



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

MAX MAURO LOZER DOS REIS

**Recuperação de energia e redução de
emissões de CO₂ usando o ciclo Rankine
orgânico (ORC) em plataformas FPSO**

**CAMPINAS
2018**

MAX MAURO LOZER DOS REIS

Recuperação de energia e redução de emissões de CO₂ usando o ciclo Rankine orgânico (ORC) em plataformas FPSO

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO MAX MAURO LOZER DOS REIS, E ORIENTADA PELO PROFº. DR. WALDYR LUIZ RIBEIRO GALLO

**CAMPINAS
2018**

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): CNPq, 157524/2014-0

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

R277r Reis, Max Mauro Lozer dos, 1986-
Recuperação de energia e redução de emissões de CO2 usando o ciclo Rankine orgânico (ORC) em plataformas FPSO / Max Mauro Lozer dos Reis. – Campinas, SP : [s.n.], 2018.

Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Recuperação de calor. 2. Exergia. 3. Otimização. 4. Simulação de processos. 5. Termodinâmica - Aplicações industriais. I. Gallo, Waldyr Luiz Ribeiro, 1954-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Energy recovery and CO2 emission reduction applying organic Rankine cycle (ORC) in an FPSO units

Palavras-chave em inglês:

Heat Recovery

Exergy

Optimization

Process simulation

Thermodynamics - Industrial applications

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Waldyr Luiz Ribeiro Gallo [Orientador]

Arnaldo Cesar da Silva Walter

Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

Silvio de Oliveira Junior

Luiz Augusto Horta Nogueira

Data de defesa: 21-05-2018

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA
TESE DE DOUTORADO

**Recuperação de energia e redução de
emissões de CO₂ usando o ciclo Rankine
orgânico (ORC) em plataformas FPSO**

Autor: Max Mauro Lozer dos Reis

Orientador: Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo
FEM / UNICAMP

Prof. Dr. Arnaldo Cesar da Silva Walter
FEM / UNICAMP

Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady
FEM / UNICAMP

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior
USP

Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira
UNIFEI

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 21 de maio de 2018.

Dedicatória

Dedico esta tese a minha família, meu bem mais precioso.

Agradecimentos

A Deus pela sabedoria, paciência, persistência e força, até mesmo nas situações mais adversas.

A minha mãe, pai, irmã e sobrinhos por todo o apoio e por tornar meus dias melhores com tanto amor, cumplicidade e dedicação.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo, por todo ensinamento, paciência, contribuição e por me conduzir de forma brilhante ao longo dos anos.

Aos amigos que a Unicamp me concedeu, em especial a Ana Paula Mattos e Jorge Alejandro Vidoza Guillen que estiveram presentes em cada etapa deste trabalho.

Aos amigos que o destino me concedeu, principalmente ao Newton por tudo.

Ao apoio financeiro do CNPq, sem o qual esta obra não seria possível.

Resumo

Com o propósito de melhorar o aproveitamento energético em uma plataforma de petróleo brasileira do tipo FPSO, os ciclos Kalina, supercrítico com CO₂ e Rankine orgânico (ORC) são explorados para geração de potência a partir da recuperação de energia residual. Um estudo exploratório dos fluidos de trabalho para uso no ORC é conduzido para definição do mais adequado. Posteriormente, os ciclos para recuperação de calor são comparados a fim de conhecer o mais adequado, do ponto de vista energético e exergetico, para recuperação de calor dos gases de exaustão das turbinas da planta de processo da plataforma FPSO.

Os ORCs simples e regenerativo apresentam melhores resultados de potência e eficiência e, portanto, são acoplados com a exaustão das turbinas a gás em paralelo com o sistema de aquecimento de água da plataforma, para simultâneo atendimento às demandas de água quente e eletricidade em cada período de produção, focando na maximização da contribuição do ORC na geração de eletricidade. Os parâmetros de projeto dos ORCs são definidos com base no período de operação que exige maior geração de potência pela turbina do ORC e em seguida, os trocadores de calor são projetados e otimizados para atender à função multiobjetivo que minimiza o peso, o volume e a área de troca de calor dos equipamentos. A modelagem dos ORCs fora de projeto é desenvolvida usando a estratégia de controle *sliding pressure* para a pressão do vapor e os ciclos são simulados em diferentes condições para verificar o seu comportamento fora do projeto. Ademais, a análise exergetica do sistema global é conduzida para determinar as principais irreversibilidades do sistema, finalizando com a análise econômica e de viabilidade da implantação do sistema proposto.

O ORC apresenta melhores resultados do ponto de vista energético e exergetico em relação aos ciclos Kalina e supercrítico com CO₂. O acoplamento do ORC para recuperação de calor dos gases de exaustão torna possível a redução de uma turbina a gás em relação a configuração atual da FPSO (caso base), ou seja, é factível gerar eletricidade com apenas duas turbinas a gás GE LM2500 e complementar com a contribuição do ORC para atender à demanda de eletricidade, e, simultaneamente, atender à demanda de água quente em todos os períodos de operação da FPSO. O ORC acoplado às turbinas a gás contribui com até 20,3% da demanda total e no mínimo 12,1%, o que aumenta a eficiência global e o fator de utilização em torno de 11,0% e 18,0%, respectivamente, resultando em uma redução média no consumo de combustível e consequente redução nas emissões de CO₂ de 21,5% com o ORC simples e 22% com o ORC regenerativo. A viabilidade econômica da implementação do ORC é bastante

influenciada pelo preço do gás natural. Considerando o cenário mais recente do seu preço, é possível um retorno do investimento de até USD 16,84 milhões, devido à redução no consumo de combustível e dos créditos de carbono resultantes das emissões de CO₂ evitadas, demonstrando a vantagem econômica do sistema proposto, assim como o benefício ao planeta pela redução nas emissões de CO₂.

Palavras-chave: ORC; Recuperação de Energia; Exergia; Fora de Projeto; Otimização

Abstract

In order to improve energy utilization of a Brazilian FPSO oil platform, the Kalina, supercritical CO₂ and organic Rankine (ORC) cycles are analyzed for power generation from waste heat recovery. An exploratory study is conducted to define the most appropriate working fluid for use in the ORC. Subsequently, the cycles for heat recovery are compared in order to know the most appropriate, from an energetic and exergetic point of view, to recover the exhaust gases coming from gas turbines used in the process plant of the FPSO platform.

The simple and regenerative ORCs present better results, hence they are coupled with the exhaust gas turbines in parallel with the platform's water heating system to simultaneously meet the demands of hot water and electricity in each production period, focusing in maximizing the ORC's contribution to electricity generation. The design parameters of the ORCs are defined based on the period of operation that requires greater power generation by the ORC turbine and then, heat exchangers are designed and optimized to meet the multi-objective function, which minimizes the weight, volume and heat exchange area of the equipment. Off-design ORCs modeling is developed using the sliding pressure control strategy for steam pressure and cycles are simulated under different conditions to determine their off-design behavior. In addition, exergetic analysis of the global system is conducted to determine main irreversibilities of the system, ending with the economic analysis to verify the feasibility of the implementation of the proposed system.

The ORC is more advantageous from an energetic and exergetic point of view in relation to the Kalina and proposed supercritical CO₂ cycle. Coupling the ORC for heat recovery to the exhaust gases makes it possible to reduce one gas turbine in relation to the current FPSO configuration (base case), i.e. it is feasible to generate electricity with only two GE LM2500 gas turbines together with the contribution of the ORC to meet the demand for electricity, and simultaneously the demand for hot water in all FPSO operating periods. The ORC coupled to the gas turbines contributes up to 20.3% of the total demand and at least 12.1%. This layout increases overall efficiency and the utilization factor around 11% and 18%, respectively, resulting in an average reduction in fuel consumption and consequent reduction in CO₂ emissions of 21.5% with simple ORC and 22% with regenerative ORC. The economic feasibility of implementing the ORC is greatly influenced by the price of natural gas. Reduction in fuel consumption, considering its most recent price scenario and carbon credits from avoided CO₂ emissions, provide a return on investment of up to USD 16.84 million, demonstrating the

economic advantage of the proposed system, as well as the benefit to the planet by reducing CO₂ emissions.

Keywords: ORC; Energy Recovery; Exergy; Off-design; Optimization

Lista de ilustrações

Figura 1 – Emissões de CO ₂ no setor de energia e produção de petróleo e gás natural (em tonelada de petróleo equivalente– tep) ao longo dos anos.	27
Figura 2 – Fluxograma simplificado do tratamento e consumo de gás.	27
Figura 3 – Perfil de temperatura de aquecimento do fluido de trabalho no ciclo Rankine e Kalina	34
Figura 4 – a) Ciclo Kalina KC 12 b) Ciclo Kalina KC 123	35
Figura 5 – a) Ciclo Kalina KC 234 b) Ciclo Kalina KC 1234.....	36
Figura 6 – a) Ciclo Kalina KCS 11 b) Ciclo Kalina KCS 34	36
Figura 7 – Evolução das plantas comerciais de ORC em função da potência e unidade instalada.	39
Figura 8 – Diagrama temperatura versus entropia para fluidos isentrópico, úmido e seco.....	40
Figura 9 – Expansão na turbina para o (a) Pentano e (b) Propino em um ciclo supercrítico. ..	41
Figura 10 – Fator de compressibilidade do CO ₂ próximo ao ponto crítico	46
Figura 11 – Variação de temperatura no gerador de vapor para os ciclos ORC, mistura binária e transcrítico.	46
Figura 12 – Desenho esquemático de um ciclo combinado	47
Figura 13 – Distribuição dos fluidos refrigerantes em função da temperatura crítica e da inclinação da curva de vapor saturado(ξ).	64
Figura 14 – Distribuição dos fluidos refrigerantes em função da temperatura crítica e da inclinação da curva de vapor saturado(ξ).	64
Figura 15 – i) Ciclo Rankine orgânico regenerativo ii) Ciclo Rankine orgânico simples	65
Figura 16 – Ciclo supercrítico com CO ₂	66
Figura 17 – Diagrama Temperatura versus entalpia do ciclo supercrítico com CO ₂	67
Figura 18 – Ciclo Kalina - KCS 34	68
Figura 19 – Demanda elétrica - Turbinas	70
Figura 20 – Desenho esquemático das TG principais acopladas ao sistema de aquecimento de água.....	72
Figura 21 – Desenho esquemático do ORC acoplado às TG principais.....	73
Figura 22 – Desenho esquemático do ORC acoplado às TG principais – Caso 2.....	74
Figura 23 – Perfil de temperatura no a) recuperador de calor, b) regenerador e c) condensador.	78

Figura 24 – Fluxograma simplificado de resolução do acoplamento dos sistemas.....	80
Figura 25 – Rotina de solução do sistema não linear da modelagem fora de projeto.	90
Figura 26 – Eficiência exergetica e exergia destruída nos principais equipamentos de cada ciclo no ponto de máxima potência (Ano 15).	99
Figura 27 – Eficiência exergetica e exergia destruída dos ciclos no ponto de máxima potência (Ano 15).....	99
Figura 28 – Eficiência exergetica e exergia destruída nos principais componentes dos ciclos no ponto de máxima potência – Ano18	102
Figura 29 – Eficiência exergetica e exergia destruída dos ciclos no ponto de máxima potência – Ano18	102
Figura 30 – Diagrama de Sankey do processo – Caso Base.....	104
Figura 31 – Diagrama de Sankey do processo – Caso 1A	106
Figura 32 – Destruição de exergia nos equipamentos do sistema – Case 1A.	107
Figura 33 – Diagrama de Grassmann (Ano 12) - Caso 1A	108
Figura 34 – Diagrama de Grassmann (Ano 18) – Caso 1A.....	108
Figura 35 – a) Porcentagem relativa da energia elétrica obtida pelo ORC b) redução de CO ₂ com a inserção do ORC – Case 1.	110
Figura 36 – Destruição de Exergia nos equipamentos do sistema – Case 1B.....	111
Figura 37 – Diagrama de Grassmann (Ano 12) – Case 1B.	111
Figura 38 – Diagrama de Grassmann (Ano 18) – Case 1B.	112
Figura 39 - Diagrama de Sankey do processo – Caso 2A	114
Figura 40 – Destruição de exergia nos equipamentos do sistema – Case 2A.	115
Figura 41 – Diagrama de Grassmann (Ano 12) – Case 2A.....	115
Figura 42 – Diagrama de Grassmann (Ano 18) – Case 2A.....	116
Figura 43 – a) Porcentagem relativa da energia elétrica obtida pelo ORC b) redução de CO ₂ com a inserção do ORC – Case 2.	117
Figura 44 – Destruição de exergia nos equipamentos do sistema – Case 2B.....	118
Figura 45 – Diagrama de Grassmann (Ano 12) – Case 2B.	119
Figura 46 – Diagrama de Grassmann (Ano 18) – Case 2B.	119
Figura 47 –VPL em função da taxa de juros.	121
Figura 48 – Validação da modelagem fora de projeto – ORC regenerativo	127
Figura 49 – Erro relativo entre Matlab® e Thermoflex®	127
Figura 50 – a) Potência e b) eficiência do ORC em função da vazão mássica e temperatura dos gases de exaustão.....	128

Figura 51 – a) Vazão mássica e b) temperatura máxima do tolueno em função da vazão mássica e temperatura dos gases de exaustão.	128
Figura 52 – Pressão superior a) e inferior b) do ORC regenerativo e simples.	129
Figura 53 – Temperatura dos gases de exaustão após a recuperação de calor.	129
Figura 54 – Exergia destruída no recuperador de calor, dessuperaquecedor, condensador e turbina em relação a exergia total destruída no ciclo.	130
Figura 55 – Exergia destruída no regenerador e bomba em relação a exergia total destruída no ciclo.	131
Figura 56 – Contribuição dos equipamentos para a destruição de exergia no ORC a) simples e b) regenerativo.	132
Figura 57 – Exergia destruída total e eficiência exergética do ORC regenerativo e simples.	132
Figura 58 – Contribuição para atendimento a demanda de eletricidade, eficiência global do sistema e fator de utilização com o ORC regenerativo.	135
Figura 59 – Contribuição para atendimento a demanda de eletricidade, eficiência global do sistema e fator de utilização com o ORC simples.	136
Figura 60 – Emissões de CO ₂ por cada MW de gerado e redução percentual nas emissões de CO ₂ em relação ao caso base.	137
Figura 61 – a) Temperatura máxima do ORC (TA) b) vazão mássica de tolueno c) pressão na entrada da turbina do ORC d) pressão de exaustão da turbina do ORC.	137
Figura 62 – Exergia destruída em cada equipamento do sistema acoplado e ORC regenerativo.	139
Figura 63 – Exergia destruída em cada equipamento do sistema acoplado e ORC simples.	139
Figura 64 – Diagrama de Grassmann do sistema global do caso base - Ano 12.	140
Figura 65 – Diagrama de Grassmann do sistema global proposto usando o ORC regenerativo - Ano 12	141
Figura 66 – Diagrama de Grassmann do sistema para o caso base - Ano 18.	142
Figura 67 – Diagrama de Grassmann do sistema global usando o ORC regenerativo - Ano 18	142
Figura 68 – Exergia total destruída no sistema TG + AQ + ORC e eficiência exergética global.	143
Figura 69 – Custo do investimento inicial e dos componentes do a) ORC regenerativo b) ORC simples.	145
Figura 70 – Valor presente líquido (VPL) para o investimento proposto em função do preço médio do gás natural.	146

Figura 71 – Valor presente líquido (VPL) para o investimento proposto em função do preço médio do CO ₂ evitado e do preço do gás natural.	147
Figura A1 - Nomenclatura para fluido refrigerante hidrocarboneto ou derivados	160
Figura A2 - Modelo da matriz tubular e geométrico do trocador de calor tipo tubo aletado (placa contínua).	163
Figura A3 - Relação entre as aletas retangular e anular.	164
Figura A4 - Modelo geométrico do trocador de calor tipo Casco e Tubo.....	179
Figura A5 - Potência e eficiência para os refrigerantes R227ea (1, 1, 1, 2, 3, 3, 3-Heptafluorpropano) e R142b (1-Cloro-1, 1-difluoretano).....	182
Figura A6 - Potência e eficiência para os refrigerantes R134a (1, 1, 1, 2-Tetrafluoretano) e R124 (2-Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano).	183
Figura A7 - Potência e eficiência para os refrigerantes R600a (Isobutano) e R600 (Butano).	184
Figura A8 - Potência e eficiência para os refrigerantes R601 (Pentano) e R123 (2,2-Dicloro-1, 1, 1-trifluoretano).....	185
Figura A9 - Potência e eficiência para os refrigerantes R245fa (1, 1, 1, 3, 3-Pentafluorpropano) e R245ca (1, 1, 2, 2, 3-Pentafluorpropano).	186
Figura A10 - Potência e eficiência para os refrigerantes R141b (1, 1-Dicloro-1-fluoretano) e Tolueno	187
Figura A11 - Potência e eficiência dos ciclos (Ano 15).....	188
Figura A12 - Potência e eficiência dos ciclos (Ano 18).....	189

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Principais fabricantes de ORC	43
Tabela 2 – Características de segurança dos fluidos refrigerantes	43
Tabela 3 – Características ambientais dos fluidos refrigerantes.....	44
Tabela 4 – Balanço de energia e exergia destruída nos equipamentos do ORC simples.	65
Tabela 5 – Balanço de energia e exergia destruída nos equipamentos do ORC regenerativo. 66	
Tabela 6 – Balanço de energia e exergia destruída nos equipamentos do ciclo sCO ₂ com regeneração.....	67
Tabela 7 – Balanço de energia e exergia destruída nos equipamentos do ciclo Kalina.	69
Tabela 8 – Dados da Turbina a Gás GE LM2500+PY e GE LM2000.....	72
Tabela 9 – Composição dos gases de exaustão dos TGs.....	76
Tabela 10 – Parâmetros estabelecidos para a solução do modelo pelo AG.	81
Tabela 11 – Demanda média anual de potência da turbina de compressão de CO ₂	81
Tabela 12 – Divisão do investimento total do capital (TCI)	82
Tabela 13 – Funções para estimativa de custo para os diferentes componentes	83
Tabela 14 – Restrições da otimização multiobjetivo.....	87
Tabela 15 – Resumo dos resultados para a máxima potência líquida obtida com o ciclo Rankine orgânico simples (Tcond: 40°C; Tfonte: 400°C).....	92
Tabela 16 – Resumo dos resultados para a máxima potência líquida obtida com o ciclo Rankine orgânico regenerativo (Tcond: 40°C; Tfonte: 400°C).....	93
Tabela 17 – Síntese dos resultados para a máxima eficiência obtida com o ciclo Rankine orgânico simples (Tcond: 40°C; Tfonte: 400°C).....	94
Tabela 18 – Síntese dos resultados para a máxima eficiência obtida com o ciclo Rankine orgânico com Regeneração. (Tcond: 40°C; Tfonte: 400°C)	94
Tabela 19 – Informações referentes aos gases de exaustão da chaminé para cada período de exploração de petróleo.....	95
Tabela 20 – Composição molar dos gases de exaustão para cada período de exploração.	96
Tabela 21 – Resumo dos resultados para o ponto de máxima potência líquida (Ano 15).....	97
Tabela 22 – Resumo dos resultados para o ponto de máxima eficiência (Ano 15).....	97
Tabela 23 – Resumo dos resultados para o ponto de máxima potência líquida (Ano 18).....	100
Tabela 24 – Resumo dos resultados para o ponto de máxima eficiência (Ano 18).....	101
Tabela 25 – Parâmetros resultantes para o caso base – Caso Base	103

Tabela 26 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC regenerativo – Caso 1	105
Tabela 27 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC simples – Caso 1B	109
Tabela 28 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC regenerativo – Caso 2	113
Tabela 29 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC simples – Caso 2B	117
Tabela 30 – Média do consumo de combustível e emissões de CO ₂	120
Tabela 31 – Taxa de fluxo de calor nos equipamentos.....	122
Tabela 32 – Resultados obtidos para o Recuperador de calor	123
Tabela 33 – Resultados obtidos para o Regenerador.....	123
Tabela 34 – Resultados obtidos para o Dessuperaquecedor.....	124
Tabela 35 – Resultados obtidos para o Condensador.....	125
Tabela 36 – Área, Peso e Volume total dos equipamentos de troca de calor.....	125
Tabela 37 – Parâmetros do projeto dos ORC simples e ORC regenerativo.....	126
Tabela 38 – Resultados da Otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC regenerativo	134
Tabela 39 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC simples	134
Tabela 40 – Diferença percentual entre otimização antes do projeto e após projeto (condições fora de projeto)	138
Tabela 41 – Eficiência exergética do ORC e do respectivo sistema de aquecimento de água ao longo dos anos.	144
Tabela 42 – Média do consumo de combustível e emissões de CO ₂	145
 Tabela A1 - Índices m, n, q e r para o fator de Colburn e fator de atrito para trocador de calor tipo 8,0 – 3/8T e 7,75 – 5/8T.	 167

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras latinas

A	Área (m ²)
a	Distância entre placas (m)
A_o	Área externa total dos tubos (m ²)
B	Altura das placas (m)
Bo	Número de ebulição (-)
C	Espaço livre entre tubos (m)
Co	Número de convecção (-)
C_T	Constante da turbina (-)
c_p	Calor específico à pressão constante (J/kg.K)
D	Diâmetro (m)
e	Espessura da placa (m)
E	Energia (J)
$\dot{E}_x$	Taxa de Exergia (W)
ex_{ch}^0	Exergia química padrão (kJ/kmol)
f	Fator de atrito (-)
Fr	Número de Froude (-)
FC	Fator de capitalização (%)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
G	Velocidade mássica (kg/m ² s) / Energia livre de Gibbs (J)
$\bar{h}$	Coeficiente convectivo (W/m ² .K)
h	Entalpia (kJ/kg)
i	Taxa de juros (%)
I	Rendimentos anuais (USD/ano)
j_H	Fator de Colburn (-)
k	Condutividade térmica (W/m.K)
L	Carga de trabalho (%) / Comprimento do tubo (m)
La	Largura (m)
l	Comprimento corrigido (m)
M	Massa molar (kg/kmol)

m	Massa (kg)
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)
mf	Fração mássica (%)
Ma	Fator de Manutenção e operação (%)
N	Número de tubos / Rotação (RPM)
N_r	Número médio de tubos na vertical (-)
Nu	Número de Nusselt (-)
p	Distância vertical entre tubos (m)
Per	Perímetro (m)
P_T	Distância entre tubos (m)
P	Pressão (Pa)
Pr	Número de Prandtl (-)
q_s''	Fluxo de calor superficial (W/m ²)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor (W)
r	Raio (m)
Re	Número de Reynolds (-)
S_t	Número de Stanton (-)
s	Distância horizontal entre tubos (m) / Entropia específica (kJ/kg.K)
T	Temperatura (K)
t	Tempo (s ou anos)
$TJLP$	Taxa de juros de longo prazo (%)
U	Coeficiente global de transferência de calor (W/m ² .K)
u	Energia interna (kJ/kg)
v	Volume específico (m ³ /kg)
V	Velocidade (m/s)
$\forall$	Volume (m ³)
$\dot{W}$	Potência (W)
Y	Fração molar (%)
y	Fração de amônia na mistura (%)
Z	Fator de compressibilidade (-)
z	Nível (m)

Sobrescritos

M	Mecânica
-----	----------

T	Térmica
Qui	Química
<i>Subscrito</i>	
a	Aleta
A até O	Pontos nos ciclos.
amb	Ambiente
b	Bomba
cas	Casco
con	Convectiva
C	Compressor
c	Cinética / Ciclo
co	Condensador
<i>comb</i>	Combustível
<i>d</i>	Destruída
D	Dessuperaquecedor
E	Evaporador
<i>e = ent</i>	Entrando
el	Elétrica
eco	Economizador
eva	Evaporador
ext	Externo
fr	Frontal
ff	Fluxo livre
F	Física
g	Gás
grc	Gás após recuperação de calor
ger	Gerador elétrico / Gerada
h	Hidráulico
i	Componente i
int	Interno
it	Interno dos tubos
<i>j</i>	Fronteira
<i>l - líq</i>	Líquido

mis	mistura
Mis	Misturador
Máx	Máxima(o)
mov	Movimento
mat	Material
MF	Mudança de fase
off	Off-design
ot	Externo dos tubos
OTB	Caldeira única
p	Potencial / Passo por tubo
pp	Pinch Point
Proj	Projeto
Qui	Química
r	Real
RC	Recuperador de calor
reg	Regenerador
$s = sai$	Saindo
S	Isentrópico
SF	Sistema fechado
SA	Sistema aberto
Sep	Separador
sat	Saturação
sup	Superior
su	Superaquecedor
SR	Zona subresfriada
SA	Zona superaquecida
$s,a.total$	Superfície da aleta total
s,sa	Superfície sem aleta
SL	Líquido saturado
SV	Vapor saturado
T	Turbina
Tot	Total
tr	Transversal

t	Tubos
v	Vapor
vap	Vaporização
vc	Volume de controle
VE	Válvula de expansão
w	Parede
0	Estado de referência
1 - 12	Pontos referentes aos ciclos.

Abreviações

AG	Algoritmo Genético / Água quente
A.Q	Sistema de aquecimento de água
C1, 2 e 4	Compressor
CC1, 2 e 3	Câmara de combustão
COP	Coeficiente de performance
CFC	Clorofluorcarbonos
CO ₂	Dióxido de carbono
De	Demanda
D.E	Destrução de exergia
DC	Custo direto
DTML	Diferença de Temperatura Média Logarítmica
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ETEC	<i>Energy Technology Engineering Center</i>
Eletr.	Elétrica
E.E	Eficiência exergética
€	Euro
FCI	Custo fixo de investimento
F_0	Função objetivo
FPSO	Unidade flutuante de produção, armazenamento e transferência
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
GE	General Electric
GN	Gás natural
HCl	Ácido clorídrico
H ₂ O	Água

IEA	Agência Internacional de Energia
IC	Custo indireto
NH ₃	Amônia
ORC	Ciclo Rankine orgânico
ODP	<i>Ozone depletion potential</i>
ORC R	ORC regenerativo
ORC S	ORC simples
PEC	Custo de compra do equipamento
<i>PCI</i>	Poder calorífico inferior
Reg.	Regenerativo
RC	Recuperador de calor
SO ₃	Trióxido de enxofre
SRK	Soave-Redlich-Knong
T1, 2 e 3	Turbina
TG	Turbogerador
TC	Turbocompressor
TCI	Investimento total de capital
USD	Dolar
VPL	Valor Presente Líquido
VC	Volume de controle

Letras gregas

α	Razão entre a área de transferência de calor e volume total (-)
Δ	Variação de uma grandeza
ϵ_u	Fator de utilização (%)
ϵ	Eficiência exergética (%) / Fração de vazio (%)
ξ	Inclinação da curva de vapor saturado
η	Eficiência térmica (%)
$\bar{\mu}$	Viscosidade absoluta (N.s/m ²)
ρ	Massa específica (kg/m ³)
σ	Razão entre a área mínima do escoamento livre e a área frontal (-)
ψ	Razão entre vazão mássica de gás e vazão mássica do fluido orgânico (-)

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	26
1.1	Objetivos do trabalho	29
1.2	Organização do trabalho.....	30
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: CICLOS PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL	32
2.1	Ciclo Kalina.....	32
2.1.1	Histórico do Ciclo Kalina.	32
2.1.2	O Ciclo Kalina.	33
2.2	Ciclo Rankine orgânico (ORC)	37
2.2.1	Histórico do ciclo Rankine orgânico.....	37
2.2.2	O Ciclo Rankine Orgânico.....	39
2.2.3	Características do fluido de trabalho do Ciclo Rankine Orgânico.....	40
2.3	Ciclo supercrítico com CO ₂	44
2.3.1	Histórico do Ciclo Supercrítico com CO ₂	44
2.3.2	O Ciclo Supercrítico com CO ₂	45
2.4	Ciclos Combinados e Plantas de Cogeração	46
2.5	Caldeira de recuperação de calor.....	48
2.6	Estado da arte e tecnologia: Recuperação de calor residual de processos.	49
3	METODOLOGIA DE ABORDAGEM DOS CICLOS PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA RESIDUAL	57
3.1	A Primeira Lei da Termodinâmica (Análise energética).....	57
3.2	Análise Exergética.....	58
3.2.1	Balanco exergético e destruição de exergia	59
3.3	Comparação energética e exergética dos ciclos Rankine Orgânico, Kalina e Supercrítico com CO ₂	63
3.3.1	Ciclos Rankine orgânicos.....	63
3.3.2	Ciclo supercrítico com CO ₂	66
3.3.3	Ciclo Kalina.	68

3.4	Acoplamento da exaustão das turbinas a gás e ciclo Rankine orgânico para atendimento à demanda de energia elétrica e de água.	70
3.4.1	Caso Base – Turbinas a gás atendem às demandas de água quente e eletricidade	71
3.4.2	Caso 1 – Aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas principais.....	72
3.4.3	Caso 2 – Aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas principais e da turbina do sistema de compressão de CO ₂	73
3.4.4	Otimização do sistema a partir do método algoritmo genético.....	75
3.4.5	Modelagem do problema para otimização a partir do método algoritmo genético	75
3.4.6	Análise econômica preliminar	81
3.5	Modelagem fora de projeto (<i>Off-Design</i>) do ciclo Rankine orgânico.....	84
3.5.1	Dimensionamento dos trocadores de calor dos ciclos	84
3.5.2	Otimização Multiobjetivo do Recuperador de calor, Regenerador, Dessuperaquecedor e Condensador.	85
3.5.3	Sistema de equações não-lineares do modelo fora de projeto do ciclo Rankine orgânico	87
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	91
4.1	Comparação dos fluidos de trabalho no ciclo ORC	91
4.1.1	Temperatura de Condensação de 40°C – Ar a 400°C.....	91
4.2	Comparação entre o ciclo Rankine orgânico, Kalina e supercrítico com CO ₂ utilizando gases de exaustão da FPSO.....	95
4.2.1	Ano 15 – Período de máxima exergia disponível	96
4.2.2	Ano 18 – Período de mínima exergia disponível.....	100
4.3	Acoplamento da exaustão das turbinas a gás e ciclo Rankine orgânico para atendimento à demanda de energia elétrica e de água da FPSO.....	103
4.3.1	Caso Base – FPSO como projetada.....	103
4.3.2	Caso 1 – Aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas principais.....	104
4.3.3	Caso 2 – Aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas principais e da turbina de compressão de CO ₂	112
4.3.4	Análise econômica preliminar	120

4.4	Dimensionamento e otimização multiobjetivo dos equipamentos de troca de calor do ciclo Rankine orgânico e modelagem fora de projeto dos ciclos.	122
4.5	Análise de sensibilidade do ciclo Rankine orgânico em condições fora de projeto.	126
4.5.1	Análise exergética do ciclo Rankine orgânico fora de projeto.	130
4.6	Acoplamento da exaustão das turbinas a gás e do ciclo Rankine orgânico fora de projeto para atendimento à demanda de energia elétrica e de água quente da FPSO.....	133
4.6.1	Análise energética.....	133
4.6.2	Análise Exergética	138
4.6.3	Análise Econômica	144
5	CONCLUSÕES.....	148
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	150
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	151
	APÊNDICE A - CLASSIFICAÇÃO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES.....	160
	APÊNDICE B - DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR DOS CICLOS	162
	B1 - Recuperador de calor.....	162
	B2 - Regenerador.....	175
	B3 - Dessuperaquecedor.....	177
	B4 - Condensador.....	178
	APÊNDICE C - COMPARAÇÃO DOS FLUIDOS DE TRABALHO DO CICLO RANKINE ORGÂNICO.....	182
	APÊNDICE D - COMPARAÇÃO DOS CICLOS UTILIZANDO GASES DE EXAUSTÃO DA FPSO.....	188

1 INTRODUÇÃO

Uma das principais preocupações do mundo hoje está relacionada à poluição ambiental e suas consequências. Com o crescimento da industrialização, este problema piorou e as normas ambientais se tornaram mais exigentes em relação aos critérios de emissão de CO₂. De acordo com a Agência Internacional de Energia IEA (2015), as emissões de gases de efeito estufa e a concentração destes gases na atmosfera aumentam de forma constante. Um dos principais responsáveis deste aumento é o setor de energia, o qual representa cerca de dois terços de todas as emissões antropogênicas, o que causará impactos irreversíveis para o planeta.

No setor de petróleo e gás, o metano e o dióxido de carbono são os gases causadores do efeito estufa mais importantes para serem mitigados, sendo que o primeiro possui uma maior capacidade de absorver a radiação infravermelha, o que o torna um potencial causador do aquecimento global. A grande expansão da exploração de petróleo e gás devido à descoberta da camada de pré-sal no Brasil tem aumentado o uso de plataformas *offshore*. Embora não haja uma obrigação, o Brasil assumiu um compromisso na redução das emissões de CO₂ no acordo de Paris em 2015, o qual já está em vigor mas que começará a ser aplicado em 2020. Segundo o SEEG (2017), no Brasil, as principais fontes de emissões de CO₂ são as mudanças no uso da terra e florestas devido à queima e desmatamento, correspondendo a 51% (referente ao ano de 2016) das emissões brutas, ao contrário de outros países onde a queima de combustíveis fósseis é a principal fonte de emissão. Entretanto, o setor de energia contribui com uma parcela considerável nas emissões e, conforme apresentado na Figura 1, segue a mesma tendência que a produção de petróleo e gás natural no país. Portanto, é preciso que haja uma adoção de políticas de controle sobre a queima de combustíveis fósseis para cumprir com o compromisso firmado e contribuir com a redução dos danos causados ao meio ambiente.

As unidades flutuantes de produção, armazenamento e transferência (em inglês *Floating Production Storage and Offloading* – FPSO) são aplicadas em águas ultra-profundas e distantes do continente, onde as unidades submersíveis ou fixas ao leito marinho não são economicamente viáveis. A Figura 2 apresenta um fluxograma simplificado do processo de tratamento e consumo de gás em uma FPSO, e na sequência, a sua descrição baseada em Cuchivague (2015).

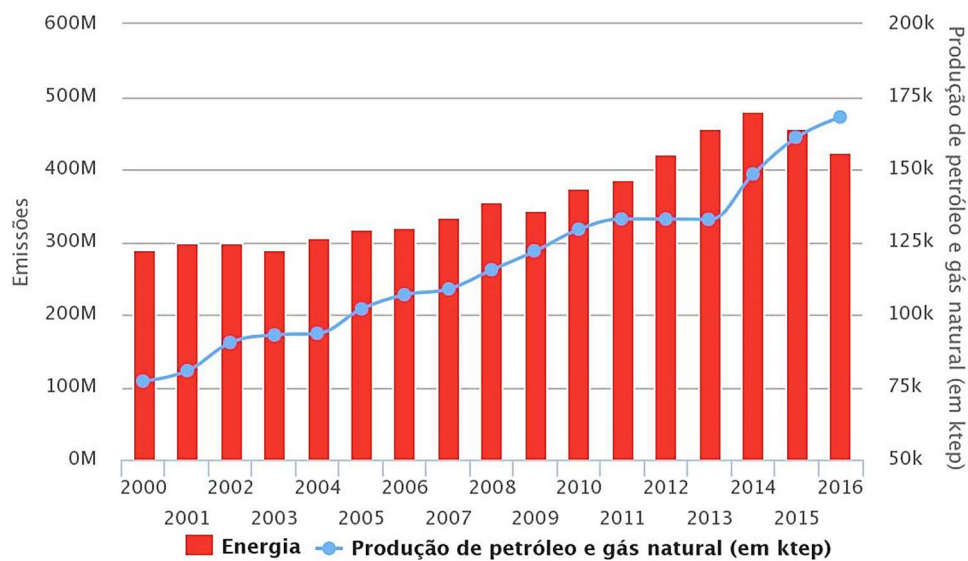


Figura 1 – Emissões de CO₂ no setor de energia e produção de petróleo e gás natural (em tonelada de petróleo equivalente – tep) ao longo dos anos.
Fonte: SEEG (2017)

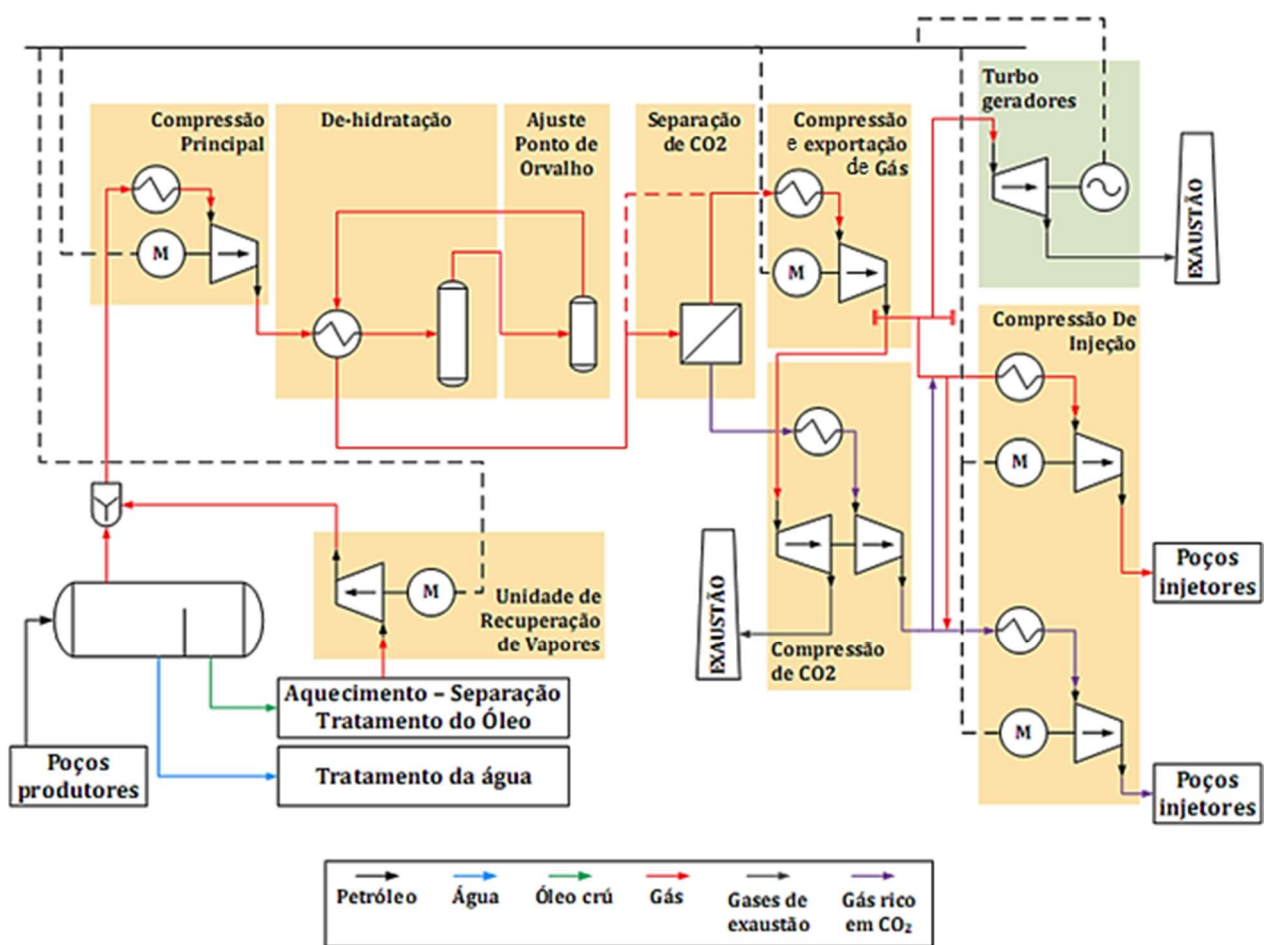


Figura 2 – Fluxograma simplificado do tratamento e consumo de gás.
Fonte: Cuchivague (2015)

Uma mistura de fluidos produzidos no reservatório pelos poços de exploração do petróleo é conduzida até os coletores com diferentes níveis de pressão. A mistura é composta por óleo, gás e água e precisa ser separada para extração e tratamento de cada subproduto. O processo de separação é realizado em várias etapas, sendo a primeira delas a separação do gás e água do óleo de forma gravitacional, ou seja, por diferença de gravidade pelo coletor de produção, passando pelo processo de aquecimento e outras etapas de separação. O óleo tratado é bombeado e armazenado nos tanques da FPSO.

As Unidades de Recuperação de Vapor são sistemas de compressão que coletam os gases de alta e baixa pressão vindos dos pré-tratadores e tratadores de óleo, e possui como objetivo o aproveitamento desses gases recuperados para geração, injeção (*gas lift*) ou exportação.

A Unidade de Compressão Principal é uma das primeiras etapas do tratamento de gás natural, sendo constituído em sua entrada por um sistema de separação de gases e condensados provenientes de vários processos da plataforma.

O Sistema de Desidratação se caracteriza pela presença de peneiras moleculares que são dotadas de zeólitos, material poroso que se hidrata e desidrata em baixas e altas temperaturas, respectivamente, para retirada da água presente no gás.

O Sistema de Controle do Ponto de Orvalho é responsável pelo resfriamento do gás a temperaturas baixas para retirada de condensados que possam prejudicar o transporte do gás a partir de dutos para exportação e redes domésticas.

A Unidade de Remoção de CO₂ é composta por uma membrana que se encarrega de permear grande quantidade de CO₂ da corrente principal de gás. O permeado é enviado para o sistema de compressão de CO₂ para reinjeção no campo. O gás após tratado é usado como combustível na FPSO, exportado ou reinjetado no campo.

A compressão e exportação de gás é responsável por comprimir o gás para atendimento a condições de pressão para sua exportação através de gaseodutos. Possui dois trens com duas etapas de compressão, sendo o gás resfriado entre cada etapa de compressão por um trocador de calor.

A unidade de Compressão de CO₂ tem como função a compressão da corrente rica em CO₂, proveniente do permeado da unidade de remoção, até a pressão de 25 MPa em quatro etapas, por dois trens de compressão. Cada trem de compressão é acionado por uma turbina a gás que utiliza o gás combustível produzido na plataforma, entretanto, apenas um deles opera e o outro permanece em modo de espera (*stand-by*).

Na unidade de Compressão e Injeção o gás comprimido na unidade de compressão de CO₂ é injetado nos poços por duas outras etapas de compressão que atingem 55 MPa, sendo

ajustada de acordo com o teor de CO_2 no gás, podendo ser injetado gás com diferentes teores de CO_2 dependendo da etapa de produção da plataforma. A unidade de compressão é composta por dois trens de compressão acionados por motores de indução trifásico.

Os turbogeradores são responsáveis pela geração de energia elétrica para atendimento à demanda da plataforma FPSO. São compostos por um grupo de quatro turbinas a gás, permanecendo uma delas em modo de espera e as outras se encarregam da geração de eletricidade. O gás combustível gerado na plataforma e o ar atmosférico são utilizados nas turbinas a gás e as turbinas podem ser ativadas ou desativadas dependendo da demanda de cada período da produção.

1.1 Objetivos do trabalho

Motivado pela crescente emissão de gases de efeito estufa, as tecnologias energeticamente eficientes tem sido cada vez mais exploradas para tornar os processos industriais mais econômicos e eficazes, além de contribuir com as reduções das emissões. Neste contexto, é proposto nesta tese um estudo exploratório de alternativas para recuperação de energia residual em uma unidade FPSO, com o propósito de atender à demanda de água quente, usada nos processos de produção da plataforma, e contribuir com a demanda de eletricidade a partir de ciclos de potência não convencionais. Os gases de exaustão das turbinas a gás presentes no processo de geração de eletricidade da plataforma são usados como fonte de energia.

O estudo baseia-se em dados de uma unidade FPSO real, o que proporciona a integração entre a academia e a indústria, apresentando propostas realistas e factíveis para aumentar o desempenho térmico do sistema, o que possibilita a redução nas emissões de CO_2 devido à menor queima de combustíveis fósseis.

Para alcançar os objetivos citados, alguns objetivos específicos são fundamentais:

- Comparação dos diferentes fluidos orgânicos utilizados em ciclos Rankine orgânicos;
- Comparação entre os diferentes ciclos para recuperação de energia residual (ORC simples, ORC regenerativo, Kalina e Supercrítico com CO_2);
- Avaliação do ORC acoplado ao sistema de geração de eletricidade da FPSO para atendimento às demandas;
- Avaliação do ORC e sistema global em carga parcial de operação;

- Análise econômica do retorno do investimento.

1.2 Organização do trabalho

Para atingir o objetivo principal deste estudo, o capítulo 2 apresenta uma abordagem sobre os ciclos de potência para recuperação de energia residual e suas configurações mais comumente utilizadas. Os ciclo Rankine convencional, o ciclo Kalina, o ciclo Rankine orgânico e o ciclo supercrítico com CO₂ são explorados. Além disso, o estado da arte e as pesquisas desenvolvidas são abordadas, especificando a proposta de cada uma delas e os principais resultados obtidos.

O capítulo 3 apresenta conceituação termodinâmica, na qual inclui os equacionamentos gerais para os balanços de massa, de energia, de entropia e de exergia, bem como a eficiência térmica, a eficiência exergética e o fator de utilização dos sistemas, os quais são parâmetros de desempenho e comparação. Ademais, um melhor detalhamento dos estudos propostos e da metodologia utilizada para a solução de cada caso são apresentados, juntamente com a análise energética, exergética, econômica, o dimensionamento dos equipamentos do ciclo e a modelagem fora de projeto dos sistemas de geração de potência.

O capítulo 4 apresenta os resultados e discussões para os estudos realizados. Primeiramente, é efetuada a comparação dos fluidos de trabalho no ciclo Rankine orgânico a fim de determinar um fluido orgânico com boas características e bom desempenho no ciclo. Os resultados são apresentados para o ponto de máxima potência e para o ponto de máxima eficiência. Na sequência, um fluido orgânico é selecionado para ser utilizado no ORC e, a partir de uma mesma fonte de energia, compará-lo com o ciclo Kalina e supercrítico com CO₂. As análises energética e exergética são efetuadas para a comparação dos ciclos em condições similares e para determinar suas principais fontes de irreversibilidades. Em seguida, o ciclo de recuperação de energia que apresenta o melhor desempenho é selecionado para ser explorado através do seu acoplamento à exaustão das turbinas a gás, presentes no processo de produção da unidade FPSO. As análises energética, exergética e econômica entre o caso real e as alterações propostas no sistema de geração de eletricidade são realizadas, a fim de determinar sua viabilidade técnica e econômica. Por fim, são realizados os dimensionamentos e a otimização multiobjetivo dos equipamentos de troca de calor para determinar as configurações que minimizem o peso, a área e o volume dos equipamentos, parâmetros limitantes em uma

unidade FPSO. Os parâmetros resultantes dos projetos dos equipamentos otimizados são utilizados na modelagem fora de projeto dos ciclos, os quais são simulados a partir de uma abordagem energética e exergética para fontes de energia com variadas disponibilidades exergéticas. O objetivo principal desta simulação é verificar o comportamento dos ciclos fora das condições nominais do projeto. Para finalizar este capítulo, o sistema global (composto por turbinas a gás principais, ORC e sistema de aquecimento de água) fora de projeto são acoplados e otimizados para o atendimento às demandas da água quente e energia elétrica da plataforma.

O capítulo 5 apresenta as principais conclusões referente aos estudos propostos nesta tese e as recomendações para trabalhos futuros.

Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas para o embasamento teórico no desenvolvimento dos estudos e os apêndices.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: CICLOS PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL

Várias formas de geração de eletricidade são exploradas como, por exemplo: turbina a gás, ciclos combinados, energia nuclear, energia eólica e energia solar. Entretanto, segundo *International Energy Agency* (2017), aproximadamente 40% da eletricidade gerada em todo o planeta é a partir de carvão. De acordo com Ganapathy (2003), as pesquisas utilizando outros fluidos de trabalho para geração de energia têm levado a novos conceitos e sistemas mais eficientes, como é o caso do ciclo Kalina, o qual utiliza uma mistura de água-amônia como fluido de trabalho em um ciclo Rankine, e o ciclo supercrítico com CO₂. Outra forma de geração de energia que tem sido bastante difundida é o ciclo Rankine orgânico para recuperação de energia em baixa temperatura.

2.1 Ciclo Kalina

2.1.1 Histórico do Ciclo Kalina.

Thorin (2000) descreve em sua tese de doutorado um breve histórico sobre o ciclo Kalina, conforme segue abaixo:

Em 1983, o Dr. Alexander Kalina apresentou o ciclo de potência com uma mistura água – amônia como fluido de trabalho. Os primeiros ciclos foram projetados para utilizar o gás de escape em alta temperatura do motor diesel e turbinas a gás como fonte de calor (1983 e 1984). Além disso, outras configurações foram desenvolvidas por Kalina e Leibowitz em 1989 para utilização de energia geotérmica e queima direta de combustível. A empresa Exergy Inc., iniciada pelo Kalina, patenteou várias configurações do ciclo Kalina.

Desde 1993, a General Electric Sistemas Industriais & Energia conseguiu licença para aplicação do ciclo. Além disso, a empresa Ansaldo adquiriu licença para aplicação em geotermia e a Ebara Corporation para aplicação em centrais de potência usando a biomassa para incineração como combustível.

Thorin (2000) cita que a empresa Exergy Inc. tinha uma planta de demonstração no ETEC (*Energy Technology Engineering Center*) próximo a Canoga Park, Califórnia, EUA. A planta funcionou por 7000 horas com potência de 3 MW, pressão e temperatura máxima de 11 MPa e 515°C, respectivamente. Os testes serviram para confirmar os princípios básicos da tecnologia Kalina.

Moraes & Coelho (2010) citam algumas plantas comerciais instaladas no planeta. A primeira planta comercial do ciclo Kalina foi instalada em 1998 em Kashima, no Japão, produzindo 3,1 MW de potência com 1300 toneladas por hora de água quente a 98°C.

A primeira planta utilizando fonte geotérmica foi instalada em 1999 em Husavik, Islândia. Sua capacidade era de 2 MW a partir de 90 kg/s de água salgada a 120°C. A água de arrefecimento ficava em torno de 5°C. Em Reno, Nevada, foi construída outra planta também utilizando fonte geotérmica com vazão mássica de 140 kg/s e temperatura de 160°C, obtendo produção de 6 MW.

Em 2007, na Alemanha, município de Unterhaching, foi instalada a primeira planta usando o ciclo Kalina da Europa, com fonte de energia geotérmica e capacidade de geração de 3,4 MW. A fonte produz 150 l/s de água a 100°C, sendo que 25 l/s são utilizados para gerar calor de forma direta e os 125 l/s restantes são responsáveis por geração de energia elétrica. O planejamento e desenvolvimento da planta foi feito pela Siemens.

Nas ilhas Nisyros, localizada em Dodecanese, Grécia, o ciclo Kalina é utilizado para cogeração a partir de fonte geotérmica de atividade vulcânica. A água é encontrada a 12t/h com pressão de 10 bar e temperatura de 187 °C. O ciclo opera com uma mistura de 70% de amônia e 30% de água e vazão mássica do ciclo de 13,6 t/h, produzindo 776,33W.

2.1.2 O Ciclo Kalina.

Este ciclo é um recente desenvolvimento para geração de energia e é basicamente um ciclo Rankine exceto pelo fato de o fluido de trabalho ser uma mistura água – amônia. Segundo Ganapathy (2003), devido ao melhor aproveitamento da exergia disponível pelo recuperador de calor, este ciclo tem potencial para ser 10 a 15% mais eficiente que o ciclo Rankine e a tecnologia se torna viável devido à utilização de materiais convencionais em sua construção.

No ciclo Rankine as perdas associadas ao fluido de trabalho líquido – vapor são grandes, pois o calor é adicionado em grande parte à temperatura constante, levando a grandes perdas de

exergia e baixa eficiência do ciclo. Conforme apresentado na Figura 3, no ciclo Kalina o calor é transferido e rejeitado com a temperatura variando, o que reduz as perdas de exergia. A mistura água-amônia muda de fase com a temperatura variando, o que faz com que a temperatura da fonte quente e a do fluido de trabalho sejam mais próximas, ou seja, a irreversibilidade do trocador de calor é reduzida.

