78,31	103,43
10	Tolueno	1,75	9,73	36,59	55,89	78,71	103,94
11	Heptano	1,73	9,79	37,34	57,03	80,31	106,07
12	Solkatherm SES36	1,54	9,20	39,51	60,34	84,97	112,23
13	MM	1,65	9,90	39,68	60,61	85,35	112,72
14	Novvec649	1,47	9,31	41,67	63,64	89,63	118,37
15	Octano	1,44	9,64	44,01	67,20	94,64	124,99
16	R1234ze(E)	0,96	7,36	50,35	76,91	108,30	143,04
17	Etil benzeno	1,18	9,40	52,56	80,28	113,07	149,31
18	p-Xileno	1,11	9,39	55,56	84,85	119,49	157,81
19	m-Xileno	1,08	9,38	57,27	87,46	123,17	162,67
20	R1234yf	0,70	6,86	64,47	98,46	138,66	183,13
21	o-Xileno	0,92	9,39	67,13	102,53	144,39	190,70
22	Nonano	0,69	9,55	91,38	139,55	196,52	259,56
23	MDM	0,67	9,80	97,08	148,28	208,83	275,79

Tabela 5.9 - Custos do ORC subcrítico com recuperação para a exaustão da caldeira

Nº	Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Custo de Investimento (10 ⁶ US\$)	LCOE mínimo (US\$/MWh)				Variação LCOE*
				i = 2%	i = 6%	i = 10%	i = 14%	
1	Benzeno	1,75	9,47	35,59	54,36	76,55	101,10	+2,3%
2	R1233zd(E)	1,67	9,10	35,84	54,74	77,09	101,81	+1,4%
3	Ciclopentano	1,77	9,63	35,90	54,82	77,20	101,96	+3,8%
4	R1234ze(Z)	1,67	9,26	36,64	55,96	78,80	104,07	+1,7%
5	Dimetil Carbonato	1,77	9,87	36,83	56,25	79,22	104,64	+3,9%
6	Ciclohexano	1,78	10,13	37,42	57,14	80,48	106,29	+5,5%
7	Dietil Éter	1,79	10,25	37,73	57,62	81,15	107,16	+5,1%
8	Tolueno	1,77	10,25	38,24	58,41	82,25	108,63	+4,5%
9	Hexano	1,81	10,53	38,47	58,76	82,75	109,28	+6,1%
10	Isohexano	1,81	10,58	38,57	58,91	82,96	109,57	+5,9%
11	Heptano	1,81	10,97	40,01	61,11	86,06	113,66	+7,2%
12	Solkatherm SES36	1,65	10,41	41,60	63,54	89,48	118,18	+5,3%
13	MM	1,82	11,71	42,38	64,72	91,14	120,37	+6,8%
14	Novec649	1,82	11,80	42,70	65,21	91,84	121,29	+2,5%
15	Octano	1,48	10,95	48,86	74,62	105,08	138,78	+11,0%
16	m-Xileno	1,08	9,87	60,34	92,16	129,79	171,42	+5,4%
17	o-Xileno	0,92	9,73	69,79	106,58	150,11	198,24	+4,0%
18	Nonano	0,68	10,15	98,14	149,88	211,08	278,77	+7,4%
19	MDM	0,64	10,88	111,22	169,85	239,21	315,92	+14,6%

*Em comparação com o LCOE obtido com ORC subcrítico básico de aço carbono.

Ao contrário do cenário analisado anteriormente, neste caso o *pinch point* aparece como limitador na recuperação de calor na saída da caldeira. Assim, todos os fluidos que apresentaram a possibilidade de utilização do recuperador, apresentaram valores de LCOE superiores aos valores obtidos com a configuração básica do ORC.

As Figuras 5.3 e 5.4 mostram a variação do LCOE para uma taxa de juros de 14% para as simulações feitas com os fluidos nas configurações de ORC básico e com recuperação, respectivamente. Os valores de LCOE para cada fluido são mostrados em função da potência líquida gerada no ciclo.

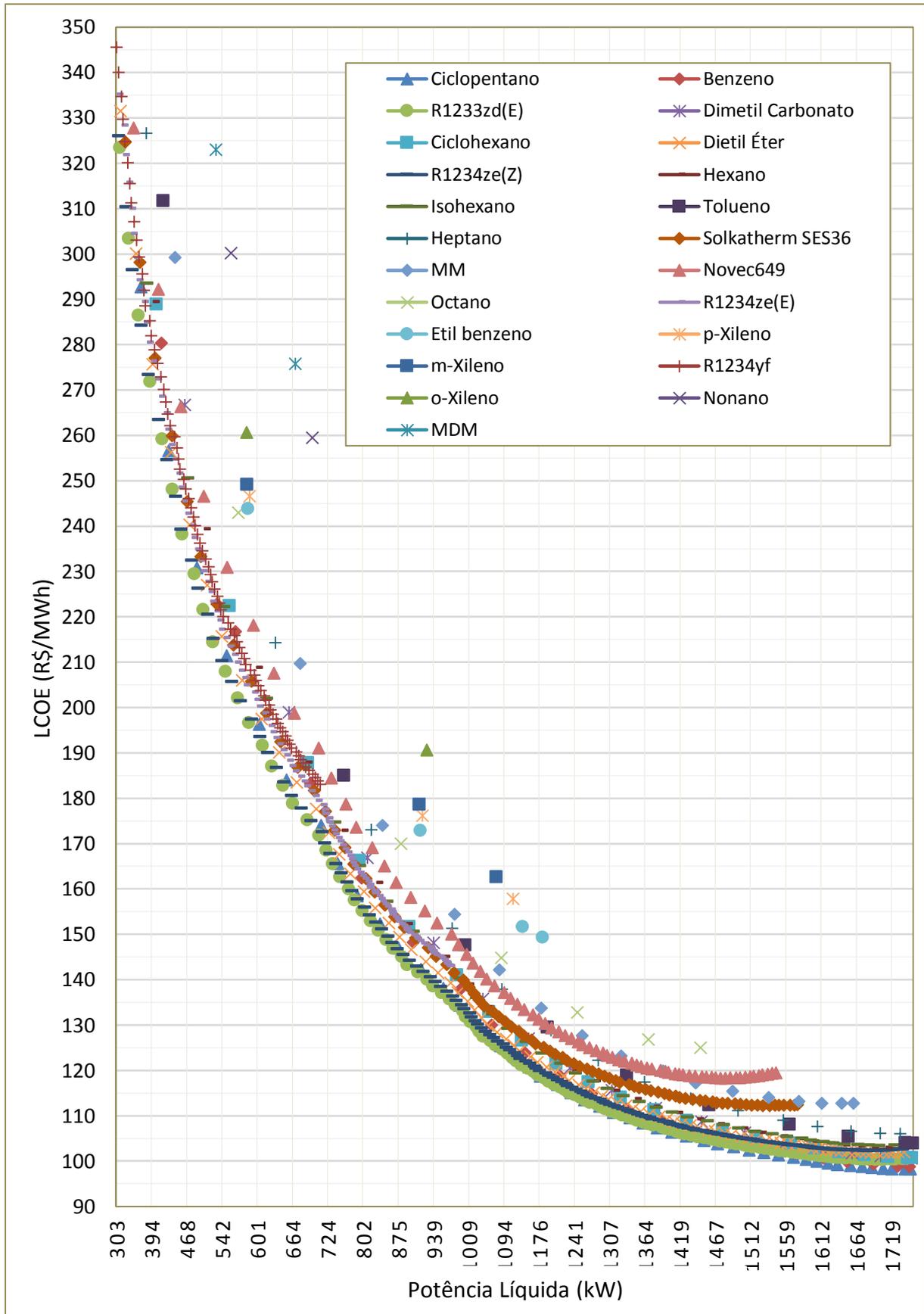


Figura 5.3 - LCOE para uma taxa de 14% para os fluidos analisados em função da potência líquida gerada para ORC subcrítico básico integrado à exaustão da caldeira