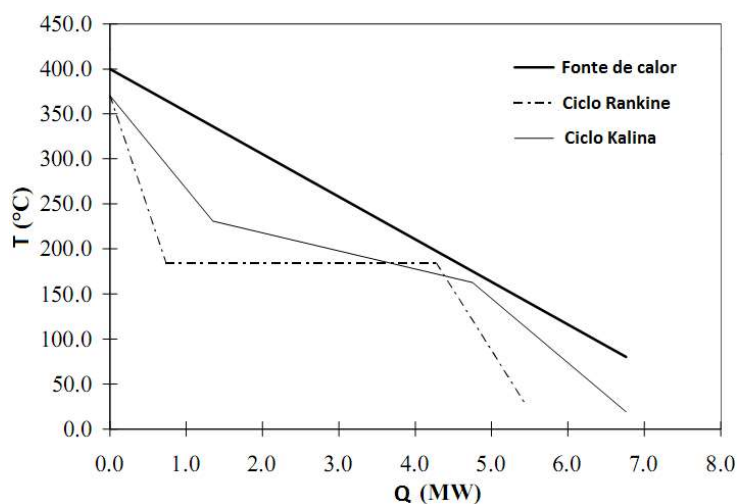


Figura 3 – Perfil de temperatura de aquecimento do fluido de trabalho no ciclo Rankine e Kalina
Fonte: Adaptador a partir de Thorin (2000)

Ganapathy (2003) cita as características da mistura água-amônia que a torna interessante para ciclos de potência. A mistura possui temperatura de condensação e evaporação variável o que permite melhor troca de energia com a fonte térmica. Este efeito resulta em significativa recuperação de energia a partir de correntes de gás em alta temperatura, e principalmente, aquelas em baixa temperatura. As plantas a vapor teriam que usar sistemas com múltiplas pressões para recuperar a mesma fração de energia em relação ao ciclo Kalina, o que aumentaria a complexidade e o custo.

As propriedades termodinâmicas da mistura podem ser mudadas pela alteração da concentração de amônia. Além disso, a amônia possui ponto de congelamento baixo em relação à água, resultando uma mistura água-amônia com baixo ponto de congelamento, o que deixa de ser uma preocupação em aplicações onde tenha baixa temperatura ambiente. Outra característica importante é a alta pressão de condensação da mistura água-amônia comparada à água usada em ciclo Rankine a vapor, o que resulta menor volume específico da mistura na saída da turbina e consequentemente menores dimensões da turbina. Ademais, a taxa de expansão na turbina é aproximadamente 10 vezes menor, o que reduz o custo do sistema de condensação do fluido.

Modi & Haglind (2015) realizaram um estudo de quatro configurações do ciclo Kalina para aplicação em uma central receptora de energia solar para geração direta de vapor a alta temperatura. A Figura 4 apresenta duas configurações do ciclo Kalina que são identificadas de acordo com as posições dos vários recuperadores de calor no ciclo. Por exemplo, o ciclo Kalina da Figura 4 a) possui dois recuperadores de calor, portanto, a configuração é chamada de KC 12. Os ciclos Kalina mostrados na Figura 4 b) e Figura 5 a) apresentam três recuperadores cada, mas em posições diferentes, sendo denominadas KC 123 e KC 234. O mais robusto entre os quatros ciclos Kalina é apresentado na Figura 5 a), sendo caracterizado por possuir quatro recuperadores de calor e é nomeado como KC 1234. Nota-se que todos os ciclos apresentados possuem uma grande quantidade de equipamentos, o que necessitaria de um grande espaço para sua alocação.

Configurações menos robustas do ciclo Kalina, como a KCS 11 e KCS 34 apresentadas na Figura 6, são estudadas por Wang & Yu (2016), as quais são adequadas para fontes de calor com temperatura moderada ou baixa. Nota-se que há uma grande diversidade de ciclos Kalina e sua eficiência é incrementada à medida que mais equipamentos para o aproveitamento energético são inseridos no ciclo.

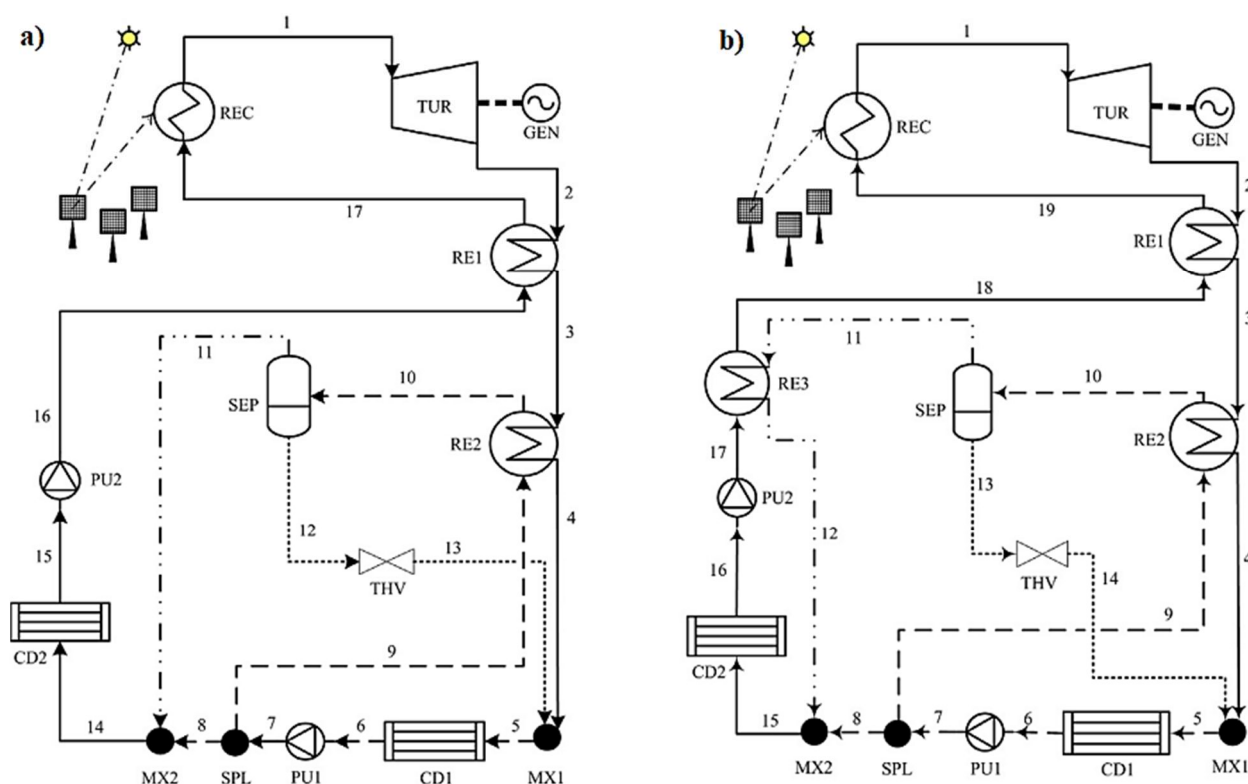


Figura 4 – a) Ciclo Kalina KC 12 b) Ciclo Kalina KC 123
Fonte: Modi; Haglind (2015)

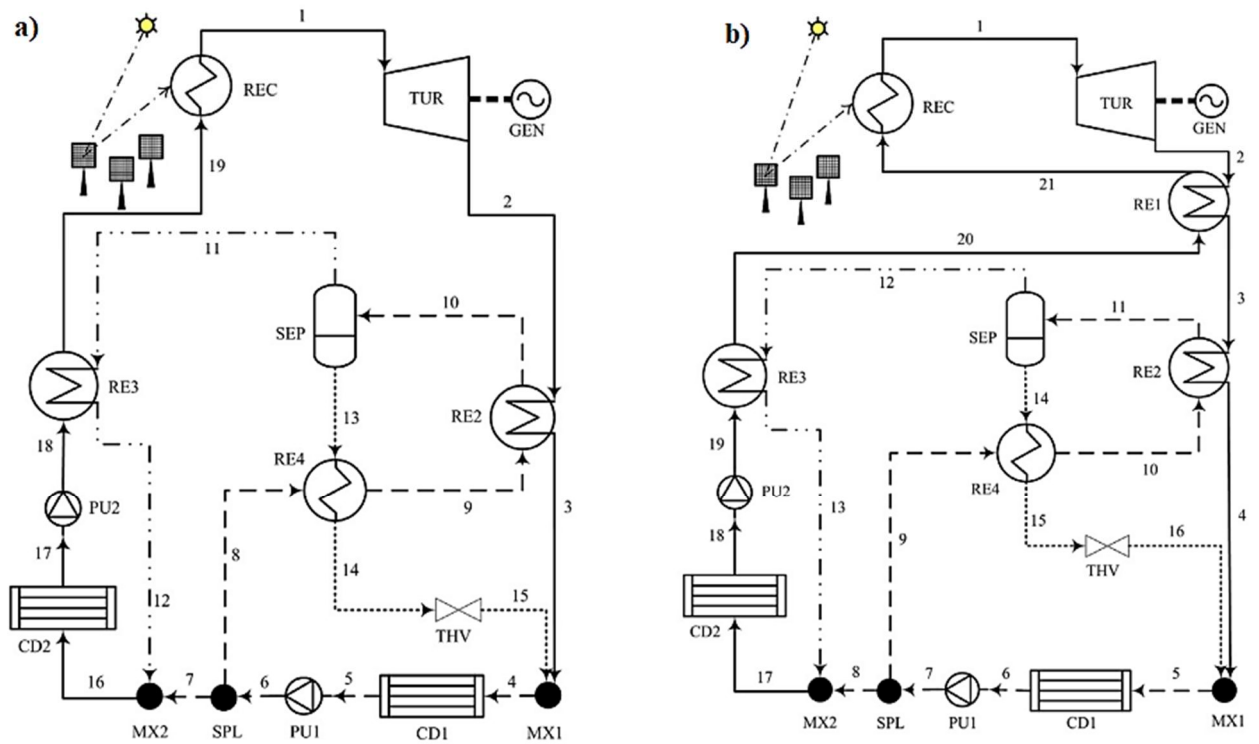


Figura 5 – a) Ciclo Kalina KC 234 b) Ciclo Kalina KC 1234
Fonte: Modi; Haglind (2015)

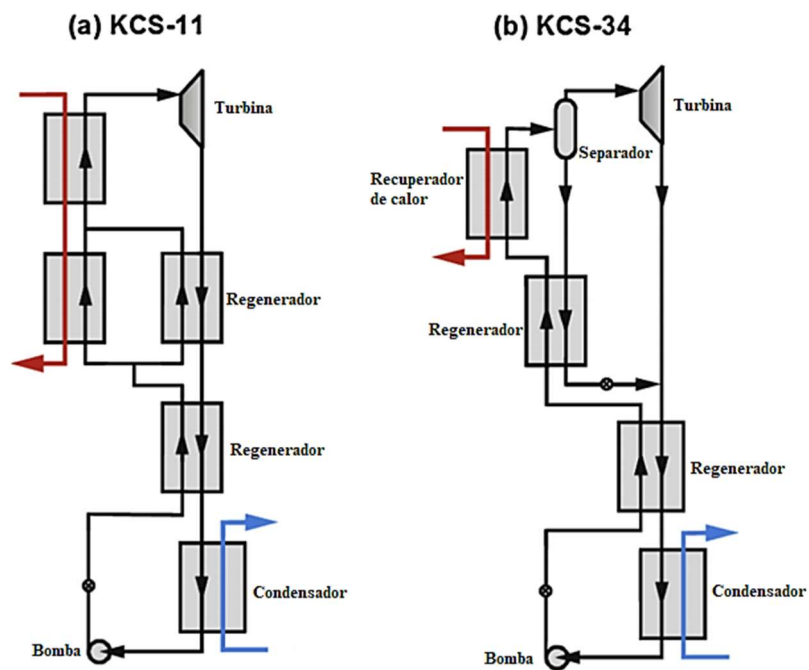


Figura 6 – a) Ciclo Kalina KCS 11 b) Ciclo Kalina KCS 34
Fonte: Wang; Yu (2016)

2.2 Ciclo Rankine orgânico (ORC)

2.2.1 Histórico do ciclo Rankine orgânico.

A evolução deste ciclo foi apresentada na tese de Casati (2014), conforme descrita a seguir:

Em 1826, Thomas Howard patenteou a ideia de usar éter como fluido de trabalho em um ciclo Rankine. Em seguida, várias outras substâncias foram testadas ao longo dos anos, obtendo sucesso limitado.

O primeiro fluido utilizado comercialmente no ciclo Rankine orgânico foi a nafta, patenteado por Franck W. Ofeldt, sendo que em 1890 a companhia Gas Engine & Power de Nova York alegou ter vendido 500 motores baseados no ORC patenteado por Ofeldt.

Simultaneamente, em 1888 na Europa, Alfred Yarrow desenvolveu um ORC utilizando nafta, que obteve notoriedade em 1891 após a empresa suíça Esher Wyss Ag, que tornar-se-ia Sulzer, fabricar seu motor para impulsionar o barco de Yarrow.

Em 1907, Frank Shuman foi o primeiro a ter a ideia de utilizar energia solar em um ORC cuja temperatura de evaporação do éter girava em torno de 120°C.

Em 1923, Romagnoli usou água a 55°C para evaporar cloreto de etila para alimentar um motor de 1,5 kWm de potência.

Entre 1893 e 1967, o professor Luigi D'Amelio foi considerado o pai da moderna tecnologia ORC, pois em 1936 ele desenvolveu um trabalho com uma planta de energia solar para irrigação utilizando monocloreto de etila como fluido de trabalho, sendo premiado com 10000 liras (moeda da Itália entre 1861 e 2002). Seu trabalho foi o primeiro a utilizar todos os princípios do sistema ORC. Em 1939, sua ideia foi implementada através de um protótipo utilizando energia geotérmica, sendo operado com sucesso no laboratório da Universidade de Nápoles. A experiência adquirida a partir do protótipo levou à construção de uma planta de potência piloto baseada no ORC, com potência de 11 kWm (quilowatt mecânico), na ilha de Ischia, em 1940. A segunda planta, desta vez com potência de 250 kWm, foi construída em 1943 mas nunca operou. Após a Segunda Guerra Mundial, D'Amelio retomou seus estudos relacionados ao ORC e conseguiu atenção considerável em conferências sobre energia solar.

A primeira planta de potência ORC utilizando energia geotérmica operada comercialmente foi em Kiabukwa, na República Democrática do Congo, em 1952, com

capacidade de 200 kWe (quilowatt elétrico) utilizando água geotérmica a 91°C como fonte de calor.

A segunda foi comissionada em Paratunka, na península Kamchatka, em 1967. Água geotérmica foi utilizada a 85°C, e R12 como fluido refrigerante, que proporcionava uma potência de 670 kWe.

Lucien Bronicki conheceu o D'Amelio durante o seu doutorado no final de 1950 em Paris e começou a estudar a aplicação do ORC em pequenas usinas de energia solar. Eles projetaram, construíram e testaram várias pequenas unidades ORC solar com monoclorobenzeno como fluido de trabalho, com temperatura do fluido da ordem de 150°C. Foi relatado que algumas dessas plantas funcionaram 12 anos sem necessidade de reparo.

Em 1975, Prigmore e Barber apresentaram os primeiros resultados do acoplamento entre uma matriz de coletores solares planos, um turbogerador ORC usando R113 como fluido de trabalho, e um chiller de compressão para ar condicionado. As temperaturas de evaporação e condensação foram 93°C e 35°C, respectivamente, obtendo 7% de eficiência para o ORC e COP global do sistema de 0,5. A possibilidade de atingir temperatura máxima do ciclo superior a 300°C foi investigada na final da década de 1970 e um protótipo foi testado no Laboratório Nacional de Sandia, no novo México.

Entre 1976 e 1984, o laboratório Jet Propulsion, nos Estados Unidos, desenvolveu um sistema de potência usando discos parabólicos acoplado com ORC. O sistema foi projetado para aquecer o tolueno até 400°C e 42 bar. A conversão de energia solar em elétrica foi realizada com eficiência de 18% e potência de 16 kWe.

Como consequência da crise do petróleo no final da década de 1970, muitas outras unidades ORC com fonte geotérmica surgiram e, ao mesmo tempo, a capacidade dessas plantas aumentou. Os fluidos principais foram hidrocarbonos, clorobenzenos e clorofluorcarbonos. Utilizou-se também outras fontes de energia, como gases de exaustão residual e de escape de motores.

Na década de 1980, intensas pesquisas e desenvolvimentos ocorreram também na Alemanha, Finlândia, França, Japão, Israel, Itália e União Soviética. Nos EUA, desenvolvimentos notáveis estão relacionados a cinco unidades de 699 kWe para recuperação de calor industrial e para geração de eletricidade para estação espacial. Além disso, estudos utilizando o siloxano como fluido de trabalho de alta temperatura foram realizados.

Na Finlândia, J. Larjola liderou o desenvolvimento de turbogeradores herméticos de alta velocidade. Mais tarde, a partir do início de 2000, o conhecimento adquirido com esse desenvolvimento foi utilizado em unidades comerciais.

Os principais dados relacionados a planta ORC comercial foram observados a partir de 1995 conforme apresentado na Figura 7.

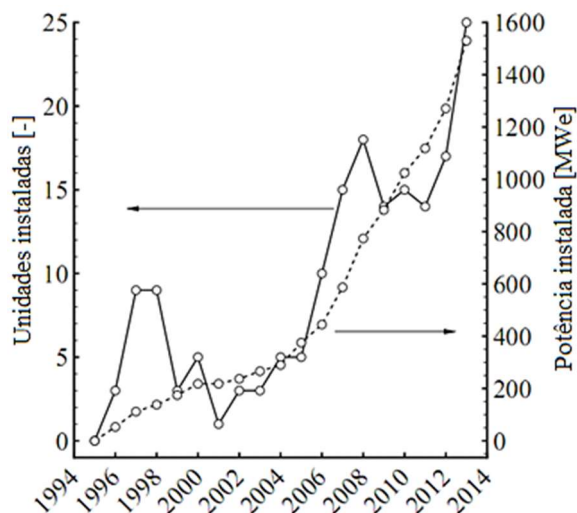


Figura 7 – Evolução das plantas comerciais de ORC em função da potência e unidade instalada.
Fonte: Casati (2014)

2.2.2 O Ciclo Rankine Orgânico.

O ciclo Rankine orgânico (ORC) é um ciclo Rankine convencional, mas o fluido de trabalho não é água. No ORC, utiliza-se um composto orgânico com elevada massa específica. Uma desvantagem na utilização do ciclo Rankine é a necessidade de gerar vapor d'água superaquecido de forma a minimizar o vapor úmido e reduzir a erosão nas pás da turbina. Em ciclos Rankine Orgânico esse superaquecimento não é necessário para muitas substâncias, o que segundo Ganapathy (2003) resulta em ciclos mais eficientes. Outra característica importante é que o fluido de trabalho apresenta baixo ponto de ebulição e calor de vaporização inferior ao da água, o que permite sua evaporação em menores temperaturas, tornando-o interessante para recuperação de calor usando fontes de calor com temperatura relativamente baixa. Além disso, os fluidos orgânicos possuem baixo ponto de congelamento, o que permite o ciclo operar em condições ambientais com temperaturas reduzidas. Segundo Chen et al. (2010) é desejável selecionar fluidos refrigerantes que possuam alto calor de vaporização, alta massa específica e baixo calor específico na fase líquida, pois resultam em maior potência na turbina e menor porte dos equipamentos.

2.2.3 Características do fluido de trabalho do Ciclo Rankine Orgânico.

Os fluidos podem ser classificados em função da inclinação da curva de vapor saturado no diagrama temperatura versus entropia, ou seja, a partir da inclinação dT/dS , conforme observado na Figura 8.

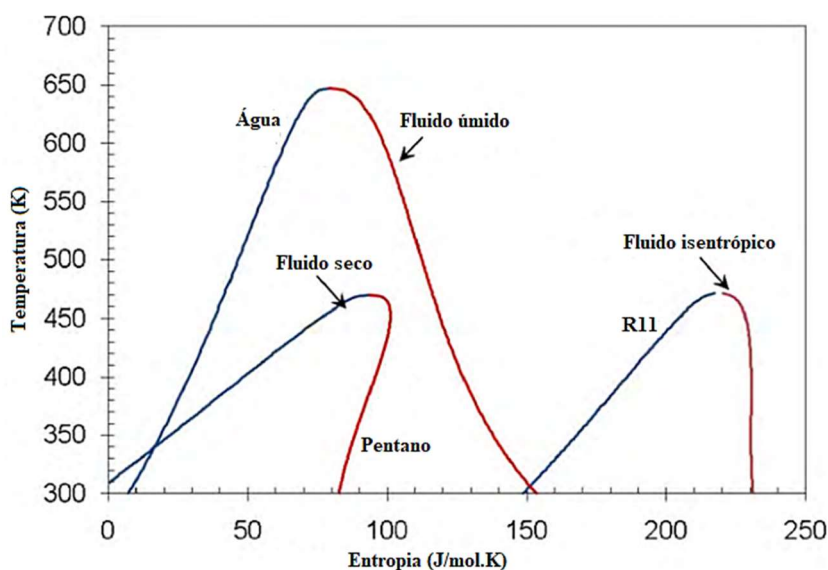


Figura 8 – Diagrama temperatura versus entropia para fluidos isentrópico, úmido e seco.
Fonte: Adaptado a partir de Chen et al. (2010)

Fluidos que possuem a inclinação dT/dS maior que zero, ou seja, inclinação positiva, são considerados fluidos secos. Fluidos com dT/dS igual a zero, são chamados de fluidos isentrópicos. Para inclinação negativa, dT/dS menor que zero, os fluidos são classificados em úmidos.

Os fluidos isentrópicos e secos são preferíveis para uso em ciclos ORCs, pois não condensam durante a expansão na turbina, o que, de acordo com Rusev (2015), evita a erosão em suas pás e resulta em maior eficiência térmica. Entretanto, o fluido seco deixará a turbina com substancial superaquecimento, que posteriormente será resfriado pelo condensador. Dessa forma, a eficiência do ciclo pode ser melhorada por meio da recuperação de calor através de um regenerador (Chen et al.(2010)). No caso de fluidos úmidos, o superaquecimento torna-se necessário para evitar a erosão das pás da turbina.

Vários fluidos orgânicos, como os clorofluorcarbonos (CFCs), o isopentano e a amônia têm sido usados em ciclos ORCs, possibilitando o funcionamento destes ciclos com fontes

térmicas a baixas temperaturas (70 a 80°C), o que não seria possível usando ciclos a vapor d'água. Alguns pesquisadores, como Chen et al. (2006), estudam os benefícios de elevar a pressão do ORC acima da pressão crítica, tornando-o um ciclo supercrítico. Esta configuração pode aumentar a sua eficiência, no entanto, pode haver dificuldades na operação devido à alta pressão necessária, o que deve ser levado em consideração devido a problemas relacionados à segurança.

A Figura 9 apresenta a expansão na turbina para um fluido seco (pentano) e para um fluido úmido (propino) em um ciclo supercrítico. Nota-se a partir da linha contínua do diagrama temperatura versus entropia da Figura 9 - (a) que dependendo da pressão e temperatura de expansão, o fluido pode passar pela região bifásica do diagrama, ou seja, em algum ponto no interior da turbina ocorrerá uma mistura de líquido e vapor, o que pode danificar o equipamento. Por outro lado, se o fluido não passar através da região bifásica, linha tracejada, ele deixará a turbina com alto grau de superaquecimento, sendo possível o uso de um regenerador para pré-aquecimento do fluido de trabalho na entrada do recuperador de calor. Ao selecionar um fluido úmido, Figura 9 - b), pode ocorrer a mistura de líquido e vapor durante a expansão na turbina e neste caso, torna-se necessário elevado grau de superaquecimento para evitar esta ocorrência.

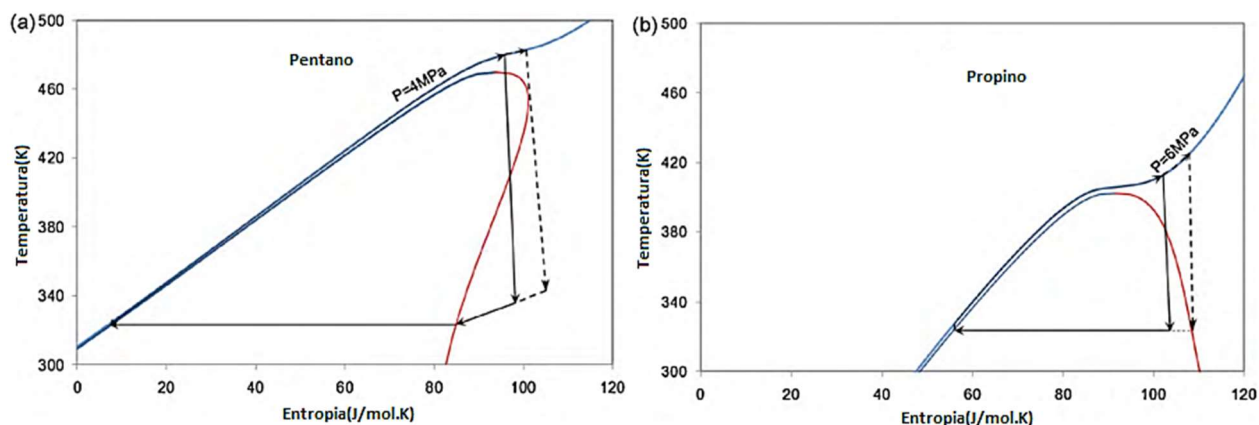


Figura 9 – Expansão na turbina para o (a) Pentano e (b) Propino em um ciclo supercrítico.

Fonte: Adaptado a partir de H. Chen et al.(2010)

Apesar das vantagens, os fluidos de trabalho possuem algumas restrições ambientais, de saúde e segurança. De acordo com Reis (2014), os fluidos devem satisfazer requisitos que não estão sempre relacionados à capacidade de transferir energia, podendo ser citados os parâmetros indicativos do efeito sobre o meio ambiente: potencial de destruição da camada de ozônio (ODP), em inglês, *Ozone depletion potential*, potencial de aquecimento global (GWP), em inglês, *Global Warming Potential*, e o tempo de vida na atmosfera.

O ODP é o potencial de destruição da camada de ozônio. Ele mede a capacidade de destruição da camada de ozônio do fluido refrigerante em relação ao R11, que possui valor igual a 1,0. O GWP mede a capacidade do fluido de reter energia na atmosfera em relação ao CO₂, que possui valor igual a 1,0, ou seja, mede o potencial de aquecimento global ASHRAE (2013). Baixo tempo de vida na atmosfera geralmente resulta baixos valores de ODP e GWP. Refrigerantes com baixo ou zero ODP, com curto tempo de vida na atmosfera e com baixo GWP são preferíveis.

Além disso, fluidos refrigerantes podem ser tóxicos e inflamáveis e isso pode ser identificado a partir do grupo de segurança de cada fluido. A deterioração química e decomposições podem ocorrer com fluidos orgânicos a altas temperaturas, resultando em corrosão do material e ignição do fluido. A toxicidade e inflamabilidade recebem seis grupos de classificações - A1, A2, A3, B1, B2, B3 – sendo o grupo A1 o menos perigoso, e o grupo B3 o mais perigoso.

Classe A: Toxicidade não identificada em concentrações menores ou iguais a 400 ppm/m³;

Classe B: Há evidencia de toxicidade em concentrações abaixo de 400 ppm/m³;

Classe 1: Não há propagação de chama no ar a 21°C e 101 kPa;

Classe 2: Limite inferior de inflamabilidade maior que 0,10 kg/m³ a 21°C e 101 kPa, e poder calorífico menor que 19000 kJ/kg;

Classe 3: Alta inflamabilidade menor ou igual a 0,10 kg/m³ a 21°C e 101 kPa ou poder calorífico maior ou igual a 19000 kJ/kg.

A Tabela 1 apresenta alguns dos principais fabricantes de ORC e informações referentes a fonte de calor e fluidos utilizados nos ciclos.

Entre os diversos fluidos refrigerantes existentes, alguns dos mais comumente usados por fabricantes de ORC, conforme Tabela 1, além de outras opções são testadas no decorrer desta tese. O grupo de segurança, o ODP, o GWP e o tempo de vida na atmosfera dos fluidos são mostrados na Tabela 2 e Tabela 3. Ademais, o método de identificação para cada fluido refrigerante é descrito no Apêndice A.

Tabela 1 - Principais fabricantes de ORC

Empresa	Aplicação	Potência (MW)	Temp. da fonte de calor (°C)	Aspecto tecnológico
Turboden	1, 2, 3, 4	1,4 – 2,2	>250	FT: OMTS, Solkatherm Eficiência: 17 – 23%
Ormat	2, 3, 4	0,20 - 22	150 - 300	FT: n-pentano
Pratt & Whitney power systems	1, 2, 3, 4	0,22 – 0,26	91 - 149	FT: R245fa
FreePower	1, 2, 3, 4	0,12	>110	T: Alta rotação
Infinity Turbine	3, 4	0,01 – 0,05	<90	FT: R134a
		0,25	90 – 120	FT: R245fa
Maxxtec - Adoratec	1, 3, 4	0,3 – 1,6	>300	FT: OMTS
Barber Nichols	3, 4	0,7, 2,0, 2,7	>115	-
GMK	1, 3, 4	0,5, 2,0	>100	FT: GL-160, FT: WL-220
LTi REEnergy	4	0,03	>160	-
Triogen	4	0,06, 0,16	>350	FT: Tolueno T: Turboexpansor
Eneftech	1, 2, 3, 4	0,005, 0,0010 0,020, 0,030	>120 <200	T: Scroll -
Electratherm	1, 2, 3, 4	0,03 – 0,05	>88	FT: R245fa T: Expansor de parafuso
GE Power & Water	1,2 ,4	0,12	>115 <240	FT: R245fa
TransPacific Energy	2, 3, 4	0,10 – 5,0	>30 < 480	FT: TPE

1: Biomassa, 2: Solar, 3: Geotérmica, 4: Recuperação de calor, FT: Fluido de trabalho, T: Tipo de turbina

Fonte: Adaptado a partir de Vélez et al. (2012)

Tabela 2 – Características de segurança dos fluidos refrigerantes

Nº ASHRAE	Nome	Grupo de segurança	Tipo ^a
R227ea	1, 1, 1, 2, 3, 3, 3-Heptafluorpropano	A1	Isentrópico
R142b	1-Cloro-1, 1-difluoretano	A2	Isentrópico
R134a	1, 1, 1, 2-Tetrafluoretano	A1	Isentrópico
R124	2-Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano	A1	Isentrópico
R600a	Isobutano	A3	Seco
R600	Butano	A3	Seco
R601	Pentano	A3	Seco
R123	2,2-Dicloro-1, 1, 1-trifluoretano	B1	Isentrópico
R245fa	1, 1, 1, 3, 3-Pentafluorpropano	B1	Isentrópico
R245ca	1, 1 ,2 ,2 ,3-Pentafluorpropano	-	Isentrópico
R141b	1, 1-Dicloro-1-fluoretano	A2	Isentrópico
-	Tolueno	-	Isentrópico

Fonte: Adaptado a partir de ASHRAE (2013)

^a Chen et al. (2010)

Tabela 3 – Características ambientais dos fluidos refrigerantes

FLUIDO	ODP	GWP	Tempo de vida na atmosfera (anos)
R227ea	0	3220	34,2
R142b	0,065	2310	17,9
R134a	0	1430	14
R124	0,022	609	5,8
R600a	0	~20	0,019
R600	0	~20	0,018
R601	0	0,1	0,01
R123	0,02	77	1,3
R245fa	0	9810	240
R245ca	0	693	6,2
R141b	0,11	725	9,3
Tolueno	-	-	-

Fonte: Adaptado a partir de Echogen (2012)

2.3 Ciclo supercrítico com CO₂

2.3.1 Histórico do Ciclo Supercrítico com CO₂.

A evolução desta tecnologia ao longo dos anos é descrita por Chen (2011). As primeiras pesquisas relacionadas a ciclos de potência com CO₂ foram propostas por Sulzer Bros, em 1948. Em seguida, vários países se interessaram por tal pesquisa, como União Soviética, Itália e Estados Unidos, mas o interesse nos ciclos durou até a década de 1960. Após esta década, as pesquisas diminuíram bastante até os anos de 1990, até que houve o desenvolvimento de trocadores de calor compactos e de materiais mais resistentes, o que renovou o interesse por novas pesquisas. Entretanto, as pesquisas foram mais voltadas para a aplicação em reator nuclear, cuja fonte de temperatura é bastante elevada, cerca de 800°C. As pesquisas relacionadas a fonte de calor com baixa temperatura eram relativamente limitadas.

Em 2007, a empresa Echogen foi fundada com a visão de comercializar o ciclo de potência para recuperação de calor utilizando CO₂. Em 2009, foi construído um sistema de potência simples para demonstração, com potência de 250 kWe. Em 2011, deu início a fabricação do sistema de potência comercial com capacidade de geração de 7,5 MWe Echogen (2012), tornando-se a primeira empresa comercial a fabricar equipamentos de potência

baseados no ciclo supercrítico com CO₂ para aplicações relacionadas à recuperação de calor Mohagheghi; Kapat (2014).

2.3.2 O Ciclo Supercrítico com CO₂.

Ahn et al. (2015) apresentam a variação do fator de compressibilidade, Z , para o CO₂ a temperaturas próximas ao ponto crítico, 31,6°C e 72,6 atm, conforme mostrado na Figura 10. O fator de compressibilidade representa o quanto um fluido se aproxima de um gás ideal, se comportando muito próximo a um gás ideal quando Z é igual à unidade e tornando-se incompressível quando Z é igual a zero. A partir do princípio dos estados correspondentes, que normaliza a pressão e temperatura em relação às temperaturas e pressões críticas, chegou-se à conclusão que para pressões muito baixas o gás se comporta como gás ideal, independente da temperatura; para temperaturas altas, o gás se comporta como gás ideal com boa precisão, independente da pressão; e para condições próximas a do ponto crítico o gás desvia do comportamento de gás ideal. Sendo assim, para temperaturas próximas ao ponto crítico do CO₂, o trabalho de compressão pode ser substancialmente reduzido devido ao seu comportamento mais próximo de um fluido incompressível, o que contribui para o aumento na eficiência do sistema. Além disso, o CO₂ é menos corrosivo, não inflamável, não tóxico, possui baixo custo e é abundante, características que o torna interessante neste tipo de aplicação.

Uma das principais vantagens em utilizar o ciclo supercrítico com CO₂ está relacionada à redução das turbomáquinas. Como o sistema opera acima do ponto crítico, a mínima pressão é mais alta em relação ao ciclo Rankine convencional e Brayton, mantendo a massa específica do fluido elevada ao longo de todo o sistema de potência, o que reduz a vazão volumétrica e o porte das turbomáquinas em comparação com os ciclos convencionais. Por outro lado, a razão de pressão do ciclo supercrítico é bem menor que o ciclo Rankine a vapor e a temperatura de saída na turbina é relativamente elevada, tornando interessante a recuperação de calor a partir de um regenerador, o que influencia na eficiência térmica do sistema Ahn et al. (2015).

Outro fato que torna o ciclo supercrítico atrativo para geração de potência é que para temperatura do CO₂ acima do ponto crítico, ocorre melhor aproximação da temperatura do fluido de trabalho e da fonte de calor, possibilitando melhor aproveitamento da energia térmica, conforme apresentado na Figura 11, através da comparação entre a variação da temperatura no gerador de vapor para três tecnologias diferentes.

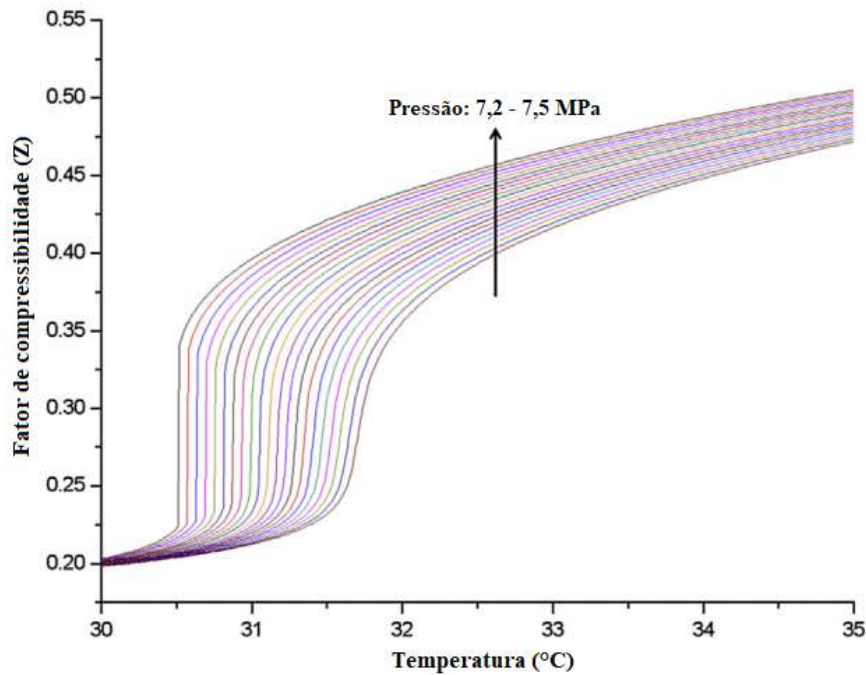


Figura 10 – Fator de compressibilidade do CO_2 próximo ao ponto crítico
Fonte: Ahn et al. (2015)

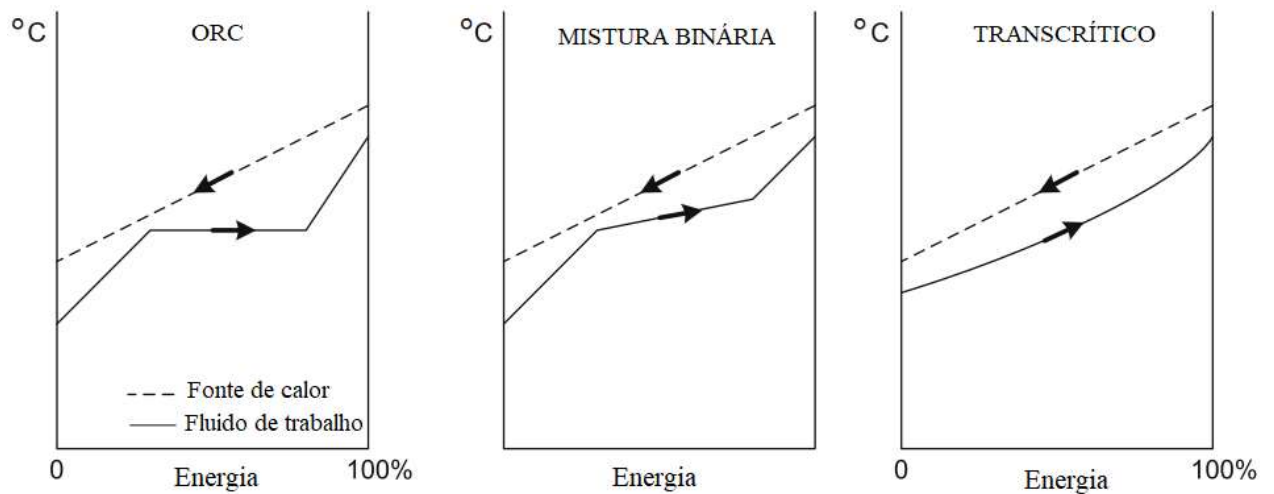


Figura 11 – Variação de temperatura no gerador de vapor para os ciclos ORC, mistura binária e transcrítico.
Fonte: Cayer et al. (2009)

2.4 Ciclos Combinados e Plantas de Cogeração

Devido à necessidade de ciclos de potência mais eficientes, algumas modificações foram feitas, resultando então os ciclos combinados. Trata-se de um ciclo de turbina a gás (Brayton) onde os gases de exaustão que saem da turbina a gás passam por uma caldeira de recuperação, trocando calor com a água e gerando vapor d'água. Esse vapor é então utilizado em um ciclo

Rankine para geração de potência na turbina a vapor, conforme apresentado na Figura 12. Segundo Ganapathy (2003) o ciclo combinado é a configuração mais eficiente para geração de eletricidade e possui menor custo de operação.

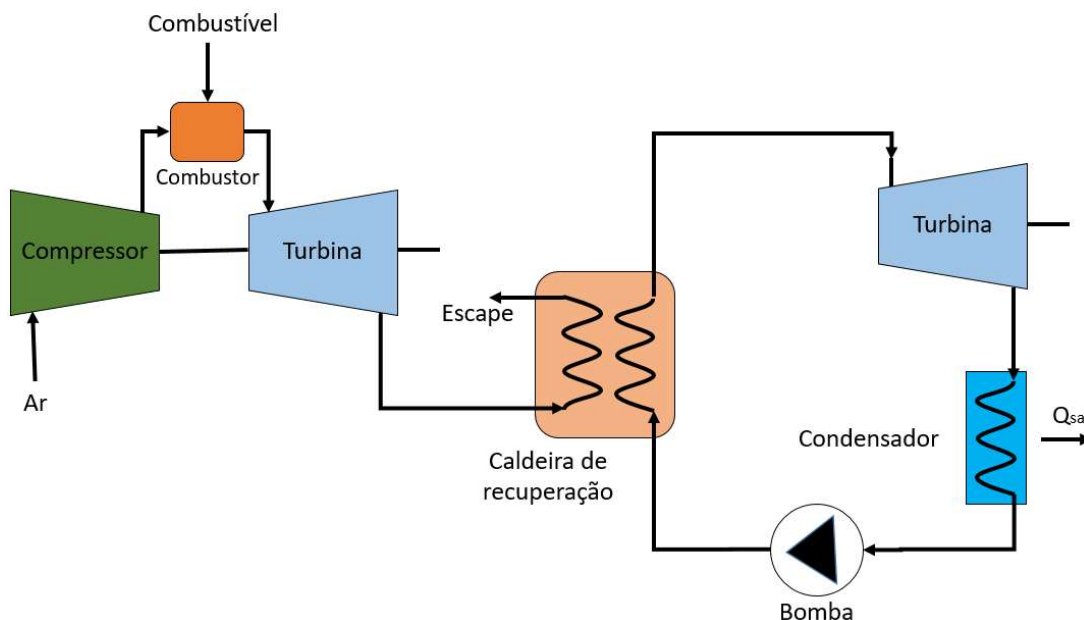


Figura 12 – Desenho esquemático de um ciclo combinado

Apesar de possuir grandes vantagens em relação aos ciclos simples, a potência de saída da turbina a gás é bastante prejudicada pela elevação da temperatura ambiente. A baixa massa específica do ar reduz a vazão mássica através da turbina a gás e consequentemente no recuperador de calor, o que reduz a troca de calor com a água do ciclo Rankine, reduzindo dessa forma a geração de vapor e também a potência de saída da turbina a vapor Ganapathy (2003). Existem três métodos comuns para aumentar a potência de saída da turbina a gás: a injeção de vapor na turbina a gás, o pré-resfriamento do ar e a inserção de calor adicional no ciclo.

A injeção de vapor d'água na turbina a gás consiste em uma estratégia para aumentar a potência de saída. Devido à maior concentração de vapor d'água no interior da mistura, ocorre uma elevação na vazão mássica, na condutividade térmica e no calor específico dos gases de exaustão, o que gera mais potência na turbina a gás e uma quantidade maior de vapor d'água no recuperador de calor Ganapathy (2003).

O resfriamento evaporativo reduz a temperatura do ar e aumenta a sua umidade relativa a partir da transferência de calor e de massa entre o ar e a água. Esse processo leva o ar para próximo da temperatura de bulbo úmido e a eficiência desse resfriamento está limitada pela

umidade relativa do ar. Dessa forma, a massa específica e a vazão mássica do ar aumentam, e consequentemente eleva a potência da turbina Ganapathy (2003).

A temperatura de entrada dos gases de combustão na turbina é um fator limitante para os projetos. Portanto, a inserção de calor adicional também deve ser controlada, tornando-se necessário sistemas de arrefecimento eficientes para que os componentes da turbina não sejam danificados.

2.5 Caldeira de recuperação de calor

As caldeiras de recuperação são classificadas a partir de sua aplicação, do tipo de caldeira usada, se o vapor é utilizado para o processo ou para recuperação de energia. A principal classificação é em relação à destinação do vapor, que pode ser para o processo ou para o propósito de recuperação de energia, sendo a geração de vapor neste último tipo de caldeira de importância secundária. A recuperação de calor dos gases de exaustão de uma turbina a gás ou dos gases de combustão dos incineradores e fornos são exemplos bastante aplicáveis, tendo por finalidade a maximização da recuperação de energia Ganapathy (2003).

Para gases de exaustão limpos em alta temperatura, as caldeiras tubulares com superfície estendida podem ser usadas. Nas aplicações onde o vapor d'água é gerado a partir de incinerações de resíduos sólidos ou líquidos, os gases são geralmente sujos e podem conter compostos corrosivos, vapores ácidos, cinzas e particulados, resultando escórias nas superfícies de transferência de calor. Neste caso, as caldeiras recomendadas são as tubulares sem superfície estendida para facilitar a manutenção e a limpeza com os sopradores ou mecanismos de pancada. Além disso, vapor contendo ácido clorídrico (HCl) indica maior potencial de corrosão, particularmente se a operação estiver acima de aproximadamente 480°C. A presença de trióxido de enxofre (SO₃) e ácido clorídrico (HCl) também sugere problemas de corrosão a baixa temperatura Ganapathy (2003).

Uma classificação comum de caldeiras é baseada no local por onde flui o gás da combustão. Quando a vazão de gás da combustão flui dentro dos tubos, é chamada de caldeira fogo-tubular e se o fluxo ocorre no exterior dos tubos e em seu interior escoar a água, a caldeira é chamada de aquatubular. Essas caldeiras são adequadas para grande fluxo de gás de combustão, altas pressões e altas temperaturas. Já as caldeiras flamotubulares são interessantes quando há baixa pressão, abaixo de aproximadamente 34 bars.

Os gases de exaustão da turbina a gás são limpos e podem ser usados em caldeiras aquatubulares com superfícies estendidas para recuperação de calor. Os gases contêm, aproximadamente, entre 6 a 10% em volume de vapor d'água e 14% em volume de oxigênio. A grande quantidade de oxigênio permite o combustível ser queimado sem adição de ar, obtendo dessa maneira uma maior temperatura para o recuperador de calor, o que por consequência gera maior quantidade de vapor. Outra característica interessante é que a vazão mássica do gás de exaustão permanece praticamente constante e, caso a temperatura dos gases de entrada na caldeira de recuperação seja aumentada a partir de queima auxiliar de combustível, a geração de vapor também será aumentada Ganapathy (2003).

De acordo com Ganapathy (2003), os recuperadores de calor são geralmente aquatubulares com superfície estendidas, o que os torna mais compacto. Além disso, devido à baixa diferença da temperatura média logarítmica, os tubos lisos não são eficientes, resultando em projetos grandes e dispendiosos.

2.6 Estado da arte e tecnologia: Recuperação de calor residual de processos.

Diante do problema encontrado em relação às emissões de CO₂ no planeta, além do consumo consciente e eficiente de combustíveis, a recuperação do calor residual nos processos offshore tem sido explorada por vários pesquisadores de todo o mundo com o objetivo de gerar energia sem a necessidade de queima adicional de combustíveis fósseis.

Mondejar et al. (2017) realizaram um estudo de um ORC integrado ao navio de cruzeiro M/S Birka Estocolmo. A avaliação foi realizada por um modelo fora do ponto de projeto (*off-design*) baseado em condições de projeto otimizadas. Usando o ORC, foi possível obter 22% da energia em relação à demanda total de energia a bordo.

Suarez de la Fuente et al. (2017) estudaram a aplicação prática da recuperação de calor residual dos gases de escape dos motores de um navio comercial. Um ciclo Rankine convencional foi comparado ao ORC usando como fluido de trabalho o benzeno, heptano, hexametildisiloxano, tolueno e R245fa. A instalação do Ciclo Rankine orgânico para recuperação de calor residual permitiu uma economia de combustível anual de €154 mil e uma redução de 705 toneladas nas emissões de CO₂. Ao usar o ciclo Rankine orgânico, o consumo de combustível e as emissões de CO₂ caíram 17% quando comparado ao ciclo Rankine convencional.

Mazetto et al. (2015) compararam configurações otimizadas do ORC com ciclos convencionais para recuperação de calor de uma corrente de diesel em uma refinaria de petróleo. A otimização do ciclo foi feita usando vários fluidos orgânicos para maximizar a potência líquida e a potência por área. Usando o R134a foi possível obter a máxima potência e usando água foi obtida a máxima potência por área.

Barrera et al. (2015) estudaram o desempenho exergético dos processos e a integração de um ORC usando ciclopentano como fluido de trabalho em uma unidade FPSO brasileira. Os resultados mostraram um grande potencial para geração de potência líquida a partir da recuperação de calor dos gases de exaustão, resultando uma redução de 15% no consumo de combustível.

Song et al. (2015) estudaram a recuperação de calor residual dos gases de exaustão de um motor diesel marinho por um ORC em cascata. Houve um incremento na eficiência de 10,2% para o motor diesel e o sistema provou ser economicamente atraente.

Larsen et al. (2014) compararam os ciclos Rankine convencional, o Kalina e o ORC para aplicação em um ciclo combinado em um motor diesel naval de dois tempos. Usando o ORC é possível obter a máxima potência, enquanto que com o ciclo Rankine convencional e Kalina é possível produzir apenas 75% da potência obtida pelo ORC. A eficiência térmica da planta com a inserção do ORC é de 52,0%, enquanto que com a inserção dos ciclos Kalina e Rankine a eficiência térmica é 51,0% e 51,1%, respectivamente. Foi possível um aumento da eficiência global da planta de até 2,6%.

Girgin & Ezgi (2017) realizaram um estudo termodinâmico de um ciclo Rankine orgânico para recuperar os gases de escape de um gerador diesel naval. Em um caso ideal é possível produzir 92 kW de potência usando tolueno como fluido de trabalho, além de economizar 25,5 mil litros de combustível diesel e reduzir 67,2 toneladas de emissão de CO₂ ao final de 1000 horas de operação.

Pierobon et al. (2014) realizaram um estudo para determinar qual tecnologia de recuperação de calor é mais adequada para instalações *offshore*. Os resultados mostram que o ORC apresenta melhor desempenho em relação ao ciclo Rankine convencional. Apesar do alto custo dos equipamentos do ORC, os ciclos orgânicos são possíveis soluções para reduzir as emissões de CO₂ em instalações offshore.

Vários outros estudos relacionados a recuperação de calor residual pelo ciclo Rankine orgânico já foram realizados. Lecompte et al. (2017) fizeram a integração de um ORC para recuperação de calor de um forno de arco elétrico de 100 MWe. Oluleye et al. (2016) realizaram modelos matemáticos simplificados de tecnologias de recuperação de calor como o ciclo

Rankine orgânico, resfriadores de absorção e bomba de calor de absorção para avaliar o potencial de recuperação de energia a partir do calor residual em uma refinaria de petróleo. Chen et al. (2017) e Yang et al. (2015) realizaram um estudo para recuperação de calor residual dos gases de exaustão de um motor diesel. Fu et al. (2015) desenvolveram um projeto e construção de um protótipo de um sistema ORC de 250 kW usando R245fa como fluido de trabalho com níveis de pressão de 1,265 MPa e 0,242 MPa. Zhang et al. (2014) desenvolveram um protótipo de um sistema ORC para recuperação de calor residual de um motor diesel. Imran et al. (2014) realizaram um estudo de otimização termo-econômica de um ciclo Rankine orgânico simples e outro com regeneração para recuperação de calor residual com uma fonte de calor constante. Campana et al. (2013) apresentaram uma estimativa de unidades de ORC que podem ser instaladas nas indústrias de cimento, aço, vidro, petróleo e gás nos países da União Européia baseados em plantas reais em operação ou construção. Cao et al. (2016) propuseram o ORC como um ciclo para a recuperação de calor dos gases de escape de uma turbina a gás. O tolueno mostra-se o fluido de trabalho mais adequado para o ciclo combinado.

Além dos estudos exploratórios relacionados ao ciclo Rankine orgânico, outras pesquisas abordam a possibilidade de recuperação de calor com os ciclos Kalina e supercrítico com CO₂. Ahn et al. (2015) realizaram uma revisão sobre os desenvolvimentos relacionados ao ciclo supercrítico com CO₂, destacando suas vantagens em relação as tecnologias existentes com o objetivo de geração de potência. Verificou-se que os ciclos podem alcançar alta eficiência em uma faixa de temperatura na entrada da turbina entre 450 e 600°C, comparado com outros sistemas de geração de potência. O principal benefício encontrado com o ciclo supercrítico com CO₂ é o pequeno porte do sistema global.

Nguyen et al. (2014) efetuaram uma avaliação termodinâmica de uma configuração alternativa do ciclo Kalina a fim de obter diferentes concentrações de amônia no processo de preaquecimento e evaporação, o que envolve uma combinação das misturas e divisões das correntes para alcançar a concentração de amônia desejada e diminuir a geração de entropia no sistema de recuperação de calor. Cinco concentrações podem ser encontradas nesse ciclo modificado: muito rica, rica, básica, pobre e muito pobre. No ciclo Kalina convencional apenas duas concentrações são obtidas: rica e pobre. O trabalho é conduzido de forma a otimizar alguns parâmetros do projeto, como concentração de amônia, pressão da turbina e frações de separação da mistura, a partir de um algoritmo genético. O maior rendimento termodinâmico é atingido pela configuração com reaquecimento. A maior destruição de exergia se deu nas turbinas e na caldeira de recuperação, e os componentes com menor eficiência exergética são o condensador e os recuperadores de calor. De acordo com a análise de sensibilidade dos parâmetros, a

potência líquida de saída é mais sensível à temperatura da água de resfriamento e à temperatura de entrada da fonte de recuperação de calor, enquanto que a eficiência exergética é mais sensível à alteração do primeiro parâmetro.

Tahmasebipour et al. (2014) realizaram uma análise termodinâmica com o objetivo de aumentar a eficiência térmica em uma planta de potência com capacidade de geração de 325 MW localizada em Shazand, Iran. Um ciclo Brayton utilizando CO_2 como fluido de trabalho é acoplado a um ciclo Rankine. O vapor de exaustão do ciclo Rankine é utilizado como fonte de calor primário no ciclo Brayton para pré-aquecimento do CO_2 . Além disso, parte do calor produzido na caldeira é utilizado para aquecer o CO_2 do ciclo Brayton até a temperatura desejada. Os parâmetros do sistema são mudados com o intuito de obter condições otimizadas para o funcionamento do sistema. Os resultados sugerem que a vazão mássica ótima de CO_2 está entre 250 e 300 kg/s e a temperatura de entrada na turbina deve permanecer entre 300 e 325°C, de forma a minimizar o consumo de combustível pelo ciclo Rankine. Além disso, são gerados 18 MW de potência, o que aumenta a potência total da planta em 5,5% e equivale a 1,8% de aumento na eficiência global da planta.

Singh & Kaushik (2013) realizaram uma análise energética e exergética de um ciclo Kalina acoplado em uma planta de potência a vapor com queima de carvão com capacidade de 67,5 MW situada em Delhi, Índia. A planta emprega cinco estágios de regeneração e o vapor é fornecido para a turbina como superaquecido a 812 K e 8623 kPa. A finalidade da análise é aproveitar o rejeito de calor a baixa temperatura do ciclo Rankine de forma a aumentar a eficiência da planta. A variação na fração da mistura água-amônia resulta em grande influência nos parâmetros da planta. Com uma pressão de entrada na turbina de 4000 kPa e uma fração da mistura de 0,8, entendido como uma solução ótima, o ciclo Kalina atingiu eficiência térmica de 12,95% e uma potência líquida adicional de 605 kW, aumentando a eficiência energética global da planta em 0,27% e a eficiência exergética global em 0,25%.

Turchi et al. (2013) exploraram algumas configurações do ciclo Brayton com CO_2 no qual utiliza-se um concentrador solar para obtenção de alta temperatura para a fonte de calor no ciclo de potência. Entre os ciclos analisados estão o ciclo simples com reaquecimento, o ciclo com recompressão e reaquecimento, o ciclo com recompressão, inter-resfriamento e reaquecimento e o ciclo com recompressão, inter-resfriamento do compressor principal e reaquecimento. A máxima pressão considerada no ciclo é 25,0 MPa e a temperatura de entrada na turbina (500 a 850°C) e do compressor (45 a 65°C) são variados com o intuito de verificar o comportamento de cada ciclo de potência. É possível obter eficiência acima de 50%, sendo que o ciclo simples

possui a menor eficiência entre todos os ciclos analisados, atingindo tal porcentagem de eficiência na maior temperatura de entrada da turbina considerada.

Eymel et al. (2012) realizaram uma análise termodinâmica de um ciclo Kalina a partir da primeira e segunda lei da termodinâmica para determinar a concentração ótima da mistura água-amônia e a pressão na entrada da turbina. A água geotérmica é usada como fonte de calor para evaporação da mistura e o software Hysys foi usado para determinação das propriedades termodinâmicas, baseadas nas equações de estado de Soave-Redlich-Knong (SRK). O estudo realizado abordou a influência dos parâmetros do ciclo, assim como a perda de exergia de cada componente, a influência da composição da mistura, o porte dos componentes para diferentes configurações e os custos dos trocadores de calor, turbina e bombas. O menor custo por unidade de potência, correspondente a 888,0 USD/kW, foi obtido utilizando uma mistura de 84% de fração mássica de amônia e 16% de água e com pressão de evaporação de 2500 kPa, o que produz uma potência de 923,98 kW com uma eficiência térmica de 5,86%.

Kim et al. (2012) compararam diferentes configurações do ciclo Rankine e Brayton transcrito e supercrítico utilizando fonte de calor a baixa e alta temperatura. A análise energética e exergética são realizadas a fim de maximizar a potência de saída para uma mesma fonte de calor. Observou-se que a eficiência térmica do ciclo Rankine transcrito é menor que para o ciclo Brayton transcrito, pois no ciclo Rankine a temperatura na entrada do recuperador de calor é menor que a do ciclo Brayton, para as condições impostas. Isso faz com que o calor específico do CO₂ a menores temperaturas, particularmente abaixo de 120°C, seja muito baixo, obtendo menor recuperação de calor. Caso a temperatura seja mais elevada, o ciclo Rankine pode ser mais interessante devido à reduzida potência da bomba em relação ao compressor do ciclo Brayton. Através da comparação entre os ciclos, é possível um aumento de 25,0% na geração de potência e 10,0% na eficiência do ciclo com uma fonte de calor a 600°C.

Kulháněk & Dostál (2011) compararam algumas configurações do ciclo Brayton supercrítico com CO₂. A simulação é realizada considerando a pressão máxima do ciclo de 25 MPa e temperatura de 32°C na entrada do compressor. Variou-se a temperatura de entrada da turbina entre 500 e 850°C e a razão da pressão, entre 2 e 9. Em termos da eficiência térmica, o ciclo com recompressão mostrou-se a melhor opção quando a temperatura de entrada na turbina está entre 500°C e 600°C. Em temperaturas superiores, o ciclo com resfriamento parcial no compressor apresentou melhores resultados. Em todos os casos analisados a eficiência térmica foi superior ao ciclo Brayton simples.

Chen et al. (2011) realizaram uma análise energética e exergética do ciclo Rankine transcrito com CO₂ e R32 como fluido de trabalho, com o objetivo de geração de potência. A

análise foi conduzida a partir de um ciclo Rankine simples, variando a temperatura de entrada na turbina entre 100°C e 180°C e considerando a temperatura do fluido de condensação como 24°C. Comparado ao CO₂, o fluido R32 possui maior condutividade térmica e condensa mais facilmente. A análise energética mostrou que o ciclo com R32 alcança 12,6% e 18,7% mais alta eficiência e potência, respectivamente, com menores pressões no ciclo. Além disso, o R32 possui maior densidade exergética, resultando em menor vazão mássica para a mesma potência de saída.

Bombarda et al. (2010) realizaram uma comparação entre o ciclo Kalina e o ciclo Rankine Orgânico utilizando como fluido de trabalho o hexamethyldisiloxane. A fonte de calor é baseada na recuperação de calor a partir de dois motores de combustão Diesel com potência de 8900 kW cada, o que resulta em uma vazão mássica dos gases de exaustão de 35 kg/s a 346°C. Usando o ciclo Kalina foi obtida uma potência elétrica líquida de 1615 kW, aliado a uma eficiência do ciclo de 19,7%. Ao usar o ORC a potência líquida resultante foi de 1603 kW com eficiência de 21,5%. Verificou-se ainda que o ciclo Kalina exige uma pressão máxima mais elevada em relação ao ORC para obter uma alta performance termodinâmica. Se a pressão máxima no ciclo Kalina for da ordem de 100 bar, o desempenho dos ciclos é similar. Consequentemente, a turbina torna-se um componente crítico no ciclo, devendo ser de múltiplos estágios ou trabalhar com uma rotação elevada, de modo a garantir alta eficiência isentrópica.

Cayer et al. (2009) realizaram uma análise detalhada do ciclo de potência transcrito com dióxido de carbono utilizando como fonte de calor os gases do processo. A metodologia é aplicada para um caso cuja fonte de calor está a 100°C e vazão mássica de 314,5 kg/s, sendo que a água para condensação do fluido de trabalho encontra-se a 10°C. As temperaturas máxima e mínima do ciclo são fixadas em 95°C e 15°C. Verificou-se que uma pressão no gerador de vapor de 13,5 MPa maximiza a eficiência térmica (8,4%) e exergética (63,4%) quando não se utiliza o regenerador no ciclo. Para o caso em que o regenerador é incluído, a eficiência térmica passa para 8,6% e a pressão ótima para 11,3 MPa, o que faz a eficiência exergética aumentar para 64,6%. Para maximizar a potência líquida de saída a pressão encontrada é de 11,5 MPa, o que deixa claro que o ponto de máxima eficiência não estará, necessariamente, no ponto de máxima potência de saída. A inclusão do regenerador melhora tanto a eficiência energética quanto a exergética, mas não afeta a potência específica de saída, mas esse componente diminui a pressão na qual as eficiências atingem seus valores máximos. Por outro lado, o regenerador aumenta significativamente a área total de troca de calor do ciclo.

Chen et al. (2006) compararam um ciclo de potência transcrito com dióxido de carbono e um ciclo Rankine orgânico utilizando R123 como fluido de trabalho e os gases de exaustão a

150°C e 0,4 kg/s como fonte de calor. Para comparar os ciclos em condições semelhantes, utilizou-se a temperatura média de adição de calor para o ciclo com CO₂, pois nesse ciclo o processo de evaporação e condensação não é um processo isotérmico. Os resultados mostraram que para as mesmas condições, o transcrito com CO₂ obteve uma potência útil levemente superior ao ciclo Rankine orgânico. Além disso, o sistema de potência com dióxido de carbono é mais compacto e menos degradante ao meio ambiente que o ciclo Rankine orgânico, entretanto, a eficiência térmica é levemente inferior.

Nag & Gupta (1998) efetuaram uma análise exergética de um ciclo Kalina para recuperação de calor dos gases de exaustão de uma turbina a gás a 550°C. São analisados os efeitos dos parâmetros do ciclo assim como a exergia em cada componente. Foi observado que as condições de entrada na turbina, como por exemplo, composição da mistura e temperatura, são parâmetros importantes no que diz respeito às eficiências energética e exergética. Além disso, aproximadamente 50% da exergia perdida encontra-se no recuperador de calor e é aumentada à medida que a fração de massa de amônia na fase líquida aumenta, entretanto, a perda se reduz à medida que a temperatura da mistura na entrada da turbina aumenta.

Kalina (1983) realizou a comparação entre dois ciclos Kalina utilizando como fonte de calor os gases de exaustão de um motor diesel com potência líquida de 5,12 kW. A temperatura de exaustão dos gases é de 398,9°C, que é resfriado até aproximadamente 100°C pela troca de calor em um recuperador de calor. O primeiro caso, chamado “Sistema I”, possui apenas um equipamento para destilação da mistura água-amônia, e no segundo, chamado “Sistema II”, há dois equipamentos, o que o torna um sistema mais completo e robusto. É possível obter 577,4 kW de potência usando o ciclo Rankine convencional com um custo instalado de aproximadamente 2200 \$/kW. Usando a mesma fonte de calor, os dois ciclos Kalina são desenvolvidos e analisados. O Sistema I obteve potência líquida de 730,3 kW e o sistema II alcança 860,9 kW. Além disso, o sistema I obteve a maior eficiência térmica, 20,5%, enquanto que o Rankine e o Sistema II obtiveram 15,7 % e 15,2 %, respectivamente. Com relação à eficiência de segunda lei, o Sistema II obteve um rendimento levemente maior em relação ao Sistema I, 51,9% contra 51,8%, mas em relação ao ciclo Rankine a diferença é expressiva, sendo 11,5% maior.

Na atualidade, há disponibilidade comercial de equipamentos e também de algumas plantas para geração de eletricidade utilizando um ciclo Rankine orgânico, conforme apresentado no catálogo do resultado semestral pela empresa Ormat (2017), que apresenta algumas plantas instaladas usando energia geotérmica para geração de eletricidade a partir de

um ORC. A potência de geração vai desde 10 MW na planta Jersey Valley, localizada em East Nevada, até 130 MW na planta Olkaria III, Complex, localizada no Quênia.

Outras plantas com menor capacidade estão instaladas. A empresa Aqylon Smarter Power (n.d.) com a planta Septèmes-les-Vallons Veolia Project recupera o calor residual dos gases de exaustão e do sistema de arrefecimento de dois motores de combustão, gerando até 300kWe, o que aumenta a geração de energia elétrica em 10%, e também a eficiência da planta. Ainda a Aqylon Smarter Power (n.d.) projetou a recuperação de calor de uma usina de biogás na França, para a Trifyl Project, para geração de 100kWe. A empresa Turboden (2014) possui em seu catálogo unidades de geração de energia elétrica a partir da tecnologia ORC com capacidade de geração desde 0,6 MW, pela Turboden 6 CHP, até 3 MW, pela Turboden 30 CHP.

3 METODOLOGIA DE ABORDAGEM DOS CICLOS PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA RESIDUAL

Este capítulo apresenta a metodologia teórica para análise dos ciclos e sistemas propostos, a fim de esclarecer as considerações, as fundamentações teóricas e o desenvolvimento do estudo, assim como os métodos para solução dos sistemas de equações.

3.1 A Primeira Lei da Termodinâmica (Análise energética)

A partir das equações de balanço de massa, energia e entropia, os componentes dos ciclos podem ser analisados individualmente. De acordo com Klein & Nellis (2012), o balanço de massa na forma diferencial de um sistema é dado pela Equação (1), onde $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ são as taxas de vazões mássicas entrando e saindo do volume de controle.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{vc} \dot{m}_e - \sum_{vc} \dot{m}_s \quad (1)$$

Para um sistema cuja fronteira seja permeável, possibilitando a entrada e saída de massa do volume de controle, a Primeira Lei da Termodinâmica na forma diferencial é dada pela Equação (2), onde: dE/dt é a taxa de variação da energia; $\dot{Q}_{vc}$ é a taxa de transferência de calor para dentro ou para fora da fronteira; $\dot{W}_{vc}$ é a taxa de realização de trabalho para dentro ou para fora da fronteira; h_e e h_s são as entalpias específicas na entrada e saída da fronteira; V_e e V_s são as velocidades das correntes de entrada e saída da fronteira.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{vc} \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dot{m}_e - \sum_{vc} \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \dot{m}_s \quad (2)$$

A eficiência energética dos ciclos, η , é definida pela razão entre a potência líquida obtida, $\dot{W}_{liq}$, e a entrada de calor do ciclo, $\dot{Q}_{ent}$, conforme apresentado pela Equação (3). O fator de utilização, ϵ_u , é outro parâmetro importante em plantas de cogeração, pois mede o quanto do calor inserido no sistema é utilizado para alguma finalidade, seja para geração de energia ou geração de calor de processo, $\dot{Q}_{processo}$, conforme apresentado na Equação (4) em função da vazão mássica e do poder calorífico inferior do combustível, designado pelo subscrito comb.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (3)$$

$$\epsilon_u = \frac{\sum \dot{W}_{liq} + \dot{Q}_{processo}}{(\dot{m}.PCI)_{comb}} \quad (4)$$

Para determinação da eficiência isentrópica da turbina é possível relacionar as propriedades termodinâmicas de entrada e saída do equipamento. A eficiência da turbina é definida pela razão entre o trabalho real resultante da turbina e o que seria alcançado se o processo entre a entrada e saída fosse isentrópico, conforme apresentado na Equação (5), onde $h_{s,r}$ é a entalpia real e $h_{s,s}$ é a entalpia na saída da turbina em uma expansão isentrópica.

$$\eta_T = \frac{\text{Trabalho real}}{\text{Trabalho isentrópico}} = \frac{h_e - h_{s,r}}{h_e - h_{s,s}} \quad (5)$$

A eficiência isentrópica do compressor/bomba é determinada de forma similar ao da turbina. A diferença é que o trabalho isentrópico dos compressores é menor que o trabalho real, o que faz com que o trabalho isentrópico fique no numerador e o real no denominador, conforme Equação (6).

$$\eta_C = \frac{\text{Trabalho isentrópico}}{\text{Trabalho real}} = \frac{h_{s,s} - h_e}{h_{s,r} - h_e} \quad (6)$$

3.2 Análise Exergética

Exergia é o máximo trabalho útil que pode ser obtido pela evolução do estado em que se encontra até o estado de equilíbrio com o meio ambiente. Trata-se de uma propriedade termodinâmica que é utilizada para determinar uma quantidade termodinâmica de exergia, assim como está relacionada ao valor econômico. Em um determinado sistema energético operando acima da temperatura ambiente, é possível pensar em exergia como sendo a parte útil da energia, ou seja, a parte da energia que pode ser transformada em outra forma de energia. Parte da exergia total fornecida para um sistema é destruída em um processo real, e essa destruição é uma medida direta das irreversibilidades presentes no sistema. Outra parte da exergia é perdida, como aquela exergia associada a corrente material ou a exergia rejeitada para o ambiente. Estas avaliações são feitas a partir da análise exergética, também chamada de análise da Segunda Lei da Termodinâmica Tsatsaronis (1993).

A análise exergética fornece ferramentas para avaliar a magnitude da energia perdida em relação à energia fornecida ou transformada em energia útil na planta ou componentes analisados. Tsatsaronis (1993) cita alguns exemplos do motivo pelo qual a análise da Primeira Lei da Termodinâmica não consegue identificar a perda de energia real ou o uso eficaz dos combustíveis: a primeira lei não identifica qualquer perda em um reator químico, como um gaseificador, ou processo de estrangulamento adiabático; a primeira lei não mostra qual parte da entalpia de uma corrente material ou da transferência de calor é termodinamicamente útil; a primeira lei não identifica qualquer degradação de energia em um trocador de calor adiabático.

3.2.1 Balanço exergético e destruição de exergia

A Primeira Lei da Termodinâmica se foca na exigência de que a energia deve ser conservada durante um processo, mas não faz restrições à direção de um processo e não garante que este processo de fato aconteça. Para garantir, é preciso que a Segunda Lei da Termodinâmica também seja satisfeita, se importando mais com a qualidade com que o processo acontece, assim como com o nível de degradação da energia durante um processo.

Para verificar essa degradação de energia, a Segunda Lei da Termodinâmica pode ser aplicado conforme Equação (7), o que fornece a geração de entropia.

$$\frac{dS}{dt} = \int_1^2 \frac{\delta \dot{Q}}{T} + \sum_{vc} s_e \dot{m}_e - \sum_{vc} s_s \dot{m}_s + \dot{S}_{ger} \quad (7)$$

As irreversibilidades como atrito, mistura, reações químicas, transferência de calor com diferença finita de temperaturas e expansão não resistida sempre geram entropia e, conseqüentemente, destrói exergia. É possível determinar as irreversibilidades de qualquer sistema de duas formas: a partir da geração de entropia e a partir do balanço de exergia. Vale ressaltar que de qualquer forma os resultados são idênticos.

A exergia destruída é proporcional à entropia gerada, sendo uma quantidade sempre positiva para processos reais, igual a zero para processos reversíveis e impossível para quantidade negativa, conforme o teorema de Gouy-Stodola. Em outras palavras, a exergia destruída representa o potencial de trabalho perdido, o que também pode ser chamado de irreversibilidade. A Equação (8) expressa a destruição de exergia em função da geração de entropia.

$$\dot{Ex}_d = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (8)$$

É possível concluir que a destruição de exergia ou o trabalho perdido depende da escolha do reservatório de referência. Portanto, de acordo com Bejan (1982) é possível definir um referencial baseado em uma temperatura para todos os sistemas, considerada como a temperatura atmosférica padrão de 25°C (298,15 K). Desta forma, a única maneira de reduzir a exergia destruída do sistema é minimizando sua geração de entropia.

O balanço de exergia em um sistema é enunciado, de acordo com Cengel & Boles (2015), como a variação total de exergia dentro do sistema, $d\dot{Ex}_{vc}/dt$, que deve ser igual à diferença entre a transferência de exergia total que entra e que sai através da fronteira do sistema, menos a exergia destruída. Nessa transferência de exergia através da fronteira estão inclusas as contribuições da exergia associada à transferência de calor, $\dot{Q}_j$, trabalho, $\dot{W}_{vc}$, e massa entrando e saindo através da fronteira, conforme apresentado na Equação (9).

$$\frac{d\dot{Ex}_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - P_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_{ent} \dot{Ex}_{Tot} - \sum_{sai} \dot{Ex}_{Tot} - \dot{Ex}_d \quad (9)$$

onde $P_0 dV_{vc}/dt$ representa o trabalho atmosférico realizado pela ou sobre a fronteira (não contabilizado como trabalho útil), T_0 é a temperatura de referência e T_j é a temperatura da fronteira do sistema onde a transferência de calor ocorre.

De acordo com a convenção adotada, quando $T_j > T_0$ a transferência de calor para o sistema aumenta a exergia do sistema, ou seja, a transferência de calor e de exergia estão no mesmo sentido. Quando $T_j < T_0$ a energia do meio à baixa temperatura aumenta como resultado da transferência de calor, mas sua exergia diminui, ou seja, a transferência de exergia e de calor têm direções opostas.

Bejan (1982) cita as formas mais comuns de geração de entropia: choque de fluidos, assim como o atrito fluido; atrito sólido; livre expansão de gás (descompressão, explosão); estrangulamento de fluxo; mistura de fluidos dissimilares, podendo ser dissimilar pela temperatura, pressão ou composição; transferência de calor através de uma diferença de temperatura finita; mudança de fase onde as condições iniciais não estão em equilíbrio, como líquido subresfriado, superaquecido; solução de um sólido em um líquido; deformação plástica de um sólido; histerese eletromagnética; efeito Joule em um condutor elétrico ou qualquer reação química que ocorre com certa rapidez.

Tsatsaronis (1993) fracionou a exergia total de um fluxo mássico, $\dot{E}x_{Tot}$, em quatro componentes: exergia cinética, $\dot{E}x_c$, exergia potencial, $\dot{E}x_p$, exergia física, $\dot{E}x_F$, e exergia química, $\dot{E}x_{Qui}$. Desconsiderando a exergia nuclear, magnética, elétrica e de efeitos interfaciais no somatório, a exergia total pode ser obtida a partir da Equação (10).

$$\dot{E}x_{Tot} = \dot{E}x_c + \dot{E}x_p + \dot{E}x_F + \dot{E}x_{Qui} \quad (10)$$

A exergia cinética e potencial são iguais à energia cinética e potencial, conforme apresentado nas Equações (11) e (12), respectivamente.

$$\dot{E}x_c = \frac{1}{2} \dot{m} V^2 \quad (11)$$

$$\dot{E}x_p = \dot{m} g z \quad (12)$$

A exergia física contida em um sistema fechado, $\dot{E}x_{F,SF}$, é dada pela Equação (13), onde u é a energia interna específica, v o volume específico e s é a entropia específica do sistema fechado. O subscrito 0 refere-se a pressão e a temperatura no estado termodinâmico de referência.

$$\dot{E}x_{F,SF} = \dot{m} [(u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)] \quad (13)$$

Em um sistema aberto ocorre a entrada de massa para dentro ou para fora do volume de controle, portanto, a transferência de exergia física, $\dot{E}x_{F,SA}$, acontece com o mesmo sentido da vazão mássica, conforme apresentado na Equação (14), onde h é a entalpia específica.

$$\dot{E}x_{F,SA} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (14)$$

A exergia física ainda pode ser dividida em duas outras componentes de exergia: a exergia térmica, $\dot{E}x_F^T$, devido a temperatura do sistema e a exergia mecânica, $\dot{E}x_F^M$, devido a pressão do sistema, conforme Equação (15). A exergia térmica não pode ser negativa, entretanto, a exergia mecânica, e por consequência a exergia física, podem assumir valores negativos, desde que a pressão do sistema seja menor que a pressão do ambiente de referência, indicando dessa forma o balanço termomecânico para que o sistema e o ambiente de referência alcancem o equilíbrio Tsatsaronis (1993).

$$\dot{Ex}_F = \dot{Ex}_F^T + \dot{Ex}_F^M \quad (15)$$

A exergia química é o máximo trabalho que pode ser obtido quando a substância em questão é levada ao completo equilíbrio termodinâmico com o ambiente através de processos que envolvam transferência de calor e massa com o meio. Sendo assim, para o cálculo da exergia química, a composição química do ambiente de referência é necessária, assim como a temperatura e pressão de referência.

Dias (2017) cita que a exergia química pode ser dividida em dois casos: sem reação química, mas há substâncias presentes no ambiente, provocando variação da energia livre de Gibbs. Neste caso, o cálculo da exergia química leva em consideração apenas a diferença de concentração entre a substância e o seu equivalente no estado de referência padrão. O segundo caso se refere às substâncias que estão presentes no estado padrão de referência, necessitando inserir a variação da energia livre de Gibbs para representar a reação química, além da diferença de concentração entre os produtos da reação e o ambiente. De acordo com Kotas (1995) a exergia química de uma mistura de gases ideais, $\dot{Ex}_{Qui,mis}$, é a soma das exergias dos componentes menos a irreversibilidade do processo de mistura, conforme apresentado na Equação (16). O segundo termo desta equação é sempre negativo, portanto, a exergia de uma mistura é sempre menor que a soma das exergias dos componentes na pressão e temperatura da mistura.

$$\dot{Ex}_{Qui,mis} = \sum_i x_i \dot{Ex}_i + \bar{R}T_0 \sum_i x_i \ln(x_i) \quad (16)$$

A exergia química de combustíveis envolve maiores complicações, pois ocorre a reação química para queima do combustível, o que está relacionado ao potencial químico do combustível e ao estado de referência padrão, conforme apresentado na Equação (17) em função de Gibbs Dias (2017).

$$\dot{Ex}_{Qui,comb} = -\Delta G(T_0, P_0) + \dot{Ex}_{amb}^{Qui} \quad (17)$$

Na presença de irreversibilidades, exergia é destruída. Portanto, uma forma de avaliar a perda de exergia durante um processo é através da eficiência exergética, ε , conforme definido na Equação (18).

$$\varepsilon = \frac{\text{Exergia Recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} = 1 - \frac{\text{Exergia destruída}}{\text{Exergia fornecida}} \quad (18)$$

3.3 Comparação energética e exergética dos ciclos Rankine Orgânico, Kalina e Supercrítico com CO₂

A fim de estudar uma forma para aproveitamento energético em uma plataforma de petróleo do tipo FPSO, algumas tecnologias de geração de potência a partir da recuperação da energia residual são exploradas. Os ciclos supercríticos com CO₂, Kalina e o ciclo Rankine orgânico (ORC) são analisados e comparados. A análise é realizada no ambiente do software Thermoflex®, no qual são desenvolvidos modelos termodinâmicos de cada ciclo para simulá-los em diferentes condições. Algumas considerações acerca dos ciclos são necessárias para seguir um padrão de análise em todos os casos.

- ✓ O fluido de arrefecimento no condensador é a água;
- ✓ O fluido entra na bomba como líquido saturado;
- ✓ As perdas de pressão no condensador e recuperador de calor são desprezadas;
- ✓ A eficiência isentrópica considerada para a bomba e a turbina é 85%.
- ✓ A efetividade do recuperador de calor é 90%;
- ✓ O mínimo *Pinch Point* do recuperador de calor e do condensador é 5°C;
- ✓ O ΔT da água de arrefecimento do condensador é 10°C;
- ✓ A temperatura de condensação dos ciclos é 40°C.

A temperatura de condensação estabelece a pressão de condensação para cada ciclo. Todas as simulações são realizadas de forma que o título na saída da turbina seja maior que 90% para evitar problemas de erosão nas pás da turbina, o que seria prejudicial para o equipamento e desempenho do ciclo. Além disso, as simulações são realizadas sem estabelecer um limite para a temperatura de saída da fonte quente após o recuperador de calor.

3.3.1 Ciclos Rankine orgânicos.

A princípio, um importante passo é a definição de quais fluidos são mais adequados para aplicação no ciclo Rankine orgânico. A escolha de um fluido orgânico com boas características ambientais, de segurança e que resulte em um ciclo eficiente é de suma importância. Os fluidos orgânicos estudados são escolhidos baseados em Chen et al. (2010), que fez um estudo sobre

os vários tipos de fluidos, citando os mais vantajosos para cada nível de temperatura da fonte quente. A Figura 13 e a Figura 14 apresentam diversos fluidos em função da curva de vapor saturado. Quanto mais positivo o valor de $\xi = dT/ds$, mais seco será o fluido, e quanto mais negativo, mais úmido ele será. Fluidos com ξ próximos de zero são considerados fluidos isentrópicos.

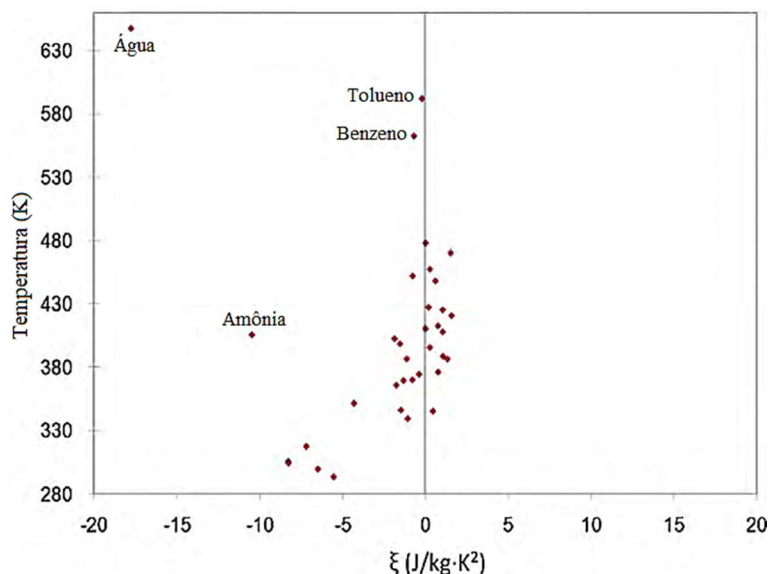


Figura 13 – Distribuição dos fluidos refrigerantes em função da temperatura crítica e da inclinação da curva de vapor saturado(ξ).

Fonte: Chen et al. (2010)

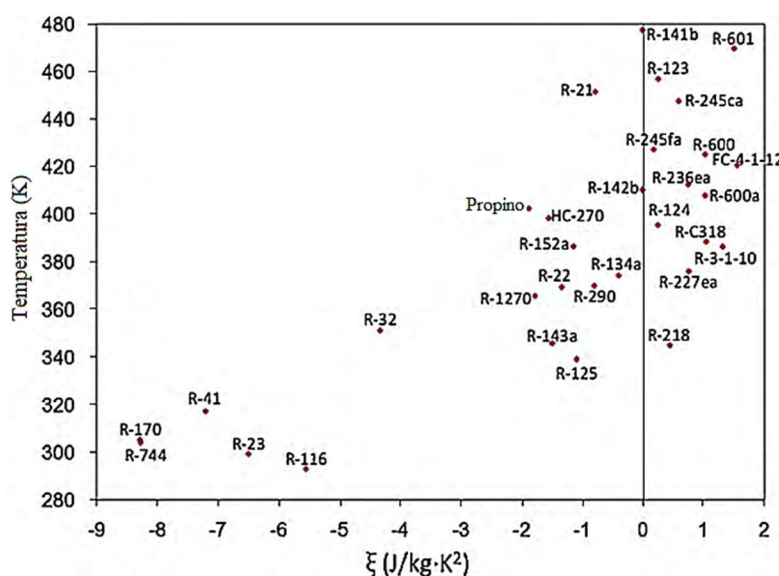


Figura 14 – Distribuição dos fluidos refrigerantes em função da temperatura crítica e da inclinação da curva de vapor saturado(ξ).

Fonte: Chen et al. (2010)

Os fluidos selecionados para análise são: R227ea, R142b, R134a, R124, R600a, R600, R601, R123, R245fa, R245ca, R141b e o tolueno. Devido a limitação de peso e espaço nas

plataformas FPSO, dois ciclos orgânicos mais compactos são estudados: o ciclo Rankine orgânico regenerativo e o simples, conforme apresentado na Figura 15 i) e ii), respectivamente.

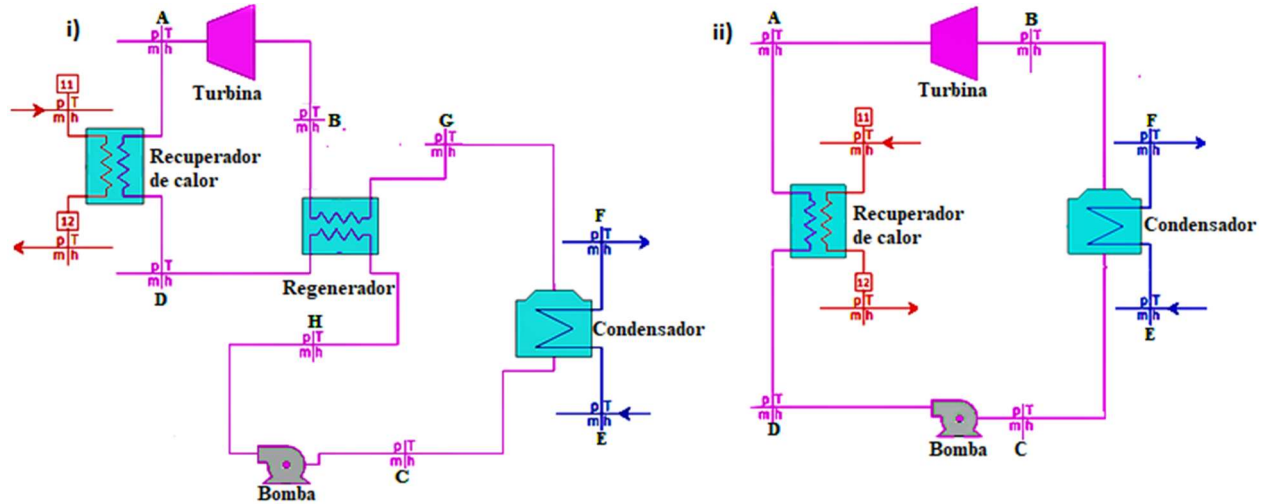


Figura 15 – i) Ciclo Rankine orgânico regenerativo ii) Ciclo Rankine orgânico simples
Fonte: Elaboração própria

Os balanços de energia e de entropia, conforme descrito no capítulo 3 desta tese, são aplicados a cada componente do ciclo para determinar as relações que os regem. Considerando que os equipamentos estão em regime permanente, são adiabáticos, e desprezando os efeitos da energia cinética e potencial, a Tabela 4 apresenta a modelagem para o ORC simples e na Tabela 5 para o ORC regenerativo.

Tabela 4 – Balanço de energia e exergia destruída nos equipamentos do ORC simples.

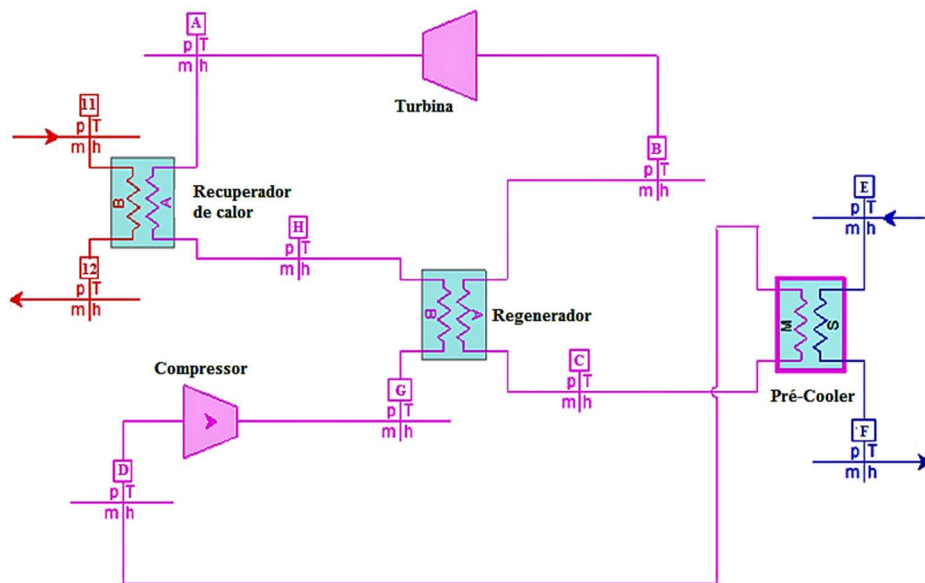
Turbina	$\dot{W}_T = \dot{m}(h_A - h_B)$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;T} = T_0[\dot{m}(s_B - s_A)]$	Destruição de exergia
	$\eta_T = \frac{h_A - h_{B,r}}{h_A - h_{B,s}}$	Eficiência isentrópica
Bomba	$-\dot{W}_b = \dot{m}(h_D - h_C)$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;b} = T_0[\dot{m}(s_C - s_D)]$	Destruição de exergia
	$\eta_b = \frac{h_{C,s} - h_D}{h_{C,r} - h_D}$	Eficiência isentrópica
Condensador	$\dot{Q}_{Co} = \dot{m}(h_B - h_C) = \dot{m}_E(h_E - h_F)$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;Co} = T_0[\dot{m}(s_C - s_B) + \dot{m}_E(s_F - s_E)]$	Destruição de exergia
Recuperador de calor	$\dot{Q}_{RC} = \dot{m}(h_D - h_A) = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;RC} = T_0[\dot{m}(s_A - s_D) + \dot{m}_{11}(s_{12} - s_{11})]$	Destruição de exergia

Tabela 5 – Balanço de energia e exergia destruída nos equipamentos do ORC regenerativo.

Turbina	$\dot{W}_T = \dot{m}(h_A - h_B)$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;T} = T_0[\dot{m}(s_B - s_A)]$	Destruição de exergia
	$\eta_T = \frac{h_A - h_{B,r}}{h_A - h_{B,s}}$	Eficiência isentrópica
Bomba	$-\dot{W}_b = \dot{m}(h_H - h_C)$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;b} = T_0[\dot{m}(s_C - s_H)]$	Destruição de exergia
	$\eta_b = \frac{h_{C,s} - h_H}{h_{C,r} - h_H}$	Eficiência isentrópica
Condensador	$\dot{Q}_{Co} = \dot{m}(h_G - h_C) = \dot{m}_E(h_E - h_F)$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;Co} = T_0[\dot{m}(s_C - s_G) + \dot{m}_E(s_F - s_E)]$	Destruição de exergia
Recuperador de calor	$\dot{Q}_{RC} = \dot{m}(h_D - h_A) = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;RC} = T_0[\dot{m}(s_A - s_D) + \dot{m}_{11}(s_{12} - s_{11})]$	Destruição de exergia
Regenerador	$\dot{Q}_R = \dot{m}(h_B - h_G) = \dot{m}(h_H - h_D)$	Balanço de energia
	$\dot{E}x_{d;R} = T_0[\dot{m}(s_G - s_B) + \dot{m}(s_D - s_H)]$	Destruição de exergia

3.3.2 Ciclo supercrítico com CO₂.

O estudo do ciclo supercrítico é baseado no mesmo *layout* proposto por Kim et al. (2012), pensando na simplicidade, economia e obtenção de um equipamento compacto para aplicação onde o peso e o espaço são importantes. O ciclo proposto é apresentado na Figura 16.

Figura 16 – Ciclo supercrítico com CO₂

Fonte: Elaboração própria

A modelagem de cada equipamento a partir do balanço de energia e aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica é apresentada na Tabela 6 para o ciclo supercrítico com CO₂.

É importante citar que o ciclo supercrítico com CO₂ opera sempre acima da temperatura e pressão crítica, conforme apresentado pelo diagrama temperatura versus entalpia da Figura 17, portanto, não ocorre mudança de fase do fluido de trabalho no ciclo supercrítico, impossibilitando as simulações com o condensador disponível no ambiente do Thermoflex. Este equipamento é substituído por um trocador de calor cuja finalidade é reduzir a temperatura do CO₂ até a temperatura inferior do ciclo.

Tabela 6 – Balanço de energia e exergia destruída nos equipamentos do ciclo sCO ₂ com regeneração.		
Turbina	$\dot{W}_T = \dot{m}(h_A - h_B)$	Balanço de energia
	$\eta_T = \frac{h_A - h_{B,r}}{h_A - h_{B,s}}$	Eficiência isentrópica
	$\dot{E}x_{d,T} = T_0[\dot{m}(s_B - s_A)]$	Exergia destruída
Compressor	$-\dot{W}_C = \dot{m}(h_D - h_G)$	Balanço de Energia
	$\eta_C = \frac{h_{G,s} - h_D}{h_{G,r} - h_D}$	Eficiência isentrópica
	$\dot{E}x_{d,C} = T_0[\dot{m}(s_G - s_D)]$	Exergia destruída
Cooler	$\dot{Q}_{Tc} = \dot{m}(h_C - h_D) = m_E(h_E - h_F)$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d,Tc} = T_0[\dot{m}(s_D - s_C) + m_E(s_F - s_E)]$	Exergia destruída
Recuperador de calor	$\dot{Q}_{RC} = \dot{m}(h_H - h_A) = m_{11}(h_{11} - h_{12})$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d,RC} = T_0[\dot{m}(s_A - s_H) + m_{11}(s_{12} - s_{11})]$	Exergia destruída
Regenerador	$\dot{Q}_R = \dot{m}(h_B - h_C) = \dot{m}(h_G - h_H)$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d,R} = T_0[\dot{m}(s_C - s_B) + m_1(s_H - s_G)]$	Exergia destruída

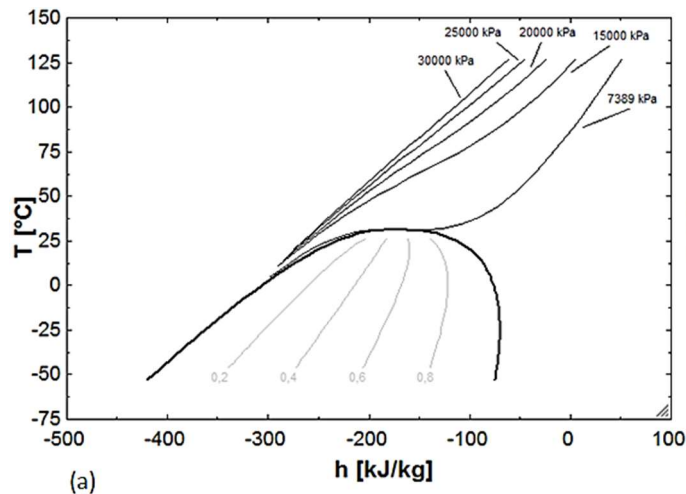


Figura 17 – Diagrama Temperatura versus entalpia do ciclo supercrítico com CO₂

3.3.3 Ciclo Kalina.

Apesar de haver uma diversidade grande de ciclos Kalina (vide capítulo 2.1.2), um critério limitante em plataformas FPSO é o espaço ocupado pelos equipamentos e o seu peso. Sendo assim, os ciclos que são adequados para a fonte de calor a alta temperatura (conforme Figura 4 e Figura 5 apresentadas anteriormente), tornam-se impraticáveis para a aplicação na FPSO devido à grande quantidade de equipamentos. Portanto, optou-se por avaliar um ciclo Kalina com menor quantidade de equipamentos, mesmo diante do conhecimento de que não é o mais adequado para fontes de calor em temperaturas mais elevadas. O ciclo Kalina considerado nas análises é o KCS 34, conforme Figura 18. Nota-se que mesmo sendo uma das configurações do ciclo Kalina com menor quantidade de equipamentos, quando comparado ao ciclo supercrítico com CO₂ e ORCs apresentados nos capítulos 3.3.1 e 3.3.2, este ciclo apresenta maior quantidade de equipamentos.

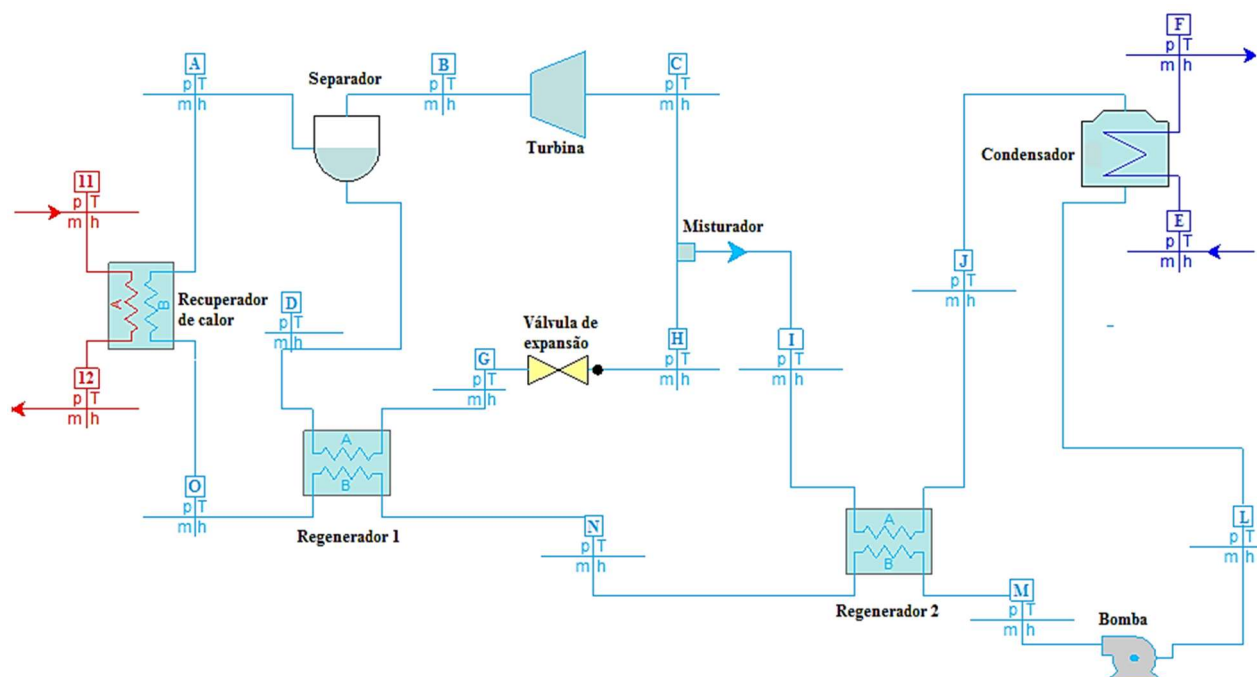


Figura 18 – Ciclo Kalina - KCS 34
Fonte: Elaboração própria

O fluido de trabalho deste ciclo é uma mistura de água-amônia e devido às diferentes composições da mistura em cada ponto do ciclo, além do balanço de energia e aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica, a aplicação do balanço de espécie torna-se necessária, conforme apresentado na Tabela 7. Singh & Kaushik (2013) realizaram um estudo no qual a

fração de amônia, y , ótima no recuperador de calor é 0,8 em um ciclo semelhante ao proposto neste trabalho, a qual será também utilizada nas simulações do ciclo Kalina.

Tabela 7 – Balanço de energia e exergia destruída nos equipamentos do ciclo Kalina.

Turbina	$\dot{W}_T = \dot{m}_B(h_B - h_C)$	Balanço de Energia
	$s_{Cs} = s_B$	Segunda Lei
	$\dot{E}x_{d;T} = T_0[\dot{m}_B(s_C - s_B)]$	Exergia Destruída
Separador	$\dot{m}_A y_A = \dot{m}_B y_B + \dot{m}_D y_D$	Balanço de Espécie
	$\dot{m}_A h_A = \dot{m}_B h_B + \dot{m}_D h_D$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d;Sep} = T_0[\dot{m}_B s_B + \dot{m}_D s_D - \dot{m}_A s_A]$	Exergia Destruída
Bomba	$-\dot{W}_b = \dot{m}_L(h_L - h_M)$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d;b} = T_0[\dot{m}_L(s_M - s_L)]$	Exergia Destruída
Condensador	$\dot{Q}_{Co} = \dot{m}_J(h_J - h_L) = \dot{m}_E(h_E - h_F)$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d;co} = T_0[\dot{m}_J(s_L - s_J) + \dot{m}_E(s_F - s_E)]$	Exergia Destruída
Recuperador de calor	$\dot{Q}_{RC} = \dot{m}_A(h_O - h_O) = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d;RC} = T_0[\dot{m}_A(s_A - s_O) + \dot{m}_{11}(s_{12} - s_{11})]$	Exergia Destruída
Regenerador 1	$\dot{Q}_{Reg1} = \dot{m}_D(h_D - h_G) = \dot{m}_N(h_N - h_O)$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d;Reg1} = T_0[\dot{m}_D(s_G - s_D) + \dot{m}_N(s_O - s_N)]$	Exergia Destruída
Válvula de Expansão	$h_H = h_G$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d;VE} = T_0[\dot{m}_G(s_H - s_G)]$	Exergia Destruída
Regenerador 2	$\dot{Q}_{Reg2} = \dot{m}_I(h_I - h_J) = \dot{m}_M(h_M - h_N)$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d;Reg2} = T_0[\dot{m}_I(s_J - s_I) + \dot{m}_M(s_N - s_M)]$	Exergia Destruída
Misturador	$\dot{m}_C y_C + \dot{m}_H y_H = \dot{m}_I y_I$	Balanço de Espécie
	$\dot{m}_C h_C = \dot{m}_H h_H + \dot{m}_I h_I$	Balanço de Energia
	$\dot{E}x_{d;Mis} = T_0[\dot{m}_I s_I + \dot{m}_C s_C - \dot{m}_H s_H]$	Exergia Destruída
	$y_A = y_O = y_N = y_M = y_L = y_L = y_J = y_I$	
	$y_B = y_C$	
	$y_D = y_G = y_H$	
	$\dot{m}_A = \dot{m}_O = \dot{m}_N = \dot{m}_M = \dot{m}_L = \dot{m}_J = \dot{m}_I$	
	$\dot{m}_B = \dot{m}_C$	
	$\dot{m}_D = \dot{m}_G = \dot{m}_H$	
	$\dot{m}_A = \dot{m}_B + \dot{m}_D$	
	$\dot{m}_I = \dot{m}_C + \dot{m}_H$	

A exergia total de um sistema é igual ao somatório da exergia física e exergia química. Nos ciclos Rankine orgânico, transcrito e supercrítico com CO_2 não há qualquer mudança na composição do fluido de trabalho, ou seja, a exergia física é suficiente para determinar a exergia destruída em cada equipamento. No ciclo Kalina a composição se altera a cada ponto do sistema, pois trata-se de uma mistura água-amônia, portanto, além da exergia física, é preciso contabilizar a exergia química para determinação da destruição total de exergia.

3.4 Acoplamento da exaustão das turbinas a gás e ciclo Rankine orgânico para atendimento à demanda de energia elétrica e de água.

A demanda por eletricidade varia à medida que os períodos de produção de petróleo e gás mudam ao longo do tempo. O sistema de geração de eletricidade deve ser projetado de forma a atender todas as etapas de produção. A Figura 19 apresenta a demanda de energia da FPSO suprida pelas turbinas principais do sistema, além da demanda de potência das turbinas que conduzem o trem de compressão de CO_2 ao longo do tempo de operação da plataforma, ambos os processos existentes na plataforma atual.