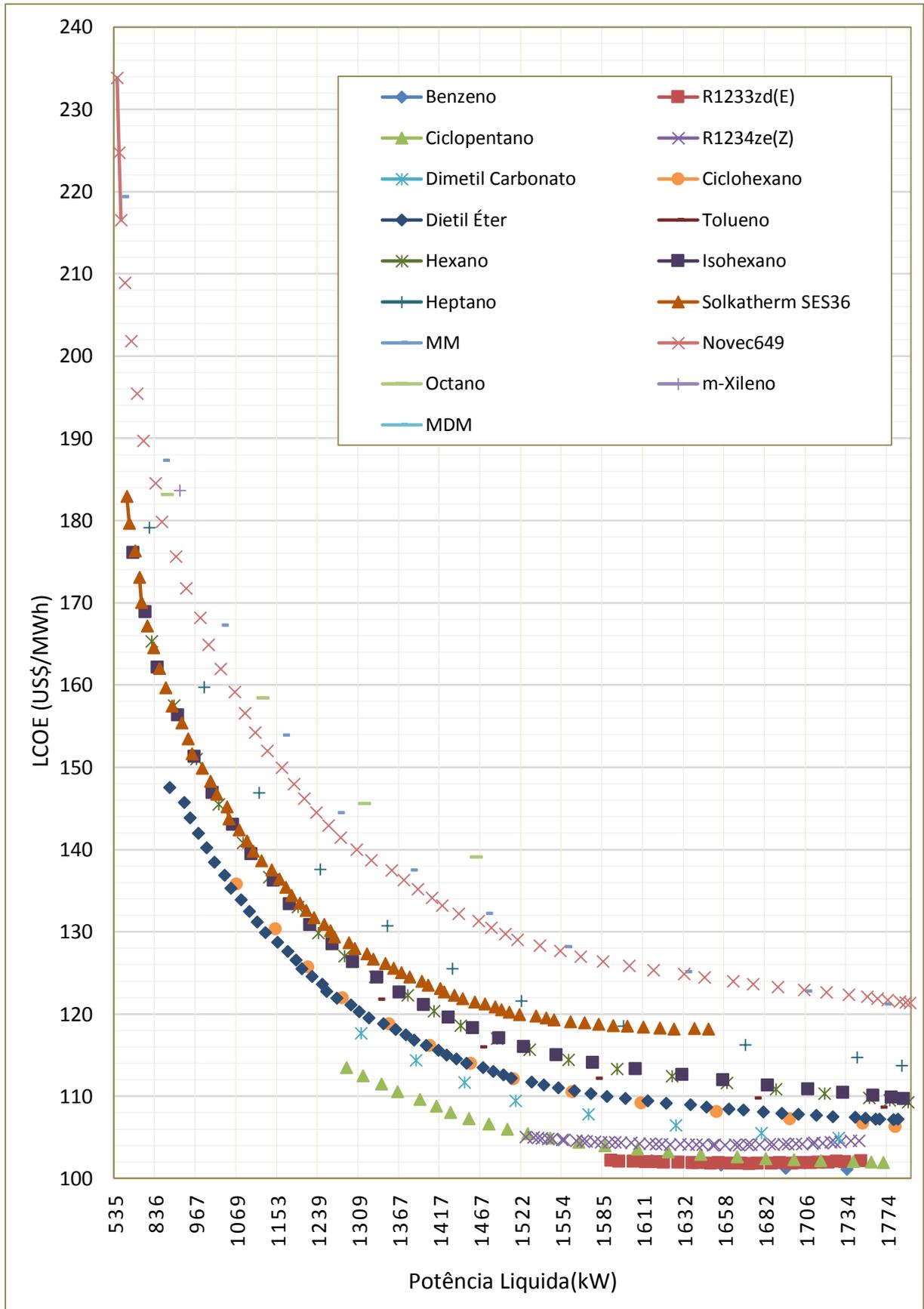


Figura 5.4 - LCOE para uma taxa de 14% para os fluidos analisados em função da potência líquida gerada para ORC subcrítico com recuperação integrado à exaustão da caldeira

Os menores valores de LCOE foram apresentados pelo ciclopentano na configuração básica. Para uma taxa de juros de 2%, o LCOE calculado foi de 34,59 US\$/MWh. Para uma taxa de 14%, o LCOE foi de 98,23 US\$/MWh. O custo de investimento por ORC foi calculado em 9,17 milhões de dólares e a potência líquida do ciclo é de 1,75 MW.

Em segundo lugar, com o mesmo valor de potência líquida, aparece o benzeno, também na configuração básica. Os seus valores de LCOE são ligeiramente maiores que os valores alcançados pelo ciclopentano, uma diferença de apenas 0,6%. Para uma taxa de juros de 2%, o LCOE foi de 34,80 US\$/MWh e para uma taxa de 14%, o valor calculado foi de 98,87 US\$/MWh. O custo de investimento para o caso é de 9,24 milhões de dólares.

5.3.2.2 Ciclo Supercrítico

A Tabela 5.10 mostra os melhores resultados da análise econômica para ORC supercrítico, utilizando o CO₂ como fluido de trabalho, integrado à exaustão das caldeiras de recuperação.

Tabela 5.10 - Custos do ORC supercrítico para a exaustão da caldeira

Tipo de ORC	\dot{W}_{liq} (kW)	Custo de Investimento (10 ⁶ US\$)	LCOE mínimo (US\$/MWh)			
			i = 2%	i = 6%	i = 10%	i = 14%
Básico	963	12,54	85,88	131,17	184,73	243,97
Com recuperação	1.135	15,71	91,28	139,40	196,33	259,29

Para o dióxido de carbono, o ciclo básico resultou em valores menores de LCOE. O melhor resultado foi de 85,88 US\$/MWh para uma taxa de juros de 2% e 243,97 US\$/MWh para uma taxa de 14%. A potência líquida gerada para o caso é de 963 kW e o custo total do sistema é de 12,54 milhões de dólares por ORC. Observa-se que esses valores são bem elevados se comparados aos valores obtidos com ORC subcrítico. Em relação ao LCOE do ciclopentano, para o caso anterior, por exemplo, a diferença é de 148%, ou seja, o Custo Nivelado de Energia para um ORC supercrítico com CO₂ é 2,5 vezes maior.

Os altos custos são explicados principalmente pelas altas pressões de trabalho do ciclo supercrítico (da ordem de 12 MPa), que geram elevados fatores de pressão no cálculo dos custos. Portanto, com base nas condições analisadas, o ORC supercrítico com CO₂ não apresentou bons resultados em comparação com o ciclo subcrítico.

A Figura 5.5 mostra a variação do LCOE para as configurações básica e com recuperador para o CO₂ em função da pressão de evaporação.

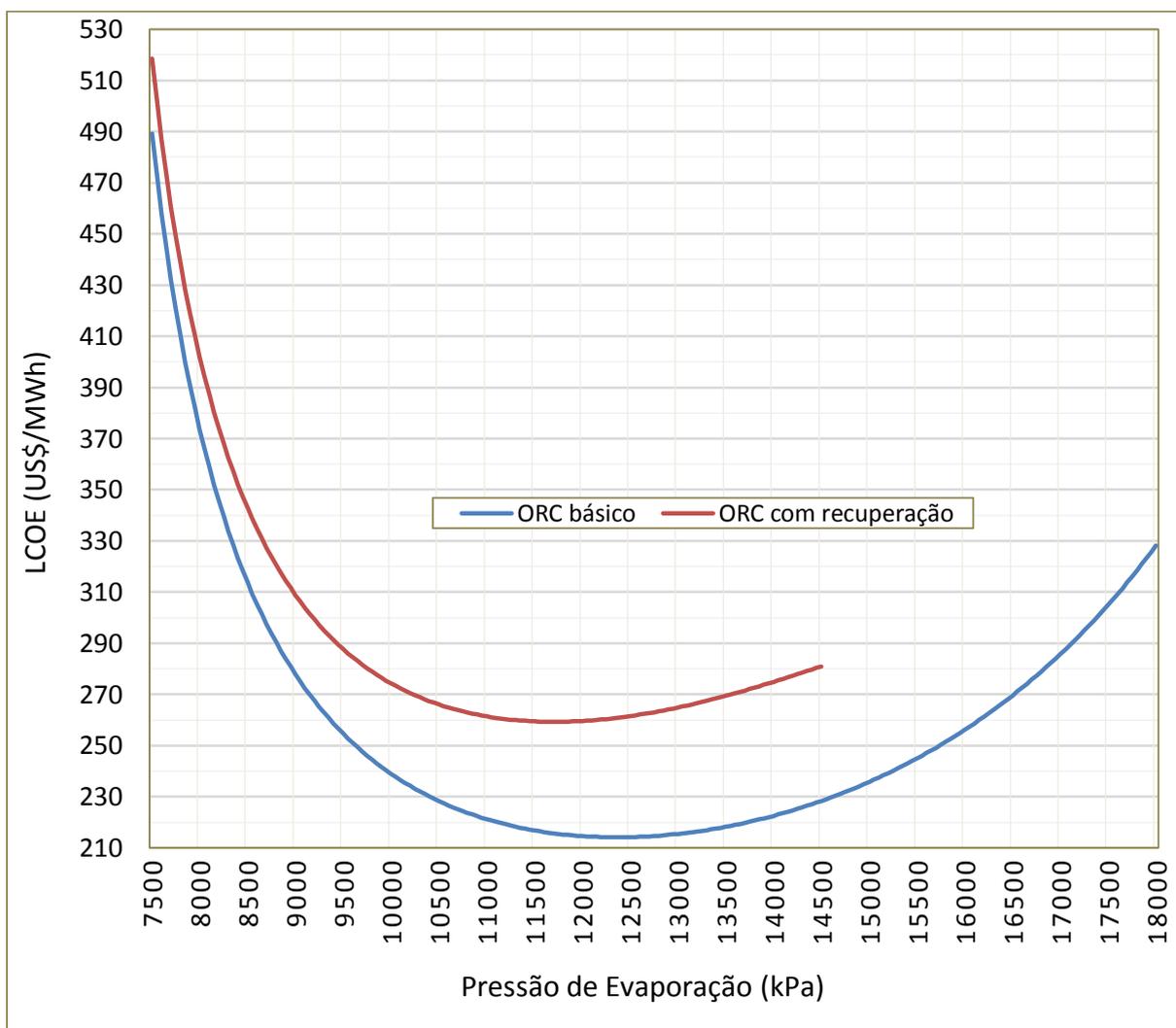


Figura 5.5 - LCOE para uma taxa de 14% para ORC com CO₂ supercrítico

Observa-se que o ORC com recuperação apresenta valores de LCOE maiores. Isso acontece porque o ganho em potência para este ciclo é menor que o aumento no custo, principalmente devido à baixa temperatura da fonte de calor, que diminui o potencial para o uso do recuperador.

Além disso, são observadas mudanças na direção das curvas do LCOE. Isso acontece porque o valor de LCOE para um ciclo supercrítico depende principalmente de três parâmetros: potência gerada na turbina, potência consumida na bomba e custo total do sistema. À medida que se aumenta a pressão de evaporação, estes três parâmetros aumentam. No entanto, esse aumento não é proporcional, ou seja, o custo pode aumentar mais que a potência líquida ou vice-versa, o que gera os pontos de mínimo observados.

5.3.3 Resultados Finais

A análise econômica mostrou que para a extração de ar da turbina a gás, um ORC com recuperação utilizando tolueno como fluido de trabalho é o mais indicado. Apesar do etil benzeno ter apresentado os menores resultados na análise técnica, o tolueno apresentou melhores os melhores custos. Por sua vez, na saída da caldeira de recuperação, o mais indicado é o ciclopentano para um ciclo subcrítico básico, que apresentou os menores, apesar de o fluido novec649 ter alcançado melhores resultados na análise técnica.

A Tabela 5.11 mostra os valores obtidos de potência líquida, eficiência e custos para um cenário considerando estes dois fluidos. Como são duas turbinas e duas caldeiras, seriam dois ORCs com tolueno e dois ORCs com ciclopentano.