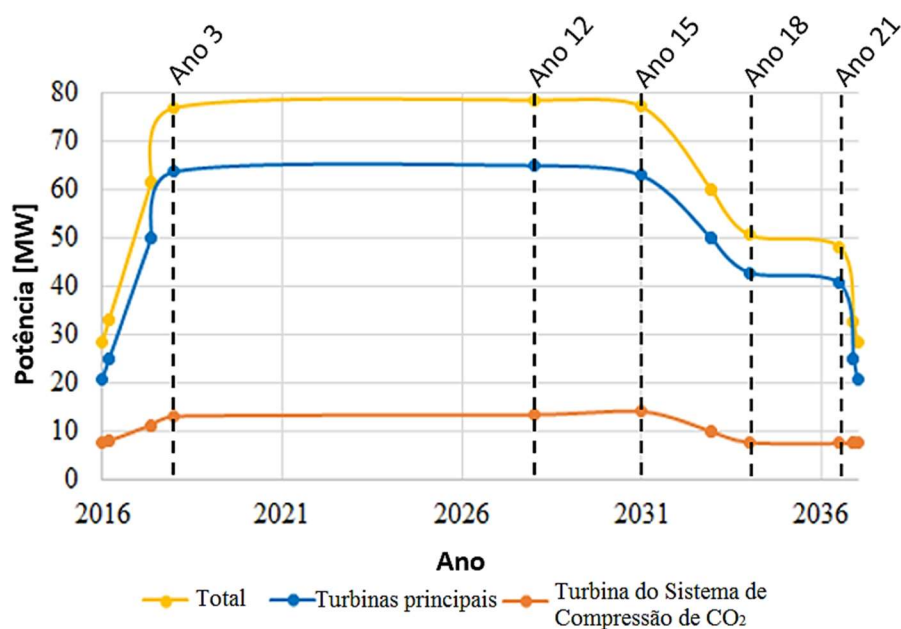


Figura 19 – Demanda elétrica - Turbinas

A geração de energia pelas turbinas a gás em uma plataforma FPSO deve ser exatamente igual à energia exigida pela plataforma, portanto, para implementar um sistema de geração elétrica a partir da energia residual, é importante verificar a viabilidade para atender à demanda sem excesso ou falta de eletricidade em cada período de produção. Com base nas limitações citadas, o ORC é acoplado aos gases de exaustão das turbinas a gás para recuperação da energia residual, contribuindo para a geração de energia e reduzindo a queima de combustível nas turbinas a gás. Além disso, a unidade FPSO requer água quente em vários processos de produção e o estudo de caso também avaliará o fornecimento de calor para os processos a partir da recuperação da energia residual dos gases de exaustão.

3.4.1 Caso Base – Turbinas a gás atendem às demandas de água quente e eletricidade

No caso base, a demanda de energia da FPSO é atendida por turbo-geradores, e seus gases de exaustão são usados para atender à demanda de calor (água em alta temperatura) para os processos de tratamento, conforme Figura 20. Na unidade FPSO real, há três turbinas em operação para os anos 3, 12 e 15 e uma em reserva. Para os anos 18 e 21, apenas duas turbinas a gás operam em paralelo devido à baixa demanda de energia, conforme mostrado na Figura 19. O caso base será útil para comparação com os sistemas propostos.

As turbinas a gás do sistema de geração principal usadas na plataforma são as aeroderivativa GE LM2500 + PY e seu desempenho é fornecido pela biblioteca do software Thermoflex®, cujos dados operacionais nominais são apresentados na Tabela 8. A turbina adotada para o sistema de compressão de CO₂ é a GE LM2000 e seus dados nominais são especificados na Tabela 8.

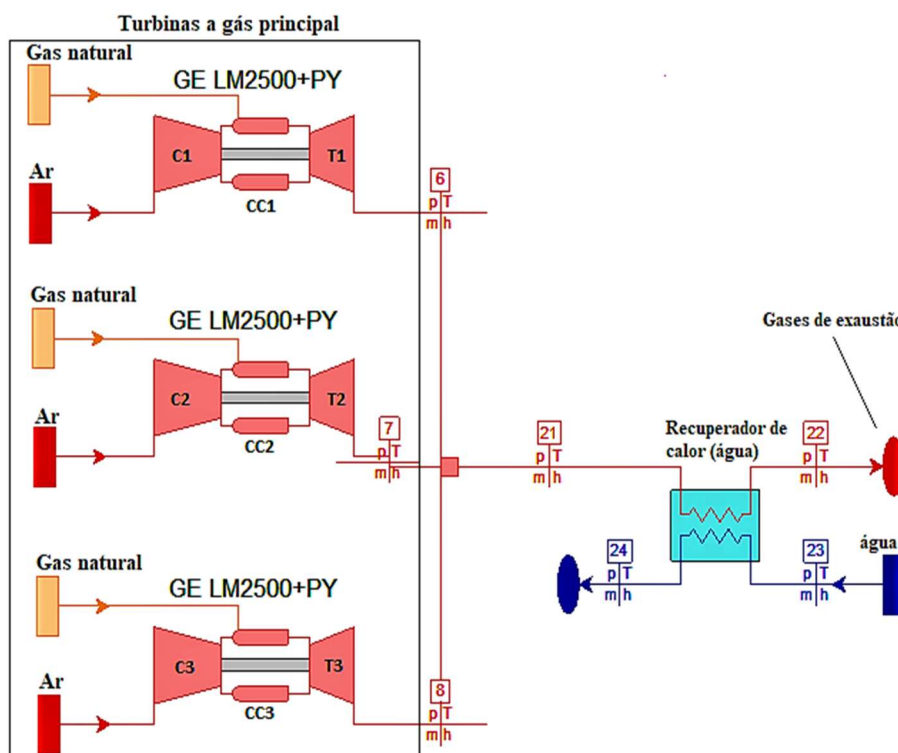


Figura 20 – Desenho esquemático das TG principais acopladas ao sistema de aquecimento de água
Fonte: Elaboração própria

Tabela 8 – Dados da Turbina a Gás GE LM2500+PY e GE LM2000

	GE LM2500+PY	GE LM2000
Potência nominal [kW]	30340	17558
Eficiência Nominal [%]	39,9	35,5
Relação de pressões	21,5	15,6
Temperatura de Exaustão[°C]	500	474
Vazão Nominal de ar[kg/s]	83	62
Rotação[rpm]	6100	2300
Preço[USD (milhões)]	14,2	9,4

Fonte: Software Thermoflex®

3.4.2 Caso 1 – Aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas principais.

Para este caso, a proposta é manter o sistema da FPSO real e inserir um ciclo Rankine orgânico para recuperação de energia residual. A modelagem é realizada com o objetivo de recuperar os gases de exaustão para atender à demanda de calor (água quente) e geração de energia pelo ORC. O acoplamento da Figura 15 e da Figura 21 resulta no sistema global de estudo, no qual os números representam as propriedades em cada nó do sistema de geração elétrica principal e as letras representam as propriedades em cada nó do ciclo Rankine orgânico.

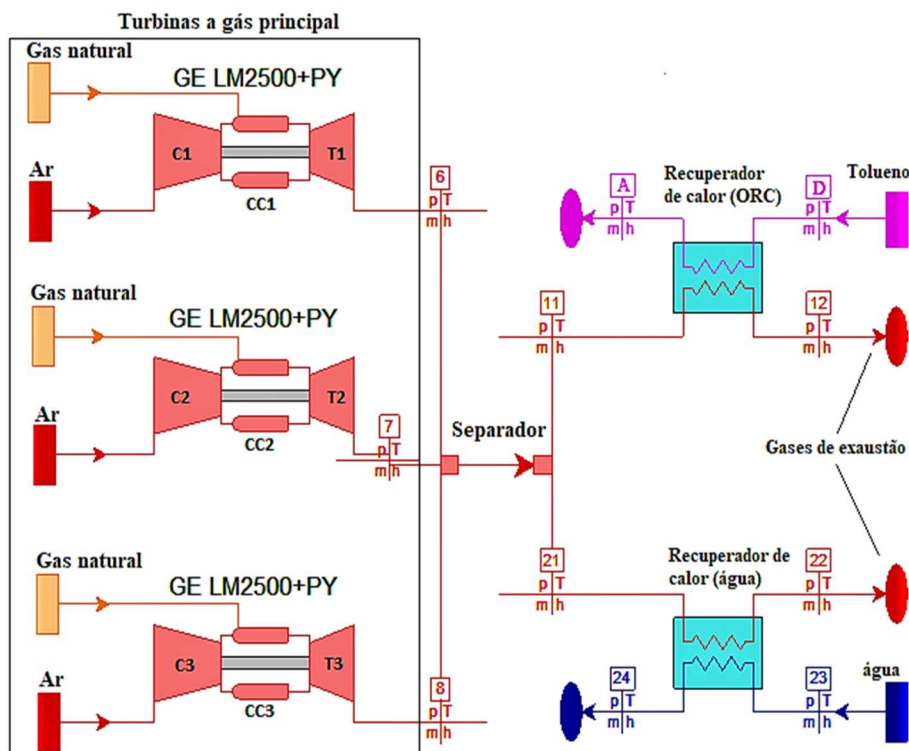


Figura 21 – Desenho esquemático do ORC acoplado às TG principais
Fonte: Elaboração própria

Ao variar a carga de trabalho da turbina GE LM2500+PY (entre 50% e 100%) no software Thermoflex®, foi possível determinar seu comportamento fora das condições nominais (temperatura de 15 ° C e pressão de 1 atm). Os resultados são usados para gerar polinômios em função da carga de trabalho da turbina, que são acoplados à modelagem do ciclo Rankine orgânico e do sistema de aquecimento de água no software *Engineering Equation Solver* (EES®).

Duas perspectivas são estudadas no primeiro caso:

- Caso 1A) Acoplamento dos turbogeradores (TGs) e ORC regenerativo e tolueno como fluido de trabalho (TGs + ORC [Tolueno - Reg.]).
- Caso 1B) Acoplamento dos turbogeradores (TGs) e ORC simples e tolueno como fluido de trabalho (TGs + ORC [Tolueno]).

3.4.3 Caso 2 – Aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas principais e da turbina do sistema de compressão de CO₂.

Neste caso, a proposta é utilizar apenas duas turbinas a gás principais para geração de eletricidade em todas as fases da produção da FPSO e aproveitar os gases de exaustão das

turbinas principais, juntamente com os gases de exaustão da turbina que aciona o sistema de compressão de CO₂ como a fonte de calor pelo ORC e pelo sistema de aquecimento de água. A unidade de compressão de CO₂ é um processo já existente na plataforma estudada e é uma tecnologia desenvolvida para aumentar o nível de óleo extraído dos poços já existentes através da injeção de CO₂ (mais detalhes em Gallo et al. (2017)). O acoplamento da Figura 15 e da Figura 22 resulta no sistema global de estudo.

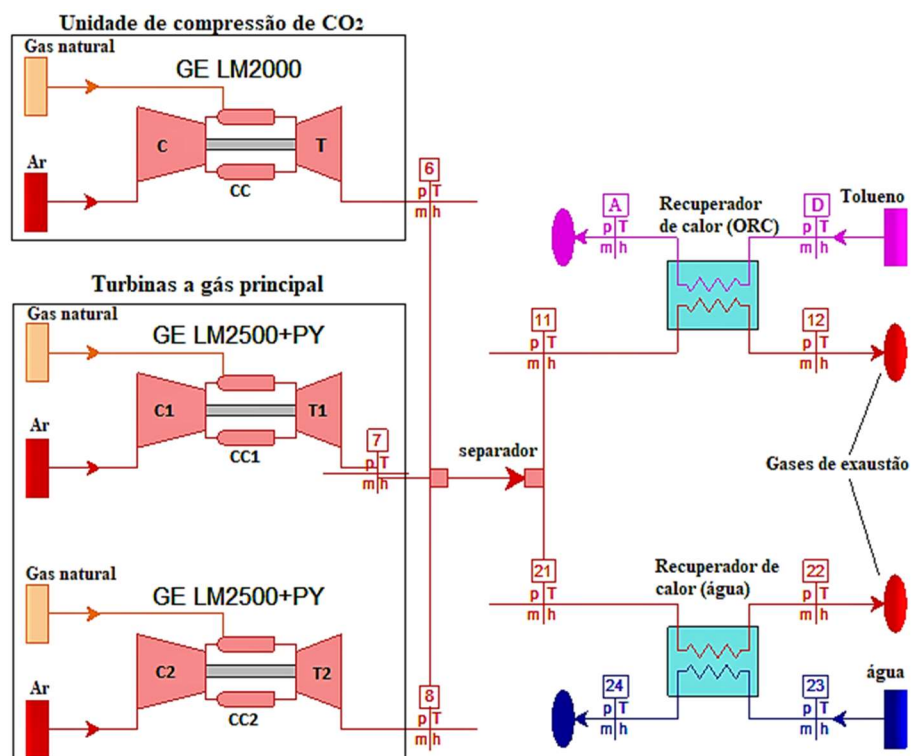


Figura 22 – Desenho esquemático do ORC acoplado às TG principais – Caso 2
Fonte: Elaboração própria

Duas perspectivas são estudadas no segundo caso:

- Caso 2A) Acoplamento dos turbogeradores (TGs), turbocompressor (TC_{CO2}), ORC regenerativo e tolueno como fluido de trabalho (TGs + TC_{CO2} + ORC [Tolueno - Reg.]).
- Caso 2B) Acoplamento dos turbogeradores (TGs), turbocompressor (TC_{CO2}), ORC simples e tolueno como fluido de trabalho (TGs + TC_{CO2} + ORC [Tolueno]).

3.4.4 Otimização do sistema a partir do método algoritmo genético

O modelo é resolvido pelo método de otimização algoritmo genético (AG) no software EES® com o objetivo de satisfazer à demanda de calor e, simultaneamente, otimizar a geração de energia fornecida pelo ciclo Rankine orgânico para a plataforma FPSO, aliviando o funcionamento das turbinas principais para atender a demanda total. Este método é uma técnica heurística inspirada na biologia evolutiva, como no processo de evolução natural, hereditariedade, mutação e recombinação, para solucionar problemas de otimização.

De acordo com Souza (2014) o algoritmo genético utiliza população de indivíduos, sendo que um indivíduo representa uma solução para o problema. Em analogia com a biologia, o gene é a parte indivisível da representação e todos os genes compõem um cromossomo. Em analogia com a natureza, a informação é codificada em cromossomos, evoluindo a população através da reprodução e mutação.

A reprodução, chamada de *cross-over*, se encarrega do cruzamento dos cromossomos dos pais para formação de novos indivíduos. As mutações são as alterações nos genes que podem ser benéficas ou maléficas, gerando indivíduos com melhor aptidão, ou não. No algoritmo genético as mutações são importantes para aumentar as soluções possíveis e evitar os máximos/mínimos locais, buscando uma solução global. Para que os indivíduos evoluam para uma melhor solução, é necessário selecionar indivíduos melhores que os anteriores para gerarem novos indivíduos. É importante que vários indivíduos sejam avaliados de forma a eliminar soluções que estejam mais longe da solução ótima Souza (2014).

De acordo com Deb (2001), em relação aos métodos baseados em gradientes, o AG tem um menor risco de convergência para mínimos locais, buscando convergência para o ótimo global. No entanto, o esforço computacional é maior devido ao grande número de avaliações necessárias para a função objetivo.

3.4.5 Modelagem do problema para otimização a partir do método algoritmo genético

Os sistemas acoplados são influenciados pela operação fora de projeto da turbina a gás, já que condições fora da nominal impactam diretamente na vazão mássica de combustível, vazão mássica de ar e temperatura dos gases na exaustão. Além disso, a potência líquida e

eficiência também são impactadas à medida que a carga de operação das turbinas a gás é alterada, ou seja, o sistema é completamente interdependente e necessita de uma solução que atenda simultaneamente à demanda de água quente e de energia elétrica, sendo que esta última possui uma parcela gerada pelo ORC e outra parcela referente à energia gerada pelas turbinas a gás principais. As Equações (19) a (21) apresentam a dependência dos parâmetros de saída em função das cargas de operação das turbinas, L_1 , L_2 e L_3 , onde T_{amb} e P_{amb} são a temperatura e a pressão do local onde as turbinas estão instaladas, as quais são assumidas 25°C e 1 atm, respectivamente.

$$T_6; P_6; \dot{m}_6; \dot{W}_{TG1}; \eta_{TG1} = f(L_1; T_{amb}; P_{amb}) \quad (19)$$

$$T_7; P_7; \dot{m}_7; \dot{W}_{TG2}; \eta_{TG2} = f(L_2; T_{amb}; P_{amb}) \quad (20)$$

$$T_8; P_8; \dot{m}_8; \dot{W}_{TG3}; \eta_{TG3} = f(L_3; T_{amb}; P_{amb}) \quad (21)$$

Para determinar as propriedades da mistura dos gases de exaustão das turbinas a gás, considera-se que os gases são misturados e não há alteração na sua composição, isto é, o número de moles de cada componente e, portanto, o número total de moles da mistura, permanece o mesmo. A Tabela 9 apresenta a fração molar média dos gases de exaustão da turbina a gás, que são provenientes da queima do gás natural, composto basicamente por metano, cuja composição molar é apresentada em Dias (2017).

Tabela 9 – Composição dos gases de exaustão dos TGs.

Componente	Fração molar(%)
N_2	75,22
O_2	14,34
H_2O	6,37
CO_2	3,16
Ar	0,91

A partir da composição molar média obtêm-se a massa de cada componente, m_i , a partir da relação entre a fração molar e massa molar, conforme Equação (22).

$$m_i = Y_i \cdot M_i \quad (22)$$

A fração mássica, mf_i , é calculada pela razão entre a massa do componente i e a massa total da mistura, m_{Total} , conforme Equação (23).

$$mf_i = \frac{m_i}{m_{Total}} \quad (23)$$

A massa total é a soma das massas individuais de cada componente da mistura, conforme Equação (24).

$$m_{Total} = m_i + m_{i+1} + \dots + m_n \quad (24)$$

A entalpia de cada componente da mistura de gás ideal é obtida através do seu estado termodinâmico, conforme Equação (25).

$$h_i = f(T) \quad (25)$$

Para o gás ideal, a entalpia da mistura é obtida a partir da soma ponderada de cada componente da mistura, conforme apresentado na Equação (26).

$$h_{mis} = \sum_{i=1}^5 mf_i \cdot h_i \quad (26)$$

Após sair das turbinas a gás, parte dos gases são direcionados para satisfazer a demanda de calor e os gases restantes são usados para recuperação de calor no ORC. Os balanços de massa e energia associados a esta mistura são apresentados nas Equações (27) e (28).

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{21} \quad (27)$$

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{21} h_{21} \quad (28)$$

A demanda de calor, $De_{\text{Água}}$, na plataforma é representada pelo balanço de energia no trocador de calor da Figura 21 e Figura 22. O resultado é apresentado na Equação (29) e é resolvido simultaneamente com a demanda de energia elétrica.

$$0 = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) + \dot{m}_{23}(h_{23} - h_{24}) \quad (29)$$

$$De_{\text{Água}} = \dot{m}_{23}(h_{23} - h_{24})$$

A modelagem do ciclo Rankine orgânico foi apresentada na metodologia do capítulo 3.3.1. De acordo com Rowshanzadeh (2011), o fluido orgânico tem maior peso molecular, o que aumenta a vazão mássica e proporciona uma melhor eficiência isentrópica, além de menos perda na turbina do ORC.

A análise do *Pinch Point* nos equipamentos de transferência de calor é crucial para garantir que não haja cruzamento de temperatura durante o processo de otimização do sistema. A Figura 23 apresenta o perfil de temperatura dos equipamentos de troca de calor no ORC regenerativo e as Equações de (30) a (34) apresentam as relações entre as temperaturas e o *Pinch Point*.

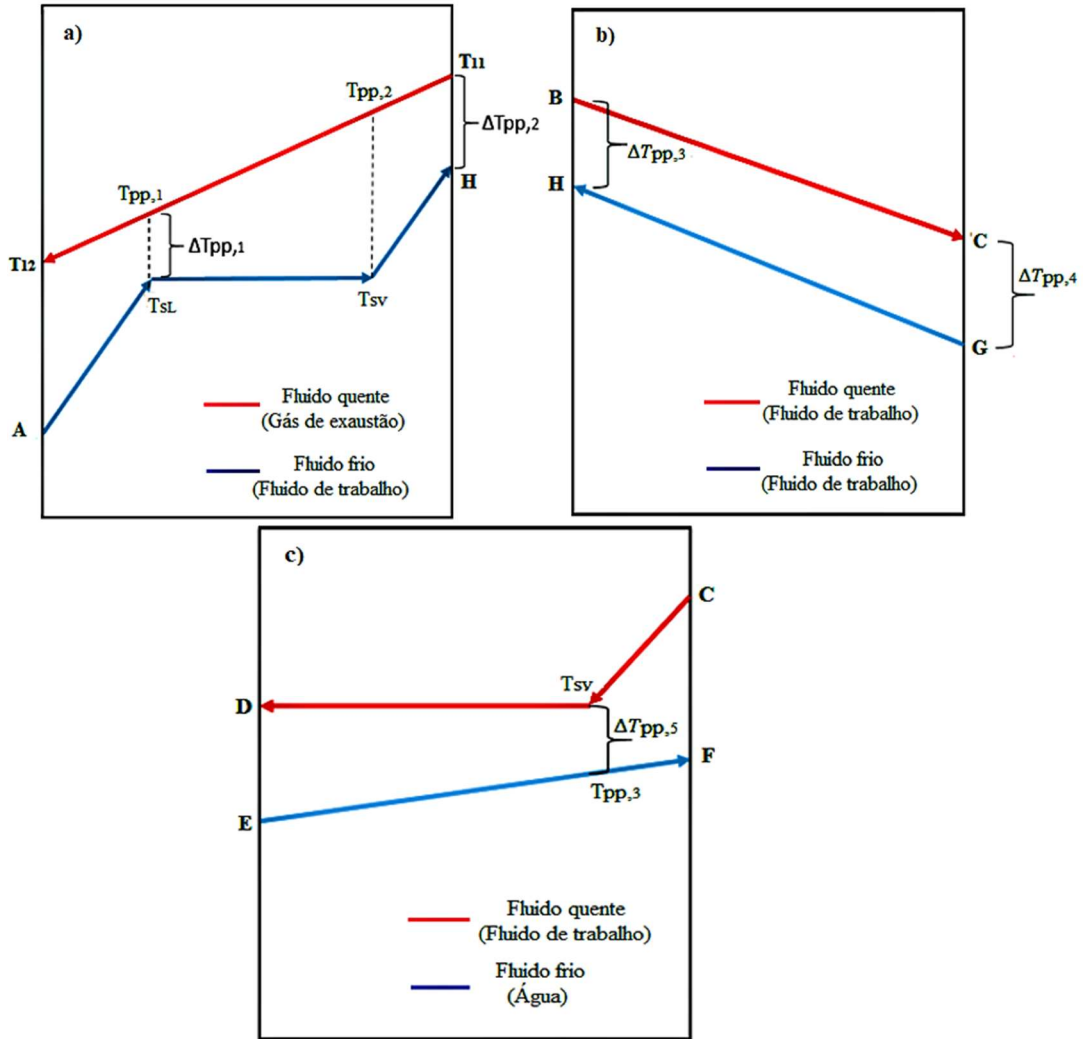


Figura 23 – Perfil de temperatura no a) recuperador de calor, b) regenerador e c) condensador.

$$T_{pp,1} = T_{SL} + \Delta T_{pp,1} \quad (30)$$

$$T_A = T_{11} - \Delta T_{pp,2} \quad (31)$$

$$T_D = T_B - \Delta T_{pp,3} \quad (32)$$

$$T_G = T_H + \Delta T_{pp,4} \quad (33)$$

$$T_{pp,3} = T_{sv} - \Delta T_{pp,5} \quad (34)$$

A eficiência térmica do ciclo Rankine orgânico é definida como a relação entre a potência líquida, $\dot{W}_{ORC}$, e a entrada de calor no ciclo, $\dot{Q}_{e,ORC}$, como mostrado na Equação (35). A eficiência global do sistema é apresentada na Equação (36) e é definida a partir da relação entre

a potência total produzida pelo sistema (turbinas a gás principais + ORC) e a energia liberada pelo combustível na câmara de combustão das turbinas a gás. O fator de utilização é definido pela Equação (37) e refere-se à parcela de energia fornecida pelo combustível para o sistema que é usada para geração de energia ou calor.

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{ORC}}{\dot{Q}_{e,ORC}} \quad (35)$$

$$\eta_{Global} = \frac{\sum \dot{W}_{TGi} + \dot{W}_{ORC}}{(\dot{m} \cdot PCI)_{Comb.}} \quad (36)$$

$$\epsilon_u = \frac{\sum \dot{W} + \dot{Q}}{(\dot{m} \cdot PCI)_{Comb.}} \quad (37)$$

As restrições impostas ao sistema são definidas, como mostrado na equação (38), para permitir um grau de liberdade suficiente para alcançar os objetivos, onde L_1 , L_2 e L_3 são as cargas de trabalho das turbinas 1, 2 e 3; $T_{Máx,ORC}$ é a temperatura máxima alcançada pelo fluido de trabalho do ORC, que tem como grau de liberdade a temperatura de saturação, T_{sat} , definida pela pressão superior do ciclo (considerada 25 bar), e o limite superior, $T_{sup,máx}$, definido de modo que esteja abaixo da temperatura de auto-ignição do fluido orgânico (por questões de segurança no caso de vazamento), que para o tolueno é 480 °C Dipa-Química (2015). O limite inferior de T_{12} foi considerado acima de 110°C devido à restrição do ponto de orvalho ácido e uma pequena faixa de liberdade para as temperaturas de saída dos gases de exaustão (T_{12} e T_{22}) após a recuperação de calor, com o propósito de aumentar a recuperação de calor pelo ORC e sistema de aquecimento de água, respectivamente. Considerou-se que os *Pinch Points* devem ser maiores ou iguais a 10°C, para não resultar em grandes equipamentos de troca de calor.

$$\begin{aligned} 50 &\leq L_1[\%] \leq 100 \\ 50 &\leq L_2[\%] \leq 100 \\ 50 &\leq L_3[\%] \leq 100 \\ T_{sat} &\leq T_{Máx,ORC}[^{\circ}C] \leq T_{sup,máx} \\ 110 &\leq T_{12}[^{\circ}C] \leq 150 \\ 110 &\leq T_{22}[^{\circ}C] \leq 150 \\ \Delta T_{pp} &[^{\circ}C] \geq 10 \end{aligned} \quad (38)$$

A Figura 24 apresenta um fluxograma simplificado da resolução dos sistemas acoplados. O modelo é resolvido pelo método de otimização de algoritmo genético (AG) no software EES® com o objetivo de satisfazer a demanda de calor e, simultaneamente, otimizar a geração

de energia fornecida pelo ORC para a plataforma FPSO, conforme a função objetivo apresentada na Equação (39), aliviando o funcionamento das turbinas principais para atender à demanda total.

$$F_o = \text{Min} \left| 1 - \frac{De_{el}}{\dot{W}_{TG1} + \dot{W}_{TG2} + \dot{W}_{TG3} + \dot{W}_{ORC}} \right| \quad (39)$$

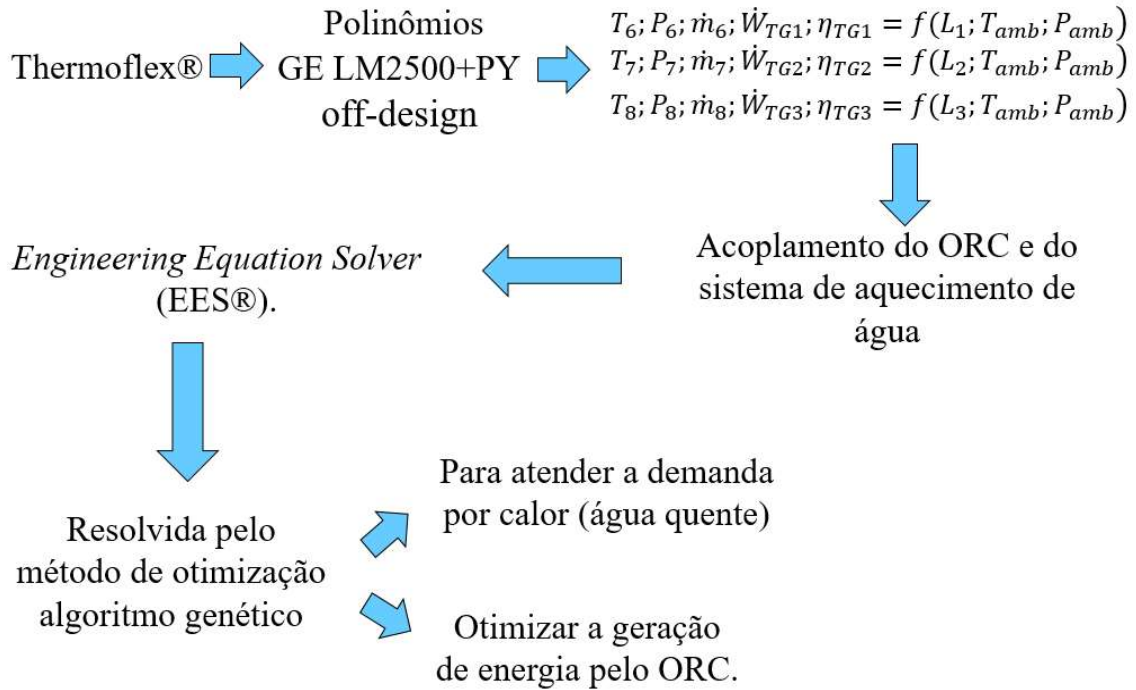


Figura 24 – Fluxograma simplificado de resolução do acoplamento dos sistemas

De acordo com o manual do software EES®, os três principais parâmetros responsáveis pela identificação de um ótimo e pelo esforço de computação associado são: os indivíduos em uma população, as gerações e a taxa máxima de mutação. Os parâmetros estabelecidos para solução do problema pelo algoritmo genético são especificados na Tabela 10. No cruzamento, os indivíduos selecionados na etapa anterior são cruzados com um novo conjunto de indivíduos. A mutação é aplicada depois do cruzamento e ocorre para garantir maior varredura de possibilidades e evitar a convergência para mínimos locais, sendo efetuada pela alteração do valor de um gene de um indivíduo aleatoriamente na população, ou seja, vários indivíduos da nova população podem ter um de seus genes alterado. A população é o conjunto de indivíduos no espaço de busca da solução. A geração é a iteração completa do AG que depois gera uma nova população Mitchell (1996).

Tabela 10 – Parâmetros estabelecidos para a solução do modelo pelo AG.

Parâmetros	Estabelecido
Gerações	128
População	32
Taxa de mutação	0,7
Taxa de cruzamento	0,85

No caso 1, nos períodos de produção em que existem apenas duas turbinas principais em operação devido à baixa demanda de energia, a modelagem ocorreu da mesma forma que para os períodos com três turbinas principais. No entanto, uma das correntes deixará de existir no balanço de massa e energia do misturador, bem como L_3 e $\dot{W}_{TG3}$ são descartados das restrições e da função objetivo.

No caso 2, através dos polinômios gerados com os dados fornecidos pelo software Thermoflex® em função da carga de trabalho para a turbina a gás GE LM2000, é possível obter a vazão mássica e a temperatura dos gases de exaustão das turbinas do sistema de compressão de CO₂ que atendem às demandas da Tabela 11. Estes gases são usados como uma parcela da fonte de calor, o que contribui com a geração de eletricidade e de água quente em cada período de operação da FPSO.

Tabela 11 – Demanda média anual de potência da turbina de compressão de CO₂

Período	TC CO ₂ [MW]
Ano 3	12,74
Ano 12	16,15
Ano 15	16,07
Ano 18	6,90
Ano 21	6,86

3.4.6 Análise econômica preliminar

O estudo da viabilidade econômica do investimento é um passo importante no processo de tomada de decisão. Para estimar o investimento total de capital (TCI), é usada a metodologia proposta por Bejan & Moran (1996) e aplicada por Pierobon et al. (2014) para o estudo da recuperação de calor em plataforma *offshore*. A estimativa dos custo de compra dos

equipamentos (PEC), bem como dos custos diretos (DC) e indiretos (IC) são calculados conforme apresentado na Tabela 12.

Tabela 12 – Divisão do investimento total do capital (TCI)	
Custo de investimento total (TCI)	I + II
I. Custo fixo de investimento (FCI)	DC + IC
A. Custos diretos (DC)	
✓ Custo de compra de equipameto (PEC)	
✓ Instalação dos equipamentos comprados	15% PEC
✓ Tubulações	35% PEC
✓ Instrumentação e controle	12% PEC
✓ Equipamentos e materiais elétricos	13% PEC
B. Custos indiretos (IC)	
✓ a) Supervisão e engenharia	4% DC
✓ b) Custo de construção e lucro do construtor	15% DC
✓ Contingências	10% de a) e b)
II. Outras despesas	
✓ Custo de startup	4% FCI
✓ Capital de giro	15% TCI
✓ Custo de licenciamento, pesquisa e desenvolvimento	7,5% FCI
✓ Previsão para fundos utilizados durante a construção	7,5% FCI

Fonte: Pierobon et al. (2014)

Os custos de compra dos equipamentos são calculados a partir da contribuição do custo da bomba (PEC_b), do gerador elétrico (PEC_{ger}), da turbina do ORC (PEC_T), da caldeira única (PEC_{OTB}), do regenerador (PEC_{reg}) e do condensador (PEC_{co}). As correlações dos custos dos equipamentos são apresentadas na Tabela 13, onde $\dot{W}_{ger}$ é a energia elétrica produzida pelo gerador, $\dot{Q}_{eco}$, $\dot{Q}_{eva}$, $\dot{Q}_{su}$ e $\Delta T_{ml,eco}$, $\Delta T_{ml,eva}$, $\Delta T_{ml,su}$ são as taxas de calor e as diferenças de temperatura média logarítmica no economizador, evaporador e superaquecedor, respectivamente. As funções de custo foram modeladas em anos diferentes, conforme notado pelas referências (Ref), portanto, elas são ajustadas através do histórico índice de preços (*price index*) de número 245519 (2017), para normalizá-las para o custo atual.

A viabilidade econômica do sistema proposto é calculada usando o método do valor presente líquido (VPL) apresentado na Equação (40), onde a estimativa do custo de manutenção e operação é aproximadamente 6% do custo total do investimento, ou seja, $Ma_f = 1,06$ Lian et al. (2010); t e i referem-se à vida útil e a taxa de juros do investimento, respectivamente; I_{comb} é a economia de combustível e I_{CO_2} os rendimentos anuais associados às emissões de CO_2 evitadas. Os países que emitem quantidades menores do que o permitido podem converter para crédito de carbono, o qual pode ser negociado com outros países que emitem além do que é permitido. Esse modelo de câmbio permite que os países atinjam seus objetivos de emissões através da compra de créditos de carbono.

Tabela 13 – Funções para estimativa de custo para os diferentes componentes

Componente	Função de custo	Ref. ^b
Bomba	$PEC_b = 378 \left[1 + \left(\frac{1 - 0.808}{1 - \eta_b} \right)^3 \right] \dot{W}_b^{0.71}$	1,2
Gerador	$PEC_{ger} = 60 \dot{W}_{ger}^{0.95}$	1,3
Turbina	$PEC_T = -16610 + 716 \dot{W}_T^{0.8}$	4
Recuperador de calor	$PEC_{OTB} = 3650 \left[\left(\frac{\dot{Q}_{eco}}{\Delta T_{ml,eco}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{eva}}{\Delta T_{ml,eva}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{su}}{\Delta T_{ml,su}} \right)^{0.8} \right] + 11820 \dot{m}_A + 658 \dot{m}_{11}^{1.2}$	1,5
Regenerador (Aletado)	$PEC_{reg} = 187 + 25 A_{reg}$	1,6
Condensador (Casco e tubo)	$PEC_{co} = 30800 + 890 A_{co}^{0.81}$	1

Com base nas informações fornecidas pelo projeto da FPSO, há quatro turbogeradores (três turbogeradores no caso 2) que se revezam em ciclos operacionais para atender à demanda ao longo de todo o ano, o que é compatível com três turbogeradores (dois turbogeradores no caso 2) que funcionam 24 horas por dia durante 365 dias no ano.

$$VPL = \sum_{t=1}^{21} (I_{comb} + I_{CO_2}) / (1 + i)^t - Ma_f TCI \quad (40)$$

Conforme citado por Dias (2017) a metodologia usada pelo BNDES (Banco Nacional do Desenvolvimento) para o cálculo da taxa de juros de longo prazo (TJLP) considera, além da taxa básica, o *spread* básico e o *spread* de risco do investimento. Quando o valor desta taxa excede 6%, é preciso corrigi-lá através do fator de capitalização do saldo devedor (FC), conforme Equação (41).

$$FC = \frac{(1 + TJLP)}{1,06} \quad (41)$$

^b → ¹Pierobon et al. (2014); ²Lozano et al. (1993); ³Lian et al. (2010); ⁴Walraven et al. (2015); ⁵Valero et al. (1994); ⁶Hall et al. (1990)

A taxa de juros que incide sobre o saldo devedor, i , é calculada em função do fator de capitalização e do *spread*, conforme apresentado na Equação (42). O *spread* de acordo com o BNDES (2017) chega até 3,57% a.a, e será usado no cálculo da taxa de juros.

$$i = FC(\text{spread} + 0,06) \quad (42)$$

3.5 Modelagem fora de projeto (*Off-Design*) do ciclo Rankine orgânico

Até o presente momento, as análises dos ciclos foram realizadas por um aspecto que pode fornecer resultados e conclusões relevantes, mas que não retrata com tanta precisão uma situação real dos equipamentos. Para cada caso analisado, é de interesse obter um aspecto quantitativo da energia residual que o ORC pode recuperar, porém, sem a preocupação de que, na realidade, o projeto do ciclo de recuperação deve ser o mesmo para todos os períodos de produção da plataforma FPSO. Para tornar o estudo mais realístico, a modelagem dos ciclos é efetuada definindo alguns aspectos de projeto e posteriormente a simulação se dá para condições fora de projeto (*off-design*).

3.5.1 Dimensionamento dos trocadores de calor dos ciclos

O dimensionamento e detalhamento dos trocadores de calor para o ORC simples e regenerativo é um ponto importante devido à limitação de peso e espaço nas plataformas FPSO. O baixo coeficiente convectivo para fluidos gasosos exigiria grandes áreas de troca de calor em trocadores de calor casco e tubo convencionais, portanto, optou-se pelo estudo de trocadores de calor compactos do tipo tubo aletado (placa contínua) para atuar como recuperador de calor e regenerador, e um trocador de calor do tipo casco e tubo para atuar como condensador. A modelagem completa dos equipamentos está detalhada no Apêndice B.

3.5.2 Otimização Multiobjetivo do Recuperador de calor, Regenerador, Dessuperaquecedor e Condensador.

Em plataformas do tipo FPSO, o peso e o espaço ocupado pelos equipamentos são variáveis de grande importância para a estabilidade do navio. O custo de produção dos equipamentos também é uma variável importante de decisão, o que está relacionado diretamente com a área de troca de calor dos trocadores de calor. Com base nessas limitações, uma otimização multiobjetivo é efetuada de forma a minimizar o peso, a área de troca de calor e o volume ocupado pelos equipamentos.

A estimativa do peso de cada equipamento se dá a partir de sua geometria, considerando apenas os tubos e aletas, ou seja, o peso da carcaça e dispositivos de fixação dos trocadores de calor não são contabilizados. Apesar da abordagem não ser precisa, ela nos fornece informações relevantes, porém subestimadas do peso total dos equipamentos.

Para o recuperador de calor, o regenerador e o dessuperaquecedor, a estimativa do peso do equipamento pode ser feita considerando o volume total das aletas e dos tubos. A Equação (43) apresenta o volume total das aletas, que é usado para determinar o peso total das aletas de placa contínua em função da massa específica do material de fabricação das aletas, conforme apresentado na Equação (44). O peso total dos tubos depende do volume de material para fabricação dos tubos e da massa específica do material, conforme Equações (45) e (46). O peso total pode então ser obtido pela soma dos pesos das aletas e dos tubos, conforme apresentado na Equação (47). Para o condensador apenas o peso dos tubos é contabilizado, pois se trata de um trocador de calor do tipo casco e tubo, não possuindo aletas.

$$\forall_{aleta} = \frac{L}{a} \cdot \left(B \cdot A - N_{Total} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ot}^2}{4} \right) \cdot e \quad (43)$$

$$Peso_{aleta} = \forall_{aleta} \cdot \rho_{aleta} \quad (44)$$

$$\forall_{tubos} = N_{Total} \cdot L \cdot \pi \cdot \frac{(D_{ot}^2 - D_{it}^2)}{4} \quad (45)$$

$$Peso_{tubos} = \forall_{tubos} \cdot \rho_{tubos} \quad (46)$$

$$Peso_{Total} = Peso_{aleta} + Peso_{tubos} \quad (47)$$

A área de troca de calor total, A_{Total} , é a contribuição da área de troca de calor de cada equipamento (ver Apêndice B), conforme apresentado na Equação (48).

$$A_{Total} = A_{Total1} + A_{Total2} + A_{Total3} + A_{Total4} \quad (48)$$

O volume total ocupado pelos equipamentos, V_{Total} , é obtido pela contribuição do volume ocupado pelo evaporador, regenerador, dessuperaquecedor e condensador, respectivamente, conforme Equação (49).

$$V_{Total} = (V_{Total})_{Evap.} + (V_{Total})_{Reg.} + (V_{Total})_{Dessup.} + (V_{Total,co})_{Cond.} \quad (49)$$

O projeto preliminar dos equipamentos de transferência de calor deve atender algumas restrições impostas na otimização multiobjetivo, que levam em consideração os parâmetros comercialmente usuais, como o número de passes nos tubos, o comprimento dos tubos e o diâmetro dos tubos. Além disso, o número de tubos para cada equipamento é limitado de forma que a velocidade do fluido no interior dos tubos fique dentro das velocidades recomendadas por Coulson & Richardson (2005): para líquidos, entre 1 e 3 m/s ; para gases e vapores a pressão de vácuo, entre 50 e 70 m/s; e para gases e vapores a alta pressão, entre 5 e 10 m/s. Por fim, a perda de carga do escoamento na zona de alta pressão não deve ser maior que 30 kPa e na zona de baixa pressão não deve exceder 2 kPa, e ainda, a perda de pressão dos gases de exaustão deve ser inferior a 10 kPa, bem como a perda de pressão da água de arrefecimento do fluido orgânico no dessuperaquecedor e condensador. As restrições impostas na otimização dos trocadores de calor compactos para a configuração 7,75 – 5/8T, assim como as restrições do condensador do tipo casco e tubo são mostradas na Tabela 14. As mesmas condições e restrições são adotadas para o dimensionamento dos equipamentos do ORC simples, entretanto, ao usar a configuração 8,0 – 3/8T, o número de tubos é modificado em função das velocidades recomendadas para os fluidos devido a diferença do diâmetro nominal dos tubos em relação a configuração 7,75 – 5/8T.

A otimização multiobjetivo evolutiva é implementada em ambiente do software *Matlab®/Simulink* com o propósito de minimizar a função multiobjetivo, F_o , que está relacionada ao peso, à área de troca de calor e ao volume ocupado pelos equipamentos dos ORCs, conforme Equação (50), sujeita as restrições da Tabela 14.

$$F_o = Min(A_{Total}; Peso_{Total}; V_{Total}) \quad (50)$$

Tabela 14 – Restrições da otimização multiobjetivo

$\left\{ \begin{array}{l} 400 \geq N_{Total}[-] \geq 1000 \\ 1 \geq N_p[-] \geq 3 \\ 1,73 \geq L[m] \geq 7,32 \\ 1,0 \geq B[m] \geq 6,0 \\ \Delta P_{i,Evap}[kPa] \leq 20 \\ \Delta P_{e,Evap}[kPa] \leq 10 \end{array} \right\}$	Recuperador de calor
$\left\{ \begin{array}{l} 140 \geq N_{Total}[-] \geq 400 \\ 1 \geq N_p[-] \geq 3 \\ 1,73 \geq L[m] \geq 7,32 \\ 1,0 \geq B[m] \geq 6,0 \\ \Delta P_{i,Reg}[kPa] \leq 10 \\ \Delta P_{e,Reg}[kPa] \leq 1 \end{array} \right\}$	Regenerador
$\left\{ \begin{array}{l} 1300 \geq N_{Total}[-] \geq 3500 \\ 1 \geq N_p[-] \geq 3 \\ 1,73 \geq L[m] \geq 7,32 \\ 1,0 \geq B[m] \geq 6,0 \\ \Delta P_{i,Dessup}[kPa] \leq 10 \\ \Delta P_{e,Dessup}[kPa] \leq 1 \end{array} \right\}$	Dessuperaquecedor
$\left\{ \begin{array}{l} 700 \geq N_{Total}[-] \geq 3500 \\ 1 \geq N_p[-] \geq 3 \\ 1,73 \geq L[m] \geq 7,32 \\ 0,016 \geq D_{ot}[m] \geq 0,050 \\ \Delta P_{i,Cond.}[kPa] \leq 10 \end{array} \right\}$	Condensador

3.5.3 Sistema de equações não-lineares do modelo fora de projeto do ciclo Rankine orgânico

A modelagem da turbina a vapor do ORC é baseada na lei do cone proposta por Stodola (1922) e usada em Pierobon et al. (2014), que relaciona a vazão mássica do fluido orgânico, $\dot{m}_A$, a temperatura do fluido na entrada da turbina, T_A , e as pressões na entrada e saída da turbina, P_A e P_B , conforme apresentado na Equação (51), onde C_T é a constante da turbina.

$$C_T = \frac{\dot{m}_A \sqrt{T_A}}{\sqrt{P_A^2 - P_B^2}} \quad (51)$$

A eficiência da turbina do ORC fora das condições nominais é modelada a partir da equação proposta por Schobeiri (2005) e usada por Pierobon et al. (2014) e Mondejar et al. (2017), e é uma função dos parâmetros de projeto designados pelo subscrito “*Proj*” e pelos parâmetros fora de projeto da turbina designados pelo subscrito “*off*”, onde $\eta_{is,T}$ é a eficiência isentrópica da turbina; N é a rotação da turbina em rpm e Δh_{is} é a variação de entalpia isentrópica, conforme apresentado na Equação (52). Para simplificação, considera-se que a rotação permanece constante nas condições de projeto e fora do projeto, portanto, a razão $N_{off}/N_{Proj} = 1$.

$$\frac{\eta_{S,T,off}}{\eta_{S,T,Proj}} = \frac{N_{off}}{N_{Proj}} \sqrt{\frac{\Delta h_{S,Proj}}{\Delta h_{S,off}}} \left(2 - \frac{N_{off}}{N_{Proj}} \sqrt{\frac{\Delta h_{S,Proj}}{\Delta h_{S,off}}} \right) \quad (52)$$

A desempenho da bomba é outro aspecto importante na análise fora de projeto e sua modelagem é dada por um polinômio de terceiro grau em função da razão entre a vazão volumétrica fora de projeto, $\dot{V}_{off}$, e a vazão volumétrica de projeto, $\dot{V}_{Proj}$, dado pela Equação (53), conforme proposto por Veres (1994), onde $c_1 = -0,029265$, $c_2 = -0,14086$, $c_3 = 0,3096$ e $c_4 = 0,86387$.

$$\frac{\eta_{b,off}}{\eta_{b,Proj}} = c_1 \left(\frac{\dot{V}_{off}}{\dot{V}_{Proj}} \right)^3 + c_2 \left(\frac{\dot{V}_{off}}{\dot{V}_{Proj}} \right)^2 + c_3 \left(\frac{\dot{V}_{off}}{\dot{V}_{Proj}} \right) + c_4 \quad (53)$$

A modelagem fora das condições nominais dos equipamentos de troca de calor é baseada na metodologia apresentada em Knopf (2012), a qual mostra que mantendo a mesma área de troca de calor, o coeficiente global, U , dos trocadores de calor fora de projeto pode ser obtida a partir da Equação (54), que é influenciada pela vazão mássica fora de projeto, $\dot{m}_{off}$, e pela vazão mássica de projeto, $\dot{m}_{Proj}$, assim como pelas propriedades dos fluidos em condições de projeto e fora de projeto.

$$\frac{U_{off} \cdot A}{U_{Proj} \cdot A} = \left(\frac{\dot{m}_{off}}{\dot{m}_{Proj}} \right)^{0,6} \frac{\left(\frac{k^{0,7} c_p^{0,3}}{\mu^{0,3}} \right)_{off}}{\left(\frac{k^{0,7} c_p^{0,3}}{\mu^{0,3}} \right)_{Proj}} \quad (54)$$

A queda de pressão nos trocadores de calor é avaliada pela Equação (55), que é função da queda de pressão, ΔP_{Proj} , e vazão mássica, $\dot{m}_{Proj}$, de projeto, e da vazão mássica fora de projeto.

$$\frac{\Delta P_{off}}{\Delta P_{Proj}} = \left(\frac{\dot{m}_{off}}{\dot{m}_{Proj}} \right)^2 \quad (55)$$

O *fsolve* do Matlab® é utilizado para a resolução do problema fora de projeto. Esta ferramenta possui a finalidade de resolver sistema de equações não lineares do tipo $f(x) = 0$. A Figura 25 apresenta o fluxograma da rotina de solução para o problema fora de projeto. Os parâmetros de entrada são importantes para a rápida convergência e a solução precisa do problema. Os dados do projeto de cada ciclo são usados para a solução do modelo, pois influenciam diretamente nos parâmetros de saída e condições de operação fora de projeto, conforme apresentado nas Equações (51) a (55). Os valores iniciais são fundamentais, pois é de onde iniciará a procura pela solução do sistema não linear. Portanto, como a solução será algo em torno das condições do projeto, os valores iniciais, X_0 , escolhidos são os parâmetros de projeto dos ciclos. Por fim, o propósito é obter os parâmetros de saída em condições fora de projeto.

A pressão deslizante (*Sliding Pressure*) é a estratégia de controle da pressão do vapor na caldeira em ciclos a vapor d'água em carga parcial, a qual é usada atualmente em ciclos Rankine orgânicos, conforme a planta estudada por Casella et al. (2012) e estudos realizados por Thern (2017) e Pierobon et al. (2014). Esta estratégia possui como característica a permanência dos dispositivos de controle da turbina completamente abertos em uma grande faixa de vazão de vapor. Entretanto, a vazão volumétrica do vapor é controlada pela pressão do vapor na caldeira, onde a temperatura do vapor permanece praticamente constante, de modo que a eficiência do ciclo não seja tão impactada e para evitar tensões na turbina causadas por mudanças de temperatura. De acordo com Cao & Dai (2017), este comportamento é um pouco diferente para recuperação de calor em um ciclo combinado, pois o calor recuperado pelo recuperador de calor do ORC não pode ser regulado, e por este motivo, uma temperatura variável é aplicada na entrada da turbina do ORC.

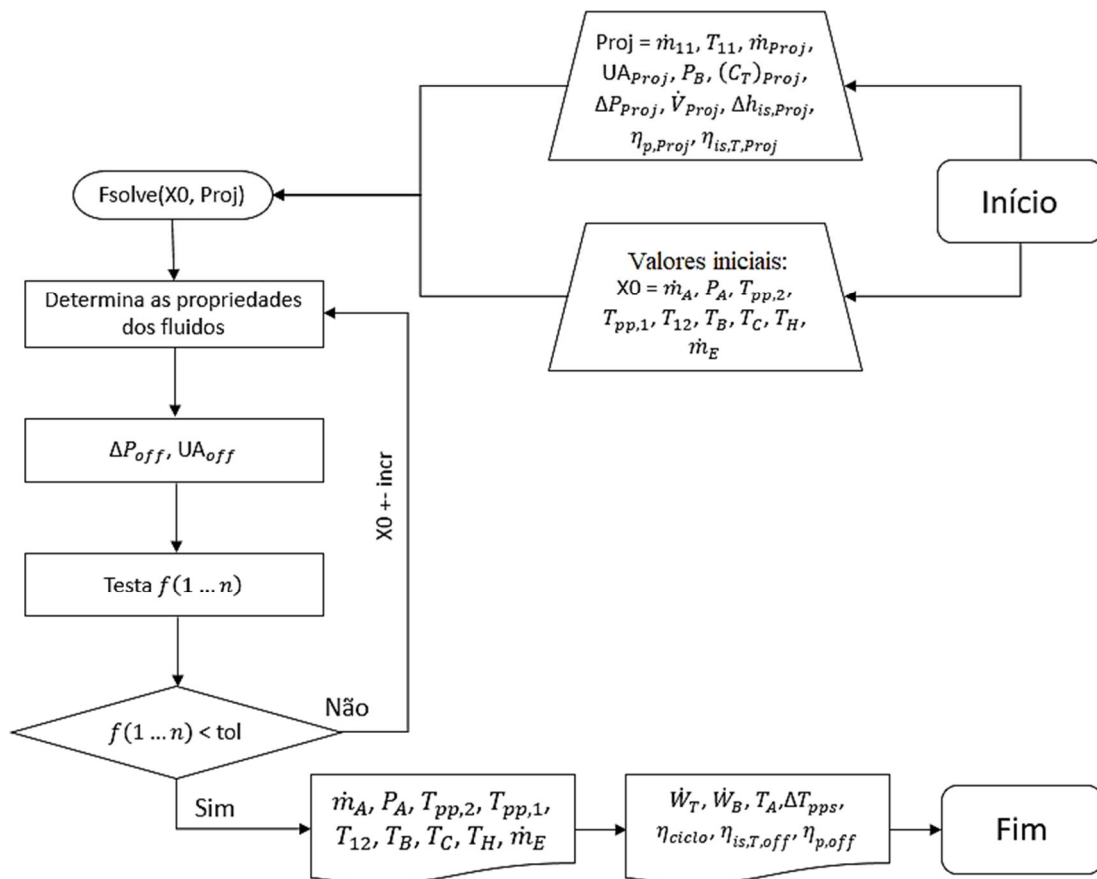


Figura 25 – Rotina de solução do sistema não linear da modelagem fora de projeto.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Comparação dos fluidos de trabalho no ciclo ORC

Com o propósito de verificar as características dos fluidos orgânicos, uma situação hipotética é proposta: A fonte de calor é inicialmente o ar a alta temperatura; as simulações são realizadas considerando a temperatura de condensação de 40°C; a temperatura da água de arrefecimento no condensador é 25°C e a temperatura da fonte quente é 400°C.