Tabela 5.11 - Resultados finais da análise econômica

Item	Tolueno	Ciclopentano	Total
Potência Líquida Extra (kW)	2 x 2.205	2 x 1.749	7.908
Aumento na Potência Líquida da Planta	0,732 %	0,581 %	1,31 %
Potência Líquida Final da Planta (MW)	606,37	605,46	609,87
Aumento na Eficiência Térmica da Planta	0,35	0,28	0,63
Eficiência Térmica Final da Planta	48,04 %	47,97 %	48,32 %
Custo ORCs de aço inoxidável (10 ⁶ US\$)	2 x 6,62	2 x 9,17	31,58
LCOE (i =14 %)	56,25	98,23	74,82

Com a integração de um ORC com recuperação empregando tolueno em cada turbina a gás e um ORC com ciclopentano em cada caldeira de recuperação do ciclo combinado, é possível gerar uma potência líquida adicional de 7.908 kW, o que representaria um aumento de 1,31% na potência total da planta e um aumento de 0,63 ponto percentual na eficiência global da usina. Isto também representaria uma redução de 1,31% no consumo específico de combustível (gás natural), com a consequente redução de emissões de CO₂ equivalente a cerca de 250 mil toneladas por ano e também de outros efluentes gasosos que podem potencializar o efeito estufa como CO, NO_x e outros. O custo de investimento total para integração dos quatro ORCs seria de 31,58 milhões de dólares.

Com relação a viabilidade econômica do projeto, há uma dependência forte da taxa de juros, da cotação do dólar e do preço de venda da energia elétrica, ou seja, das condições econômicas vinculadas ao investimento. O LCOE, neste caso, serve como parâmetro para a

tomada de decisão. A Figura 5.6 mostra os valores de LCOE para diferentes cenários de juros e para um intervalo entre 75% e 125% dos custos calculados para o ORC com tolueno (com recuperador) e para o ORC com ciclopentano (configuração básica).

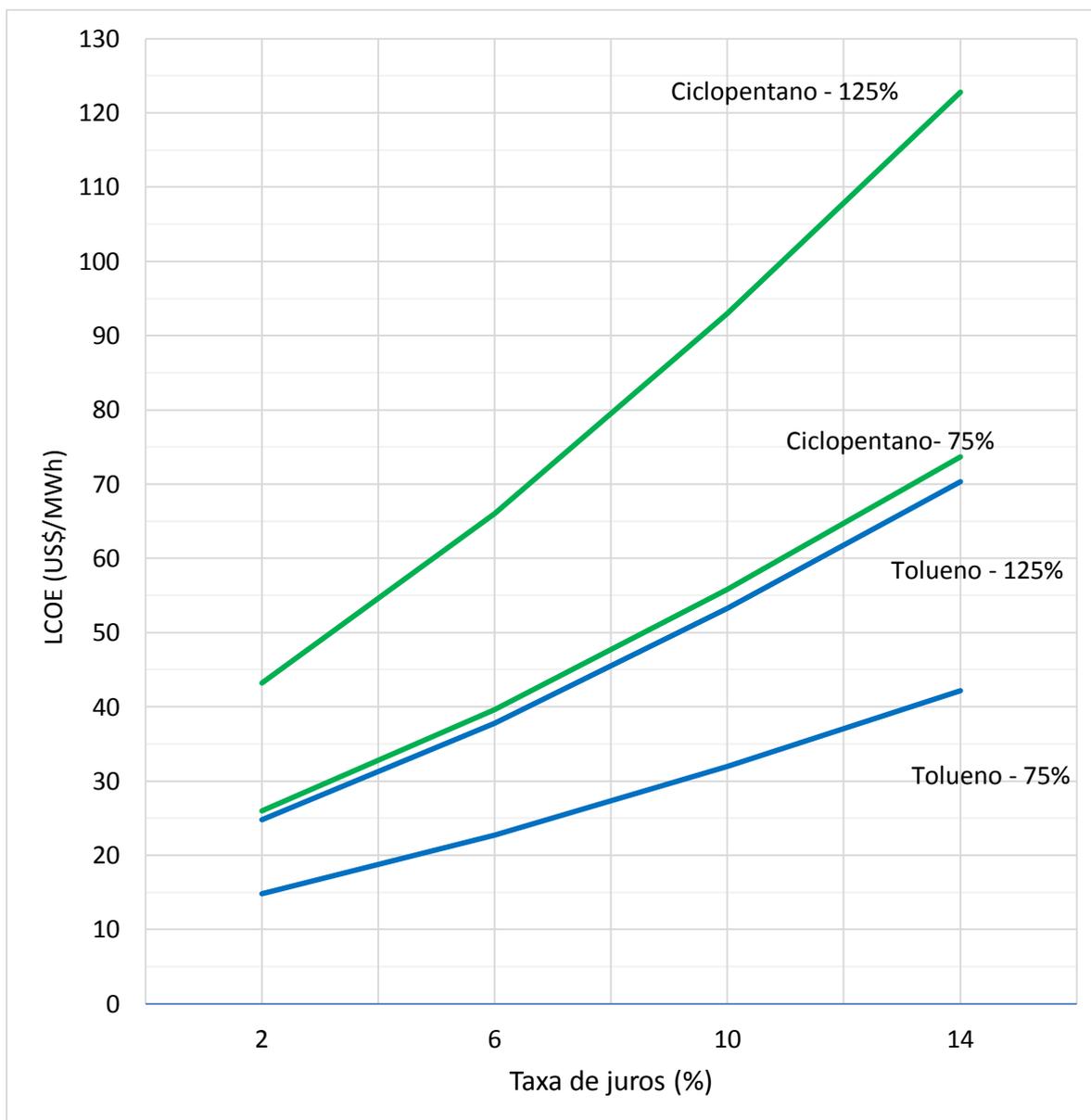


Figura 5.6 - LCOE para diferentes cenários de taxa de juros

Com base numa condição hipotética, onde a taxa de juros é de 14%, a cotação do dólar é de R\$ 4,00, o valor do LCOE seria de 225 R\$/MWh para o ORC com tolueno. Assim, o projeto seria rentável apenas se o valor de venda de energia elétrica fosse acima de 300 R\$/MWh. Para as mesmas condições, o LCOE para o ORC com ciclopentano seria de 393 R\$/MWh. No entanto, para um cenário oposto (mais favorável), onde o dólar vale R\$ 3,00 e a taxa de juros é de apenas 2%, o LCOE para o tolueno cai para 59 R\$/MWh. Assim, o projeto se tornaria

rentável para valores de venda de eletricidade a partir de 90 R\$/MWh. Para o ciclopentano, o LCOE seria de 104 R\$/MWh, portanto viável para um preço de venda acima de 150 R\$/MWh, aproximadamente.

O ORC com ciclopentano alcançou valores de LCOE 75% maiores ao se comparar com o ORC com tolueno. Portanto, dependendo das condições econômicas, pode-se decidir apenas pela integração do ORC com tolueno para recuperar o calor rejeitado na extração de ar do compressor da turbina a gás.

CAPÍTULO 6 - CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 Conclusões

Neste trabalho, uma planta termelétrica de ciclo combinado foi analisada com o intuito de identificar pontos com dissipação de calor com potencial termodinâmico para serem aproveitados para geração de energia elétrica adicional por meio da integração de ciclos Rankine orgânicos (ORC) no sistema. A planta foi simulada no programa GateCycle e foram identificados quatro fluxos mássicos com possibilidade de recuperação de calor: dois fluxos de ar quente de extrações dos compressores das turbinas a gás a temperatura de 411°C (sendo um fluxo em cada uma das duas turbinas a gás) e dois fluxos de gases de combustão na exaustão das caldeiras de recuperação a temperatura de 130°C (sendo um fluxo em cada uma das duas caldeiras).

Para a simulação do ORC, foram consideradas duas configurações: básica e com recuperação. No ponto de maior temperatura foi proposto um ciclo ORC subcrítico e no ponto de temperatura mais baixa foram avaliados cenários considerando ORCs subcríticos e supercríticos. Para a escolha dos fluidos, uma seleção foi realizada com base nos critérios recomendados pela literatura. As propriedades dos fluidos foram obtidas através da ferramenta CoolProp. Para cada fluido selecionado, o comportamento do ORC foi simulado com base em condições pré-estabelecidas, para diferentes pressões de evaporação. Em seguida, análises técnicas e econômicas foram realizadas a fim de avaliar a viabilidade dos ciclos Rankine orgânicos propostos.

Para recuperação do calor dos fluxos de ar quente nas turbinas a gás, o etil benzeno apresentou os melhores resultados na análise termodinâmica, alcançando eficiência de 27,1% na configuração de ORC com recuperador. Isto representa uma potência líquida extra de 2.300 kW para cada turbina. Como são duas turbinas, a potência extra total é de 4.600 kW. Estes resultados foram obtidos para uma temperatura de evaporação de 331°C e uma pressão de 3,069 MPa. Os fluidos o-xileno, p-xileno, m-xileno e tolueno, os quais são fluidos da mesma classe do etil benzeno, apresentaram resultados parecidos, mas um pouco inferiores.

Para os fluxos de gases na saída das caldeiras, o fluido novec649 apresentou os melhores resultados termodinâmicos alcançando eficiência de 9,29%, também na configuração com recuperação. A potência líquida gerada para cada ORC é de 1.822 kW. Estes resultados foram obtidos para uma temperatura de evaporação de 94°C e pressão de 384 kPa. Considerando as

duas caldeiras da planta, a potência extra gerada é de 3.644 kW. Os fluidos MM (hexametildisiloxano), isohexano, heptano e hexano apresentaram resultados um pouco inferiores.

Ainda para os fluxos de exaustão das caldeiras, o dióxido de carbono CO₂ apresentou eficiência 5,80% para o ciclo supercrítico com recuperador. Isso representa uma potência líquida de 1.138 kW para cada ORC, sendo 2.276 kW ao se considerar as duas caldeiras. No entanto, este resultado é obtido por meio de uma alta pressão de evaporação (12,1 MPa) e um alto valor de BWR (47,3%).

Ao se comparar os resultados dos dois pontos analisados no ciclo combinado, observa-se que para o primeiro ponto (411°C), todos os fluidos alcançam eficiência bem maiores na configuração de ORC com recuperação, um aumento médio de 64%. No entanto, para o segundo ponto (130°C), o aumento médio na eficiência dos fluidos foi menor que 3%. Isto se deve a dois fatores principais: diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação e limitação do *pinch point*.

Na análise econômica, apesar do etil benzeno ter apresentado a maior eficiência, o tolueno apresentou os melhores resultados para os Custos Nivelados de Energia (LCOE) para o ponto de temperatura de 411°C. Para uma taxa de juros de 2%, o LCOE calculado foi de 19,80 US\$/MWh e para uma taxa de 14%, de 56,25 US\$/MWh, ambos para configuração com recuperador. Os custos de investimento para o caso foram de 6,62 milhões de dólares por ORC.

Para o segundo ponto da planta analisado (saída da caldeira de recuperação), apesar do fluido novoc649 ter apresentado a maior eficiência térmica, o fluido com menores valores de LCOE foi o ciclopentano na configuração básica (para uma temperatura de evaporação de 89°C). A eficiência máxima alcançada para este fluido foi de 8,92% gerando uma potência líquida de 1.749 kW. Considerando as duas caldeiras de recuperação com um ORC cada, a potência adicional seria de 3.498 kW. Para este cenário, o LCOE é de 34,59 US\$/MWh para uma taxa de juros de 2% e de 98,23 US\$/MWh para uma taxa de 14%. Os custos de investimento foram estimados em 9,17 milhões de dólares por ORC.

Ainda considerando o fluxo de escape das caldeiras, para um ORC supercrítico de CO₂, os menores valores de LCOE foram alcançados na configuração básica com uma eficiência de 4,91% e uma potência líquida de 963 kW para cada ORC, ou 1.926 kW no total, ao se considerar as duas caldeiras. Esses valores estão bem abaixo daqueles obtidos com ciclopentano. Ao se comparar os custos, os valores de LCOE para o CO₂ são cerca de 148% maiores. Para uma taxa de 2%, o LCOE é de 85,88 US\$/MWh e para uma taxa de 14%, é de 242,97 US\$/MWh. Este custo mais elevado é explicado pela alta pressão de evaporação do sistema (12,3 MPa) que

geram alto valor de BWR (48%). Assim, para gerar a mesma potência líquida que um ORC subcrítico, a turbina deve gerar uma potência bem mais elevada, o que torna mais caro todos os equipamentos do ciclo.

Portanto, com base nas análises realizadas, a melhor alternativa para recuperação de calor residual na planta de ciclo combinado considerada se dá por meio da utilização dos fluidos tolueno e ciclopentano. O custo de investimento total para integração de quatro ORCs (dois com tolueno em cada turbina a gás e dois com na saída de cada caldeira) é de 31,58 milhões de dólares.

A integração dos quatro ORCs possibilitaria a geração adicional de 7,91 MW, o que significa um aumento de 1,31% na potência líquida total da planta e um aumento de 0,63 ponto percentual na eficiência global, além de uma redução de 1,31% no consumo específico de gás natural, com a consequente redução das emissões de gases de efeito estufa.

Por fim, a viabilidade econômica depende das condições econômicas, principalmente da taxa de juros, cotação do dólar e preço de venda de eletricidade. Independentemente disso, o ORC com tolueno apresentou menores valores de LCOE, e, portanto, neste cenário é o mais viável. Para uma condição intermediária, por exemplo, onde a taxa de juros é de 10% e o dólar valendo R\$ 3,50, o LCOE para o ORC de tolueno seria de 149 R\$/MWh. Portanto, perfeitamente viável para preços de venda de energia acima de 200 R\$/MWh. Já o LCOE para o ciclopentano, nesta condição, seria de 261 R\$/MWh, viável, portanto, apenas para um preço de venda de eletricidade acima de R\$ 300 R\$/MWh, aproximadamente.

Portanto, os resultados mostram que é possível recuperar o calor de baixa qualidade nas usinas de ciclo combinado e gerar energia elétrica adicional por meio da integração de ciclos Rankine orgânicos a custos razoavelmente viáveis. Este trabalho foi um estudo de caso da usina de Uruguaiana, mas a metodologia utilizada pode ser aplicada para qualquer planta podendo alcançar resultados ainda mais promissores, aumentando a eficiência da planta e reduzindo as emissões.

6.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

As oportunidades para continuidade deste trabalho são muitas. A seguir algumas sugestões são apresentadas:

- Realizar otimização dos parâmetros termodinâmicos e condições de contorno utilizados na análise termodinâmica dos fluidos. O valor do *pinch point*, por exemplo, pode ser otimizado para cada fluido para obtenção de melhores valores de eficiência;
- Analisar a integração de um sistema intermediário com fluido térmico para transferência de calor da fonte quente para o ORC;
- Avaliar outros possíveis fluidos e misturas que não foram inclusos neste trabalho;
- Avaliar outras configurações de ORC que não foram inclusas neste trabalho, incluindo o ciclo Kalina;
- Avaliação da planta em *off-design* e análise termoeconômica.
- Verificar as relações entre os parâmetros da análise técnica e a influência de cada um no custo do ORC;
- Realizar experimentos práticos em um sistema ORC real para comparação dos resultados e levantamento de parâmetros como eficiência isentrópica de bombas e turbinas e efetividades dos trocadores de calor, que influenciam diretamente na eficiência do sistema;
- Realizar avaliação exérgica do ciclo para quantificar as perdas e analisar os pontos do sistema que podem ser melhorados;
- Orçar os custos de sistemas ORC diretamente com os fabricantes para os fluidos analisados neste trabalho e que estão disponíveis no mercado;
- Avaliar maneiras de redução da dissipação de calor na termelétrica nos equipamentos do ciclo combinado. Uma avaliação exérgica para o caso pode ser muito útil.
- Avaliar outras maneiras de aproveitamento do calor residual gerado, com o objetivo de aumentar a eficiência de conversão de energia. A cogeração pode ser uma opção.

APÊNDICE A – Fluidos Disponíveis no CoolProp

Tabela A.1 Fluidos Disponíveis no CoolProp - Classificação

Fluido	Nome Coolprop	Outro nome	Grupo ¹	Massa molecular (kg/kmol)
Acetona	Acetone	Propanona	HCO	58,1
Água	Water	R718	IN	18,0
Água Pesada	HeavyWater	Óxido de deutério	IN	20,0
Amônia	Ammonia	R717	IN	17,0
Ar	Air	R729	MZ	29,0
Argônio	Argon	R740	IN	39,9
Benzeno	Benzene	-	HC	78,1
Butano	n-Butane	R600	HC	58,1
Buteno	1-Butene	1-buteno	HC	56,1
Ciclohexano	CycloHexane	-	HC	84,2
Ciclopentano	Cyclopentane	-	HC	70,1
Ciclopropano	CycloPropane	-	HC	42,1
Cis-2-Buteno	cis-2-Butene	-	HC	56,1
Criptôn	Krypton	-	IN	83,8
D4	D4	Octametilciclotetrasiloxano / OMCTS	SX	296,6
D5	D5	Decametilciclopentasiloxano / DMCPS	SX	370,8
D6	D6	Dodecametilciclohexasiloxano / DMCHS	SX	444,9
Decano	n-Decane	-	HC	142,3
Deutério	Deuterium	D	IN	4,0
Dietil Éter	DiethylEther	Éter Etílico / Etoxietano	HCO	74,1
Dimetil Carbonato	DimethylCarbonate	DMC	HCO	90,1
Dimetil Éter	DimethylEther	RE170 - Metóximetano	HCO	46,1
Dióxido de Carbono	CarbonDioxide	R744	IN	44,0
Dióxido Sulfúrico	SulfurDioxide	R764	IN	64,1
Dodecano	n-Dodecane	-	HC	170,3
Etano	Ethane	R170	HC	30,1
Etanol	Ethanol	Álcool Etílico	HCO	46,1
Etil Benzeno	EthylBenzene	-	HC	106,2
Etileno	Ethylene	R1150 / Eteno	HC	28,1
Flúor	Fluorine	-	IN	38,0
Hélio	Helium	R704	IN	4,0
Heptano	n-Heptane	-	HC	100,2
Hexafluoreto de enxofre	SulfurHexafluoride	-	IN	146,1
Hexano	n-Hexane	-	HC	86,2
HFE143m	HFE143m	Trifluorometil metil éter / RE143a	HFE	100,0
Hidrogênio	Hydrogen	R702	IN	2,0
Isobutano	IsoButane	R600a / 2-Metilpropano	HC	58,1
Isobuteno	IsoButene	2-Metilpropeno	HC	56,1
Isohexano	Isohexane	-	HC	86,2

Tabela A.1 Fluidos Disponíveis no CoolProp - Classificação (Continuação...)

Fluido	Nome Coolprop	Outro nome	Grupo ¹	Massa molecular (kg/kmol)
Isopentano	Isopentane	R601a / 2-Metilbutano	HC	72,1
MD2M	MD2M	Decametiltetrasiloxano / DMTS	SX	310,7
MD3M	MD3M	Dodecametilpentasiloxano / DDMPS	SX	384,8
MD4M	MD4M	Tetradecametilhexasiloxano / TDMHS	SX	459,0
MDM	MDM	Octametiltrisiloxano / OMTS	SX	236,5
Metano	Methane	R50	HC	16,0
Metanol	Methanol	Álcool Metílico	HCO	32,0
Metil Estearato	MethylStearate	-	HCO	298,5
Metil Linoleato	MethylLinoleate	-	HCO	294,5
Metil Linolenato	MethylLinolenate	-	HCO	292,5
Metil Oleato	MethylOleate	-	HCO	296,5
Metil Palmitato	MethylPalmitate	-	HCO	270,5
MM	MM	Hexametildisiloxano / HMDS	SX	162,4
Monóxido de Carbono	CarbonMonoxide	-	IN	28,0
m-Xileno	m-Xylene	1,3-Dimetilbenzeno	HC	106,2
Neôn	Neon	R720	IN	20,2
Neopentano	Neopentane	Dimetil propano	HC	72,1
Nitrogênio	Nitrogen	R728	IN	28,0
Nonano	n-Nonane	-	HC	128,3
Novec 649	Novec649	Dodecafluoro-2-metil pent-3-eno	HFE	316,0
Octano	n-Octane	-	HC	114,2
Orto Deutério	OrthoDeuterium	o-D	IN	4,0
Orto Hidrogênio	OrthoHydrogen	o-H	IN	2,0
Óxido Nitroso	NitrousOxide	R744A	IN	44,0
Oxigênio	Oxygen	O	IN	32,0
o-Xileno	o-Xylene	1,2-Dimetilbenzeno	HC	106,2
Para Deutério	ParaDeuterium	p-D	IN	4,0
Para Hidrogênio	ParaHydrogen	p-H	IN	2,0
Pentano	n-Pentane	R601	HC	72,1
Propano	n-Propane	R290	HC	44,1
Propileno	Propylene	R1270 / Propeno	HC	42,1
Propino	Propyne	Metil acetileno	HC	40,1
p-Xileno	p-Xylene	1,4-Dimetilbenzeno	HC	106,2
R11	R11	Triclorofluorometano	CFC	137,4
R113	R113	1,1,2-Tricloro-1,2,2-Trifluoroetano	CFC	187,4
R114	R114	1,2-dicloro-1,1,2,2-tetrafluoroetano	CFC	170,9
R115	R115	Cloropentafluoroetano	CFC	154,5
R116	R116	Hexafluoroetano	PFC	138,0
R12	R12	Diclorodifluorometano	CFC	120,9
R123	R123	2,2-Dicloro-1,1,1-Trifluoroetano	HCFC	152,9
R1233zd(E)	R1233zd(E)	Trans-1-cloro-3,3,3-trifluoropropeno	HCFC	130,5
R1234yf	R1234yf	2,3,3,3-Tetrafluoro-1-propeno	HFC	114,0

Tabela A.1 Fluidos Disponíveis no CoolProp - Classificação (Continuação...)