4.1.1 Temperatura de Condensação de 40°C – Ar a 400°C

As simulações ocorreram considerando uma vazão mássica de 10 kg/s de ar a 400°C. A pressão de condensação é fixada em função da temperatura de condensação e dois parâmetros dos ciclos são variados simultaneamente: a pressão superior e a vazão mássica do fluido orgânico dos ciclos. Com estas combinações de resultados, é possível identificar o ponto de máxima potência e máxima eficiência. Os resultados são identificados por um adimensional, conforme apresentado na Equação (56), o qual é a razão entre vazão mássica de gás em alta temperatura, $\dot{m}_g$, e vazão mássica de fluido orgânico do ciclo, $\dot{m}_c$.

$$\Psi = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_c} \quad (56)$$

Os resultados gráficos são apresentados no Apêndice C para o ciclo Rankine orgânico simples, identificado pelo fluido de trabalho entre colchetes “[Fluido orgânico]”, e para o ciclo regenerativo, que é identificado pelo fluido de trabalho entre colchetes e a abreviatura C/Reg.

4.1.1.1 Potência e Eficiência

A Tabela 15 e Tabela 16 apresentam o resumo dos resultados obtidos para o ponto de máxima potência líquida, $\dot{W}_{l,máx}$, para os diferentes fluidos orgânicos. Verifica-se que usando os

fluidos R601, R141b e Tolueno obtêm-se as maiores potências e eficiência térmica, até mesmo no ORC simples. Os fluidos R227ea, R134a e R123 apresentaram os piores desempenhos, assim como os menores resultados para potência líquida, tendência que ocorreu tanto para o ciclo simples quanto para o ciclo regenerativo.

Fica evidenciada a dependência do desempenho dos ciclos em relação a vazão mássica e pressão superior do ciclo. O ciclo regenerativo mostra-se superior ao ciclo simples para todos os fluidos analisados. Além disso, as razões de vazões mássicas, ψ , para o ciclo regenerativo são menores em relação ao simples, o que indica maior vazão mássica através do ciclo, o que infere maiores equipamentos, mas que deve ser ponderado em relação a maior potência líquida disponível.

Tabela 15 – Resumo dos resultados para a máxima potência líquida obtida com o ciclo Rankine orgânico simples (Tcond: 40°C; Tfonte: 400°C)

Nº ASHRAE	Nome	$\dot{W}_{l,máx}$ [kW]	η_c	P [bar]	ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
R227ea	1, 1, 1, 2, 3, 3, 3- Heptafluorpropano	316,5	9,0	25	0,420	59,7	76,5
R142b	1-Cloro-1, 1- difluoretano	535,3	15,2	40	0,860	60,6	71,1
R134a	1, 1, 1, 2- Tetrafluoretano	388,5	11,0	40	0,720	60,6	74,6
R124	2-Cloro-1,1,1,2- tetrafluoretano	389,6	11,0	25	0,570	59,7	74,8
R600a	Isobutano	456,4	12,9	30	1,390	60,1	73,1
R600	Butano	515,0	14,6	30	1,580	59,9	71,8
R601	Pentano	638,3	18,2	30	1,580	61,2	68,5
R123	2,2-Dicloro-1, 1, 1- trifluoretano	637,5	18,1	30	0,810	59,8	68,8
R245fa	1, 1, 1, 3, 3- Pentafluorpropano	528,0	15,0	30	0,750	59,7	71,5
R245ca	1, 1, 2, 2, 3- Pentafluorpropano	598,2	17,0	35	0,890	59,7	69,8
R141b	1, 1-Dicloro-1- fluoretano	723,1	20,6	40	0,890	60,2	66,7
-	Tolueno	928,1	26,4	35	2,09	59,8	61,9

Tabela 16 – Resumo dos resultados para a máxima potência líquida obtida com o ciclo Rankine orgânico regenerativo (T_{cond}: 40°C; T_{fonte}: 400°C)

N° ASHRAE	Nome	$\dot{W}_{l.m\acute{a}x}$ [kW]	η_c	P [bar]	ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
R227ea	1, 1, 1, 2, 3, 3, 3- Heptafluorpropano	873,9	14,6	25	0,372	124,4	121,9
R142b	1-Cloro-1, 1- difluoretano	1210,2	18,9	40	0,383	103,2	124,2
R134a	1, 1, 1, 2- Tetrafluoretano	964,8	15,0	40	0,315	102,8	130,2
R124	2-Cloro-1,1,1,2- tetrafluoretano	974,8	15,9	25	0,278	117,1	123,1
R600a	Isobutano	1269,0	22,7	30	0,783	143,8	102,9
R600	Butano	1318,0	24,7	30	0,924	155,5	96,0
R601	Pentano	1461,9	25,3	30	0,850	134,2	103,1
R123	2,2-Dicloro-1, 1, 1- trifluoretano	1436,5	24,5	30	0,385	129,6	105,9
R245fa	1, 1, 1, 3, 3- Pentafluorpropano	1177,2	17,4	30	0,336	85,2	133,6
R245ca	1, 1, 2, 2, 3- Pentafluorpropano	1387,6	22,8	35	0,425	119,2	112,2
R141b	1, 1-Dicloro-1- fluoretano	1553,1	23,1	40	0,435	87,3	123,6
-	Tolueno	1901,8	32,0	35	1,03	125,8	30,2

No ciclo regenerativo, para a maioria dos fluidos analisados, a temperatura de saída dos gases do recuperador de calor, T_{grc} , permanece acima de 100°C, o que reduz a possibilidade de condensação dos gases de exaustão. No ciclo simples o ponto de máxima potência resulta em temperaturas baixas, o que pode levar a formação de componentes ácidos.

A Tabela 17 e Tabela 18 apresentam o resumo dos resultados para o ponto de máxima eficiência, $\eta_{m\acute{a}x}$. Nota-se que a máxima eficiência não se encontra no ponto de máxima potência, o que indica que é preciso ter bem estabelecido o critério de seleção do fluido de trabalho. Se o critério for eficiência, a potência líquida pode ficar prejudicada, assim como a eficiência, se o critério for a potência líquida. Usando o tolueno como fluido de trabalho no ORC regenerativo, obtêm-se uma eficiência térmica de até 37,2%, no entanto, a potência líquida resultante é bem inferior à do ponto de máxima potência. Em todos os casos, o ciclo regenerativo resulta em eficiência e potência superior em relação ao ciclo simples.

O fluido R601 apresenta relativamente alto rendimento, porém, este fluido apresenta o limitante da sua baixa temperatura de autoignição de 260°C, enquanto que para o tolueno é de 480°C. Para o ponto de máxima potência líquida apresentado, a máxima temperatura do ciclo, ou seja, a temperatura na entrada da turbina é de 228,5°C para o R601 e 306,3°C para o tolueno,

permanecendo abaixo da temperatura de autoignição. O mesmo ocorre para o ciclo simples, contudo, no ponto de máxima eficiência apresentado na Tabela 18, a temperatura máxima é de 390,5°C para o R601, o que ultrapassa a sua temperatura de autoignição e o torna impraticável para alta temperatura da fonte de calor. Usando o tolueno, a temperatura máxima é de 386,1°C, permanecendo abaixo de sua temperatura de autoignição, portanto, é o mais indicado para o uso.

Tabela 17 – Síntese dos resultados para a máxima eficiência obtida com o ciclo Rankine orgânico simples (Tcond: 40°C; Tfonte: 400°C)

Nº ASHRAE	Nome	$\dot{W}_l$ [kW]	$\eta_{m\acute{a}x}$	Pressão [bar]	ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
R227ea	1, 1, 1, 2, 3, 3, 3- Heptafluorpropano	316,5	9,0	25	0,420	59,7	76,5
R142b	1-Cloro-1, 1- difluoretano	535,3	15,2	40	0,860	60,6	71,1
R134a	1, 1, 1, 2- Tetrafluoretano	388,5	11,0	40	0,720	60,6	74,6
R124	2-Cloro-1,1,1,2- tetrafluoretano	389,6	11,0	25	0,570	59,7	74,8
R600a	Isobutano	456,4	12,9	30	1,390	60,1	73,1
R600	Butano	515,0	14,6	30	1,580	59,9	71,8
R601	Pentano	638,3	18,2	30	1,580	61,2	68,5
R123	2,2-Dicloro-1, 1, 1- trifluoretano	637,5	18,1	30	0,810	59,8	68,8
R245fa	1, 1, 1, 3, 3- Pentafluorpropano	528,0	15,0	30	0,750	59,7	71,5
R245ca	1, 1, 2, 2, 3- Pentafluorpropano	598,2	17,0	35	0,890	59,7	69,8
R141b	1, 1-Dicloro-1- fluoretano	716,2	20,8	40	0,940	67,3	65,1
-	Tolueno	928,1	26,4	35	2,09	59,8	61,9

Tabela 18 – Síntese dos resultados para a máxima eficiência obtida com o ciclo Rankine orgânico com Regeneração. (Tcond: 40°C; Tfonte: 400°C)

Nº ASHRAE	Nome	$\dot{W}_l$ [kW]	$\eta_{m\acute{a}x}$	Pressão [bar]	ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
R227ea	1, 1, 1, 2, 3, 3, 3- Heptafluorpropano	873,9	14,6	25	0,372	124,4	121,9
R142b	1-Cloro-1, 1- difluoretano	1210,2	18,9	40	0,383	103,2	124,2
R134a	1, 1, 1, 2- Tetrafluoretano	935,7	15,4	40	0,334	119,3	122,9
R124	2-Cloro-1,1,1,2- tetrafluoretano	974,8	15,9	25	0,278	117,1	123,1
R600a	Isobutano	1269,0	22,7	30	0,783	143,8	102,9

(Continuação)							
Nº ASHRAE	Nome	$\dot{W}_l$ [kW]	$\eta_{m\acute{a}x}$	Pressão [bar]	ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
R600	Butano	1269,7	25,7	35	1,012	174,7	87,6
R601	Pentano	1164,1	32,5	30	1,610	239,0	57,6
R123	2,2-Dicloro-1, 1, 1-trifluoretano	1335,0	27,8	30	0,500	181,0	82,8
R245fa	1, 1, 1, 3, 3-Pentafluorpropano	1171,1	17,5	30	0,341	89,7	131,6
R245ca	1, 1, 2, 2, 3-Pentafluorpropano	1366,8	23,1	35	0,439	127,7	108,5
R141b	1, 1-Dicloro-1-fluoretano	1500,4	23,3	30	0,455	101,7	118,0
-	Tolueno	1313,9	37,2	35	1,9	241,0	75,1

4.2 Comparação entre o ciclo Rankine orgânico, Kalina e supercrítico com CO₂ utilizando gases de exaustão da FPSO.

A comparação entre os ciclos para recuperação de energia é um importante ponto para o prosseguimento do estudo, pois apontará o ciclo com maior potencial de recuperação de energia. Os ciclos são simulados em condições realistas, usando os gases de exaustão da chaminé para diferentes períodos de operação da plataforma, conforme apresentado na Tabela 19, os quais não serão usados para nenhum efeito de recuperação de calor no processo. Além disso, nota-se que as vazões mássicas e as temperaturas são bem similares, o que resultaria em conclusões bem próximas. Portanto, apenas os dois extremos são analisados: o período de máxima exergia disponível (exergia física + exergia química) e posteriormente o ponto de mínima exergia disponível. A Tabela 20 apresenta a composição molar dos gases de exaustão da chaminé.

Tabela 19 – Informações referentes aos gases de exaustão da chaminé para cada período de exploração de petróleo.

Período	Turbinas ativas	Demanda [MW]	Vazão mássica [kg/s]	Temp. [°C]	Pressão [kPa]	Entalpia [kW]	Exergia física [kW]	Exergia química [kW]
Ano 3	3	63,74	35,54	500,0	102,7	18285	7476,2	390,3
Ano 12	3	65,00	36,10	500,8	102,7	19126	7822,8	412,3
Ano 15	3	62,97	38,15	499,1	102,5	19582	7992,4	415,5
Ano 18	2	42,89	16,58	502,8	104,2	8579	3537,7	183,8
Ano 21	2	40,70	23,20	499,2	103,6	11910	4881,3	248,9

Tabela 20 – Composição molar dos gases de exaustão para cada período de exploração.

Período	N ₂ [%]	O ₂ [%]	H ₂ O[%]	CO ₂ [%]	Ar[%]
Ano 3	75,21	14,31	6,4	3,17	0,91
Ano 12	75,20	14,27	6,43	3,19	0,91
Ano 15	75,22	14,34	6,37	3,16	0,91
Ano 18	75,20	14,28	6,43	3,19	0,90
Ano 21	75,24	14,4	6,33	3,13	0,90

O estudo realizado no capítulo 4.1 apresentou o R601, R141b e tolueno como os fluidos com maior potencial para geração de potência nos ORCs estudados. Vélez et al. (2012) apontam o tolueno como o fluido utilizado pela empresa Triogen para aplicações de recuperação de energia, cuja temperatura da fonte é superior a 350°C. Além disso, Siddiqi & Atakan (2012) investigaram hidrocarbonetos a partir do n-pentano até n-dodecano em comparação com água, benzeno e tolueno para aplicação em ORC para recuperação de energia residual de uma turbina a gás. Verificou-se que para uma fonte de calor a uma temperatura mais alta, 500 °C, n-dodecano e tolueno são fluidos adequados. Diante disto, o tolueno será o fluido de trabalho utilizado nos estudos realizados adiante.

4.2.1 Ano 15 – Período de máxima exergia disponível

De acordo com a Tabela 19, a máxima disponibilidade exergética encontra-se no ano 15, cuja temperatura dos gases na chaminé é 499,1°C e vazão mássica de 38,15 kg/s. O resumo dos resultados das simulações para o ponto de máxima potência líquida é mostrado na Tabela 21. No Apêndice D são apresentados os resultados completos das simulações.

Nota-se que os ciclos orgânicos alcançam potência líquida superior aos outros ciclos, destacando-se o regenerativo que apresenta também a maior eficiência térmica. Uma desvantagem dos ORCs é a grande vazão mássica de água de arrefecimento no condensador, o que impacta diretamente no tamanho do equipamento. A potência líquida obtida através da recuperação de calor pelo ORC regenerativo (ORC R) corresponde à 7,8% da potência total demandada deste período (conforme apresentada na Figura 19), acompanhada de uma eficiência térmica de 32,5%. O ciclo Kalina além de apresentar relativamente baixa potência líquida, não se mostra eficiente na recuperação de energia dos gases de exaustão. Ademais, a pressão superior dos ciclos Kalina e supercrítico com CO₂ (sCO₂) é bastante elevada em relação ao ORC, o que pode se tornar uma desvantagem na implementação destes ciclos. A máxima

temperatura do ORC no ponto de máxima potência é 318,2°C usando o ORC S e 311,0°C ao usar o ORC R.

Tabela 21 – Resumo dos resultados para o ponto de máxima potência líquida (Ano 15).

Ciclo	Fluido	$\dot{W}_{l,m\acute{a}x}$ [kW]	η_c	Pressão superior [bar]	Pressão inferior [bar]	ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
sCO ₂	CO ₂	2877,9	27,7	300	73,89	0,89	252,9	180,1
ORC S	Tolueno	4751,7	26,4	35	0,08	1,66	65,3	316,6
ORC R	Tolueno	4920,7	32,5	35	0,08	1,55	137,2	243,7
Kalina	H ₂ O/NH ₃	2945,0	19,3	100	12,95	3,18	134,2	293,9

Os resultados referentes ao ponto de máxima eficiência são apresentados na Tabela 22. Nota-se que para os ciclos sCO₂ e ORC R a eficiência é incrementada, entretanto, a potência líquida se reduz, o que corrobora que o ponto de máxima potência não é necessariamente o de máxima eficiência. Para o ORC simples (ORC S), o ponto de máxima potência coincide com o ponto de máxima eficiência, portanto, a temperatura máxima do ciclo é a mesma do caso de máxima potência. No ORC R a temperatura máxima é de 394,6°C, o que mostra que a máxima temperatura é bastante inferior à temperatura de autoignição do tolueno, tornando factível sua utilização para as condições estudadas.

O ciclo sCO₂ exige baixa vazão mássica de água no condensador, o que sugere um tamanho reduzido deste sistema em relação aos outros casos. Em contrapartida, o ciclo supercrítico funciona com pressões relativamente elevadas, o que é uma desvantagem devido a necessidade de materiais com maior resistência mecânica, além de não produzir altas taxas de geração de potência em relação aos outros ciclos.

Tabela 22 – Resumo dos resultados para o ponto de máxima eficiência (Ano 15).

Ciclo	Fluido	$\dot{W}_l$ [kW]	$\eta_{m\acute{a}x}$	Pressão superior [bar]	Pressão inferior [bar]	ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
sCO ₂	CO ₂	2562,4	32,3	300	73,89	1,15	295,5	128,6
ORC S	Tolueno	4751,7	26,4	35	0,08	1,66	65,3	316,6
ORC R	Tolueno	4574,9	37,6	35	0,08	2,12	209,9	181,6
Kalina	H ₂ O/NH ₃	2945,0	19,3	100	12,95	3,180	134,2	293,9

À medida que a razão entre as vazões mássicas, Ψ , é reduzida, a temperatura dos gases de exaustão na saída do recuperador de calor também se reduz. Para o ORC simples, a temperatura torna-se muito reduzida (mínima de 64,14°C para o ORC S e 96,30°C para o ORC R), o que provocará a condensação do vapor d'água presente. Os gases podem conter componentes que reagem com a água e resultam em substâncias altamente corrosivas e oxidantes, como o ácido carbônico, danificando o recuperador de calor. Além disso, é preciso altas vazões mássicas de água no condensador do ciclo simples, o que implica grandes equipamentos.

A Figura 26 apresenta os resultados da análise exergética para cada ciclo, com o propósito de identificar quais dos equipamentos são responsáveis pela maior destruição de exergia (D.E).

O condensador é o equipamento com menor eficiência exergética (E.E) em todos os ciclos analisados. O recuperador de calor e a turbina do ORC regenerativo são os principais destruidores do potencial de realização de trabalho, conforme apresentado na Figura 26 - a). O recuperador de calor e o condensador do ORC simples são os grandes responsáveis pela destruição de exergia, conforme mostrado na Figura 26 - b). A ausência de regeneração faz com que a destruição de exergia do condensador seja acentuada, pois não há aproveitamento da exergia contida nos gases na saída da turbina para pré-aquecer o fluido de trabalho na entrada do recuperador de calor. No ciclo sCO₂, apesar de possuir um regenerador, o condensador se mostra o responsável por grande parte da exergia destruída, em conjunto com a turbina, conforme apresentado na Figura 26 - c). No ciclo Kalina o recuperador de calor é o responsável pela maior parcela de destruição de exergia do ciclo, seguido pelo condensador, conforme apresentado na Figura 26 - d). Verifica-se, portanto, que o recuperador de calor é o maior responsável pela destruição do potencial de realização de trabalho nos ciclos, exceto pelo ciclo supercrítico, no qual o condensador dissipa uma grande energia devido à alta temperatura do CO₂ na entrada do *cooler*, o que resulta em uma grande destruição de exergia.

A Figura 27 apresenta as eficiências exergéticas dos ciclos e a correspondente exergia destruída no ponto de máxima potência, o que possibilita uma visão mais abrangente no que se refere ao potencial de realização de trabalho de cada ciclo. Nota-se que o ciclo Kalina é o que possui menor eficiência exergética, ou seja, apresenta o menor potencial de aproveitamento da exergia disponível, resultando no ciclo com maior destruição de exergia. Além disso, este ciclo possui maior quantidade de equipamentos em relação aos outros ciclos, o que afeta diretamente o espaço e peso na plataforma FPSO. O ORC regenerativo apresenta 26,4% maior eficiência exergética em relação ao ciclo Kalina, portanto, o seu potencial de destruição de exergia é reduzido quando comparado aos outros ciclos.

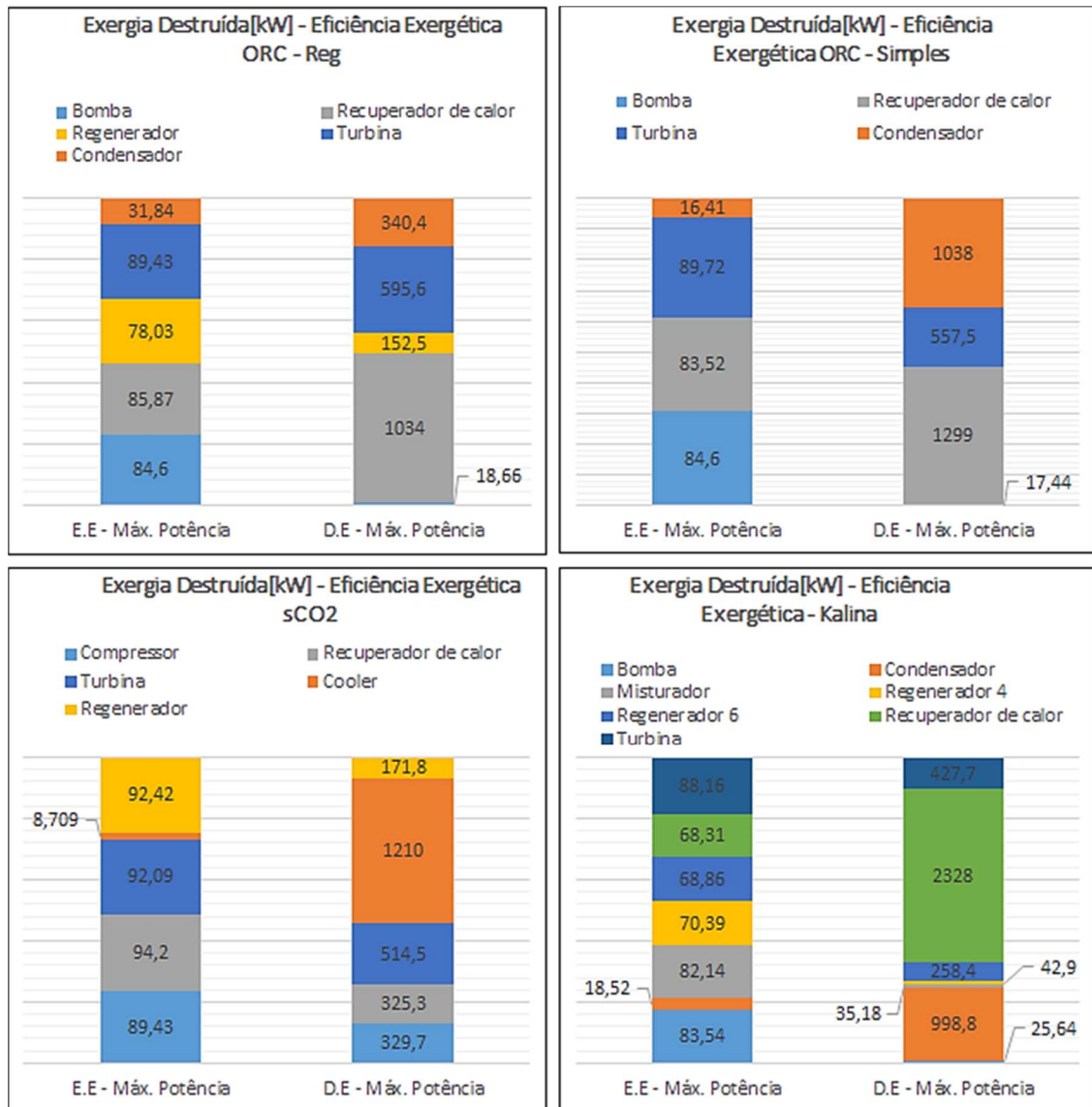


Figura 26 – Eficiência exergética e exergia destruída nos principais equipamentos de cada ciclo no ponto de máxima potência (Ano 15).

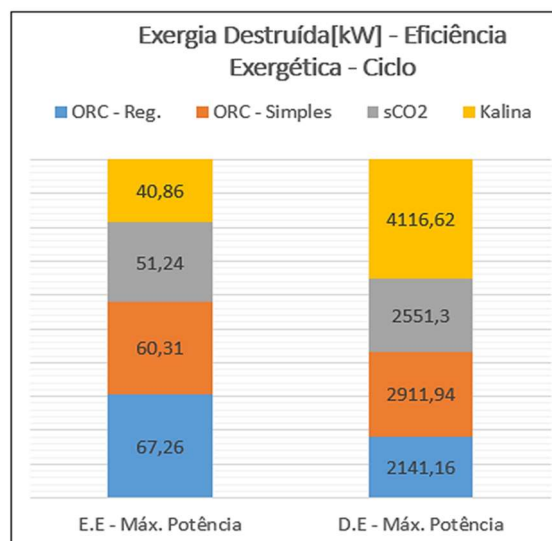


Figura 27 – Eficiência exergética e exergia destruída dos ciclos no ponto de máxima potência (Ano 15).

4.2.2 Ano 18 – Período de mínima exergia disponível

O período de mínima exergia disponível é o ano 18 de acordo com a Tabela 19, cuja temperatura da fonte quente é 502,8°C e a vazão mássica dos gases da chaminé é 16,58 kg/s. No Apêndice C são apresentados os resultados detalhados para a simulação. A Tabela 23 apresenta os resultados relacionados ao ponto de máxima potência. A potência líquida disponível se reduz em todos os períodos analisados devido à redução da disponibilidade exergética, entretanto, o comportamento dos ciclos é semelhante ao caso de máxima exergia disponível.

A partir das simulações, nota-se que o ORC simples produz considerável potência útil, porém é problemático devido à reduzida temperatura dos gases na saída do recuperador de calor. O ciclo ORC regenerativo apresenta a maior potência líquida, juntamente com a maior eficiência, e opera com pressões relativamente reduzidas, o que o agrega mais uma vantagem.

Tabela 23 – Resumo dos resultados para o ponto de máxima potência líquida (Ano 18)

Ciclo	Fluido	$\dot{W}_{L,máx}$ [kW]	η_c	Pressão superior [bar]	Pressão inferior [bar]	ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
sCO ₂	CO ₂	1267,7	28,7	300	73,89	0,930	263,3	75,1
ORC S	Tolueno	2080,6	26,4	35	0,08	1,67	65,51	138,8
ORC R	Tolueno	2159,6	32,9	35	0,08	1,57	142,1	105,1
Kalina	H ₂ O/NH ₃	1300,1	19,5	100	12,95	3,320	135,7	128,4

A Tabela 24 apresenta os resultados referentes ao ponto de máxima eficiência. É possível atingir níveis de eficiência relativamente elevados com o ORC regenerativo, no entanto, novamente a potência líquida se reduz em relação ao ponto de máxima potência. O ciclo Kalina e o supercrítico com CO₂ não mostram vantagem em relação aos outros ciclos, pois a potência líquida disponível é inferior.

A temperatura máxima do fluido de trabalho para o ponto de máxima potência líquida é 322,6°C para o ORC S e 315,1°C para o ORC R. A temperatura máxima do ORC simples no ponto de máxima eficiência é igual à do ponto de máxima potência, mas para o ORC R a máxima temperatura é de 412,4°C.

Tabela 24 – Resumo dos resultados para o ponto de máxima eficiência (Ano 18)

Ciclo	Fluido	$\dot{W}_l$ [kW]	$\eta_{m\acute{a}x}$	Pressão superior [bar]	Pressão inferior [bar]	Ψ	T_{grc} [°C]	$\dot{m}_{cond}$ [kg/s]
sCO ₂	CO ₂	1087,5	32,5	300	73,89	1,190	322,2	54,0
ORC S	Tolueno	2080,6	26,4	35	0,08	1,67	65,51	138,8
ORC R	Tolueno	1735,6	38,4	35	0,08	2,53	257,1	66,6
Kalina	H ₂ O/NH ₃	1300,1	19,5	100	12,95	3,320	135,7	128,4

A potência líquida possível de ser gerada a partir da recuperação de energia dos gases de exaustão da chaminé gira em torno de 2,1 MW, com eficiência de 32,9%, o que corresponde a 5,0% da demanda total de potência para este período, conforme já apresentado na Tabela 19.

O condensador novamente mostra-se o equipamento com menor eficiência exergética em todos os ciclos, conforme apresentado na Figura 28. O recuperador de calor do ORC R é o responsável pela maior parcela de destruição de exergia, conforme apresentado na Figura 28 - a). No ORC simples, o recuperador de calor e o condensador são os grandes responsáveis pela destruição de exergia, conforme mostrado na Figura 28 - b). No ciclo supercrítico com CO₂, o condensador apresenta alta taxa de destruição de exergia, conforme mostrado na Figura 28 - c). No ciclo Kalina o recuperador de calor é o grande responsável pela destruição de exergia, seguido pelo condensador, de acordo com a Figura 28 - d).

Na Figura 29 é apresentado um panorama geral dos ciclos em relação à eficiência exergética e destruição de exergia. O ciclo Kalina é o que possui menor eficiência exergética e é responsável pela maior destruição de exergia. O ORC regenerativo apresenta os melhores resultados para eficiência exergética e destruição de exergia do ciclo, obtendo 25,74% maior eficiência exergética comparado ao ciclo Kalina. Para mais detalhes deste estudo, ver Reis et al. (2017).

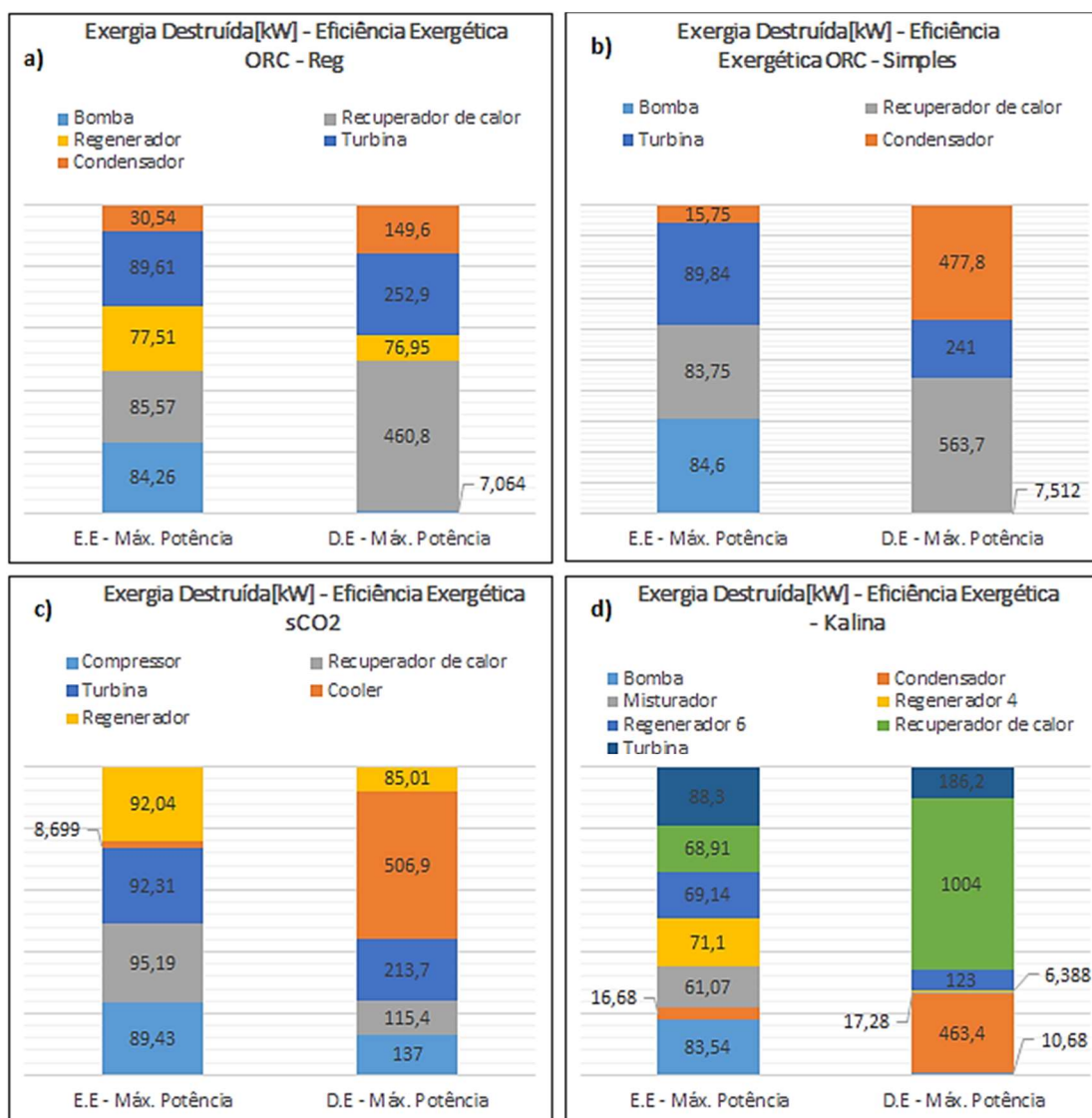


Figura 28 – Eficiência exergética e exergia destruída nos principais componentes dos ciclos no ponto de máxima potência – Ano18

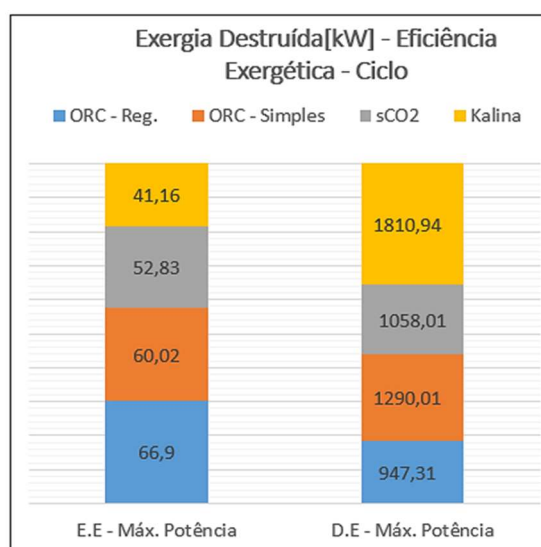


Figura 29 – Eficiência exergética e exergia destruída dos ciclos no ponto de máxima potência – Ano18

4.3 Acoplamento da exaustão das turbinas a gás e ciclo Rankine orgânico para atendimento à demanda de energia elétrica e de água da FPSO.

As duas formas construtivas previamente estudadas do ORC são utilizadas para analisar o seu potencial de geração de eletricidade através do aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas a gás, e simultaneamente atender à demanda de calor (água quente) do processo. Os resultados obtidos são apresentados a seguir.

4.3.1 Caso Base – FPSO como projetada.

As especificações gerais fornecidas pelo projeto da plataforma FPSO para demanda de água quente, $De_{\text{Água}}$, e demanda de energia elétrica, $De_{\text{Eletr.}}$ (com base na Figura 19), estão listadas na Tabela 25. A vazão mássica de combustível, $\dot{m}_{\text{comb}}$, a eficiência média das turbinas a gás, $\bar{\eta}_{\text{TG}}$, o fator de utilização, ϵ_u , e as emissões de CO_2 são calculadas a partir da modelagem e otimização apenas das turbinas a gás e do sistema de água quente, para atender às demandas da plataforma FPSO conforme projetada e instalada.

Tabela 25 – Parâmetros resultantes para o caso base – Caso Base					
	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
$De_{\text{água}}[\text{MW}]$	44,21	42,96	40,84	45,99	39,66
$De_{\text{Eletr.}}[\text{MW}]$	63,74	65,00	62,97	42,89	40,70
$\dot{m}_{\text{comb}}[\text{kg/s}]$	3,91	3,96	3,87	2,62	2,55
$\bar{\eta}_{\text{TG}} = \eta_{\text{global}}[\%]$	35,90	36,19	35,83	36,05	35,2
$\epsilon_u[\%]$	60,85	60,11	59,05	74,68	69,51
Emissões de CO_2 (TG)					
$\frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{D_{\text{Eletr.}}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{MWh}} \right]$	602,46	599,87	605,78	600,41	612,23

A Figura 30 mostra o diagrama de Sankey com as correntes de energia para cada período de produção da plataforma. Observa-se a parcela de energia liberada pelo combustível na turbina a gás (entrada de combustível), a parcela que produz eletricidade (Potência TGs), a parcela que produz calor (água quente) e o fluxo de entalpia desperdiçado ($\dot{m} \cdot h$). Os resultados apresentados para este caso servirão como comparação com as modificações propostas adiante.

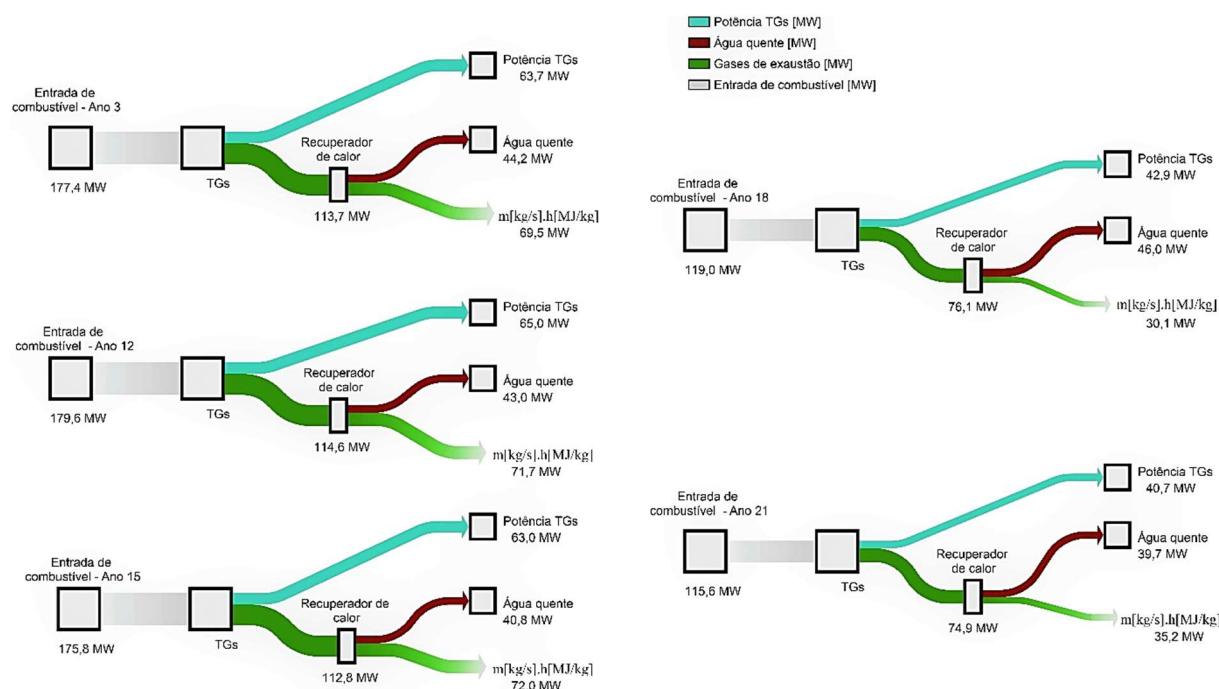


Figura 30 – Diagrama de Sankey do processo – Caso Base

4.3.2 Caso 1 – Aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas principais.

A proposta para este caso é manter o sistema como no caso base (conforme projetado) e inserir o ORC (simples ou regenerativo) para a recuperação de calor dos gases de exaustão das turbinas principais. A análise baseou-se no atendimento à demanda de energia elétrica e calor para cada período de produção da plataforma FPSO.

4.3.2.1 1A) TGs + ORC [Toluene - Reg.]

No ano 18 e no ano 21 há uma queda na geração pelo ORC, pois nesses períodos apenas dois turbogeradores principais estão em operação devido à baixa demanda de energia elétrica. O ORC contribui com pelo menos 5,7% da demanda total do ano 18 e atinge cerca de 19,0% da demanda do ano 12. Usando o ORC para recuperação de calor é possível alcançar até 41,13% de eficiência global do sistema e, no pior dos casos, a eficiência atinge 37,53%, conforme apresentado na Tabela 26, o que corresponde a um aumento de 4,94% e 1,48%, respectivamente, em relação ao caso base. Em todos os casos, há uma alta utilização da energia

de entrada do sistema, o que aumenta o fator de utilização em até 8,34% no ano 3 e pelo menos 3,08% no ano 18 comparado ao caso base.

Os resultados da otimização são levados ao software Thermoflex® para calcular as emissões de CO₂. De acordo com Blanco (2016), as emissões de CO₂ calculadas pelo método do American Petroleum Institute (API) e pelo software Thermoflex® fornecem resultados com margens de erros insignificantes. É possível comparar a redução nas emissões de CO₂ em relação ao caso de base mostrado na Tabela 25

Tabela 26 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC regenerativo – Caso 1

	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
L_1 [%]	61,16	52,34	70,04	60,02	82,85
L_2 [%]	54,63	50,16	50,24	91,57	53,84
L_3 [%]	82,50	98,63	75,27	-	-
$\dot{W}_{TG1}$ [MW]	16,29	13,94	18,67	15,99	22,09
$\dot{W}_{TG2}$ [MW]	14,55	13,35	13,37	24,43	14,34
$\dot{W}_{TG3}$ [MW]	22,00	26,32	20,06	-	-
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	3,44	3,48	3,40	2,52	2,34
$\dot{W}_{ORC}$ [MW]	10,90	11,37	10,86	2,45	4,25
η_{ORC} [%]	30,41	29,61	27,56	29,92	28,51
$\bar{\eta}_{GT}$ [%]	33,89	33,93	33,76	35,38	34,27
η_{global} [%]	40,88	41,13	40,8	37,53	38,28
ϵ_u [%]	69,19	68,32	67,27	77,76	75,52
CO ₂ emissions (TG + Regenerativo ORC)					
$\frac{\dot{m}_{CO_2}}{D_{Elet.}} \left[\frac{kg}{MWh} \right]$	533,26	528,50	534,42	578,15	568,67

A Figura 31 mostra o diagrama de Sankey para os resultados da otimização para cada período de produção. A energia que entra nas turbinas a gás (entrada de combustível) divide-se em duas parcelas principais: uma parte útil é convertida em potência pelas turbinas a gás (Potência TG) e a outra é levada com os gases de exaustão. Os gases são utilizados para recuperação de energia no recuperador de calor, no qual uma parcela resulta em ganhos de energia elétrica através do ORC (Potência ORC) e a outra é usada para produção de calor (água quente). Comparando a Figura 30 e a Figura 31, observa-se uma redução significativa da entrada de combustível e do fluxo de entalpia desperdiçado em relação ao caso base. Além

disso, as turbinas a gás são aliviadas e a complementação da demanda de eletricidade é feita pelo ORC.

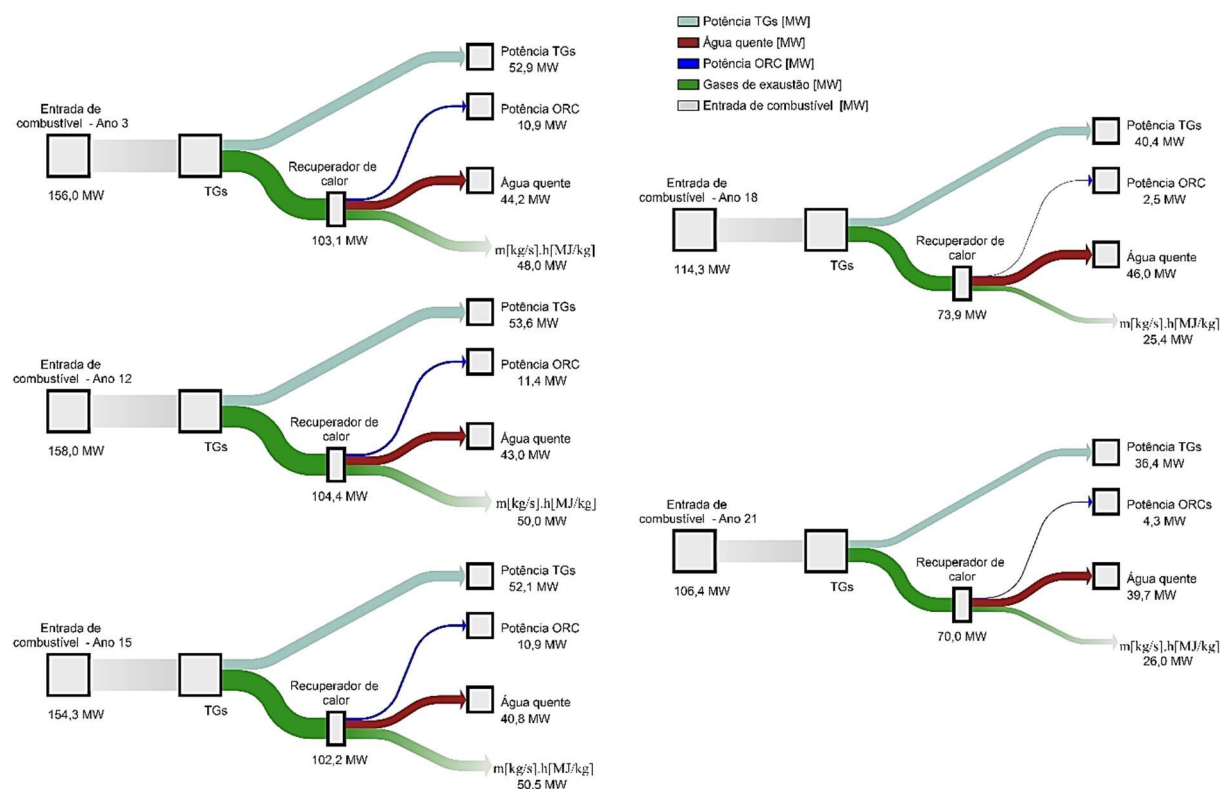


Figura 31 – Diagrama de Sankey do processo – Caso 1A

4.3.2.2 Análise exergética do caso 1A

A análise exergética é desenvolvida com o propósito de verificar o quanto da exergia disponível nos gases de exaustão não está sendo utilizada para recuperação de calor, além de apresentar quais equipamentos do processo são responsáveis pela maior destruição da exergia disponível. A Figura 32 apresenta os resultados da destruição de exergia em cada equipamento do sistema. Devido à grande diferença de escala, a exergia destruída nos recuperadores de calor (RC) do ORC e do sistema de água quente são mostrados em gráficos diferentes.

Nota-se que a turbina é o equipamento responsável por grande parte da irreversibilidade do ORC regenerativo, exceto no ano 15, no qual o condensador destrói grande parte do potencial de realização de trabalho. Em todos os casos, a bomba é o equipamento com menor potencial de destruição de exergia. Apesar dos equipamentos do ciclo contribuírem para a destruição da exergia, fica claro que os recuperadores de calor (RC), principalmente o do

sistema de água quente, são os maiores destruidores do potencial de realização de trabalho, deixando de produzir trabalho a uma taxa de até 12 MW.

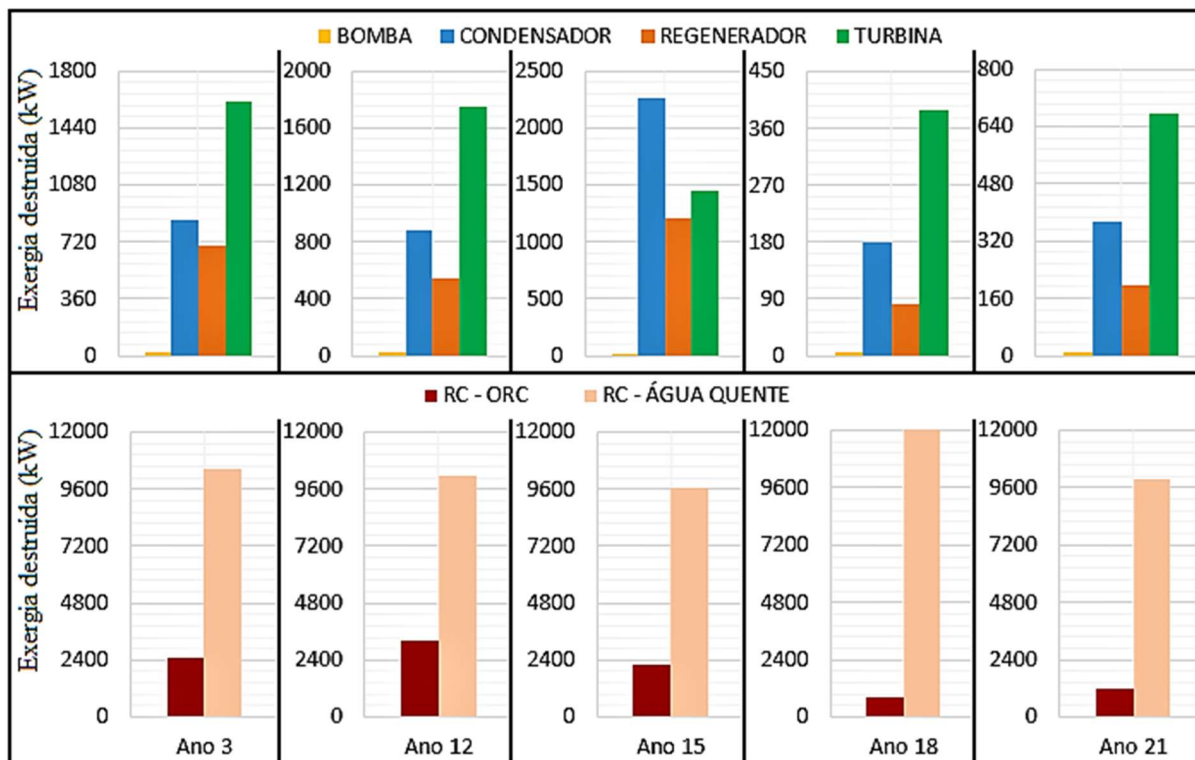


Figura 32 – Destruição de exergia nos equipamentos do sistema – Case 1A.

Para melhor visualização exergética do sistema, os diagramas de Grassmann são elaborados para os períodos onde a geração de potência é máxima e mínima para o ciclo regenerativo, ou seja, para o Ano 12 e Ano 18, respectivamente. Para melhor visualização, as correntes do ORC são mostradas em um detalhe ampliado.

A Figura 33 apresenta o diagrama de Grassmann para o ano 12. Nota-se que a exergia é dividida quase que igualmente entre o recuperador de calor do ORC e o do sistema de água quente, sendo este último o que mais contribui para a destruição de exergia do sistema. Em contrapartida, o ORC converte grande parte da exergia dos gases de exaustão em potência de eixo.

A Figura 34 apresenta o diagrama de Grassmann para o ano 18. Nota-se que a maior parte da exergia enviada para o recuperador de calor do ORC é convertida em potência de eixo, não resultando grande destruição da exergia disponível, entretanto, uma grande parcela da exergia enviada para o recuperador de calor do sistema de água quente é destruída pela ineficiência deste equipamento.