Fluido	Nome Coolprop	Outro nome	Grupo ¹	Massa molecular (kg/kmol)
R1234ze(E)	R1234ze(E)	Trans-1,3,3,3-Tetrafluoro-1-Propeno	HFC	114,0
R1234ze(Z)	R1234ze(Z)	Cis-1,3,3,3-Tetrafluoro-1-propeno	HFC	114,0
R124	R124	2-Cloro-1,1,1,2-Tetrafluoroetano	HCFC	136,5
R125	R125	Pentafluoroetano	HFC	120,0
R13	R13	Clorotrifluorometano	CFC	104,5
R134a	R134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	HFC	102,0
R13i1	R13i1	Trifluoroiodometano	CFI	195,9
R14	R14	Tetrafluorometano	PFC	88,0
R141b	R141b	1,1-Dicloro-1-Fluoroetano	HCFC	116,9
R142b	R142b	1-Cloro-1,1-Difluoroetano	HCFC	100,5
R143a	R143a	1,1,1-Trifluoroetano	HFC	84,0
R152a	R152A	1,1-Difluoroetano	HFC	66,1
R161	R161	Fluoroetano	HFC	48,1
R21	R21	Diclorofluorometano	HCFC	102,9
R218	R218	Octafluoropropano	PFC	188,0
R22	R22	Clorodifluorometano	HCFC	86,5
R227ea	R227EA	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropano	HFC	170,0
R23	R23	Trifluorometano	HFC	70,0
R236ea	R236EA	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropano	HFC	152,0
R236fa	R236FA	1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropano	HFC	152,0
R245fa	R245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoropropano	HFC	134,0
R32	R32	Difluorometano	HFC	52,0
R365mfc	R365MFC	1,1,1,3,3-Pentafluorobutano	HFC	148,1
R40	R40	Clorometano	CC	50,5
R404A	R404A	R-125 + 143a + 134a (44/52/4)	MZ	97,6
R407C	R407C	R-32 + 125 + 134a (23/25/52)	MZ	86,2
R41	R41	Fluorometano	HFC	34,0
R410A	R410A	R-32 + 125 (50/50)	MZ	72,6
R507A	R507A	R-125 + 143a (50/50)	MA	98,9
RC318	RC318	Octafluorocyclobutane	PFC	200,0
Solkatherm SES36	SES36	R365mfc + Perfluoropoliéter (PFPE)	MZ	184,9
Sulfeto de carbonila	CarbonylSulfide	-	IN	60,1
Sulfeto de hidrogênio	HydrogenSulfide	-	IN	34,1
Tolueno	Toluene	Metil benzeno	HC	92,1
Trans-2-Buteno	trans-2-Butene	-	HC	56,1
Undecano	n-Undecane	-	HC	156,3
Xenôn	Xenon	-	IN	131,3

¹CC = Clorocarboneto; CFC = Clorofluorocarboneto; CFI = Clorofluoriodeto; HC = Hidrocarboneto; HCFC = Hidroclorofluorocarboneto; HCO = Hidrocloroxigenados; HFC = Hidrofluorocarboneto; HFE = Hidrofluoréter; IN = Inorgânico; MA = Mistura Azeotrópica; MZ = Mistura Zeotrópica; PFC = Perfluorocarboneto; SX = Siloxano.

Tabela A.2 Fluidos Disponíveis no CoolProp – Parâmetros Termodinâmicos

Fluido	T_{crit} (°C)	P_{crit} (kPa)	ξ¹	Classificação²	T_{eva,max}³ (°C)
Acetona	235	4700	-0,61	Úmido	-
Água	374	22064	-9,22	Úmido	-
Água Pesada	371	21672	-8,40	Úmido	-
Amônia	132	11333	-12,56	Úmido	-
Ar	-141	3786	-	-	-
Argônio	-122	4863	-	-	-
Benzeno	289	4894	0,69	Seco	263
Butano	152	3796	0,67	Seco	125
Buteno	146	4005	-0,07	Isentrópico	107
Ciclohexano	280	4082	1,78	Seco	268
Ciclopentano	239	4571	0,79	Seco	210
Ciclopropano	125	5580	-2,17	Úmido	-
Cis-2-Buteno	163	4226	-0,16	Isentrópico	117
Criptôn	-64	5525	-	-	-
D4	313	1332	2,38	Seco	310
D5	346	1160	2,54	Seco	343
D6	373	961	2,90	Seco	371
Decano	345	2103	3,18	Seco	337
Deutério	-235	1680	-	-	-
Dietil Éter	194	3649	1,32	Seco	172
Dimetil Carbonato	284	4909	0,83	Seco	257
Dimetil Éter	127	5337	-2,03	Úmido	-
Dióxido de Carbono	31	7377	-24,80	Úmido	-
Dióxido Sulfúrico	157	7884	-2,65	Úmido	-
Dodecano	385	1817	3,39	Seco	381
Etano	32	4872	-27,20	Úmido	-
Etanol	242	6268	-2,75	Úmido	-
Etil Benzeno	344	3622	1,72	Seco	331
Etileno	9	5042	-	-	-
Flúor	-129	5172	-	-	-
Hélio	-268	228	-	-	-
Heptano	267	2736	2,61	Seco	257
Hexafluoreto de enxofre	46	3755	-2,17	Úmido	-
Hexano	235	3034	2,25	Seco	221
HFE143m	105	3635	-0,62	Úmido	-
Hidrogênio	-240	1296	-	-	-
Isobutano	135	3629	0,48	Isentrópico	108
Isobuteno	145	4010	0,08	Isentrópico	109
Isohexano	225	3040	2,33	Seco	212
Isopentano	187	3378	1,72	Seco	171
MD2M	326	1227	2,80	Seco	323
MD3M	355	945	3,04	Seco	353
MD4M	380	877	2,82	Seco	378
MDM	291	1415	2,89	Seco	287
Metano	-83	4599	-	-	-

Tabela A.2 Fluidos CoolProp - Parâmetros Termodinâmicos (Continuação...)

Fluido	T _{crit} (°C)	P _{crit} (kPa)	ξ ¹	Classificação ²	T _{eva,max} ³ (°C)
Metanol	239	8216	-6,10	Úmido	-
Metil Estearato	502	1239	3,35	Seco	496
Metil Linoleato	526	1341	3,14	Seco	523
Metil Linolenato	499	1369	2,88	Seco	493
Metil Oleato	509	1246	3,23	Seco	504
Metil Palmitato	482	1350	3,25	Seco	476
MM	246	1939	2,63	Seco	239
Monóxido de Carbono	-140	3494	-	-	-
m-Xileno	344	3535	1,63	Seco	330
Neôn	-229	2680	-	-	-
Neopentano	161	3196	1,77	Seco	146
Nitrogênio	-147	3396	-	-	-
Nonano	321	2281	3,06	Seco	313
Novéc649	169	1869	1,50	Seco	162
Octano	296	2497	2,87	Seco	287
Orto Deutério	-235	1680	-	-	-
Orto Hidrogênio	-240	1311	-	-	-
Óxido Nitroso	36	7245	-15,40	Úmido	-
Oxigênio	-119	5043	-	-	-
o-Xileno	357	3738	1,73	Seco	343
Para Deutério	-235	1680	-	-	-
Para Hidrogênio	-240	1286	-	-	-
Pentano	197	3370	1,69	Seco	179
Propano	97	4251	-2,10	Úmido	-
Propileno	91	4555	-3,09	Úmido	-
Propino	129	5626	-3,42	Úmido	-
p-Xileno	343	3532	1,62	Seco	328
R11	198	4394	-0,16	Isentrópico	-
R113	214	3392	0,53	Seco	192
R114	146	3257	0,39	Isentrópico	121
R115	80	3129	-0,30	Isentrópico	53
R116	20	3048	-	-	-
R12	112	4136	-0,72	Úmido	-
R123	184	3672	0,23	Isentrópico	151
R1233zd(E)	166	3571	0,18	Isentrópico	130
R1234yf	95	3382	-0,43	Isentrópico	56
R1234ze(E)	109	3636	-0,12	Isentrópico	65
R1234ze(Z)	150	3533	-0,13	Isentrópico	104
R124	122	3624	-0,12	Isentrópico	83
R125	66	3618	-1,45	Úmido	-
R13	29	3879	-8,10	Úmido	-
R134a	101	4059	-1,02	Úmido	-
R13i1	123	3953	-0,51	Úmido	-
R14	-46	3750	-	-	-
R141b	204	4212	0,14	Isentrópico	166

Tabela A.2 Fluidos CoolProp - Parâmetros Termodinâmicos (*Continuação...*)

Fluido	T_{crit} (°C)	P_{crit} (kPa)	ξ¹	Classificação²	T_{eva,max}³ (°C)
R142b	137	4055	-0,34	Isentrópico	-
R143a	73	3761	-2,16	Úmido	-
R152a	113	4520	-1,81	Úmido	-
R161	102	5010	-3,30	Úmido	-
R21	178	5181	-0,77	Úmido	-
R218	72	2640	0,08	Isentrópico	56
R22	96	4990	-2,01	Úmido	-
R227ea	102	2925	0,35	Isentrópico	83
R23	26	4832	-46,40	Úmido	-
R236ea	139	3420	0,46	Isentrópico	116
R236fa	125	3200	0,27	Isentrópico	99
R245fa	154	3651	0,34	Isentrópico	124
R32	78	5782	-5,48	Úmido	-
R365mfc	187	3266	1,04	Seco	171
R40	143	6672	-2,80	Úmido	-
R404A	72	3735	-1,80	Úmido	-
R407C	86	4632	-2,07	Úmido	-
R41	44	5897	-15,90	Úmido	-
R410A	71	4901	-3,70	Úmido	-
R507A	71	3705	-1,83	Úmido	-
RC318	115	2778	0,71	Seco	101
Solkatherm SES36	178	2849	0,95	Seco	165
Sulfeto de carbonila	106	6370	-2,88	Úmido	-
Sulfeto de hidrogênio	100	9000	-6,28	Úmido	-
Tolueno	319	4126	1,22	Seco	300
Trans-2-Buteno	155,5	4027,3	0,05	Isentrópico	117
Undecano	366	1990	3,30	Seco	360
Xenôn	17	5842	-	-	-

¹Os valores de ξ indicam a inclinação da curva de saturação de vapor para do fluido para o intervalo entre a temperatura crítica e a temperatura de 25°C no diagrama T-s para unidades SI.