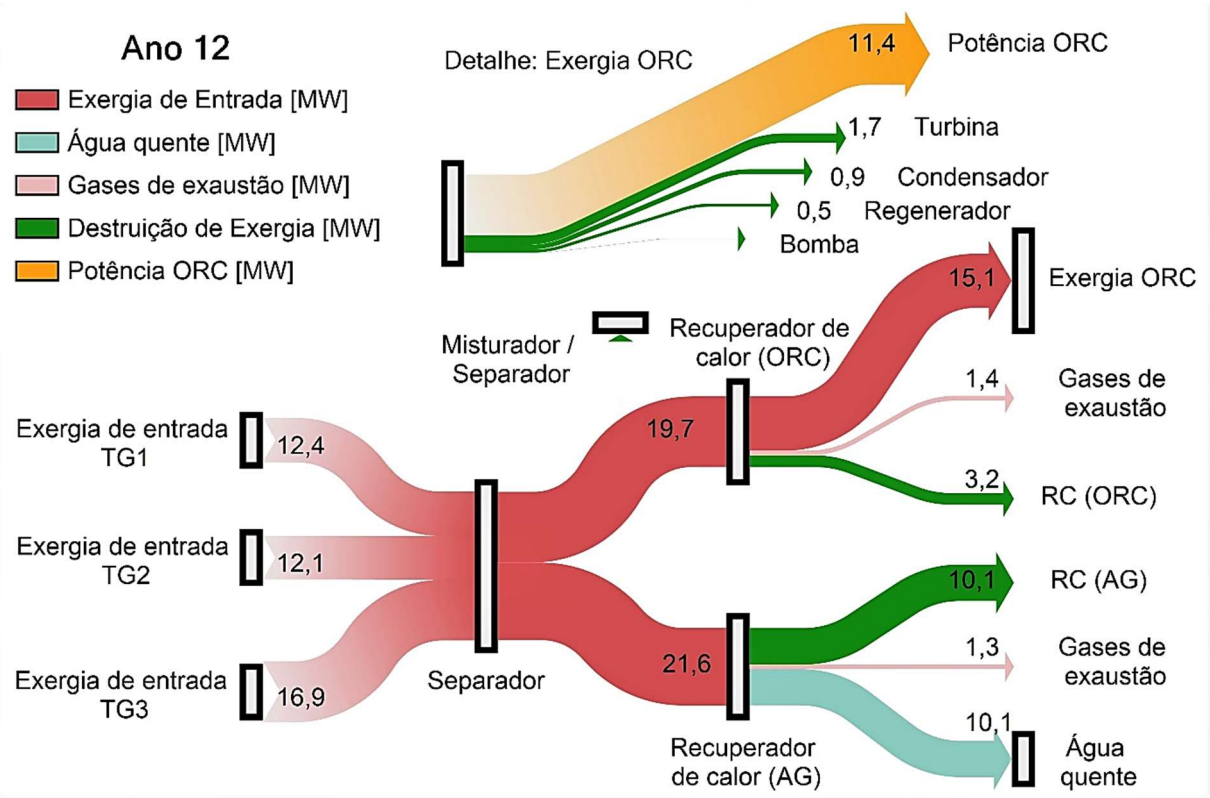


Figura 33 – Diagrama de Grassmann (Ano 12) - Caso 1A

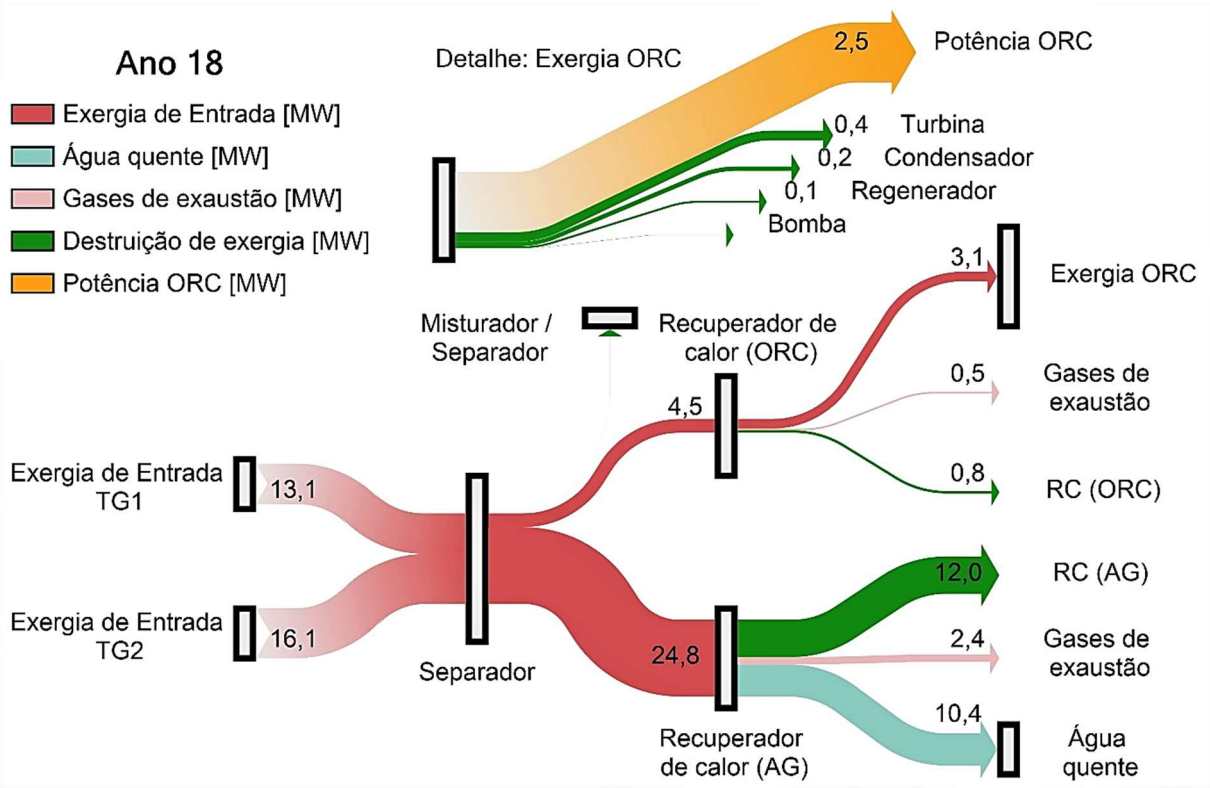


Figura 34 – Diagrama de Grassmann (Ano 18) – Caso 1A

4.3.2.3 1B – TGs + ORC [Tolueno]

Até mesmo o sistema ORC simples é uma boa opção para a geração de eletricidade na plataforma, levando a eficiência térmica global do sistema até 40,64%, e atingindo 37,89% na pior situação, conforme apresentado na Tabela 27, o que corresponde a um aumento de 4,45% e 1,84%, respectivamente, sobre o caso base. Além disso, há um expressivo aumento no fator de utilização do sistema de 7,65% no ano 15 e pelo menos 3,82% no ano 18, comparado ao caso base. Não houve diferença considerável na potência líquida obtida pelo ciclo regenerativo e o ciclo simples. A eficiência térmica do ORC simples é aproximadamente 3% menor que a do ORC regenerativo.

A Figura 35 mostra a fração de energia fornecida pelo ORC em relação à demanda total para cada período e a correspondente redução nas emissões de CO₂. O ORC regenerativo (ORC R) atende até 17,0% da demanda total de eletricidade. Com o ORC simples (ORC S), pelo menos 6,6% da energia elétrica é obtida através da recuperação de calor no ano 18, atingindo mais de 16,0% no ano 15.

Tabela 27 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC simples – Caso 1B

	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
L_1 [%]	87,67	69,97	63,01	66,39	50,18
L_2 [%]	58,88	54,01	62,98	83,7	86,5
L_3 [%]	56,62	82,2	71,99	-	-
$\dot{W}_{TG1}$ [MW]	23,39	18,65	16,79	17,69	13,36
$\dot{W}_{TG2}$ [MW]	15,69	14,38	16,78	22,32	23,07
$\dot{W}_{TG3}$ [MW]	15,08	21,92	19,19	-	-
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	3,49	3,52	3,43	2,49	2,34
$\dot{W}_{ORC}$ [MW]	9,57	10,04	10,20	2,87	4,26
η_{ORC} [%]	24,67	24,72	24,87	24,47	24,38
$\bar{\eta}_{GT}$ [%]	34,14	34,36	33,9	35,36	34,25
η_{global} [%]	40,18	40,64	40,46	37,89	38,25
ϵ_u [%]	68,12	67,48	66,7	78,5	75,53
Emissões de CO ₂ (TG + ORC simples)					
$\frac{\dot{m}_{CO_2}}{D_{Elet.}} \left[\frac{kg}{MWh} \right]$	541,92	535,87	539,28	573,56	568,47

A recuperação de energia influencia diretamente as emissões de CO₂, pois menos combustível é necessário para atender a demanda da plataforma. No ano 18, com a inserção do ORC regenerativo, obtém-se uma redução de 3,7% nas emissões, atingindo um máximo de 12,0% no ano 12. A contribuição do ORC simples para a redução das emissões de CO₂ é de pelo menos 4,5% no ano 18, atingindo até 11% no ano 15.

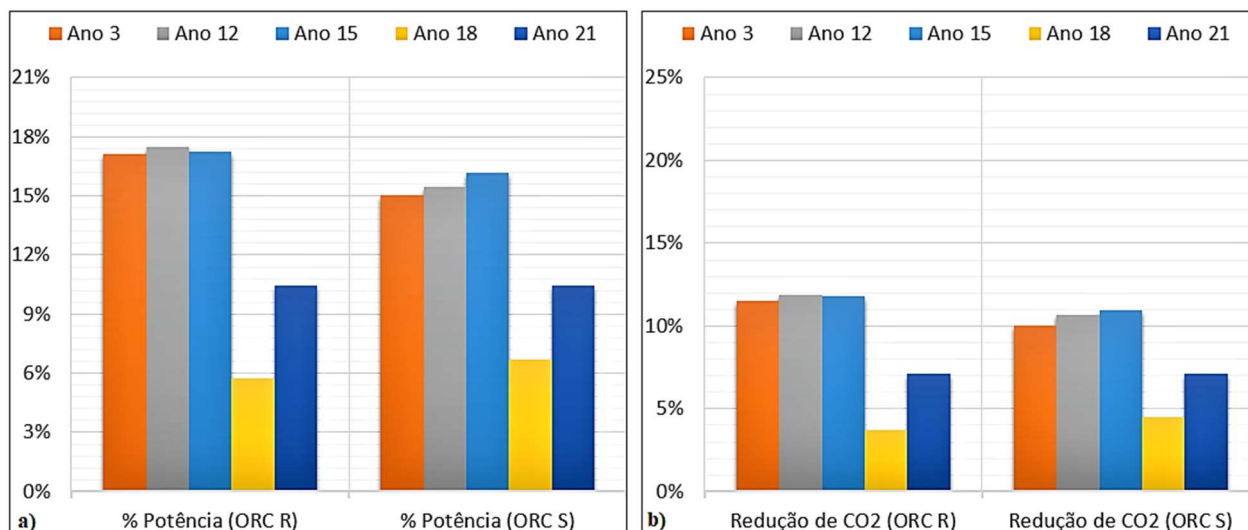


Figura 35 – a) Porcentagem relativa da energia elétrica obtida pelo ORC b) redução de CO₂ com a inserção do ORC – Case 1.

4.3.2.4 Análise Exergética - Caso 1B

A Figura 36 apresenta a destruição de exergia nos equipamentos do ciclo simples para o caso 1B. Observa-se que por causa da elevada temperatura do fluido orgânico na saída da turbina, o condensador é o grande responsável pela destruição de exergia, exceto no ano 3 no qual a turbina é o equipamento mais irreversível. Novamente o recuperador de calor do sistema de água quente mostra-se bastante irreversível

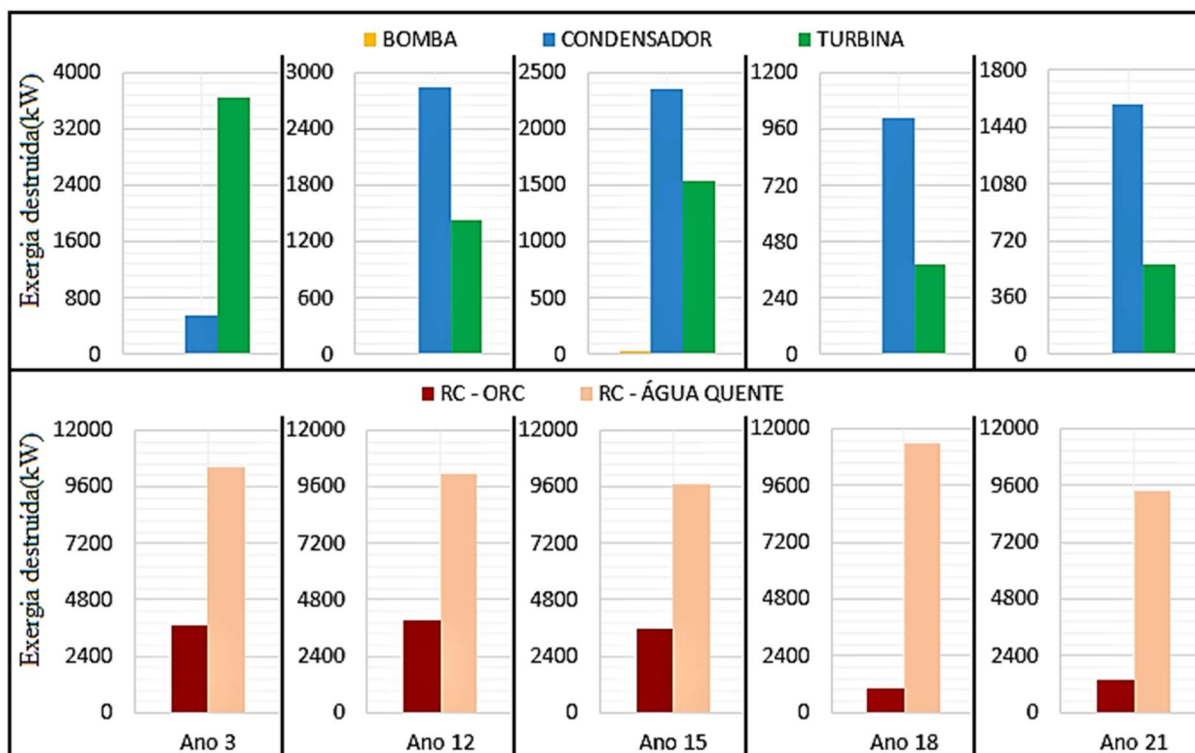


Figura 36 – Destruição de Exergia nos equipamentos do sistema – Case 1B.

Os diagramas de Grassmann referentes ao Ano 12 e Ano 18 são mostrados na Figura 37 e Figura 38. O comportamento das correntes de exergia são bem similares ao caso 1A.

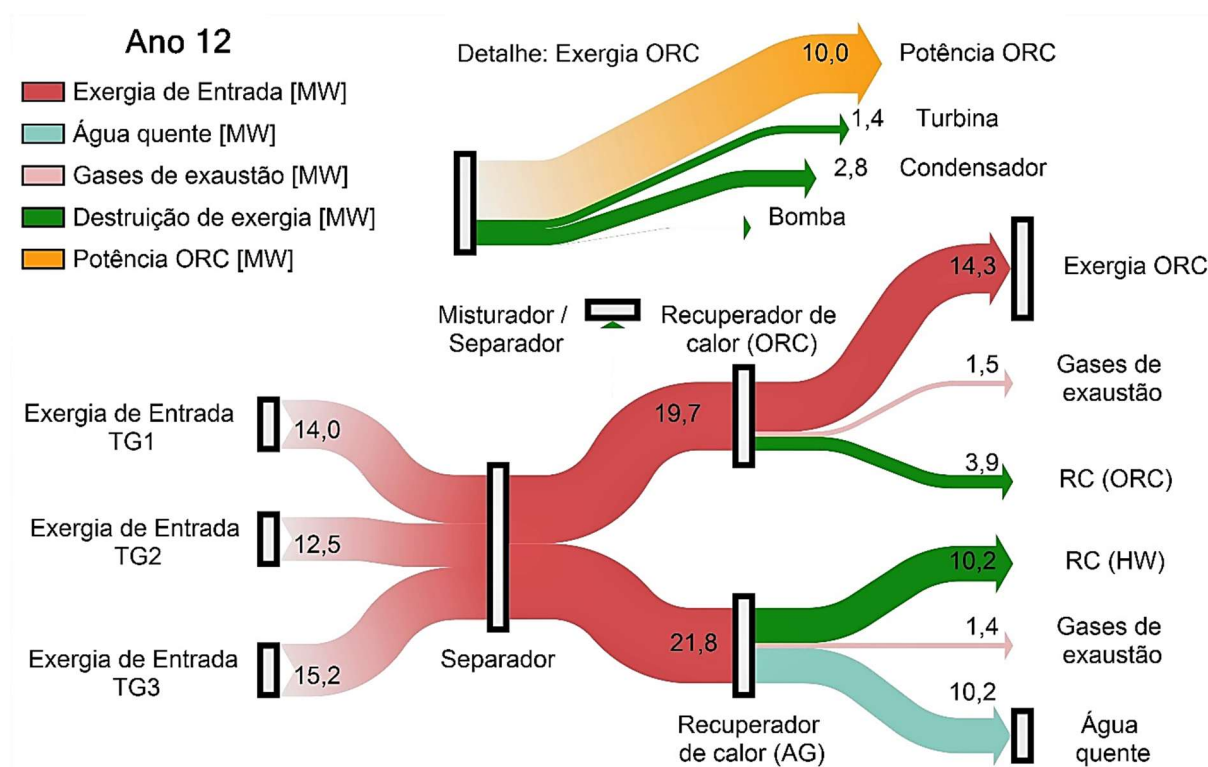


Figura 37 – Diagrama de Grassmann (Ano 12) – Case 1B.

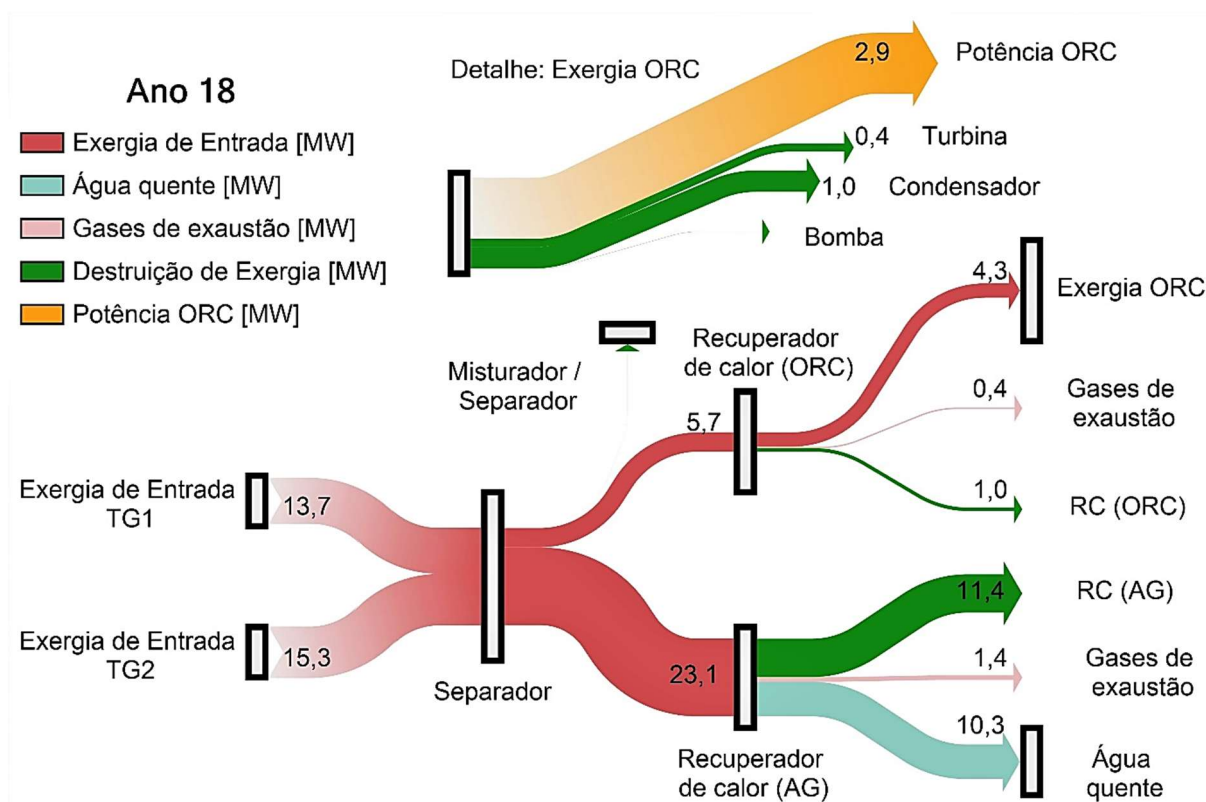


Figura 38 – Diagrama de Grassmann (Ano 18) – Case 1B.

4.3.3 Caso 2 – Aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas principais e da turbina de compressão de CO₂.

4.3.3.1 2A – TGs + TC_{CO₂} + ORC [Tolueno – Reg.]

Neste caso, além dos gases de exaustão da turbina principal, são utilizados os gases de exaustão da turbina a gás que aciona o sistema de compressão de CO₂. Propõe-se que duas turbinas principais atinjam a demanda, o que difere do caso anterior em que três turbinas são utilizadas em alguns períodos de produção da FPSO. Neste caso, é possível atender a demanda de energia elétrica e calor da plataforma em todos os períodos de produção. Além disso, a participação do ORC no atendimento à demanda total de energia elétrica aumenta, devido a maior recuperação de calor.

A Tabela 28 apresenta os resultados das otimizações para os vários períodos estudados. A eficiência das turbinas a gás nos primeiros três períodos é maior em relação ao caso base. As turbinas principais operam em carga quase total, como mostrado por L_1 e L_2 , aproximando-se

do ponto de máxima eficiência. Além disso, o ORC fornece uma parcela da demanda de eletricidade, o que contribui para o aumento significativo na eficiência térmica global de 11,61% no ano 15 e pelo menos 4,2% no ano 18, além de um expressivo aumento no fator de utilização de 19,2% no ano 15 e de pelo menos 8,8% no ano 18.

Comparando os diagramas de Sankey apresentados na Figura 30 e na Figura 39, verifica-se que, neste caso, o sistema precisa de uma entrada de combustível muito menor do que no caso base para obter os mesmos efeitos. Isto resulta em uma queima de combustível (gás natural) muito menor, o que consequentemente reduz os custos operacionais e as emissões de CO₂. Além disso, ocorre um alívio na geração total de eletricidade pelos turbogeradores (Potência TGs) e uma grande parte da demanda de energia elétrica é suprida pelo ORC (Potência ORC), resultando um pequeno fluxo de entalpia desperdiçada ($\dot{m} \cdot h$). Comparando a Figura 31 e a Figura 39, observa-se a superioridade do caso 2.

Tabela 28 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC regenerativo – Caso 2

	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
L_1 [%]	97,81	99,09	87,07	84,91	72,0
L_2 [%]	98,20	94,11	99,34	52,18	51,59
$\dot{W}_{TG1}$ [MW]	26,10	26,44	23,23	22,65	19,19
$\dot{W}_{TG2}$ [MW]	26,21	25,11	26,51	13,89	13,73
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	3,04	3,00	2,92	2,35	2,19
$\dot{W}_{ORC}$ [MW]	11,44	13,44	13,22	6,33	7,76
η_{ORC} [%]	27,79	28,44	28,47	26,84	28,8
$\bar{\eta}_{GT}$ [%]	37,89	37,78	37,48	34,29	33,12
η_{global} [%]	46,18	47,63	47,44	40,24	40,92
ϵ_u [%]	78,17	79,09	78,22	83,45	80,76
Emissões de CO ₂ (TG + ORC regenerativo)					
$\frac{\dot{m}_{CO_2}}{D_{Elettr.}} \left[\frac{kg}{MWh} \right]$	466,39	452,35	454,72	540,59	533,48

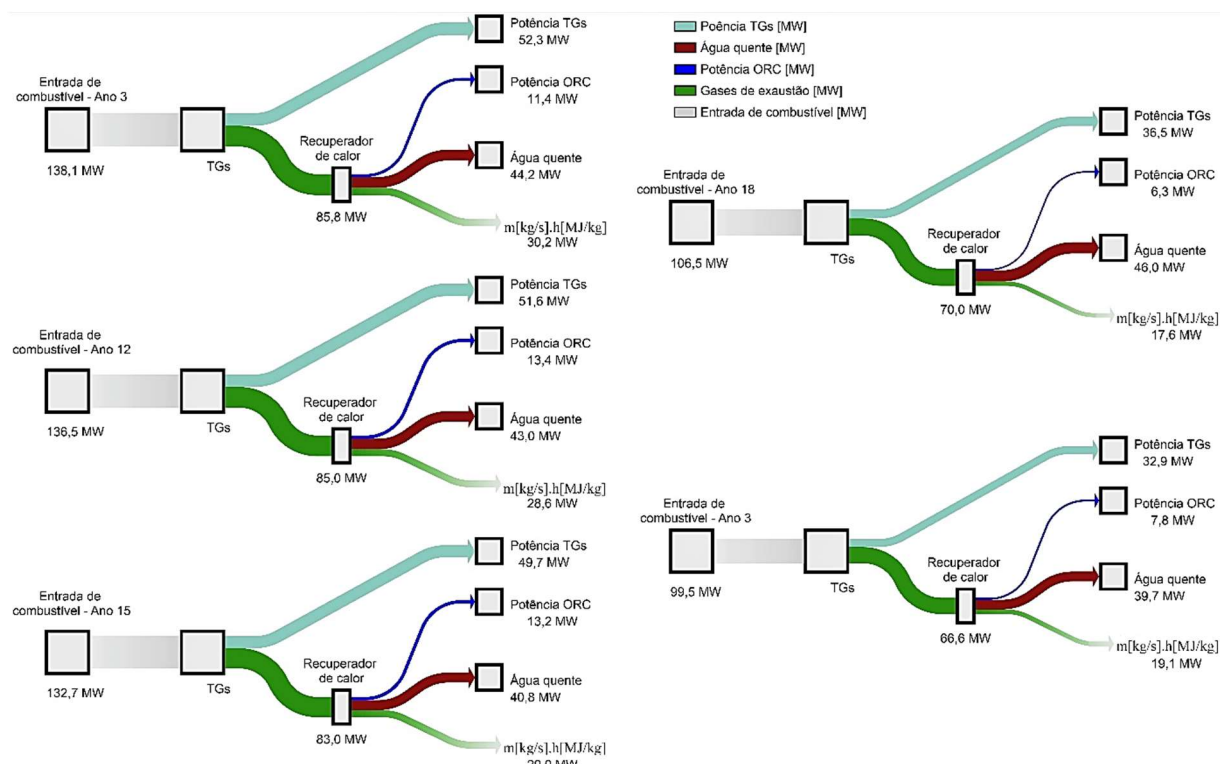


Figura 39 - Diagrama de Sankey do processo – Caso 2A

4.3.3.2 Análise Exergética - Caso 2A

A destruição de exergia nos equipamentos para o caso 2A é apresentada na Figura 40. Os recuperadores de calor se mantêm como os maiores responsáveis pela destruição de exergia do sistema, além do condensador e da turbina do ORC, que contribuem bastante com a destruição da exergia que entra no ciclo.

Os diagramas de Grassmann apresentados na Figura 41 e Figura 42 mostram com maior clareza os resultados da análise exergética para o ano 12 e ano 18. Nota-se o razoável aumento da contribuição do ORC para geração de eletricidade, mas a destruição do potencial de realização de trabalho continua sendo elevada no recuperador de calor do sistema de água quente. É preciso um melhor estudo do equipamento com o intuito de reduzir a sua irreversibilidade, e consequentemente aumentar a corrente de exergia que é direcionada para o ORC, o que possibilitará um incremento na produção de potência pelo ciclo.

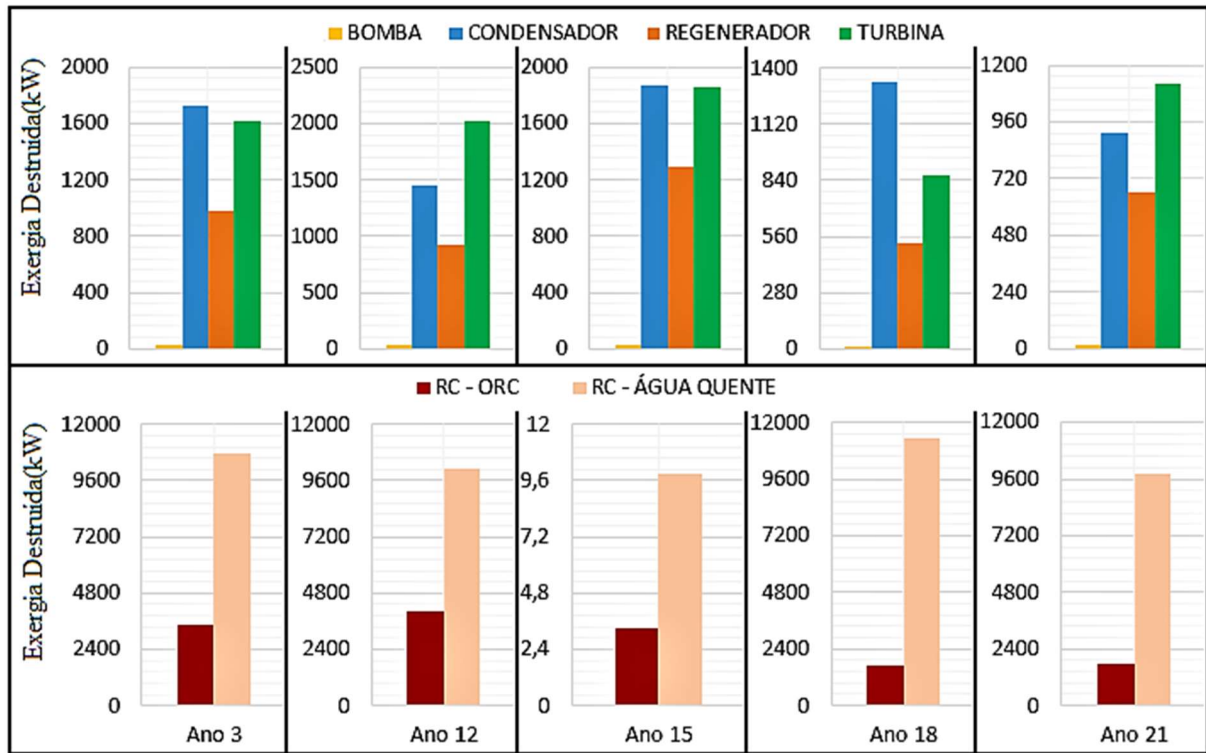


Figura 40 – Destruição de exergia nos equipamentos do sistema – Case 2A.

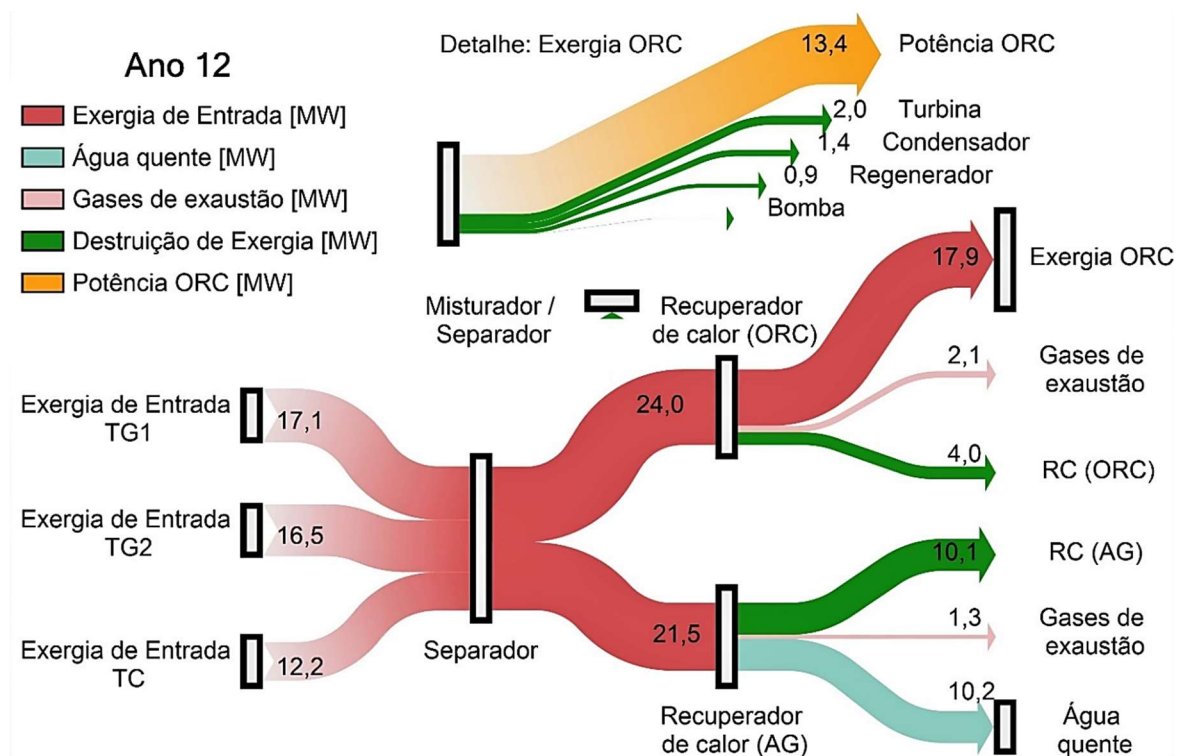


Figura 41 – Diagrama de Grassmann (Ano 12) – Case 2A.

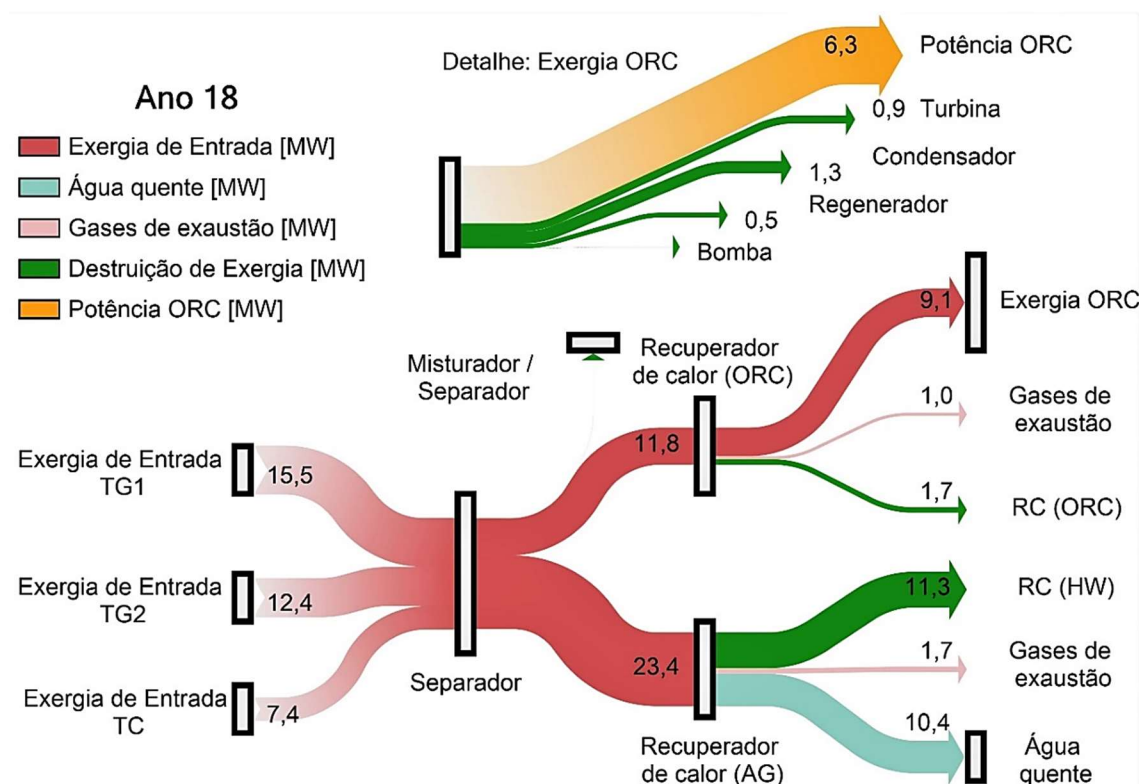


Figura 42 – Diagrama de Grassmann (Ano 18) – Case 2A.

4.3.3.3 2B – TGs + TCCO₂ + ORC [Tolueno]

A abordagem realizada com o ORC simples atende às demandas em todos os períodos de operação da plataforma e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 29. Observa-se que os resultados são superiores em relação ao caso base, aumentando a eficiência térmica global do sistema em 10,83% no ano 15 e pelo menos 4,02% no ano 18. O aumento do fator de utilização é mais expressivo, atingindo 17,89% no ano 18 e pelo menos 8,32% no ano 18.

Embora o ciclo simples tenha se mostrado ligeiramente inferior ao regenerativo, ele confirma novamente as vantagens de reduzir a quantidade de turbinas a gás e a inserção do ORC para recuperação de energia no processo. A geração máxima de potência pelo ORC em relação à demanda total é de 19,29% no ano 15 e pelo menos 13% no ano 18. A maior redução de CO₂ também ocorre no ano 15, aproximando-se de 24,0% e, embora a redução das emissões seja menor no ano 18 (pelo menos 9%), o sistema proposto continua mostrando-se superior ao caso base.

A Figura 43 apresenta a fração de energia elétrica fornecida pelo ORC em relação à demanda total, e a redução correspondente nas emissões de CO₂ para cada período. A

contribuição do ORC regenerativo atinge 21% no ano 15 e pelo menos 14,78% no ano 18, sendo possível uma redução significativa de CO₂ de até 25% no ano 12 e pelo menos 10% no ano 18. A redução das emissões é devido ao fato de que as turbinas a gás estão operando próximo de sua condição nominal, onde a sua eficiência térmica é próxima do ponto máximo, ou seja, a exergia do combustível é melhor usada pela turbina a gás, resultando em um baixo consumo de combustível. Em todos os períodos analisados, a contribuição do ORC para a geração de energia elétrica aumenta em relação ao caso 1.

Tabela 29 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC simples – Caso 2B

	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
L_1 [%]	99,88	98,74	91,21	65,1	70,83
L_2 [%]	98,41	99,98	99,22	73,32	56,1
$\dot{W}_{TG1}$ [MW]	26,65	26,35	24,34	17,35	18,88
$\dot{W}_{TG2}$ [MW]	26,26	26,68	26,48	19,54	14,94
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	3,07	3,07	2,97	2,36	2,23
$\dot{W}_{ORC}$ [MW]	10,82	11,96	12,14	5,99	6,87
η_{ORC} [%]	24,53	24,66	24,93	24,78	24,35
$\bar{\eta}_{TG}$ [%]	37,98	38,0	37,66	34,47	33,43
η_{global} [%]	45,75	46,57	46,66	40,07	40,22
ϵ_u [%]	77,48	77,33	76,94	83,0	79,44
Emissões de CO ₂ (TG + ORC simples)					
$\frac{\dot{m}_{CO_2}}{D_{Elettr.}} \left[\frac{kg}{MWh} \right]$	470,52	462,16	461,91	543,78	542,57

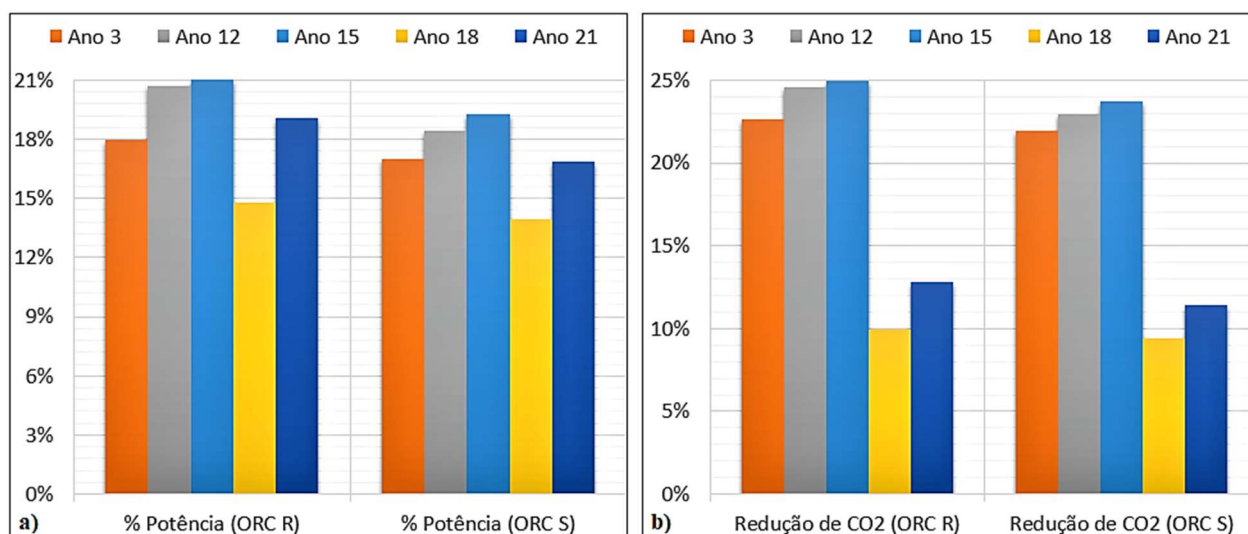


Figura 43 – a) Porcentagem relativa da energia elétrica obtida pelo ORC b) redução de CO₂ com a inserção do ORC – Case 2.

4.3.3.4 Análise Exergética - Caso 2B

Conforme apresentado na Figura 44, o condensador do ORC simples mostra-se o mais irreversível dentre os equipamentos do ciclo, mas o recuperador de calor do sistema de água quente é sem dúvidas o equipamento que exige maior cuidado e estudo para melhorar o seu aproveitamento de exergético. Os diagramas de Grassmann para este caso são mostrados nas Figura 45 e Figura 46 para o ano 12 e ano 18.

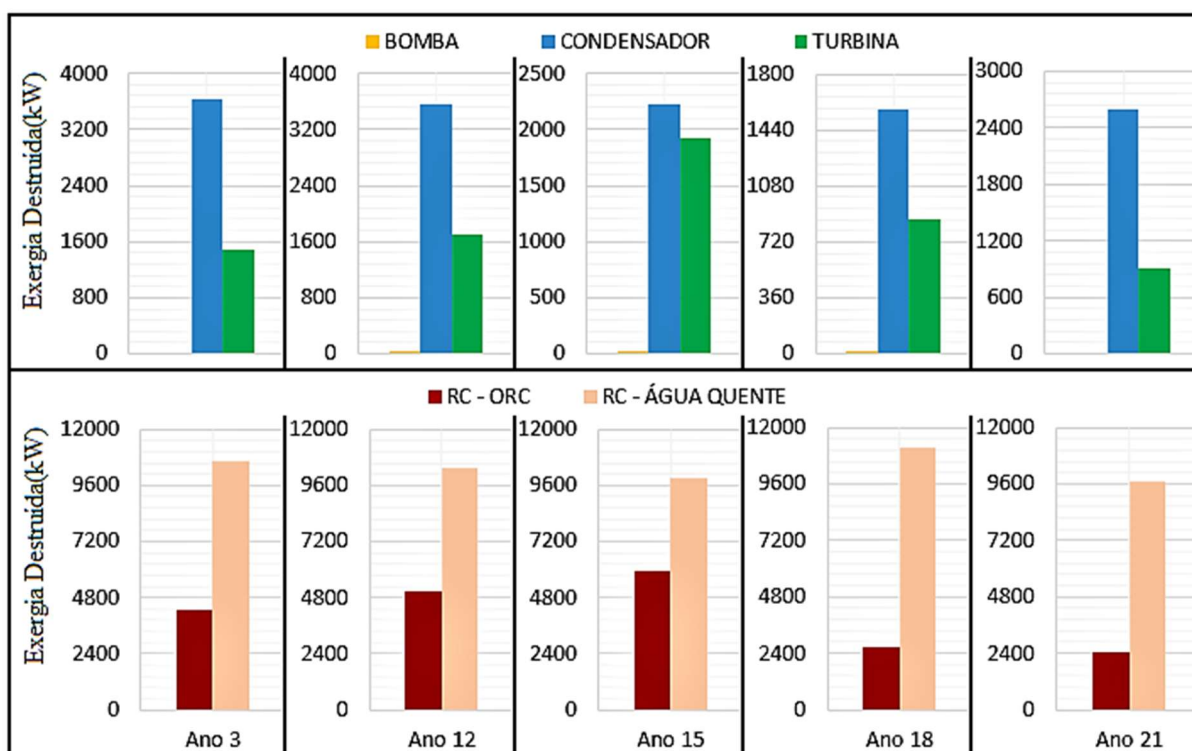


Figura 44 – Destruição de exergia nos equipamentos do sistema – Case 2B.

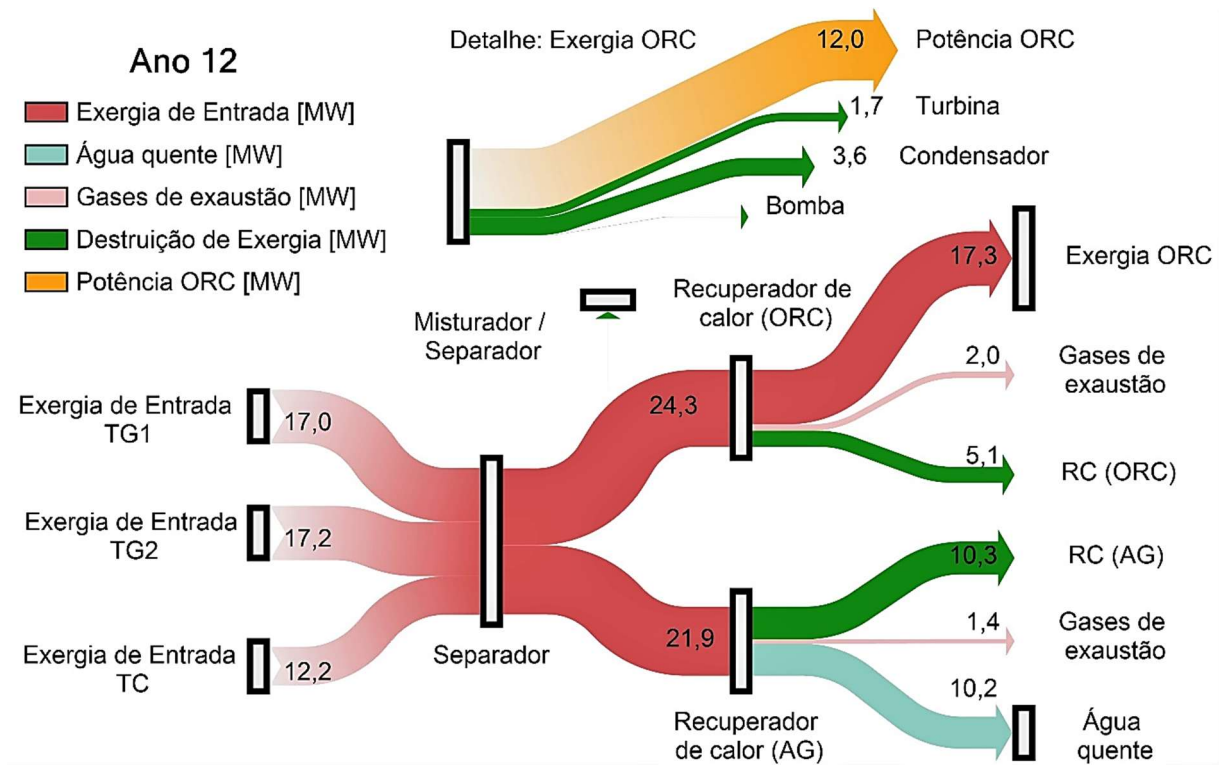


Figura 45 – Diagrama de Grassmann (Ano 12) – Case 2B.

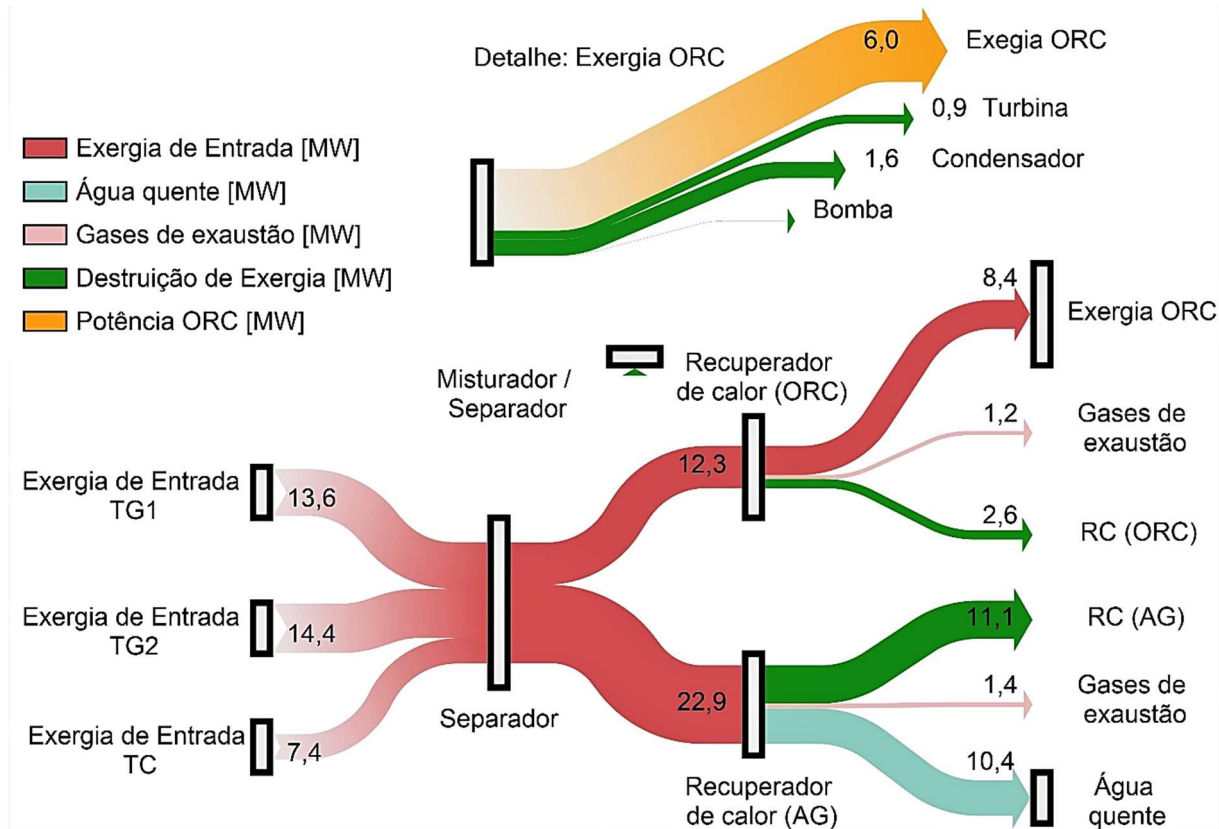


Figura 46 – Diagrama de Grassmann (Ano 18) – Case 2B.

4.3.4 Análise econômica preliminar

Para a estimativa preliminar da área de transferência de calor do regenerador, A_{re} e condensador, A_{co} , são usados os coeficientes globais de transferência de calor de 250 W/m²K, para o trocador de calor compacto aletado com placa contínua, e 500 W/m²K para o trocador de calor do tipo casco e tubo, conforme sugerido por Coulson & Richardson (2005). Além disso, são considerados o preço do crédito de carbono de 2,8 USD/tonelada (CO₂) Hamrick; Gallant (2017) e o preço do combustível de 0,165 USD/m³ ANP (2017), ambos avaliados no ano de 2016.