²Critério adotado para classificação do fluido: $\varepsilon > 0,5$ (seco), $\varepsilon < -0,5$ (úmido) e $-0,5 \leq \varepsilon \leq 0,5$ (isentrópico).

³Temperatura máxima para evaporação (T_{eva,max}).

Tabela A.3 Fluidos Disponíveis no CoolProp – Aspectos Ambientais e de Segurança

Fluido	GWP100	ODP	ASHRAE 34	Inflama- bilidade	Risco à Saúde
Acetona	0,5	-	-	3	2
Água	-	-	A1	0	0
Água Pesada	-	-	-	0	0
Amônia	-	-	B2L	1	3
Ar	-	-	-	0	0
Argônio	0	-	A1	0	0
Benzeno	-	-	-	3	2
Butano	3	-	A3	4	1
Buteno	-	-	-	4	0
Ciclohexano	-	-	-	3	1
Ciclopentano	-	-	-	3	2
Ciclopropano	-	-	-	2	2
Cis-2-Buteno	-	-	-	4	0
Criptôn	-	-	-	0	0
D4	-	-	-	-	-
D5	-	-	-	-	-
D6	-	-	-	-	-
Decano	-	-	-	2	2
Deutério	0	-	-	-	-
Dietil Éter	-	-	-	-	-
Dimetil Carbonato	-	-	-	3	2
Dimetil Éter	1	-	A3	4	1
Dióxido de Carbono	1	-	A1	0	1
Dióxido Sulfúrico	-	-	B1	0	3
Dodecano	-	-	-	2	2
Etano	2,9	-	A3	4	1
Etanol	-	-	-	3	2
Etil Benzeno	0	0	-	3	2
Etileno	6,8	-	A3	4	2
Flúor	-	-	-	3	4
Hélio	-	-	A1	0	0
Heptano	-	-	-	3	1
Hexafluoreto de enxofre	22.800	-	-	0	1
Hexano	3,1	-	-	3	2
HFE143m	0	0	-	0	0
Hidrogênio	-	-	A3	4	0
Isobutano	-	-	A3	4	1
Isobuteno	-	-	-	4	1
Isohexano	-	-	-	3	2
Isopentano	-	-	A3	4	1
MD2M	-	-	-	2	1
MD3M	-	-	-	2	1
MD4M	0	0	-	0	0
MDM	-	-	-	2	1
Metano	25	-	A3	4	0

Tabela A.3 Fluidos CoolProp – Aspectos Ambientais e de Segurança (*Continuação...*)

Fluido	GWP100	ODP	ASHRAE 34	Inflama- bilidade	Risco à Saúde
Metanol	2,8	-	-	3	2
Metil Estearato	-	-	-	1	0
Metil Linoleato	-	-	-	-	-
Metil Linolenato	-	-	-	-	-
Metil Oleato	-	-	-	1	2
Metil Palmitato	-	-	-	0	1
MM	-	-	-	3	2
Monóxido de Carbono	-	-	-	4	1
m-Xileno	0	0	-	0	0
Neôn	-	-	A1	0	0
Neopentano	-	-	-	4	1
Nitrogênio	-	-	A1	0	0
Nonano	-	-	-	3	2
Novec649	-	-	-	-	-
Octano	-	-	-	3	2
Orto Deutério	0	0	-	0	0
Orto Hidrogênio	-	-	-	-	-
Óxido Nitroso	320	-	-	0	1
Oxigênio	-	-	-	0	0
o-Xileno	0	0	-	0	0
Para Deutério	0	0	-	0	0
Para Hidrogênio	-	-	-	-	-
Pentano	-	-	A3	4	2
Propano	3	-	A3	4	1
Propileno	3,1	-	A2L	4	1
Propino	-	-	-	4	1
p-Xileno	0	0	-	0	0
R11	4.750	1	A1	1	1
R113	6.130	1	A1	0	1
R114	10.000	1	A1	0	1
R115	7.370	0,440	A1	-	-
R116	-	-	A1	0	1
R12	10.900	1	A1	1	1
R123	77	0,020	B1	1	2
R1233zd(E)	0	0	-	0	0
R1234yf	4	-	A2L	2	1
R1234ze(E)	6	-	A2L	2	1
R1234ze(Z)	0	0	A2L	0	0
R124	609	0,022	A1	1	1
R125	3.500	-	A1	1	1
R13	14.400	-	A1	-	-
R13i1	0,4	-	-	-	-
R134a	1.430	-	A1	1	1
R14	7.390	-	A1	-	-
R141b	725	0,120	-	1	1

Tabela A.3 Fluidos CoolProp – Aspectos Ambientais e de Segurança (*Continuação...*)

Fluido	GWP100	ODP	ASHRAE 34	Inflama- bilidade	Risco à Saúde
R142b	2.310	0,070	A2	1	1
R143a	4.470	-	A2L	1	1
R152a	124	-	A2	4	1
R161	10	-	-	-	-
R21	151	-	B1	-	-
R218	8.830	-	A1	1	2
R22	1.810	0,050	A1	1	1
R227ea	3.220	-	A1	0	1
R23	14.800	-	A1	1	1
R236ea	1.200	-	-	-	-
R236fa	9.810	-	A1	0	1
R245fa	1.030	-	B1	0	2
R32	675	-	A2L	4	1
R365mfc	794	-	-	-	-
R40	-	-	B2	-	-
R404A	3.900	0	A1	1	1
R407C	1.800	-	A1	1	1
R41	92	-	-	3	2
R410A	2.088	-	A1	1	1
R507A	3.985	-	A1	1	1
RC318	10.300	-	A1	0	1
Solkatherm SES36	0	0	-	0	0
Sulfeto de carbonila	27	-	-	4	3
Sulfeto de hidrogênio	-	-	-	4	4
Tolueno	3	-	-	3	2
Trans-2-Buteno	-	-	-	4	0
Undecano	0	0	-	0	0
Xenôn	-	-	-	0	0

APÊNDICE B – Área e Efetividade dos Trocadores

Tabela B.1 - Área de Troca de Calor e Efetividade – ORC básico subcrítico 1

Nº	Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Evaporador		Condensador	
			A (m ²)	ϵ (%)	A (m ²)	ϵ (%)
1	Benzeno	1,71	1707	65%	1595	97%
2	Ciclohexano	1,56	1597	61%	1743	97%
3	Ciclopentano	1,45	1362	52%	1763	96%
4	D4	0,84	2135	68%	720	81%
5	D5	0,74	3081	75%	587	76%
6	D6	0,59	4964	83%	527	70%
7	Decano	1,13	2649	75%	621	84%
8	Dietil Éter	1,18	1182	45%	2077	95%
9	Dimetil Carbonato	1,68	1689	67%	1634	97%
10	Dodecano	0,96	5613	87%	488	77%
11	Etil Benzeno	1,63	2493	77%	805	93%
12	Heptano	1,39	1472	59%	1904	96%
13	Hexano	1,32	1331	52%	2001	96%
14	Isohexano	1,26	1284	49%	2066	96%
15	MD2M	0,79	2470	70%	641	77%
16	MD3M	0,64	3655	77%	554	71%
17	MD4M	0,57	6586	85%	489	67%
18	MDM	0,95	1765	64%	884	86%
19	MM	1,15	1352	55%	2114	96%
20	m-Xileno	1,63	2510	77%	751	92%
21	Nonano	1,24	2098	70%	767	88%
22	Novec649	0,85	1087	38%	2707	94%
23	Octano	1,36	1703	65%	1177	94%
24	o-Xileno	1,61	2806	79%	696	92%
25	p-Xileno	1,63	2464	76%	769	93%
26	R1233zd(E)	1,02	1093	43%	1743	95%
27	R1234yf	0,30	888	25%	1774	91%
28	R1234ze(E)	0,42	912	29%	1813	92%
29	R1234ze(Z)	0,83	1022	38%	1863	94%
30	Solkatherm SES36	1,00	1128	34%	2182	95%
31	Tolueno	1,77	1968	71%	1598	97%
32	Undecano	1,04	3601	81%	542	80%

Tabela B.2 - Área de Troca de Calor – ORC com recuperação subcrítico 1

Nº	Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Evaporador		Condensador		Recuperador	
			A (m ²)	ϵ (%)	A (m ²)	ϵ (%)	A (m ²)	ϵ (%)
1	Benzeno	1,98	1787	56%	1067	97%	1613	18%
2	Ciclohexano	2,08	1686	46%	1046	97%	3241	31%
3	Ciclopentano	1,67	1401	45%	1167	96%	1739	16%
4	D4	1,82	2364	31%	192	81%	11608	60%
5	D5	1,75	3589	32%	145	76%	14204	64%
6	D6	1,64	6606	30%	128	70%	18864	69%
7	Decano	2,04	3062	42%	170	84%	7560	52%
8	Dietil Éter	1,38	1207	39%	1317	95%	2166	17%
9	Dimetil Carbonato	1,99	1785	57%	1070	97%	1798	20%
10	Dodecano	1,94	11148	43%	116	77%	9564	58%
11	Etil Benzeno	2,30	2875	54%	327	93%	3674	37%
12	Heptano	2,03	1550	40%	1072	96%	4576	38%
13	Hexano	1,78	1387	38%	1150	96%	3744	31%
14	Isohexano	1,71	1331	36%	1177	96%	3917	31%
15	MD2M	1,76	2760	32%	165	77%	12495	61%
16	MD3M	1,63	4215	30%	136	71%	16503	66%
17	MD4M	1,56	10073	31%	117	67%	18636	68%
18	MDM	1,89	1895	32%	264	86%	9743	57%
19	MM	1,91	1424	33%	1120	96%	6701	47%
20	m-Xileno	2,27	2869	55%	300	92%	3542	35%
21	Nonano	2,09	2332	41%	241	88%	6544	49%
22	Novdec649	1,29	1114	25%	1411	94%	6223	38%
23	Octano	2,14	1831	41%	495	94%	5462	44%
24	o-Xileno	2,30	3296	56%	261	92%	3797	37%
25	p-Xileno	2,26	2812	55%	311	93%	3515	35%
26	R1233zd(E)	1,03	1096	43%	1561	95%	291	2%
27	R1234ze(Z)	0,84	1023	37%	1711	94%	235	1%
28	Solkatherm SES36	1,23	1150	27%	1319	95%	2754	21%
29	Tolueno	2,24	2125	56%	1005	97%	2472	27%
30	Undecano	1,99	4626	42%	136	80%	8653	55%

Tabela B.3 - Área de Troca de Calor – ORC básico subcrítico 2

Nº	Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Evaporador		Condensador	
			A (m ²)	ϵ (%)	A (m ²)	ϵ (%)
1	Benzeno	1,75	21307	89%	3600	96%
2	Ciclohexano	1,75	21580	87%	4244	96%
3	Ciclopentano	1,75	21526	87%	3972	96%
4	Dietil Éter	1,73	22075	85%	4820	94%
5	Dimetil Carbonato	1,75	21372	89%	3866	96%
6	Etil benzeno	1,18	21662	86%	1355	90%
7	Heptano	1,73	21928	85%	4941	95%
8	Hexano	1,73	21947	85%	4929	95%
9	Isohexano	1,72	22060	85%	5069	95%
10	MDM	0,67	23421	76%	1289	73%
11	MM	1,66	22359	84%	5808	94%
12	m-Xileno	1,08	21590	86%	1191	89%
13	Nonano	0,69	22234	81%	1024	80%
14	Novéc649	1,54	22800	83%	6755	92%
15	Octano	1,44	22201	84%	2566	90%
16	o-Xileno	0,92	21580	86%	1012	87%
17	p-Xileno	1,11	21605	86%	1243	89%
18	R1233zd(E)	1,74	21996	86%	3987	95%
19	R1234yf	0,70	8973	62%	4107	91%
20	R1234ze(E)	0,96	10305	70%	4195	92%
21	R1234ze(Z)	1,73	22264	84%	4273	94%
22	Solkatherm SES36	1,57	22275	84%	5028	94%
23	Tolueno	1,75	21342	88%	3871	96%

Tabela B.4 - Área de Troca de Calor – ORC com recuperação subcrítico 2

Nº	Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Evaporador		Condensador		Recuperador	
			A (m ²)	ϵ (%)	A (m ²)	ϵ (%)	A (m ²)	ϵ (%)
1	Benzeno	1,75	21273	89%	3241	96%	228	1%
2	Ciclohexano	1,78	21316	83%	3229	96%	1488	4%
3	Ciclopentano	1,77	21415	85%	3270	96%	795	2%
4	Dietil Éter	1,79	21787	80%	3408	94%	2217	6%
5	Dimetil Carbonato	1,77	21277	87%	3229	96%	702	2%
6	Heptano	1,81	21437	77%	3293	95%	3122	9%
7	Hexano	1,81	21524	78%	3319	95%	2944	8%
8	Isohexano	1,81	21600	77%	3339	95%	3282	9%
9	MDM	0,64	22684	73%	1017	73%	1320	3%
10	MM	1,82	21653	70%	3410	94%	5672	15%
11	m-Xileno	1,08	21460	85%	1068	89%	386	1%
12	Nonano	0,68	21992	80%	910	80%	490	1%
13	Novec649	1,82	22203	64%	3631	92%	8490	22%
14	Octano	1,48	21609	78%	1692	90%	2638	7%
15	o-Xileno	0,92	21509	85%	951	91%	172	0%
16	R1233zd(E)	1,74	21967	86%	3537	95%	194	1%
17	R1234ze(Z)	1,74	22217	83%	3688	94%	314	1%
18	Solkatherm SES36	1,65	21898	76%	3369	94%	2952	8%
19	Tolueno	1,77	21222	87%	3215	96%	753	2%

Tabela B.5 - Área de Troca de Calor – ORC supercrítico

Fluido	\dot{W}_{liq} (MW)	Evaporador		Condensador		Recuperador	
		A (m ²)	ϵ (%)	A (m ²)	ϵ (%)	A (m ²)	ϵ (%)
CO ₂ básico	1,00	19826	93%	9659	84%	-	-
CO ₂ com recuperação	1,14	19016	62%	11837	85%	5286	22%

REFERÊNCIAS

- AES BRASIL. **Relatório da Administração 2014 AES Uruguaiana**. Disponível em: <http://aesbrasilsustentabilidade.com.br/upload/file/biblioteca/biblioteca_114_file1_ra-2014_uruguaiana_port.pdf>. Acesso em: 29 jan 2016.
- ANSI/ASHRAE 34-13. **Designation and Safety Classification of Refrigerants** Ashrae, 2013.
- BLANCO, J. M.; PEÑA, F. Increase in the boiler's performance in terms of the acid dew point temperatura: Environmental advantages of replacing fuels. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 777-784, 2008.
- BAO, J.; ZHAO, L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, p. 325–342, ago. 2013.
- BELL, I. H. et al. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014.
- BENATO, A.; STOPPATO, A.; BRACCO, S. Combined cycle power plants: A comparison between two different dynamic models to evaluate transient behaviour and residual life. **Energy Conversion and Management**, v. 87, p. 1269–1280, nov. 2014.
- BOLAJI, B. O.; HUAN, Z. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 18, p. 49–54, 2013.
- BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C. M.; PIETRA, C. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 2-3, p. 212–219, fev. 2010.
- BOYCE, M. P. **Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants**. ASM Press. New York, 2002.
- CARCASCI, C.; FERRARO, R.; MILIOTTI, E. Thermodynamic analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from gas turbines. **Energy**, v. 65, p. 91–100, fev. 2014.
- CATALDO, F. et al. Fluid selection of Organic Rankine Cycle for low-temperature waste heat recovery based on thermal optimization. **Energy**, v. 72, p. 159–167, ago. 2014.
- CHACARTEGUI, R. et al. Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants. **Applied Energy**, v. 86, n. 10, p. 2162–2170, out. 2009.
- CHEMICAL ENGINEERING. Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI). **Chemical Engineering Magazine**, v. 123, n. 3, p. 64, mar. 2016.
- CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 9, p. 3059–3067, dez. 2010.
- DAI, Y.; WANG, J.; GAO, L. Parametric optimization and comparative study of organic

Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 3, p. 576–582, mar. 2009.

DESAI, N. B.; BANDYOPADHYAY, S. Process integration of organic Rankine cycle. **Energy**, v. 34, n. 10, p. 1674–1686, out. 2009.

DRESCHER, U.; BRÜGGEMANN, D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 1, p. 223–228, jan. 2007.

ERSAYIN, E.; OZGENER, L. Performance analysis of combined cycle power plants: A case study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 43, p. 832–842, mar. 2015.

FENG, Y. et al. Sensitivity analysis and thermoeconomic comparison of ORCs (organic Rankine cycles) for low temperature waste heat recovery. **Energy**, v. 82, p. 664–677, mar. 2015a.

FENG, Y. et al. Comparison between regenerative organic Rankine cycle (RORC) and basic organic Rankine cycle (BORC) based on thermoeconomic multi-objective optimization considering exergy efficiency and levelized energy cost (LEC). **Energy Conversion and Management**, v. 96, p. 58–71, maio 2015b.

FU, B.-R.; HSU, S.-W.; LIU, C.-H. Trends in Patent Applications Relating to Organic Rankine Cycle. **Procedia Engineering**, v. 79, n. 1st ICM, p. 249–257, 2014.

FU, B.-R.; LEE, Y.-R.; HSIEH, J.-C. Design, construction, and preliminary results of a 250-kW organic Rankine cycle system. **Applied Thermal Engineering**, v. 80, p. 339–346, abr. 2015.

GANJEHKAVIRI, A. et al. Modelling and optimization of combined cycle power plant based on exergoeconomic and environmental analyses. **Applied Thermal Engineering**, v. 67, n. 1-2, p. 566–578, jun. 2014.

GANJEHKAVIRI, A.; JAAFAR, M. N. M.; HOSSEINI, S. E. Optimization and the effect of steam turbine outlet quality on the output power of a combined cycle power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 89, p. 231–243, jan. 2015.

GE. **Software GateCycle**. General Electric Measurement and Control. Disponível em: <<http://www.ge-mcs.com/pt/bently-nevada-software/320-performance/1831-siweb-pl655.html>>. Acesso em: 21 jan. 2016.

GUTHRIE, K. M., **Process Plant Estimating, Evaluation and Control** (Solana Beach, CA: Solana, 1974).

HOU, G. et al. Minimum variance control of organic Rankine cycle based waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 86, p. 576–586, out. 2014.

HUNG, T. C. et al. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. **Energy**, v. 35, n. 3, p. 1403–1411, 2010.

IMRAN, M. et al. Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications. **Energy Conversion and Management**, v. 87, p. 107–118,

nov. 2014.

JEFFS, E. **Generating power at high efficiency: Combined cycle technology for sustainable energy production.** Woodhead Publishing. Cambridge, 2008.

JUNG, H.-C.; TAYLOR, L.; KRUMDIECK, S. An experimental and modelling study of a 1 kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid. **Energy**, v. 81, p. 601–614, jan. 2015.