A estimativa da redução média de combustível e emissão de CO₂ ao longo de 21 anos de operação da plataforma é realizada pela média ponderada do consumo de combustível, $\dot{m}_{comb}$, e emissões de CO₂ usando uma integração numérica através da aproximação da Figura 19 por figuras geométricas conhecidas. Os resultados do consumo médio de combustível e das emissões de CO₂, bem como da economia de combustível e da quantidade de CO₂ evitados são mostrados na Tabela 30. Em todos os casos, houve redução considerável no consumo de combustível e nas emissões de CO₂ em relação ao caso base, o que consequentemente reduz o custo do combustível e afeta diretamente o custo da produção de eletricidade. A economia de combustível é de até USD 574,69/h usando a integração do sistema do caso 2A, associado a um retorno de USD 21,18/h devido ao CO₂ evitado, o que corresponde a uma redução significativa de 22,5% em relação ao caso base.

Tabela 30 – Média do consumo de combustível e emissões de CO₂

Sistema	$\dot{m}_{comb}$ (kg/s)	Economia de combustível* (USD/h)	$\dot{m}_{CO_2}$ (kg/h)	CO ₂ evitado* (USD/h)	Redução* (%)
Caso base	3,38	-	33273,30	-	-
Caso 1A	3,01	281,03	29684,90	10,04	10,90
Caso 1B	3,03	263,50	29963,20	9,26	10,40
Caso 2A	2,62	574,69	25708,80	21,18	22,50
Caso 2B	2,68	532,24	26237,40	19,70	20,70

A Figura 47 apresenta a análise de sensibilidade ao variar a taxa de juros do investimento de 2 a 12% a.a. Observa-se a grande influência da taxa de juros no VPL. Os casos 1A e 1B são

viáveis apenas para baixas taxas de juros - o que é impraticável no mercado – e torna-se economicamente inviável para taxas de juros acima de 5,0% a.a. Os casos 2A e 2B são viáveis para taxa de juros de até 10% ao ano, no entanto, é importante notar que a composição da análise econômica não leva em conta a redução no custo de investimento inicial de USD 14,2 milhões referente ao custo evitado de uma turbina a gás GE LM2500 + PY. Caso a redução no investimento seja contabilizada, o projeto torna-se viável até mesmo para taxa de juros de 12% ao ano.

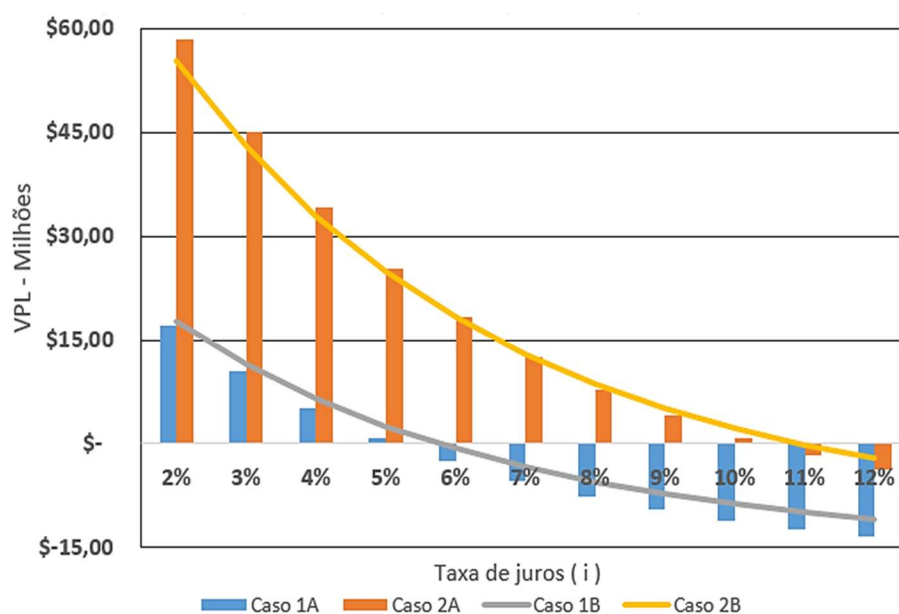


Figura 47 –VPL em função da taxa de juros.

O Banco Nacional do Desenvolvimento BNDES (2017) apresenta o valor atual da taxa de juros de longo prazo no Brasil de 7% ao ano, o que resulta em uma taxa de juros, i , de 9,6%. Portanto, a integração energética do caso 2A resulta um VPL igual a USD 1,88 milhões e o caso 2B resulta um VPL igual a USD 3,11 milhões, apresentando uma vantagem econômica de 39,5% em relação ao ORC regenerativo, o que é justificado pelo menor custo dos equipamentos. De acordo com a metodologia apresentada, os sistemas propostos dos casos 1A e 1B não são economicamente viáveis. Para mais detalhes, ver Reis & Gallo (2018).

4.4 Dimensionamento e otimização multiobjetivo dos equipamentos de troca de calor do ciclo Rankine orgânico e modelagem fora de projeto dos ciclos.

Os equipamentos de troca de calor do ciclo regenerativo e simples são projetados baseados nos resultados do ano 12 dos casos 2A e 2B, conforme apresentados nas otimizações dos capítulos 4.3.3.1 e 4.3.3.3, nos quais são obtidos significativos resultados para geração de potência pelo ORC, além de ser o período que exige a maior demanda elétrica e mostrar-se economicamente viável dentre os casos estudados. O dimensionamento leva em conta as taxas de fluxo de calor em cada equipamento, conforme apresentado na Tabela 31. Até o momento, as modelagens dos sistemas foram realizadas usando um condensador único, entretanto, devido a elevada temperatura do fluido orgânico que sai da turbina do ORC, foi inserido um dessuperaquecedor para resfriar o fluido de trabalho até a temperatura de condensação, sobrecarregando menos o condensador. No ORC simples o fluido refrigerante precisa de maior dessuperaquecimento em relação ao ciclo regenerativo, entretanto, a soma das taxas de troca de calor do dessuperaquecedor com a do condensador apresenta resultados similares para os dois ciclos.

Tabela 31 – Taxa de fluxo de calor nos equipamentos

PARÂMETRO	ORC R	ORC S
$\dot{Q}_{Evap.}[MW]$	47,25	48,52
$\dot{Q}_{Reg.}[MW]$	6,8	-
$\dot{Q}_{Dessup.}[MW]$	5,2	13,12
$\dot{Q}_{Cond.}[MW]$	28,34	23,18

Os resultados da otimização para as duas configurações do recuperador de calor do ORC regenerativo e simples são apresentados na Tabela 32. Para o ORC R a configuração 8,0 – 3/8T é selecionada como o projeto preliminar, pois apesar de possuir maior número de tubos e ocupar um volume levemente superior, possui uma área de troca térmica 25,5% e um peso 4% inferior à configuração 7,75 – 5/8T, o que impacta diretamente no custo do equipamento. Para o ORC simples, a configuração 7,75 – 5/8T mostrou-se mais interessante para aplicação. Embora a área de troca de calor seja aproximadamente 20% maior em relação a configuração 8,0 – 3/8T, o peso e o volume ocupado pelo equipamento é, respectivamente, 14% e 27% inferior. Comparando os equipamentos selecionados para as duas configurações de ciclos, apesar do ciclo simples ter maior taxa de fluxo de calor devido ao superaquecimento, a vazão mássica do

fluido orgânico é inferior ao do ciclo regenerativo, o que resulta em um recuperador de calor com área de troca térmica, peso e volume 17,4%, 33,5% e 43,4% menor em relação ao ciclo regenerativo.

Tabela 32 – Resultados obtidos para o Recuperador de calor

Parâmetro	ORC R		ORC S	
	$7,75 - 5/8T$	$8,0 - 3/8T$	$7,75 - 5/8T$	$8,0 - 3/8T$
$N_t[-]$	575	1920	398	1477
$N_p[-]$	1	1	1	1
$L[m]$	3,0	3,1	2,76	3,1
$B[m]$	3,1	3,36	2,81	3,0
$A[m]$	0,94	0,96	0,72	0,82
Área[m ²]	10716,6	7987,7	6599,4	5291,9
Massa[ton.]	8,9	8,55	5,68	6,62
Volume[m ³]	8,7	9,9	5,6	7,7
$UA_{SR}[kW/K]$	617,7		387,5	
$UA_{MF}[kW/K]$	96,5		89,2	
$UA_{SA}[kW/K]$	18,9		42,8	
$\Delta P_{int}[kPa]$	15,1	11,2	20,1	21,3
$\Delta P_{ext}[kPa]$	9,7	9,6	10,0	10,0

A Tabela 33 apresenta os resultados das otimizações para as duas configurações analisadas para o regenerador do ciclo regenerativo. Nota-se que a configuração 8,0 – 3/8T possui área de troca de calor 15% menor e o peso é 10,5% inferior em relação à configuração 7,75 – 5/8T. O volume total ocupado pelo equipamento é similar nas duas configurações.

Tabela 33 – Resultados obtidos para o Regenerador

Parâmetro	ORC R	
	$7,75 - 5/8T$	$8,0 - 3/8T$
$N_t[-]$	240	894
$N_p[-]$	1	1
$L[m]$	5,0	4,3
$B[m]$	2,31	2,9
$A[m]$	0,176	0,172
Área[m ²]	1695,2	1438,5
Massa[ton.]	2,07	1,85
Volume[m ³]	2,04	2,15
$UA_{Reg}[kW/K]$	110,32	
$\Delta P_{int}[kPa]$	8,25	7,92
$\Delta P_{ext}[kPa]$	0,97	1,0

A Tabela 34 apresenta os resultados referentes ao dessuperaquecedor. A configuração $8,0 - 3/8T$ é escolhida para compor o ORC regenerativo e simples. No ORC R, embora o volume do equipamento seja 9,0% maior em relação à configuração $7,75 - 5/8T$, a área de troca de calor e o peso são 5,7% e 7,0% inferiores. Para o ORC S, apesar do volume ocupado ser 12,1% maior em relação a configuração $7,75 - 5/8T$, a área de troca térmica e o peso são 7,7% e 3,6% inferiores. Ao comparar as configurações selecionadas para cada ciclo, nota-se que o dessuperaquecedor do ciclo simples possui área, peso e volume 11,3%, 25,3%, 25,3% maiores, respectivamente, que o mesmo equipamento do ORC regenerativo. Este resultado já era esperado, visto que a taxa de fluxo de calor do ciclo simples é 2,5 vezes maior que a taxa de fluxo de calor do ciclo regenerativo, conforme apresentado na Tabela 31.

Tabela 34 – Resultados obtidos para o Dessuperaquecedor

Parâmetro	ORC R		ORC S	
	$7,75 - 5/8T$	$8,0 - 3/8T$	$7,75 - 5/8T$	$8,0 - 3/8T$
$N_t[-]$	379	1289	895	2660
$N_p[-]$	1	1	1	1
$L[m]$	3,3	3,2	1,8	2,1
$B[m]$	3,3	3,7	4,7	4,6
$A[m]$	0,2	0,2	0,32	0,32
Área[m ²]	1972,37	1858,85	2271,7	2097,2
Massa[ton.]	2,15	2,00	2,78	2,68
Volume[m ³]	2,12	2,33	2,74	3,12
$UA_{Dessup.}[kW/K]$	155,6		213,3	
$\Delta P_{int}[kPa]$	6,6	8,64	4,1	7,9
$\Delta P_{ext}[ka]$	0,98	0,99	2,0	2,0

A Tabela 35 apresenta os resultados das otimizações para o condensador do tipo casco e tubo. A limitada perda de carga admissível não permite que o número de passes nos tubos seja superior à unidade em todos os casos analisados. A análise individual para os equipamentos de troca de calor é interessante para verificar a sua particularidade e determinar a contribuição do peso, área e do volume ocupado por cada equipamento. Na Tabela 36 são apresentados os resultados para a área de troca de calor, o peso e o volume total dos equipamentos de troca de calor de cada ciclo. Nota-se que a área de troca de calor do ORC regenerativo é 23,4% maior em relação à área de troca de calor do ORC simples, o que infere um aumento no custo do

equipamento. Outra importante diferença entre os ciclos está no peso e no volume do ORC regenerativo, que supera o ORC simples em 25,0% e 33,6%, respectivamente.

Tabela 35 – Resultados obtidos para o Condensador		
Parâmetro	ORC R	ORC S
<i>Casco e Tubo</i>		
$N_t[-]$	695	1741
$N_p[-]$	1	1
$L[m]$	1,87	1,84
$Do[mm]$	21,84	16,01
$Ds[m]$	0,84	0,97
$\text{Área}[m^2]$	2539,87	1873,31
$\text{Massa}[ton.]$	1,06	1,86
$\text{Volume}[m^3]$	1,04	1,38
$UA_{Cond.}[kW/K]$	2708,18	1970,3
$\Delta P_{int}[kPa]$	9,89	9,8
$\Delta P_{ext}[kPa]$	-	-

Para ponderar os resultados obtidos, é realizada a avaliação da área de troca de calor, do peso e do volume por unidade de potência gerada para cada ciclo. A potência líquida obtida pelo ORC regenerativo e simples para o ano 12 corresponde a 13,22 MW e 11,96 MW, respectivamente. Nota-se, portanto, que o ORC regenerativo resulta em uma área de troca de calor por unidade de potência 19,6% maior em relação ao ORC simples. O peso e o volume ocupado por unidade de potência também são mais modestos para o ORC simples em relação ao regenerativo, resultando 15,8% menor peso e 26,6% menor volume ocupado pelos equipamentos.

Tabela 36 – Área, Peso e Volume total dos equipamentos de troca de calor.

Parâmetro	ORC R	ORC S
$\text{Área}[m^2]$	13938,44	10569,91
$\text{Massa}[ton.]$	13,61	10,22
$\text{Volume}[m^3]$	15,21	10,1
$\text{Área}[m^2/MW]$	1037,08	883,77
$\text{Massa}[ton./MW]$	1,01	0,85
$\text{Volume}[m^3/MW]$	1,13	0,84

4.5 Análise de sensibilidade do ciclo Rankine orgânico em condições fora de projeto.

Os parâmetros de projeto são necessários para a simulação fora de projeto. A Tabela 37 apresenta os principais parâmetros dos ciclos simples e regenerativo que foram obtidos através da otimização multiobjetivo realizada para o ano 12 dos casos 2A e 2B. Além destes, outros importantes parâmetros de projeto relacionados aos trocadores de calor, como o UA e o ΔP , são apresentados no capítulo 4.4.

Após estabelecidos os parâmetros de projeto, a validação do modelo fora de projeto é um importante passo para a posterior simulação. A validação ocorreu através da reprodução do ORC regenerativo no software Thermoflex® e a sua comparação com a modelagem fora de projeto efetuada no Matlab®. A temperatura da fonte de calor (gases de exaustão) é mantida igual nos dois softwares e a vazão mássica é variada entre 50 kg/s e 120 kg/s, conforme pode ser notado pela Figura 48, que apresenta os resultados para a potência líquida e eficiência do ciclo, e pela Figura 49, que se refere ao erro relativo dos parâmetros nos dois softwares. Nota-se a concordância dos resultados e observa-se que a potência líquida possui erro máximo próximo de 5,0%, quando a vazão mássica é igual a 50 kg/s, mas é bem inferior para o restante da faixa de vazão mássica. A eficiência térmica do ciclo possui erro máximo próximo de 2,6%, quando a vazão mássica é 120 kg/s, tornando-se inferior para o restante da faixa de vazão mássica.

Tabela 37 – Parâmetros do projeto dos ORC simples e ORC regenerativo.

Item	ORC S	ORC R
Temperatura na entrada da turbina - T_A [°C]	329,6	299,2
Pressão na entrada da Turbina - P_A [bar]	25	25
Vazão mássica de tolueno - $\dot{m}_A$ [kg/s]	57,4	70,14
Pressão na saída da turbina - P_B [bar]	0,08	0,08
Temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás - T_{11} [°C]	509,85	507,6
Vazão mássica dos gases de exaustão da turbina a gás - $\dot{m}_{11}$ [kg/s]	112,5	111,8
Constante da turbina do ORC - C_T [—]	$5,6369 \times 10^{-4}$	$6,7121 \times 10^{-4}$

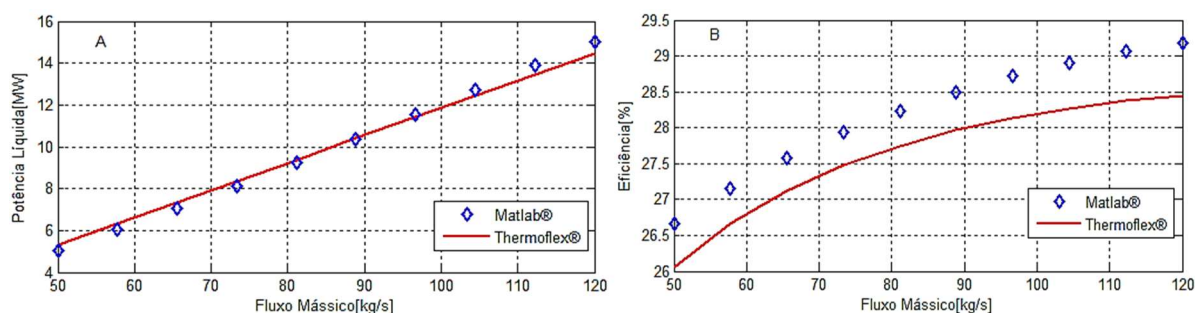


Figura 48 – Validação da modelagem fora de projeto – ORC regenerativo

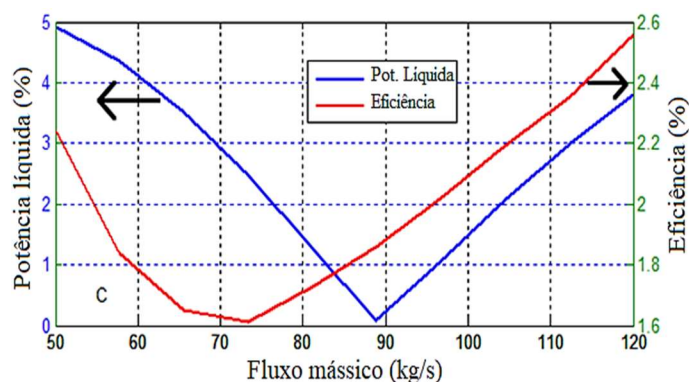


Figura 49 – Erro relativo entre Matlab® e Thermoflex®

Após a validação do modelo desenvolvido no ambiente Matlab®, é realizado um estudo da sensibilidade dos ciclos através da variação da temperatura e vazão mássica dos gases de exaustão, que são bastante influenciados pela carga de trabalho das turbinas a gás. Para a turbina LM 2500, a máxima temperatura dos gases é 510°C e a mínima é 480°C quando a carga de trabalho varia entre 50% e 100%. A vazão mássica também é variável em função da carga de trabalho da turbina, mas para o estudo proposto há a junção dos gases de exaustão das duas turbinas a gás do sistema de geração principal e dos gases de exaustão da turbina que aciona o sistema de compressão de CO₂. De acordo com as otimizações dos casos 2A e 2B mencionados no início deste capítulo, a vazão mássica resultante varia entre 56 kg/s e 112 kg/s, sendo que esta faixa de vazão mássica será usada para efetuar a análise de sensibilidade.

Conforme já mencionado, a estratégia de controle da geração de vapor na caldeira de recuperação do ORC em carga parcial é a pressão deslizante (*sliding pressure*), ou seja, a vazão mássica depende da pressão e temperatura do fluido orgânico na entrada da turbina. A Figura 50 apresenta os resultados da potência líquida e eficiência térmica do ORC regenerativo (ORC R) e simples (ORC S), os quais são bastante influenciados pela mudança da vazão mássica dos gases de exaustão. Para a temperatura de 510°C e baixa vazão mássica, o ORC S apresenta potência líquida 7,4% superior ao ORC R, mas para uma grande faixa simulada e em condições próximas à do projeto, o ORC R supera em até 8,17% a potência líquida do ORC S. Além disso,

fica evidenciado o aumento na eficiência térmica do ORC R em torno de 13,5% devido à inserção do regenerador.

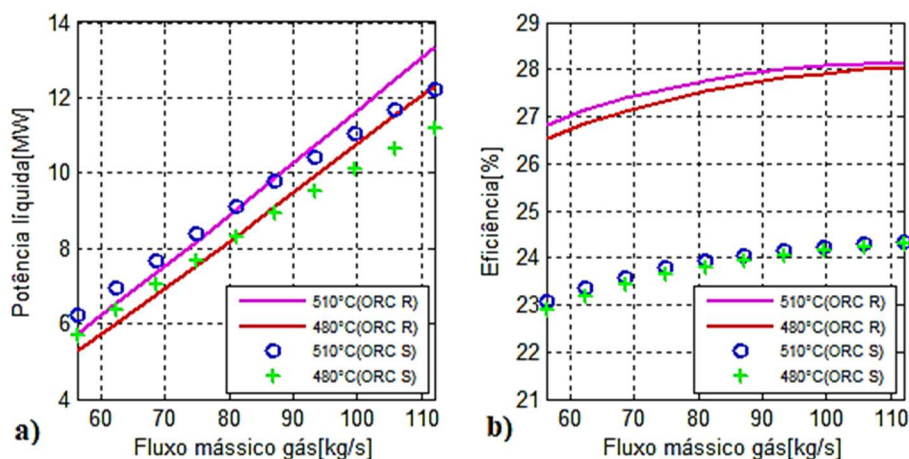


Figura 50 – a) Potência e b) eficiência do ORC em função da vazão mássica e temperatura dos gases de exaustão.

A Figura 51 apresenta a vazão mássica e a temperatura do tolueno na entrada das turbinas dos ORCs. Para uma dada temperatura dos gases de exaustão, o ORC R apresenta maior vazão mássica do fluido de trabalho. A temperatura máxima do ciclo é ajustada em função do aporte térmico, a qual para o ORC S é bastante superior à do ORC R, porém, mantendo-se sempre abaixo da temperatura de autoignição do fluido de trabalho (para o tolueno é 480°C Ldpi-inc ()).

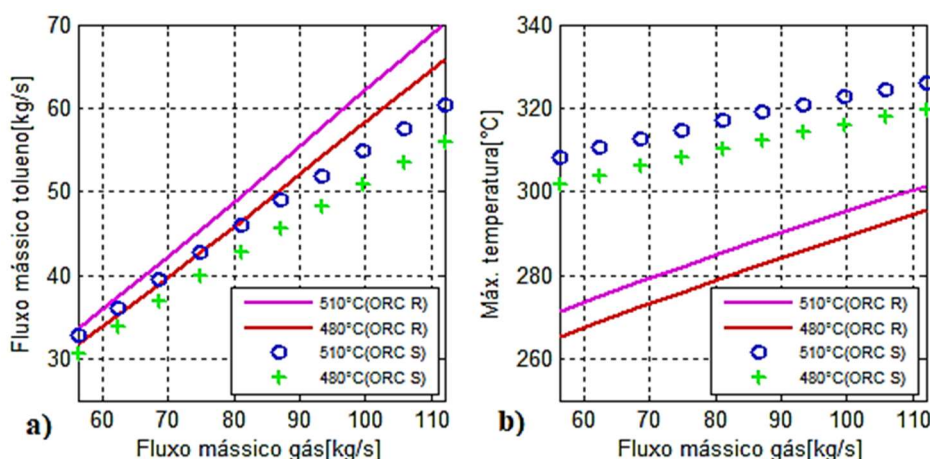


Figura 51 – a) Vazão mássica e b) temperatura máxima do tolueno em função da vazão mássica e temperatura dos gases de exaustão.

As pressões na entrada da turbina e na entrada na bomba são outros parâmetros bastante influenciados, conforme apresentado na Figura 52. No ORC simples, dado uma vazão mássica e temperatura dos gases, a pressão na entrada e saída da turbina se mantém sempre acima da pressão do ORC regenerativo, de forma a se ajustar devido os diferentes aportes térmicos. O

projeto estabelece 0,08 bar como a pressão de exaustão da turbina, entretanto, é possível notar o aumento da pressão de exaustão para compensar a perda de carga nos trocadores de calor, o que influencia no grau de expansão da turbina.

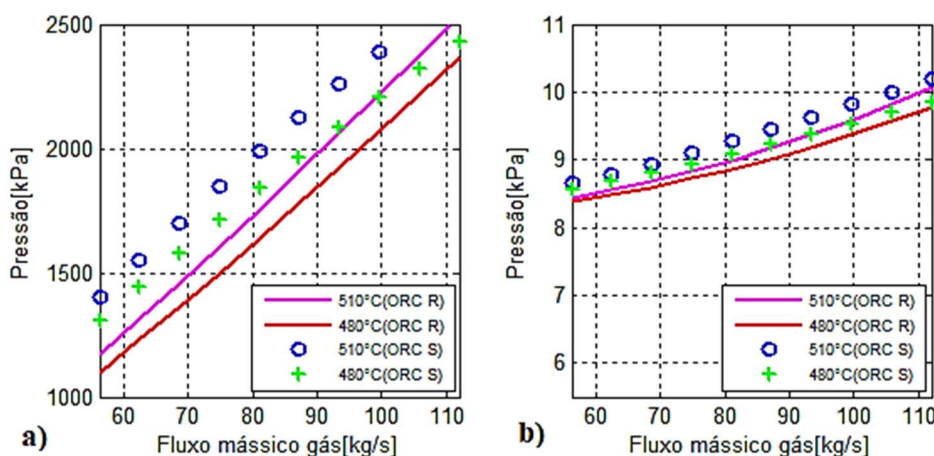


Figura 52 – Pressão superior a) e inferior b) do ORC regenerativo e simples.

A Figura 53 apresenta a temperatura de saída dos gases de exaustão após sua passagem pelo recuperador de calor do ORC regenerativo e simples. Observa-se que para o ORC R a temperatura dos gases permanece mais estável por toda a faixa simulada, o que sugere um melhor controle na possibilidade de formação de ácidos pela condensação do vapor presente nos gases de exaustão. No ORC S, a temperatura dos gases sofre uma acentuada queda (levando-a até 79°C) o que possibilita a formação de ácidos. Portanto, é adequado que o ORC simples seja projetado para que a temperatura dos gases de exaustão após o recuperador de calor seja maior. Em consequência, a recuperação de calor dos gases de exaustão pode ficar prejudicada, o que afeta a potência líquida disponível no ciclo simples e pode ser um fator limitante na implantação do ciclo.

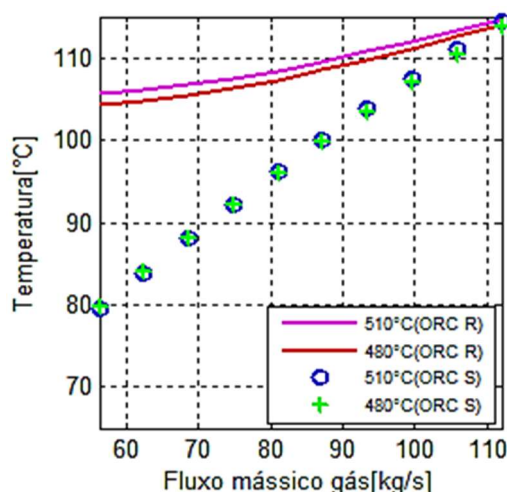


Figura 53 – Temperatura dos gases de exaustão após a recuperação de calor.

4.5.1 Análise exergética do ciclo Rankine orgânico fora de projeto.

A análise exergética é realizada em cada equipamento e para cada configuração do ciclo (simples e regenerativo), visando o conhecimento das principais irreversibilidades e a busca por melhor aproveitamento do potencial de realização de trabalho. A Figura 54 e a Figura 55 apresentam a razão entre a exergia destruída e a exergia total destruída para cada ciclo.

No ORC simples, além do recuperador de calor, o dessuperaquecedor é um dos principais destruidores de exergia, o que é justificado pela alta temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina. O recuperador de calor apresenta um ponto de mínima destruição de exergia, como consequência do melhor aproveitamento exergético. Devido a isto, o dessuperaquecedor, o condensador e a turbina do ORC simples apresentam um ponto de máxima destruição de exergia quando a vazão mássica de gás de 80 kg/s.

A destruição de exergia do recuperador de calor do ORC regenerativo é superior à do ORC simples e contribui com até 68,0% da exergia destruída, tornando-se o equipamento com maior parcela de destruição de exergia nas duas configurações de ciclo. O condensador do ORC R apresenta destruição de exergia levemente superior em relação ao do ORC S em grande parte dos casos simulados, podendo contribuir com até 9,6%. A destruição de exergia da turbina do ORC R é superior à do ORC S, o que contribui com uma considerável parcela da exergia destruída dos ciclos, podendo chegar até 20,5% no ORC R.

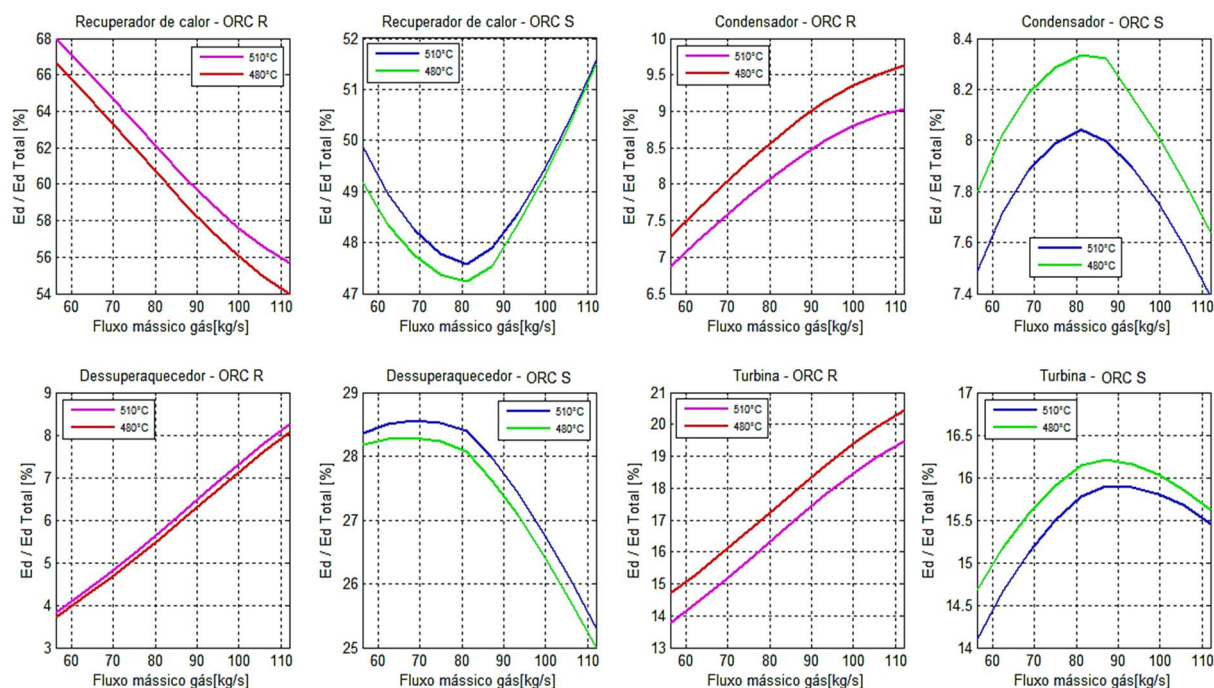


Figura 54 – Exergia destruída no recuperador de calor, dessuperaquecedor, condensador e turbina em relação a exergia total destruída no ciclo.

Conforme apresentado na Figura 55, o regenerador do ORC R contribui com até 7,9% da destruição de exergia e a bomba é o equipamento com menor irreversibilidade nos ciclos, contribuindo com no máximo 0,32% da destruição de exergia total do ORC R.

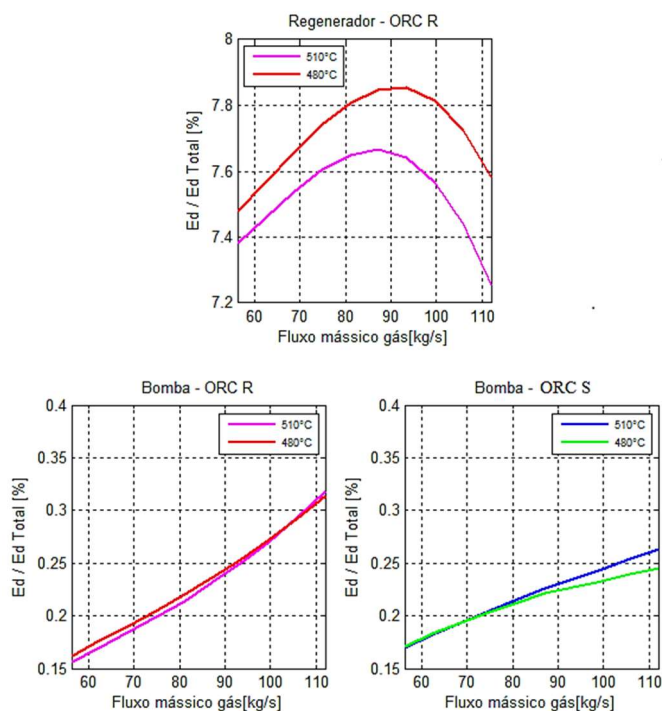


Figura 55 – Exergia destruída no regenerador e bomba em relação a exergia total destruída no ciclo.

Os resultados apresentados anteriormente para cada equipamento mostram de forma detalhada o comportamento da destruição de exergia ao variar a disponibilidade exergética dos gases de exaustão. A Figura 56 apresenta a contribuição de cada equipamento referente à exergia total destruída em cada ciclo, para a condição em que a vazão mássica e temperatura dos gases de exaustão é 112 kg/s e 510°C. A destruição de exergia do recuperador de calor do ORC S corresponde a 51,6% da exergia total destruída no ciclo, seguido pelo dessuperaquecedor com 25,3% e pela turbina com 15,5%. No ORC R, o recuperador de calor é responsável por 55,7% da destruição de exergia e a turbina por 19,5%. A bomba representa uma fatia quase imperceptível de destruição de exergia.

Uma visão global da exergia total destruída e da eficiência exergética de cada ciclo é apresentada na Figura 57 em função dos parâmetros variados. A exergia total destruída pelo ORC S se aproxima do ORC R para baixas vazões mássicas, mas torna-se superior para todas as outras condições simuladas, apresentando até 11% maior destruição de exergia quando a vazão mássica e temperatura dos gases de 112 kg/s e 480°C. Apesar disto, a eficiência exergética do ORC S para baixas vazões mássicas é superior à do ORC R, alcançando até 52,6%, enquanto que para o ciclo regenerativo, a eficiência exergética chega até 55,6% em

condições próximas à de projeto. Nota-se que a eficiência de segunda lei (eficiência exergética) é bastante superior à eficiência de primeira lei (eficiência térmica), pois a de segunda lei verifica o melhor desempenho possível de um sistema, comparando duas formas de energias nobres, trabalho útil e máximo trabalho possível que poderia ser produzido com a exergia disponível nos gases de exaustão. A de primeira lei identifica o quanto de calor foi convertido em trabalho líquido, ou seja, compara uma forma de energia nobre (trabalho) com uma forma de energia menos nobre (calor).

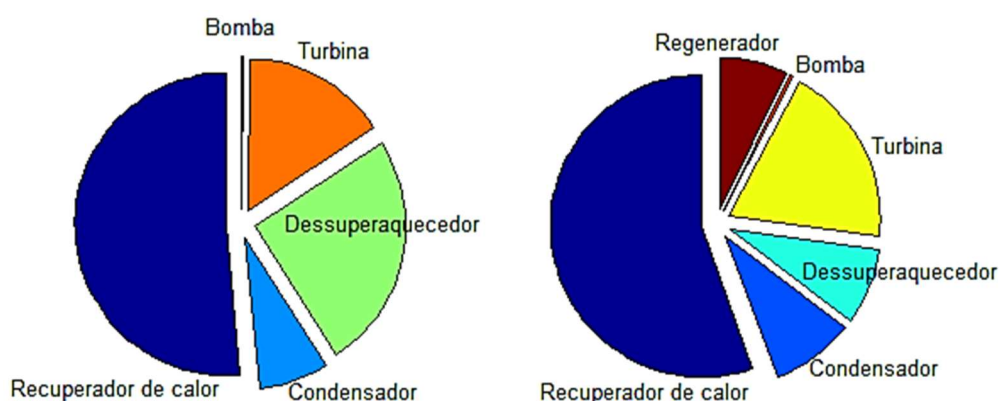


Figura 56 – Contribuição dos equipamentos para a destruição de exergia no ORC a) simples e b) regenerativo.

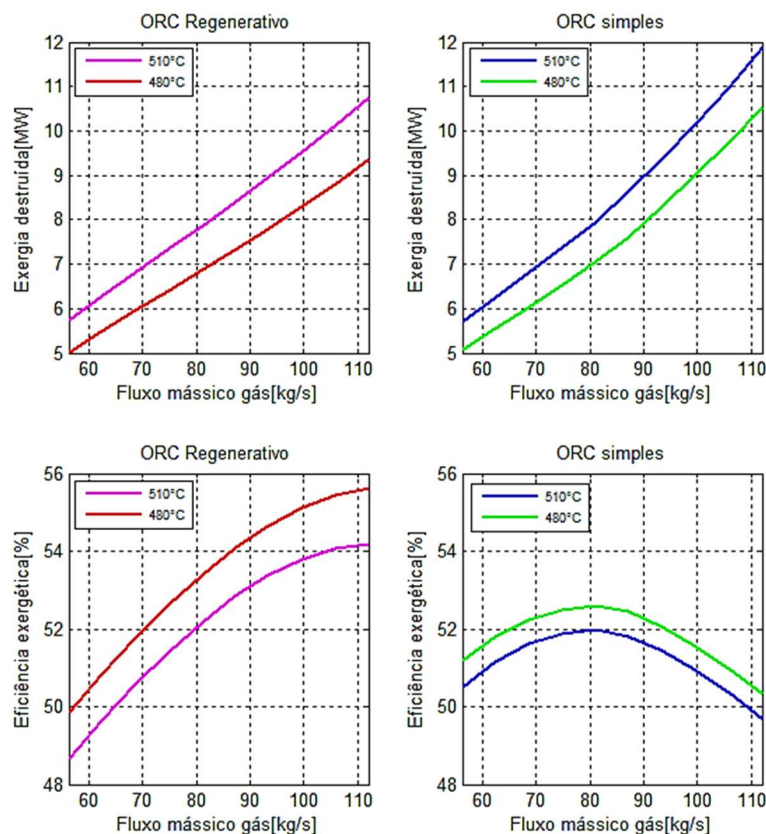


Figura 57 – Exergia destruída total e eficiência exergética do ORC regenerativo e simples.

4.6 Acoplamento da exaustão das turbinas a gás e do ciclo Rankine orgânico fora de projeto para atendimento à demanda de energia elétrica e de água quente da FPSO.

No capítulo 3.4 o acoplamento dos sistemas foi feito apenas do ponto de vista termodinâmico, com o propósito de determinar um período crítico de operação da FPSO e sua viabilidade econômica, mas sem levar em consideração questões como o dimensionamento e o comportamento do ORC em diferentes condições. Neste capítulo, estas questões são inseridas na otimização e os sistemas fora de projeto, compostos pelas turbinas a gás principais e pela turbina do trem de compressão de CO₂, são acoplados ao sistema de aquecimento de água e ao ORC para atendimento às demandas de água quente e eletricidade (ver Figura 22), maximizando a geração de eletricidade pelo ORC em condições diferentes das que foi projetado, o que traz um maior realismo para os resultados obtidos.

4.6.1 Análise energética

A Tabela 38 apresenta os resultados das otimizações do acoplamento dos sistemas usando o ORC regenerativo. Nota-se que as turbinas a gás operam próximas de sua carga nominal, indicadas por L_1 e L_2 , o que reduz o consumo de combustível, $\dot{m}_{comb}$, em relação ao caso base (apresentado na Tabela 25) em até 24,03% no ano 15 e no mínimo 8,78% no ano 18. Além disso, a eficiência térmica das turbinas a gás, $\bar{\eta}_{TG}$, também é afetada por sua carga de trabalho, havendo um incremento de 5,2%, 4,39% e 4,61% nos anos 3, 12 e 15, respectivamente, e um decaimento de 3,74% e 5,34% nos anos 18 e 21 em relação ao caso base. A eficiência térmica, η_{ORC} , do ORC regenerativo permanece sempre acima de 26,0% ao longo de todos os períodos de operação da plataforma, assim como a temperatura dos gases, T_{12} , após a recuperador de calor do ORC permanece sempre acima de 100°C, o que previne a formação de componentes ácidos que podem danificar o equipamento.

A Tabela 39 apresenta os resultados da otimização do acoplamento dos sistemas usando o ORC simples. Nota-se que inserindo o ciclo simples para recuperação de calor, o consumo de combustível é inferior ao caso base em até 23,0% no ano 12 e no mínimo 10,7% no ano 18. A eficiência das turbinas a gás apresenta comportamento semelhante à do acoplamento do ciclo regenerativo, sendo superior nos três primeiros anos e tornando-se prejudicada nos dois últimos anos em relação ao caso base. A eficiência térmica do ORC simples permanece entre 23,0% e

24,5%, o que demonstra uma leve inferioridade na conversão de calor em trabalho útil em relação ao ORC regenerativo. Fator importante, talvez limitante no projeto do ORC simples, é a baixa temperatura dos gases após a passagem pelo recuperador de calor para condições distantes das que o ciclo foi projetado, conforme apresentado para os anos 18 e 21, comportamento este já detectado pela análise de sensibilidade do capítulo 4.5, e que novamente ocorre.

Tabela 38 – Resultados da Otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC regenerativo

	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
L_1 [%]	97,02	98,32	95,66	76,48	55,82
L_2 [%]	98,42	96,78	92,45	64,88	70,02
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	3,03	3,03	2,94	2,39	2,21
$\bar{\eta}_{TG}$ [%]	37,87	37,85	37,56	34,70	33,32
η_{ORC} [%]	28,05	28,12	28,11	26,5	27,24
T_{12} [°C]	112,1	114,2	114,0	104,5	105,8

Tabela 39 – Resultados da otimização do acoplamento dos sistemas utilizando o ORC simples

	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
L_1 [%]	99,05	99,92	93,50	83,78	50,66
L_2 [%]	97,52	97,40	97,88	53,33	76,47
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	3,05	3,05	2,98	2,34	2,23
$\bar{\eta}_{TG}$ [%]	37,91	37,94	37,70	34,30	33,45
η_{ORC} [%]	24,26	24,35	24,32	23,17	23,36
T_{12} [°C]	110,24	116,48	114,12	82,95	86,23

A

Figura 58 e a Figura 59 apresentam a contribuição das turbinas a gás (TG1 e TG2), e do ORC (TV ORC) para atendimento à demanda de eletricidade, além da eficiência térmica global do sistema e do fator de utilização resultantes da otimização. Usando apenas duas turbinas a gás é possível atender a demanda de eletricidade, através do aproveitamento da exergia dos gases de exaustão pelo ORC, e simultaneamente atender à demanda de calor (água quente) em todos os períodos de operação da FPSO. Os ORCs contribuem com uma grande parcela para o atendimento da demanda requerida em cada período, sendo que o regenerativo contribui com até 20,3% no ano 15 e no mínimo 12,1% no ano 18, enquanto que o ORC simples contribui com até 19% no ano 12 e no mínimo 14,8% no ano 18, ambos em relação à demanda total.

A geração de energia através do ORC sem a necessidade de queima adicional de combustível, aliada à operação das turbinas a gás próxima da carga nominal, produz alta eficiência térmica global do sistema de até 47,3% no ano 12 usando o ORC regenerativo, o que resulta em um grande incremento na eficiência global do sistema de até 11,3% em relação ao caso base no ano 15 e de no mínimo 3,4% no ano 18. Usando o ORC simples, a eficiência global é levemente inferior ao sistema com ORC regenerativo em grande parte do tempo de operação e produção da FPSO, mas apresenta um incremento de até 10,7% no ano 15 e no mínimo 4,2% no ano 18, o único ponto no qual a eficiência global é superior ao sistema usando o ORC regenerativo.

O fator de utilização resultante para os sistemas é de no mínimo 77,4% no ano 15 e de até 81,8% no ano 18 usando o ORC regenerativo, enquanto que com o sistema usando o ORC simples atinge no mínimo 76,4% no ano 15 e até 83,4% no ano 18. Houve um aumento percentual no fator de utilização, em relação ao caso base, de até 18,3% no ano 15 e de pelo menos 7,1% para o ano 18 com a implementação do sistema com ORC regenerativo. Para o sistema com ORC simples, o aumento no fator de utilização foi levemente inferior em quase a totalidade do tempo de operação da FPSO (por exemplo, 17,3% para o ano 15), exceto no ano 18 que se mostrou levemente superior (8,7%).

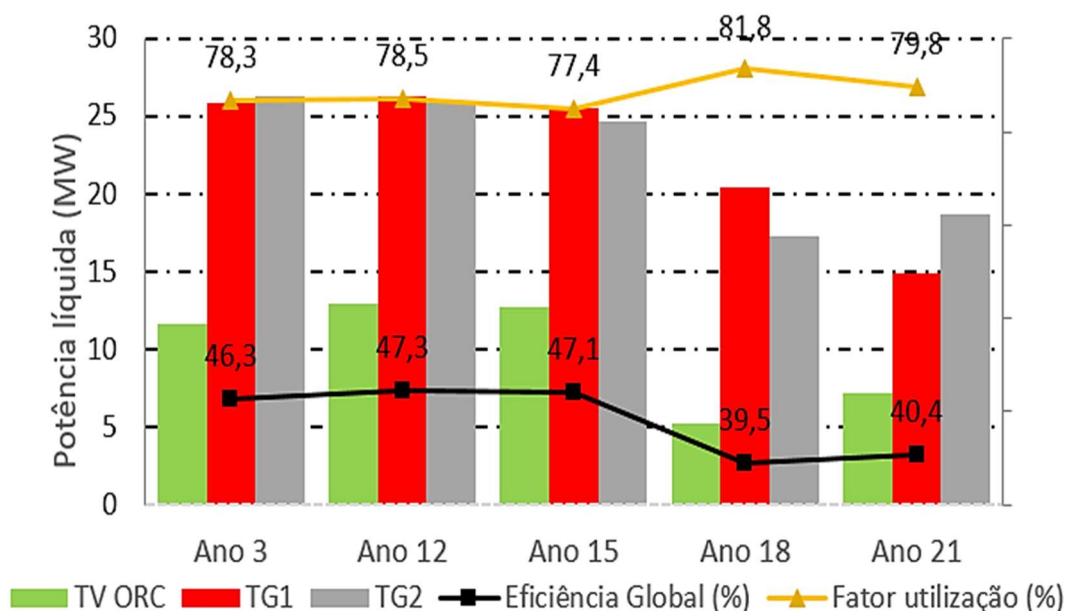


Figura 58 – Contribuição para atendimento a demanda de eletricidade, eficiência global do sistema e fator de utilização com o ORC regenerativo.

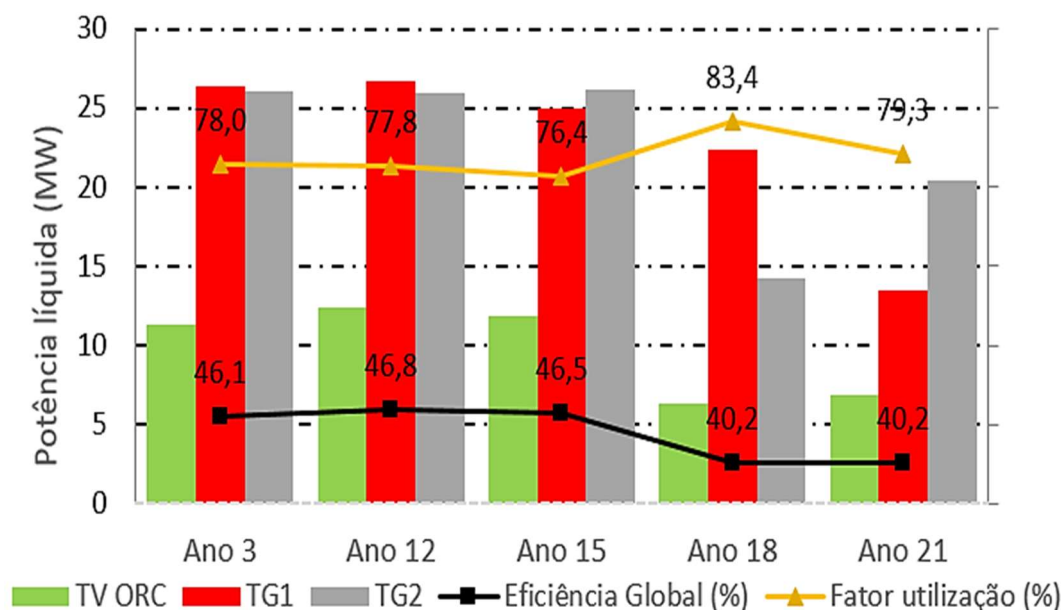


Figura 59 – Contribuição para atendimento a demanda de eletricidade, eficiência global do sistema e fator de utilização com o ORC simples.

A Figura 60 apresenta a emissão de CO₂ por cada megawatt gerado de energia e a correspondente redução percentual nas emissões em relação ao caso base. A emissão de CO₂ usando o sistema com o ORC regenerativo (CO₂ (ORC R)) é levemente inferior ao sistema com ORC simples (CO₂ (ORC S)) na maior parte dos períodos analisados, exceto no ano 18. Em ambos os sistemas avaliados, a inserção do ORC para recuperação de energia, e, conseqüentemente a menor queima de gás natural nas turbinas principais, causa uma grande redução nas emissões em relação ao caso base mostrado (CO₂ (caso base)). Usando o ORC regenerativo, é possível uma redução percentual de até 24,5% no ano 15 e de no mínimo 9,1% no ano 18, enquanto que com o ORC simples a redução percentual atinge 23,5% no ano 15 e 10,8% no ano 18.

A Figura 61 apresenta os principais parâmetros dos ORCs que são ajustados ao usar a estratégia de controle da pressão deslizante (*sliding pressure*). Os parâmetros usados no desenvolvimento do projeto dos ORCs também são inseridos para facilitar a comparação do comportamento fora de projeto dos ciclos. A figura - a) apresenta a temperatura máxima do fluido de trabalho (tolueno) no ORC, a figura - b) apresenta a vazão mássica de tolueno resultante e a figura - c) apresenta a pressão na entrada da turbina do ORC. Nota-se que estes parâmetros permanecem próximos ao ponto de projeto nos anos 3, 12 e 15, nos quais a disponibilidade exergética da fonte térmica não tem forte variação. No entanto, sofrem grande ajuste nos anos 18 e 21, nos quais a disponibilidade exergética é muito inferior, ou seja, o ORC opera em condições distantes das que foi projetado. Verifica-se que a pressão na saída da turbina

do ORC, mostrada na figura - d), é bastante impactada pela perda de carga nos trocadores de calor, o que diretamente impacta na razão de pressão da turbina e na potência líquida disponível.

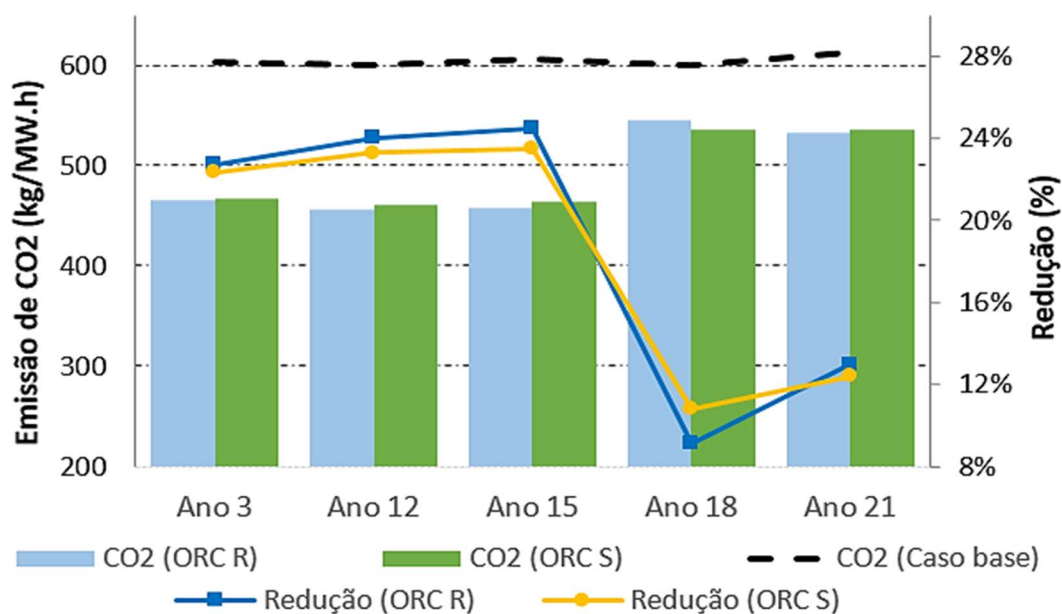


Figura 60 – Emissões de CO₂ por cada MW de gerado e redução percentual nas emissões de CO₂ em relação ao caso base.