KAŞKA, Ö. Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. **Energy Conversion and Management**, v. 77, p. 108–117, jan. 2014.

KEHLHOFER, R et al. **Combined-Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants.** PennWell. 3 ed. Oklahoma, 2009.

KIM, Y. M.; KIM, C. G.; FAVRAT, D. Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources. **Energy**, v. 43, n. 1, p. 402–415, 2012.

KÖLSCH, B.; RADULOVIC, J. Utilisation of diesel engine waste heat by Organic Rankine Cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 78, p. 437–448, mar. 2015.

KOSMADAKIS, G. et al. Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination. **Desalination**, v. 243, n. 1-3, p. 74–94, jul. 2009.

LAI, N. A.; WENDLAND, M.; FISCHER, J. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. **Energy**, v. 36, n. 1, p. 199–211, jan. 2011.

LAKIEW, A. A.; BOLLAND, O. Working fluids for low-temperature heat source. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 10, p. 1262–1268, jul. 2010.

LE, V. L. et al. Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids. **Energy**, v. 67, p. 513–526, abr. 2014.

LECOMPTE, S. et al. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 47, p. 448–461, jul. 2015.

LEFEBVRE, ARTHUR H.; BALLAL, DILIP R. **Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions.** 3 ed. CRC Press, 2010.

LI, D.; ZHANG, S.; WANG, G. Selection of organic Rankine cycle working fluids in the low-temperature waste heat utilization. **Journal of Hydrodynamics, Ser. B**, v. 27, n. 3, p. 458–464, jun. 2015.

LI, S.; DAI, Y. Thermo-economic comparison of Kalina and CO₂ transcritical power cycle for low temperature geothermal sources in China. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 1, p. 139–152, set. 2014.

LI, T. et al. Thermodynamic optimization of organic Rankine cycle using two-stage evaporation. **Renewable Energy**, v. 75, p. 654–664, mar. 2015.

LONG, R. et al. Exergy analysis and working fluid selection of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery. **Energy**, v. 73, p. 475–483, ago. 2014.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R., **Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação**, vol. 2, Ed. Interciências, Rio de Janeiro, 2004.

MANSOURI, M. T. et al. Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 58, p. 47–58, jun. 2012.

MEINEL, D.; WIELAND, C.; SPLIETHOFF, H. Effect and comparison of different working fluids on a two-stage organic rankine cycle (ORC) concept. **Applied Thermal Engineering**, v. 63, n. 1, p. 246–253, 2014a.

MEINEL, D.; WIELAND, C.; SPLIETHOFF, H. Economic comparison of ORC (Organic Rankine cycle) processes at different scales. **Energy**, v. 74, p. 694–706, set. 2014b.

MIAO, Z. et al. Operation and performance of a low temperature organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, p. 1065–1075, jan. 2015.

MIGNARD, D. Correlating the chemical engineering plant cost index with macro-economic indicators. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 92, n. 2, p. 285–294, 2014.

MMA – Ministério do Meio Ambiente. **Potencial de Destruição da Camada de Ozônio e de Aquecimento Global**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/substancias-destruidoras-da-camada-de-ozonio/potencial-de-destruicao-da-camada-de-ozonio-e-de-aquecimento-global>>. Acesso em: 20 dez 2015.

MODI, A.; HAGLIND, F. Thermodynamic optimisation and analysis of four Kalina cycle layouts for high temperature applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 76, p. 196–205, fev. 2015.

NFPA - National Fire Protection Association. **NFPA 704: Standard System for the Identification of the Hazards of Materials for Emergency Response**. National Fire Protection Association, 2012.

OROZCO, D. J. R. **Desenvolvimento de um Modelo Computacional para Monitoração e Diagnóstico de Centrais Termelétricas de Ciclo Combinado Utilizando o Método Termoeconômico**. [s.l.] Universidade Federal de Itajubá, 2013.

PASETTI, M.; INVERNIZZI, C. M.; IORA, P. Thermal stability of working fluids for organic Rankine cycles: An improved survey method and experimental results for cyclopentane, isopentane and n-butane. **Applied Thermal Engineering**, v. 73, n. 1, p. 764–774, dez. 2014.

PAWEL, I. The Cost of Storage – How to Calculate the Levelized Cost of Stored Energy (LCOE) and Applications to Renewable Energy Generation. **Energy Procedia**, v. 46, p. 68–77, 2014.

PERIS, B. et al. Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low grade heat sources. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, p. 763–769, jan. 2015a.

PERIS, B. et al. Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry. **Energy**, v. 85, p. 534–542, jun. 2015b.

PERRY, R.; GREEN, D.; MALONEY, J. **Perry's chemical engineers' handbook**. 7th. ed. New York: McGraw-Hill, 1997.

PFC ENERGIA. **Curso de usinas térmicas de Ciclo Combinado: Capacitação de pessoal de operação e manutenção para sistemas termelétricos**. AES Uruguaiana. 202pp., 2002.

QIU, G. Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. **Renewable Energy**, v. 48, p. 565–570, 2012.

QUOILIN, S. **Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications**. [s.l.] University of Liège, Belgium, 2011.

QUOILIN, S. et al. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 14-15, p. 2885–2893, out. 2011.

QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168–186, jun. 2013.

RAHBAR, K. et al. Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine. **Energy Conversion and Management**, v. 91, p. 186–198, fev. 2015.

RAO, A. **Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation**. Woodhead Publishing Limited. Cambridge, 2012.

RAYEGAN, R.; TAO, Y. X. A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). **Renewable Energy**, v. 36, n. 2, p. 659–670, fev. 2011.

RECEITA FEDERAL. Simulador do Tratamento Tributário e Administrativo das Importações. Ministério da Fazenda. 2016. Disponível em:
<<http://www4.receita.fazenda.gov.br/simulador/>>. Acesso em: 22 ago 2016.

RODRÍGUEZ, C. E. C. et al. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. **Applied Thermal Engineering**, v. 52, n. 1, p. 109–119, abr. 2013.

SAIDUR, R. et al. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 8, p. 5649–5659, out. 2012.

SALEH, B. et al. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. **Energy**, v. 32, n. 7, p. 1210–1221, jul. 2007.

SCHUSTER, A. et al. Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 8-9, p. 1809–1817, jun. 2009.

SCHUSTER, A.; KARELLAS, S.; AUMANN, R. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. **Energy**, v. 35, n. 2, p. 1033–1039, 2010.

SHU, G. et al. Study of mixtures based on hydrocarbons used in ORC (Organic Rankine

Cycle) for engine waste heat recovery. **Energy**, v. 74, p. 428–438, set. 2014.

SINGH, O. K.; KAUSHIK, S. C. Reducing CO₂ emission and improving exergy based performance of natural gas fired combined cycle power plants by coupling Kalina cycle. **Energy**, v. 55, p. 1002–1013, jun. 2013a.

SINGH, O. K.; KAUSHIK, S. C. Thermo-economic evaluation and optimization of a Brayton–Rankine–Kalina combined triple power cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 71, p. 32–42, jul. 2013b.

SINNOTT, R. K. **Chemical Engineering Design**. 4. ed. Oxford: Elsevier, 2005. v. 6.

SPROUSE, C.; DEPCIK, C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1-2, p. 711–722, mar. 2013.

SUN, J.; LI, W. Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 11-12, p. 2032–2041, ago. 2011.

TCHANCHE, B. F. et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 11-12, p. 2468–2476, ago. 2009.

TCHANCHE, B. F. et al. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 8, p. 3963–3979, out. 2011.

TCHANCHE, B. F.; PÉTRISSANS, M.; PAPADAKIS, G. Heat resources and organic Rankine cycle machines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 39, p. 1185–1199, nov. 2014.

TICĂ, A. et al. Design of a combined cycle power plant model for optimization. **Applied Energy**, v. 98, p. 256–265, out. 2012.

TURTON, R. et al. **Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes Fourth Edition**. 4. ed. Saddle River, New Jersey: Prentice Hall, 2012.

UNEP. **2010 Report Of The Refrigeration, Air Conditioning And Heat Pumps Technical Options Committee**, United Nations Environment Programme (UNEP), Nairobi, Kenya, 2011.

UUSITALO, A. et al. A thermodynamic analysis of waste heat recovery from reciprocating engine power plants by means of Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 1, p. 33–41, set. 2014.

VAJA, I.; GAMBAROTTA, A. Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). **Energy**, v. 35, n. 2, p. 1084–1093, fev. 2010.

VATAVUK, W.M. Updating the CE plant cost index. **Chemical Engineering**, v. 109, n. 1, p. 62–70, jan. 2002

VÉLEZ, F. et al. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. **Renewable and Sustainable Energy**

Reviews, v. 16, n. 6, p. 4175–4189, ago. 2012.

VICTOR, R. A.; KIM, J.-K.; SMITH, R. Composition optimisation of working fluids for Organic Rankine Cycles and Kalina cycles. **Energy**, v. 55, p. 114–126, jun. 2013.

VIVIAN, J.; MANENTE, G.; LAZZARETTO, A. A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources. **Applied Energy**, v. 156, p. 727–746, out. 2015.

WALSH, C.; THORNLEY, P. A comparison of two low grade heat recovery options. **Applied Thermal Engineering**, v. 53, n. 2, p. 210–216, maio 2013.

XI, H. et al. A graphical criterion for working fluid selection and thermodynamic system comparison in waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 89, p. 772–782, out. 2015.

YANG, K. et al. Study of zeotropic mixtures of ORC (organic Rankine cycle) under engine various operating conditions. **Energy**, v. 58, p. 494–510, set. 2013.

YU, C.; XU, J.; SUN, Y. Transcritical pressure Organic Rankine Cycle (ORC) analysis based on the integrated-average temperature difference in evaporators. **Applied Thermal Engineering**, v. 88, p. 2–13, 2015.

ZARE, V.; MAHMOUDI, S. M. S. A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor. **Energy**, v. 79, p. 398–406, jan. 2015.

ZHANG, X.; HE, M.; ZHANG, Y. A review of research on the Kalina cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 7, p. 5309–5318, set. 2012.

ZHOU, N. et al. Experimental study on Organic Rankine Cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas. **Energy**, v. 55, p. 216–225, 2013.

ZIVIANI, D.; BEYENE, A.; VENTURINI, M. Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery. **Applied Energy**, v. 121, p. 79–95, maio 2014.