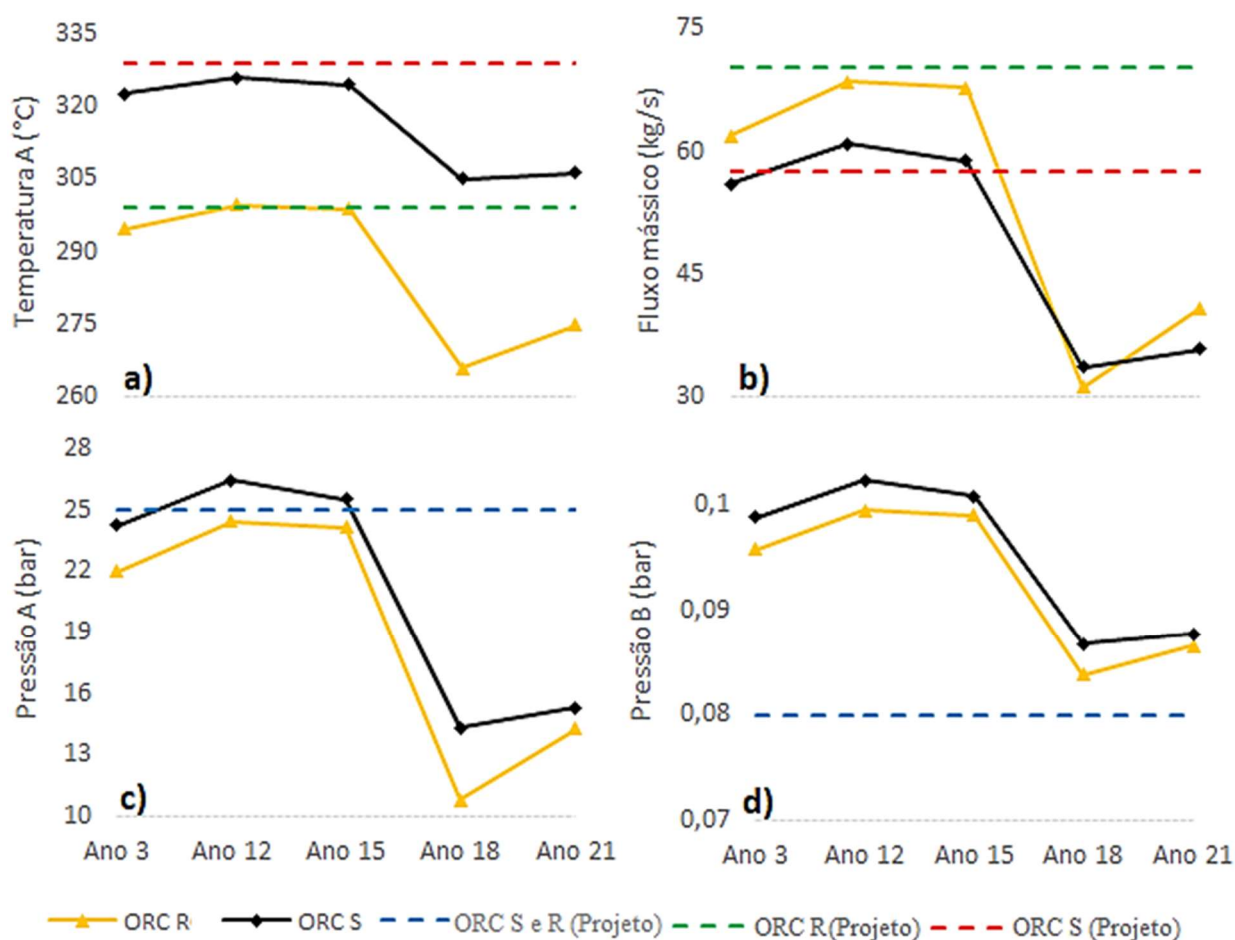


Figura 61 – a) Temperatura máxima do ORC (TA) b) vazão mássica de tolueno c) pressão na entrada da turbina do ORC d) pressão de exaustão da turbina do ORC.

A Tabela 40 apresenta uma comparação entre os resultados referentes a otimização antes do projeto (aquela abordada no capítulo 4.3.3) e as otimizações realizadas após o projeto e modelagem fora de projeto do sistema. Nota-se que no ano 18 e 21, há um acentuado decréscimo (demonstrado pelo sinal positivo) de até 17,9%, na potência líquida disponível no ORC regenerativo em condições fora do projeto, sendo que nos outros períodos não houve uma diferença acentuada nos resultados. O mesmo comportamento ocorre com a eficiência global do sistema. A diferença nos resultados do sistema usando o ORC simples não é tão acentuada, apresentando até 5,7% maior potência líquida (demonstrado pelo sinal negativo) na otimização do sistema fora de projeto. A eficiência global não apresenta grande divergência em relação ao sistema antes do projeto. A comparação demonstra a possibilidade de prever o comportamento dos sistemas somente com uma abordagem termodinâmica mais simples, não necessitando de modelagem mais robusta para determinar qualitativamente o aproveitamento energético do sistema.

Tabela 40 – Diferença percentual entre otimização antes do projeto e após projeto (condições fora de projeto)

	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
$\dot{W}_{ORC R}[\%]$	-1,2	3,8	3,5	17,9	7,7
$\eta_{global}[\%]$	0,2	0,8	0,7	1,9	1,2
$\dot{W}_{ORC S}[\%]$	-4,2	-3,1	2,1	-5,7	0,8
$\eta_{global}[\%]$	-0,7	-0,6	0,4	-0,4	0,1

4.6.2 Análise Exergética

A análise exergética mais uma vez busca a determinação das principais irreversibilidades dos sistemas, a fim de melhorar o uso da exergia do combustível e convertê-la em trabalho líquido. A Figura 62 e a Figura 63 apresentam as principais irreversibilidades nos equipamentos dos sistemas acoplados às turbinas a gás principais para recuperação de calor. Em ambos os casos (usando ORC regenerativo e simples), fica evidente a grande irreversibilidade no recuperador de calor do sistema de água quente (RC – Água), assim como no recuperador de calor do ORC (RC – ORC), o que reforça a necessidade de melhorar o aproveitamento exergético dos recuperadores de calor para possibilitar maior produção de potência pelo ORC. A turbina do ORC regenerativo é o terceiro equipamento com maior potencial de destruição de exergia, o que difere do ORC simples, no qual o dessuperaquecedor é o maior destruidor, e na

sequência, a turbina. Os resultados para o separador dos gases e para a bomba dos sistemas não foram apresentados devido ao pequeno potencial de destruição de exergia, não sendo possível sua nítida visualização no gráfico.

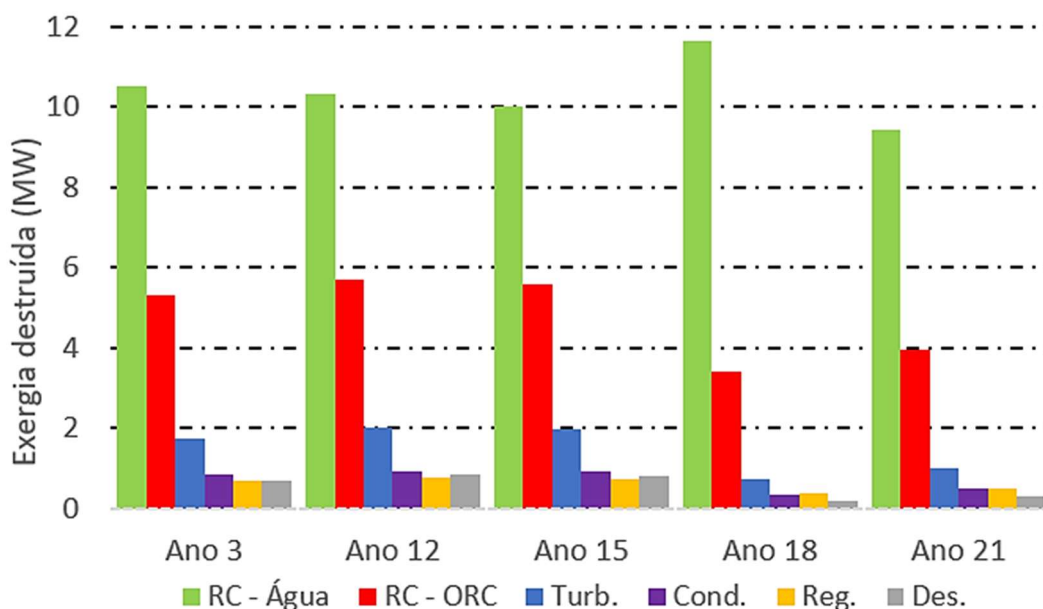


Figura 62 – Exergia destruída em cada equipamento do sistema acoplado e ORC regenerativo.

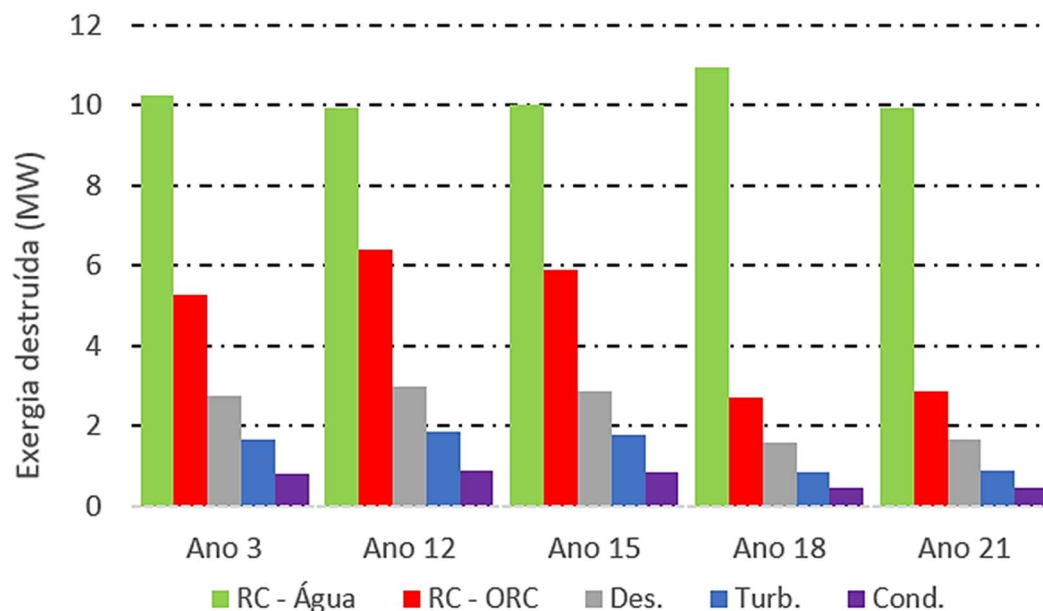


Figura 63 – Exergia destruída em cada equipamento do sistema acoplado e ORC simples.

A exergia destruída em cada equipamento apresentado anteriormente não mostra com clareza a parcela exergética destruída em cada corrente do sistema global. A Figura 64 apresenta o diagrama de Grassmann do caso base para o ano 12 (ano no qual o sistema foi projetado) e a Figura 65 apresenta o diagrama de Grassmann para o mesmo ano do sistema que foi proposto usando o ORC regenerativo, com o objetivo de deixar claro as parcelas de exergias e a

comparação entre a alteração proposta para o sistema de geração de eletricidade da FPSO e o sistema existente (caso base).

Nota-se que para o sistema existente (caso base), três turbinas a gás são utilizadas para geração de eletricidade no ano 12, o que resulta em um aporte exergético pelo gás natural (GN) bastante superior ao sistema proposto, o qual utiliza apenas duas turbinas a gás para geração de eletricidade, e aproveita a exergia disponível nos gases de exaustão da turbina a gás que aciona o sistema de compressão de CO₂. Grande irreversibilidade está presente nas turbinas a gás devido à reação de combustão do gás natural e outra grande parcela é levada com os gases de exaustão (exergia disponível). A proposta de inserção do ORC para o atendimento à demanda de eletricidade aproveita a exergia disponível dos gases de exaustão após o atendimento da demanda de água quente, o que não ocorre no caso base que leva com a corrente dos gases de exaustão 16% da exergia de entrada do sistema, resultando em um sistema pouco eficiente exergeticamente. Além disso, fica evidente a grande destruição de exergia no recuperador de calor do sistema de água quente (RC – A) e também no recuperador de calor do ORC (RC – ORC), demandando estes equipamentos um projeto melhorado a fim de aumentar sua recuperação de energia.

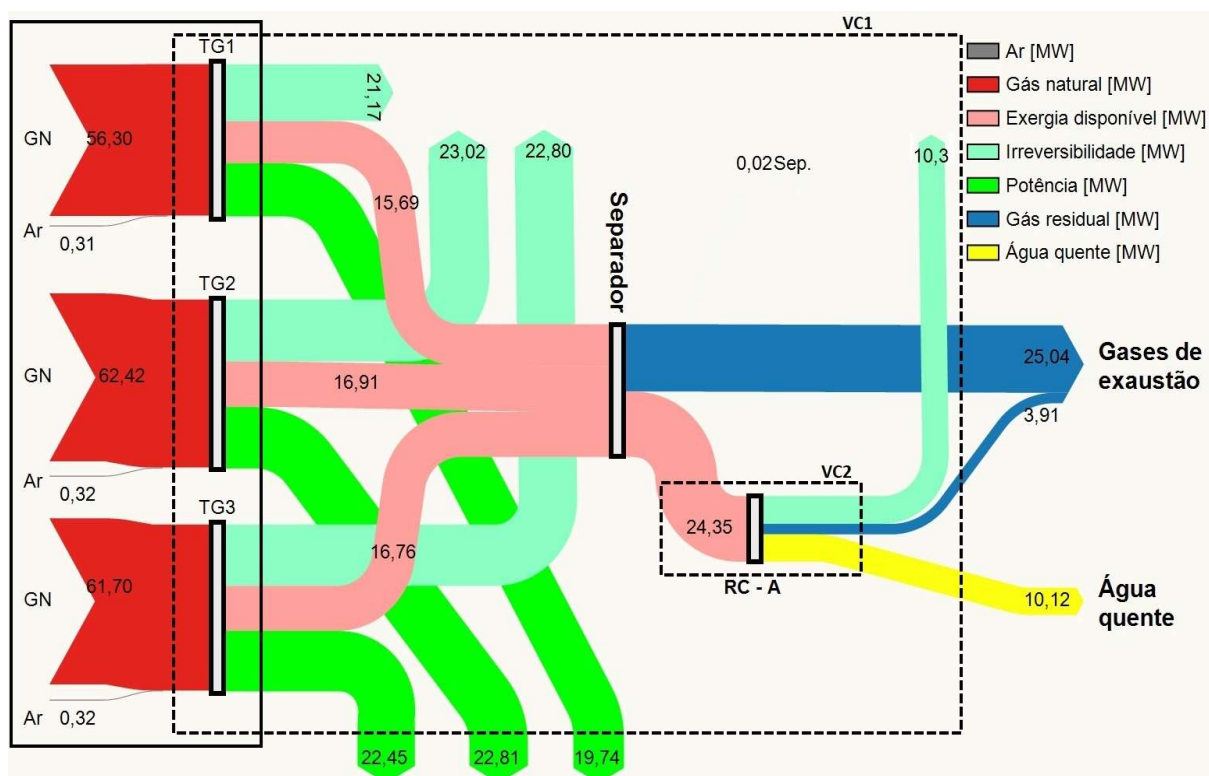


Figura 64 – Diagrama de Grassmann do sistema global do caso base - Ano 12

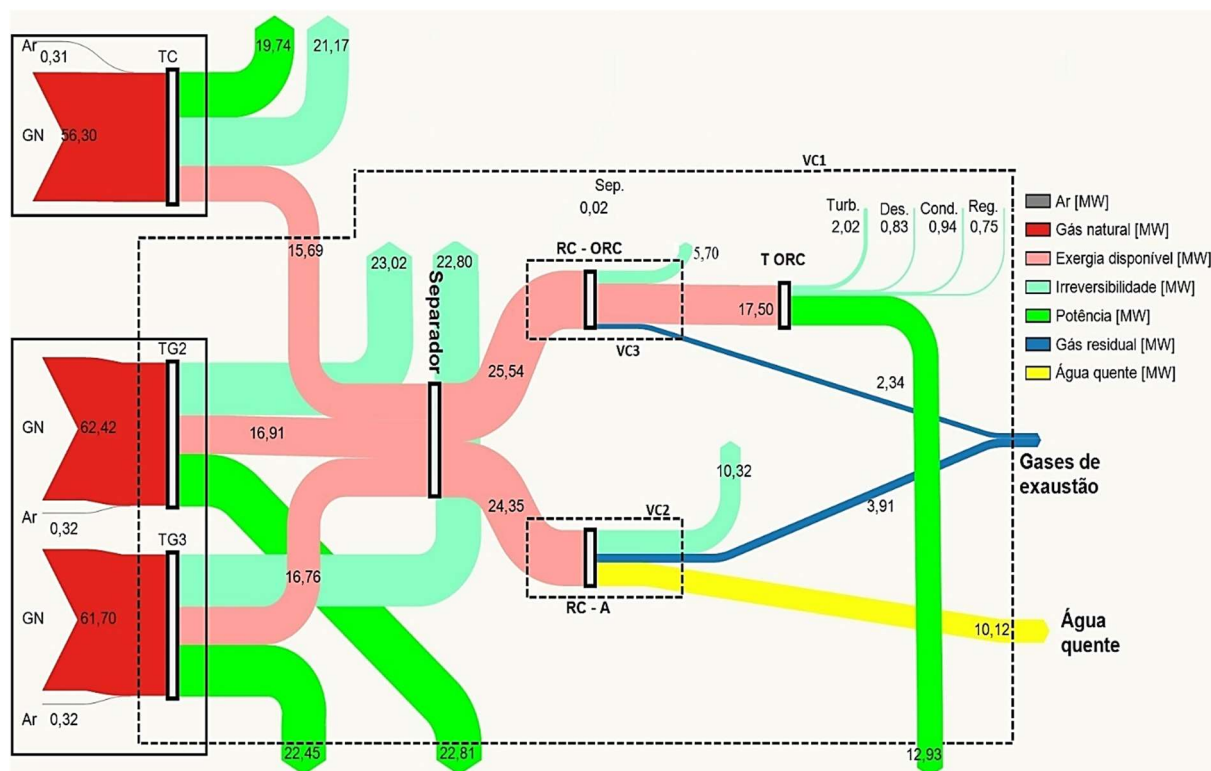


Figura 65 – Diagrama de Grassmann do sistema global proposto usando o ORC regenerativo - Ano 12

O diagrama de Grassmann para o caso base e para o sistema proposto do ano 18 são apresentados na Figura 66 e na Figura 67. A quantidade de turbinas a gás operando no caso base é reduzida para duas, devido a menor demanda de eletricidade, o que pode ser notado pelo menor aporte exergetico para o sistema. Os recuperadores de calor do ORC e do sistema de água quente continuam sendo equipamentos bastante irreversíveis, o que mais uma vez comprova a necessidade por um melhor projeto. Apesar da exergia contida nos gases de exaustão ser menor em relação ao ano 12, a proposta de recuperação de energia com o ORC continua apresentando um grande potencial de realização de trabalho, em torno de 8,8% da exergia total de entrada no sistema.

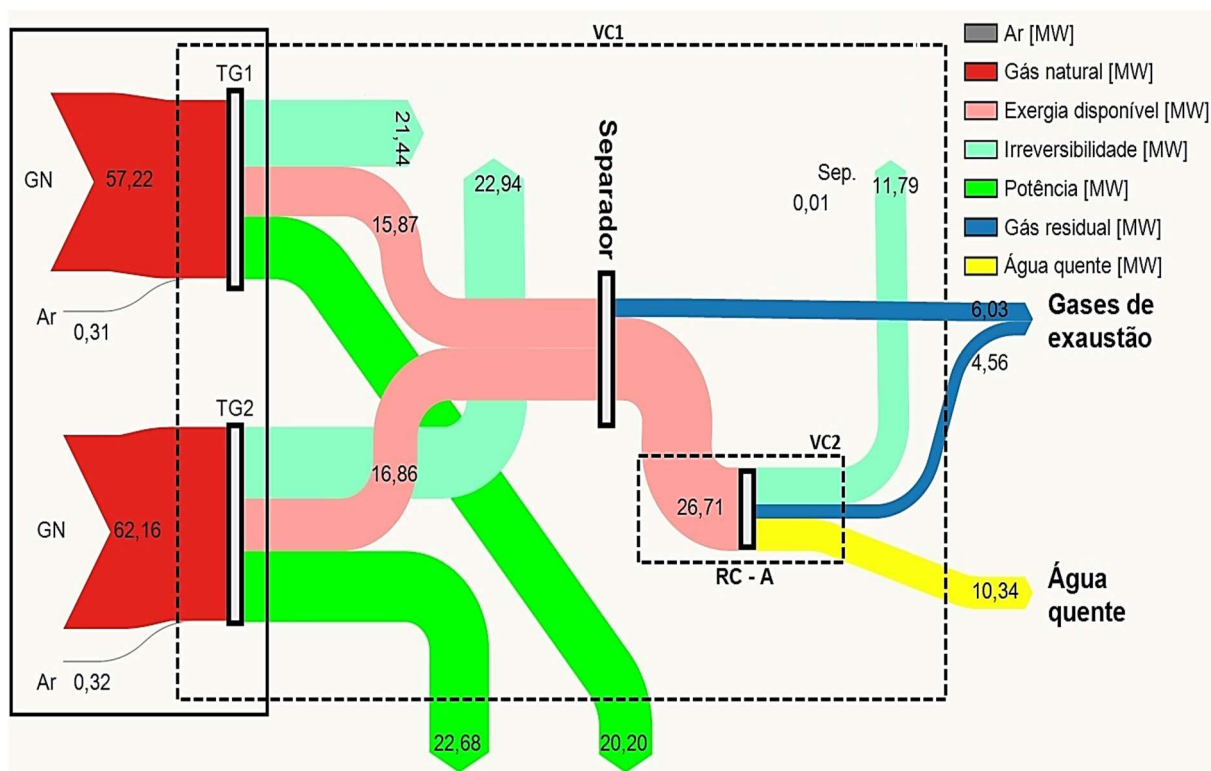


Figura 66 – Diagrama de Grassmann do sistema para o caso base - Ano 18

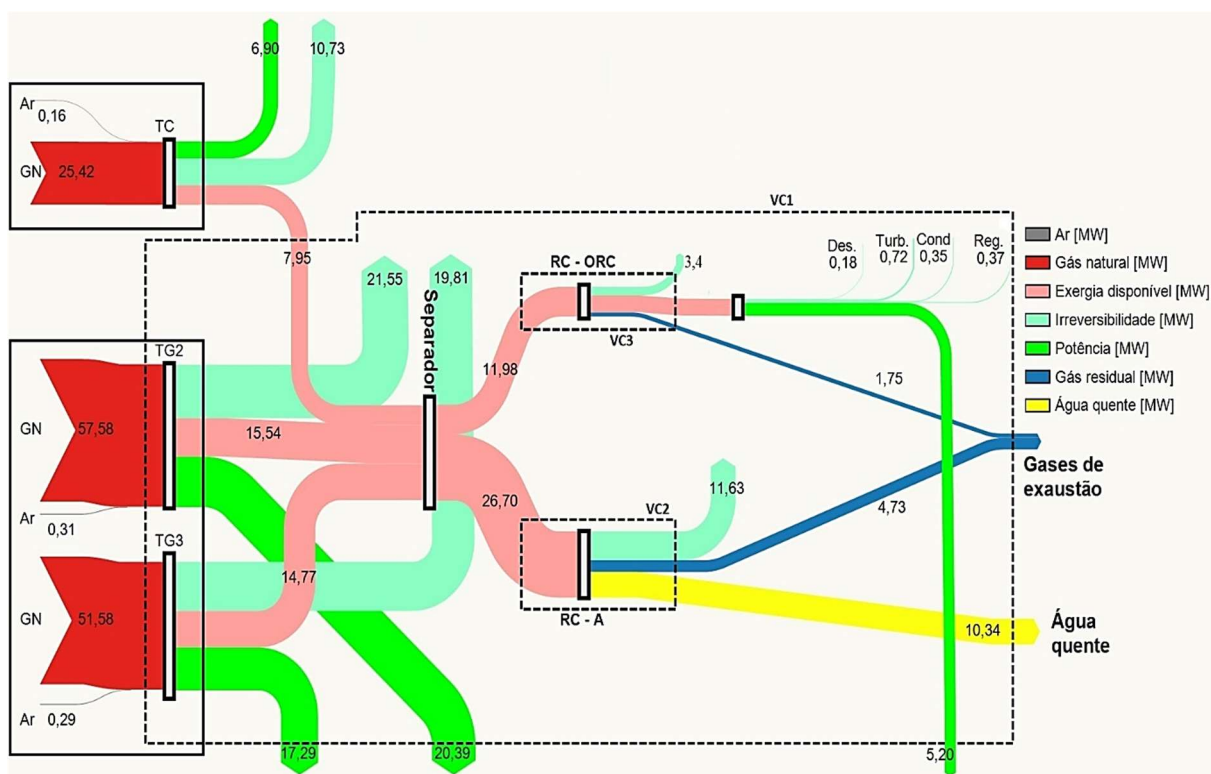


Figura 67 – Diagrama de Grassmann do sistema global usando o ORC regenerativo - Ano 18

A Figura 64 e a Figura 66, referentes ao caso base, apresentam o volume de controle do sistema global (VC1) e o volume de controle do sistema para produzir água quente (VC2), os quais são utilizados para a determinação da eficiência exergética dos sistemas. Na Figura 65 e

Figura 67 o VC1 não engloba a turbina que aciona o trem de compressão de CO₂, pois é um sistema já existente na plataforma e não sofreu qualquer alteração em relação ao projeto existente (caso base). A comparação em relação ao caso base é focalizada na exergia disponível na exaustão das turbinas a gás principais e na exergia presente na exaustão da turbina que aciona o trem de compressão (TC), juntamente com o ORC e o sistema de aquecimento de água. Ademais, é adicionado um terceiro volume de controle (VC3), referente ao ORC.

A Figura 68 apresenta a exergia total destruída (Exd) no sistema composto pelo VC1 e a eficiência exergética global do sistema usando o ORC simples, VC1 (ORC S), e ORC regenerativo, VC1 (ORC R), assim como a eficiência exergética global para o caso base, VC1 (caso base). Nota-se que o sistema composto pelo ORC simples é levemente mais irreversível em relação ao sistema composto pelo ORC regenerativo ao longo de quase a totalidade do tempo de vida da FPSO, exceto no ano 18 no qual a exergia destruída praticamente se iguala para os dois sistemas. Acompanhando a tendência da exergia destruída, a eficiência exergética global para o sistema contendo o ORC regenerativo é levemente superior em grande parte do tempo de operação da FPSO, atingindo 49,4% no ano 12 e no mínimo 45,2% no ano 21, enquanto que o sistema composto pelo ORC simples atinge até 49,0% no ano 12 e no pior caso, 46,0%. No ano 12 é possível um aumento de até 8,1% na eficiência exergética global do sistema proposto em relação ao caso base e no ano 18, apesar do sistema proposto não apresentar melhoria tão relevante, ainda assim é possível aumentar sua eficiência exergética global em até 3,9%. Apesar do aproveitamento exergético pelo ORC e sua contribuição no atendimento à demanda, nota-se a grande irreversibilidade do sistema, o qual aproveita no máximo a metade da exergia disponível do combustível de entrada no sistema.

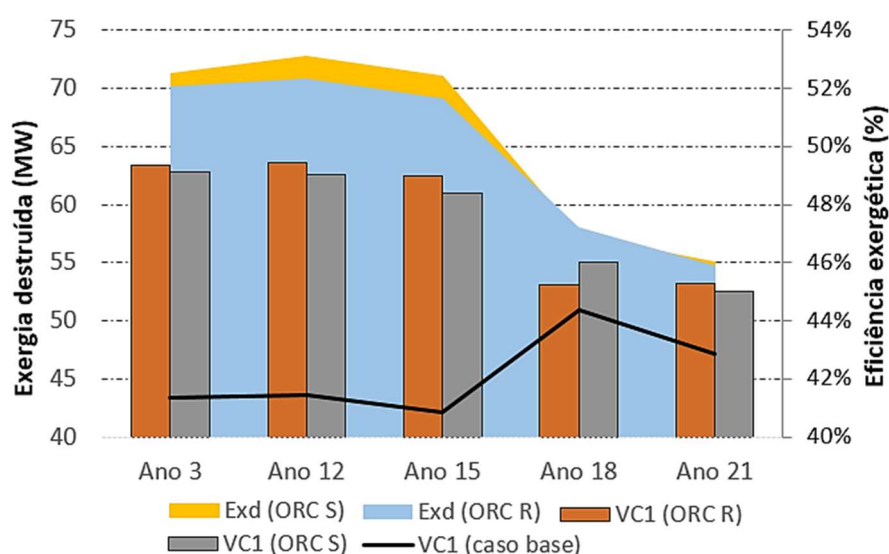


Figura 68 – Exergia total destruída no sistema TG + AQ + ORC e eficiência exergética global.

A Tabela 41 apresenta as eficiências exergéticas de cada ORC e do sistema de água quente em cada período de operação da FPSO. A eficiência exergética do sistema de água quente é bastante similar para os dois sistemas propostos (usando o ORC simples e o ORC regenerativo), conseguindo aproveitar no máximo até próximo de 50,0% da exergia disponível, o que é justificado pela grande irreversibilidade do recuperador de calor deste sistema, conforme já citado anteriormente. Observando agora a eficiência exergética dos ciclos, nota-se que o ORC regenerativo apresenta eficiência exergética levemente superior ao ORC simples, ou seja, ele converte uma parcela maior da exergia disponível em potência.

Tabela 41 – Eficiência exergética do ORC e do respectivo sistema de aquecimento de água ao longo dos anos.

Eficiência exergética	Ano 3	Ano 12	Ano 15	Ano 18	Ano 21
VC2 [$\varepsilon_{A.Q}(\%)$]	49,8	49,5	48,8	47,0	48,6
VC3 [$\varepsilon_{ORC R}(\%)$]	55,4	55,7	55,8	50,7	53,3
VC2 [$\varepsilon_{A.Q}(\%)$]	50,5	50,5	48,8	48,6	47,4
VC3 [$\varepsilon_{ORC S}(\%)$]	51,7	50,3	50,9	53,1	53,5

4.6.3 Análise Econômica

Diferente da análise econômica preliminar apresentada no capítulo 4.3.4, no qual alguns parâmetros dos trocadores de calor foram estimados através de recomendações da literatura, a análise econômica desta vez leva em consideração os parâmetros resultantes do projeto e da otimização multiobjetivo dos trocadores de calor. Os custos de compra dos equipamentos (PECs) são apresentados na Figura 69 para o ORC regenerativo e simples. O ORC regenerativo possui um custo de investimento inicial 15,0% maior em relação ao ORC simples, sendo que o equipamento com maior custo é o recuperador de calor, correspondendo a pelo menos 46% do custo total do investimento, seguido pela turbina e depois pelo condensador.

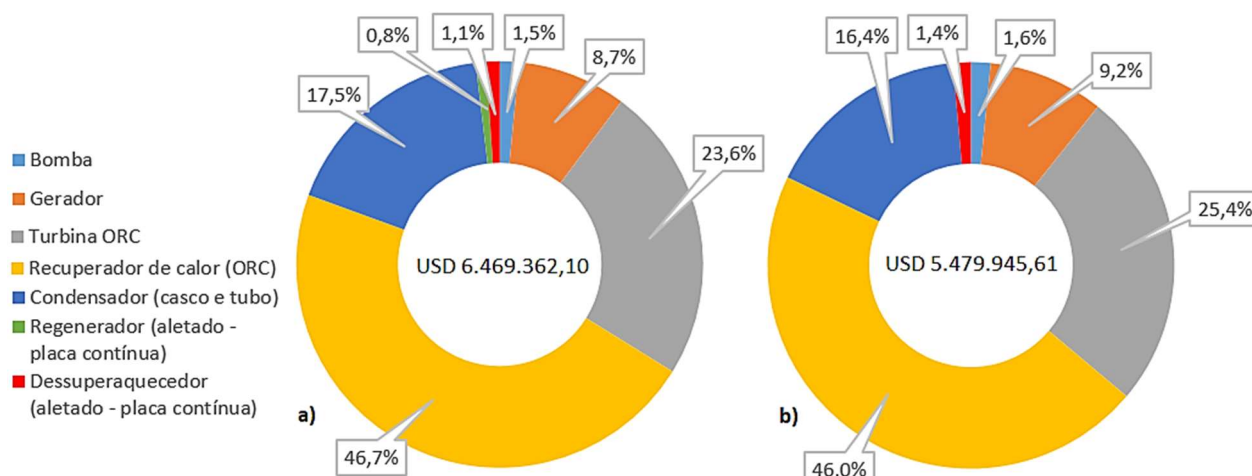


Figura 69 – Custo do investimento inicial e dos componentes do a) ORC regenerativo b) ORC simples.

A Tabela 42 apresenta os parâmetros médios de consumo de combustível e emissão de CO₂ ao longo dos 21 anos de operação da FPSO. Fica evidenciada a grande redução no consumo de combustível pelas turbinas a gás principais, pois o ORC utiliza a exergia contida nos gases de exaustão para geração de eletricidade, o que contribui com uma grande parcela do atendimento à demanda. É possível reduzir, em relação ao caso base, até 21,5% do consumo de combustível e emissões de CO₂ usando o ORC simples e 22% ao usar o ORC regenerativo, não apresentando significativa diferença entre os sistemas propostos.

Tabela 42 – Média do consumo de combustível e emissões de CO₂

Sistema	$\dot{m}_{\text{comb}}$ (kg/s)	$\dot{m}_{\text{CO}_2}$ (kg/h)	Redução* (%)
Caso base	3,38	33273,3	-
TG + A.Q + ORC R	2,65	25939,2	22,0
TG + A.Q + ORC S	2,67	26115,8	21,5

*Em relação ao caso base

O retorno do investimento ao longo dos anos de operação da plataforma está diretamente ligado à economia devido à redução no consumo de gás natural e a quantidade de CO₂ evitados. Diante disto, o preço médio do CO₂ evitado é mantido em 2,8 USD/tonelada(CO₂) Hamrick; Gallant (2017) e o valor presente líquido é calculado em função do preço médio do gás natural entre os anos de 2007 e 2016 - baseado nas informações fornecidas por ANP (2017) - e das taxas de juros do investimento entre 4 e 14%, conforme apresentado na Figura 70. O preço do gás natural e a taxa de juros tem grande influência no VPL, que apresenta resultados superiores ao usar o ORC simples em todos os casos. Isto se deve ao fato do custo de investimento inicial

do ciclo regenerativo ser superior ao ciclo simples, e ainda, a redução no consumo de combustível e emissões de CO₂ não é tão expressiva em relação ao ORC simples.

No ano de 2008, no qual o preço médio do gás natural é 310,9 USD/mil m³, ou seja, o cenário mais promissor, o investimento é economicamente viável e resulta no maior VPL dos últimos anos. Em contrapartida, levando em consideração o preço do gás natural mais recente (ano de 2016), correspondente a 164,9 USD/mil m³, o investimento torna-se viável até uma taxa de juros próxima de 10,0% a.a para o ORC regenerativo e de 10,6% a.a para o ORC simples.

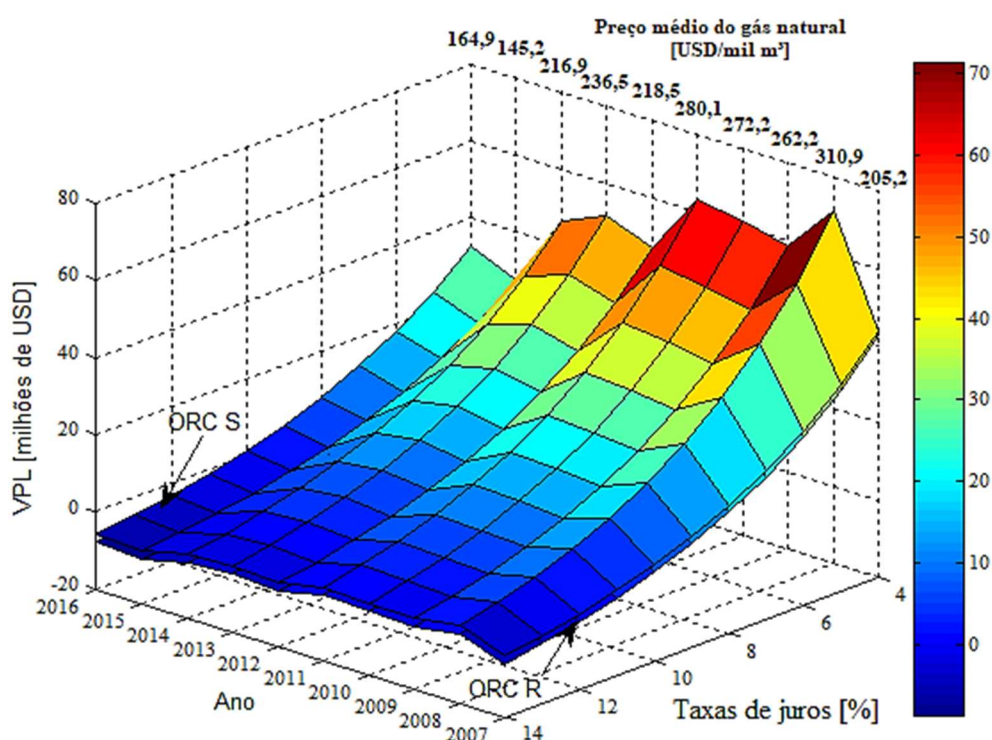


Figura 70 – Valor presente líquido (VPL) para o investimento proposto em função do preço médio do gás natural.

A Figura 71 apresenta o valor presente líquido calculado em função do preço do CO₂ evitado e da taxa de juros do investimento para dois preços do gás natural: o preço máximo nos últimos dez anos e o valor mais recente, referente ao ano de 2016. O VLP do sistema usando o ORC simples é sempre superior ao do ORC regenerativo, porém, o preço do CO₂ evitado não tem forte influência na viabilidade econômica do investimento, conforme enfatizado pela inclinação do VPL devido a mudança no preço do CO₂ evitado. Em contrapartida, o preço do gás natural tem grande impacto no VPL resultante.

Ao efetuar uma média do histórico das taxas de juros de longo prazo (TJLP) nos últimos 12 meses fornecida pelo BNDES (2017), obtém-se 7,0% como resultado. O cálculo da taxa de juros baseada na metodologia do BNDES resulta em uma taxa de juros de aproximadamente

9,66%. Considerando o melhor cenário do gás natural nos últimos 10 anos (310,9 USD/mil m³) e adotando o preço mínimo estipulado para o leilão de CO₂ evitado de 3,35 USD/ton CO₂ Bm&bovespa (2012), resulta em um VPL de USD 13,78 milhões para o ORC regenerativo e USD 15,3 milhões para o ORC simples. Por outro lado, ao considerar o cenário mais recente do gás natural (164,9 USD/mil m³), o VPL resultante é de USD 808,0 mil para o ORC regenerativo e USD 2,64 milhões para o ORC simples, o que demonstra uma vantagem econômica do ORC simples em relação ao ORC regenerativo. Conforme já citado na análise econômica preliminar, vale ressaltar que no VPL está contido apenas o retorno do investimento relacionado a redução no consumo do combustível e de CO₂ evitado. Ainda considerando o cenário mais recente, se a redução no custo de compra de uma das turbinas a gás GE LM2500 + PY, de acordo com a mudança proposta, for inserida no cálculo do VPL, a inserção do ORC para recuperação de energia torna-se ainda mais promissora e encorajadora, possibilitando um retorno do investimento de até USD 15,01 milhões com o ORC regenerativo e USD 16,84 milhões com o ORC simples.

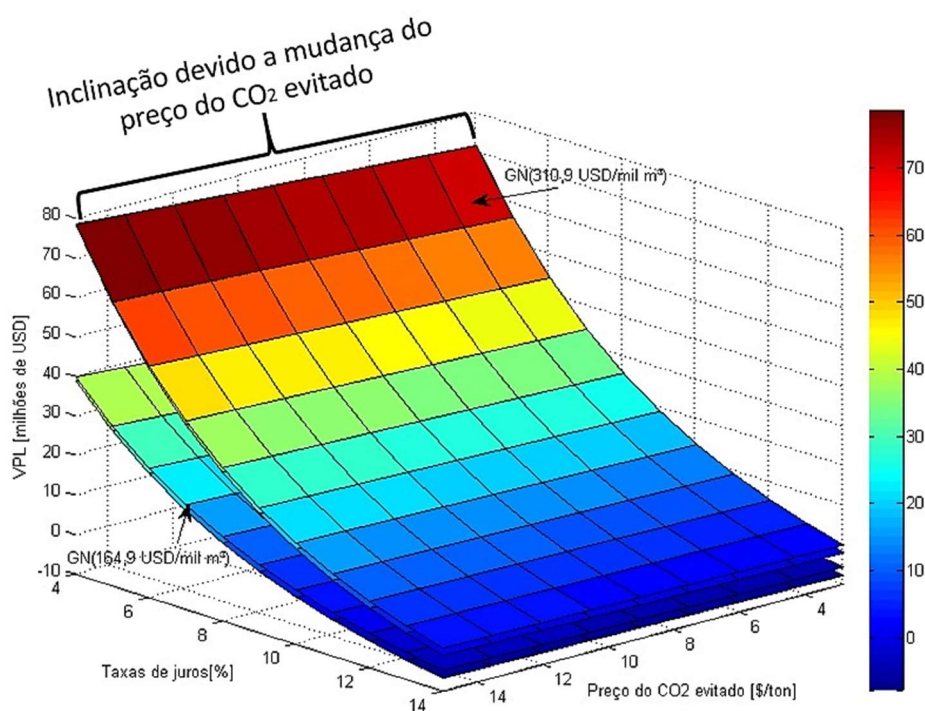


Figura 71 – Valor presente líquido (VPL) para o investimento proposto em função do preço médio do CO₂ evitado e do preço do gás natural.

5 CONCLUSÕES

As plataformas do tipo FPSO têm sido cada vez mais usadas para exploração de petróleo em águas ultra profundas e distantes da costa. Diante da necessidade de melhorias no processo produtivo, assim como da geração de eletricidade em suas fases de produção, torna-se imprescindível o investimento em tecnologias eficientes, proporcionando redução de custos e menores taxas de emissões de dióxido de carbono na atmosfera. Os gases de exaustão das turbinas a gás da plataforma são as principais fontes de energia residual, o que possibilita o aproveitamento energético no processo, reduzindo sua irreversibilidade e custo. Dentro desta perspectiva, o ciclo Rankine orgânico apresenta grande potencial para recuperação de energia na plataforma FPSO, o que agrega vantagens no processo produtivo bem como a melhoria do aproveitamento energético da queima de combustíveis fósseis para atendimento à demanda de eletricidade e de água quente da plataforma.

Dentre os fluidos orgânicos analisados, o R601, R141b e Tolueno apresentam os melhores resultados para potência líquida e eficiência térmica. O R227ea, R134a e R123 apresentaram os piores desempenhos para uma fonte de calor com o ar a 400 °C.

Ao comparar as tecnologias de recuperação de energia residual, o ORC regenerativo usando o tolueno como fluido de trabalho apresentou a maior potência líquida, eficiência térmica e eficiência exergética em relação aos outros ciclos, apresentando como desvantagem a alta vazão mássica de água no condensador devido à alta temperatura do fluido orgânico na entrada deste equipamento. O ciclo Kalina apresentou a menor eficiência exergética, além de possuir maior quantidade de equipamentos, o que pode impactar no custo de implantação, no peso e espaço ocupado na plataforma FPSO. O ciclo supercrítico com CO₂ apresentou características intermediárias aos ORCs e Kalina.

Dois casos foram propostos e otimizados para atendimento às demandas de eletricidade de calor na plataforma. O primeiro caso é baseado na condição atual de geração de eletricidade e no segundo caso, a proposta é usar apenas duas turbinas a gás para geração de eletricidade em todos os períodos de produção da FPSO. Em ambos os casos, os gases de exaustão das turbinas a gás são usados para aproveitamento energético através do ORC para complementação da demanda de energia elétrica.

A demanda de calor da FPSO é satisfeita e os resultados mostraram-se promissores em relação à contribuição do ORC no atendimento à demanda de energia elétrica. Houve uma

expressiva redução no consumo de combustível pelas turbinas a gás e consequente redução nas emissões de CO₂, o que de fato é uma grande preocupação no cenário atual do planeta. O segundo caso apresentou resultados superiores, incrementando a eficiência global do sistema em até 10,83% devido às turbinas a gás estarem operando próximas de sua carga nominal, além do grande aproveitamento da exergia contida nos gases de exaustão para recuperação de energia pelo ORC. Não houve distinção significativa nos resultados do ORC simples e regenerativo em relação à contribuição para o atendimento às demandas e redução de CO₂.

O projeto preliminar dos equipamentos de troca de calor dos ciclos foi desenvolvido levando em consideração as limitações de perda de carga, peso, volume e área de troca de calor de cada equipamento. O ORC regenerativo apresentou, respectivamente, área de troca de calor, peso e volume por unidade de potência gerada 19,6%, 15,8% e 26,6% maior em relação ao ORC simples, o que demonstra a necessidade de maior espaço para sua alocação na plataforma FPSO.

A simulação fora de projeto desenvolvida para os ORCs apresenta como vantagem a análise do comportamento dos ciclos em condições diferentes das que foi projetado. O modelo fora de projeto foi validado através do software Thermoflex® e apresentou erro máximo de 5,0% para potência líquida e 2,6% para a eficiência térmica. Para condições distantes das que foi projetado, a potência líquida do ciclo regenerativo fica prejudicada em relação ao ORC simples. No entanto, a reduzida temperatura dos gases de exaustão após a recuperação de calor do ciclo simples é um fator limitante em sua implantação, pois há possibilidade de geração de componentes ácidos, o que causaria danos ao equipamento e elevação dos custos de manutenção. Portanto, é recomendável projetar o ORC simples para que a temperatura dos gases de exaustão seja mais elevada, de forma que permaneça sempre acima da temperatura de orvalho do vapor d'água presente nos gases de exaustão.

Os recuperadores de calor dos ciclos são os equipamentos mais irreversíveis, contribuindo com até 68,0% da exergia destruída, o que sugere uma maior atenção neste equipamento para reduzir as irreversibilidades e melhorar o aproveitamento da exergia contida nos gases de exaustão. O ORC regenerativo apresenta maior eficiência exergética (até 55,8%) para grande faixa dos parâmetros variados, tornando-se inferior ao ciclo simples apenas para uma pequena faixa mais distante do projeto do ciclo. De uma forma geral, o ORC mostra-se uma boa alternativa para recuperação de energia residual de processos, até mesmo para condições atípicas de funcionamento, o que agrega vantagem em sua implementação em processos no qual a fonte de calor é variável, como é o caso das diferentes fases de produção das plataformas FPSO.

O ORC mostra-se bastante flexível, conforme demonstrou a otimização do sistema global em condições fora de projeto, resultando em uma expressiva contribuição na geração de eletricidade (até 20,3%) e um acentuado aumento de até 11,3% na eficiência global do sistema e 18,3% no fator de utilização. Consequentemente, é possível uma redução média no consumo de combustível e emissões de CO₂ ao longo dos anos de operação da FPSO de até 22,0%. A análise econômica detalhada mostrou que o recuperador de calor é o equipamento mais oneroso do ORC, correspondendo a 46,0% do custo de investimento inicial total e que o preço do gás natural é o fator preponderante para o retorno do investimento. Para o cenário mais recente, é possível um retorno de até USD 16,84 milhões com a mudança proposta, tornando o sistema factível do ponto de vista econômico, além das vantagens do ponto de vista ambiental, o que pode vir a contribuir com a frágil situação do planeta em relação as emissões de CO₂.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Embora a recuperação de energia com o ORC tenha sido bastante explorada nesta tese, algumas lacunas ainda existem, o que possibilita a realização de novos trabalhos, conforme segue:

- ✓ Avaliar com maior profundidade outros ciclos para recuperação de calor com o propósito de aumentar a contribuição para o atendimento à demanda de eletricidade e redução nas emissões de CO₂;
- ✓ Explorar o uso de outros fluidos orgânicos no acoplamento dos sistemas, de forma a tornar o sistema flexível em relação ao fluido de trabalho;
- ✓ Otimizar o sistema global com foco na maximização do aproveitamento exergético dos gases de exaustão;
- ✓ Estudar o tipo de expensor mais adequado para o sistema proposto, estimando o sua dimensão e peso;
- ✓ Realizar a análise exergoeconômica para melhor detalhamento dos custos associados em cada parte do sistema;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHN, Y.; BAE, S. J.; KIM, M.; et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. **Nuclear Engineering and Technology**, v. 47, n. 6, p. 647–661, 2015.

ANP. Anuário Estatístico. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/wwwanp/publicacoes/anuario-estatistico/3819-anuario-estatistico-2017>>. Acesso em: 13/10/2017.

AQYLOON SMARTER POWER. No Title. Disponível em: <<http://www.aqylon.com/about-company-aqylon/references-partners/>>. Acesso em: 28/3/2017.

ASHRAE. **2013 ASHRAE Handbook -- Fundamentals**. Har/Cdr ed ed. ASHRAE, 2013.

BARRERA, J. E.; BAZZO, E.; KAMI, E. Exergy analysis and energy improvement of a Brazilian floating oil platform using Organic Rankine Cycles. **Energy**, v. 88, p. 67–79, 2015. Elsevier Ltd.

BEJAN. Second-Law Analysis in Heat Transfer and Thermal Design. **Adv. Heat Transfer**, v. 15, 1982.

BEJAN, A.; MORAN, M. **Thermal design and optimization**. Hoboken, United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 1996.

BLANCO, V. L. A. **Diagnosis of greenhouse gases emissions in FPSO platforms**, 2016. University of Campinas.

BM&BOVESPA. Leilão de Venda de Reduções Certificadas de Emissão (RCE). Disponível em: <http://www.bmfbovespa.com.br/pt_br/servicos/leiloes/credito-de-carbono/>. Acesso em: 31/1/2018.

BNDES. Taxa de Juros de Longo Prazo - TJLP. Disponível em: <<https://www.bndes.gov.br/wps/portal/site/home/financiamento/guia/custos-financeiros/taxa-de-juros-de-longo-prazo-tjlp>>. Acesso em: 13/10/2017.

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, 2010.

CAMPANA, F.; BIANCHI, M.; BRANCHINI, L.; et al. ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings. **Energy Conversion and Management**, v. 76, p. 244–252, 2013. Elsevier Ltd.

CAO, Y.; DAI, Y. Comparative analysis on off-design performance of a gas turbine and ORC combined cycle under different operation approaches. **Energy Conversion and Management**, v. 135, p. 84–100, 2017. Elsevier Ltd.

CAO, Y.; GAO, Y.; ZHENG, Y.; DAI, Y. Optimum design and thermodynamic analysis of a gas turbine and ORC combined cycle with recuperators. **Energy Conversion and Management**, v. 116, p. 32–41, 2016. Elsevier Ltd.

CASATI, E. I. . **New Concepts for Organic Rankine Cycle Power Systems**, 2014. Itália.

CASELLA, F.; MATHIJSEN, T.; COLONNA, P.; VAN BUIJTENEN, J. Dynamic modeling of ORC power systems. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, p. 1–12, 2012.

CAYER, E.; GALANIS, N.; DESILETS, M.; NESREDDINE, H.; ROY, P. Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source. **Applied Energy**, v. 86, n. 7–8, p. 1055–1063, 2009.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: an Engineering Approach 8th Edition**. 2015.

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, 2010.

CHEN, H.; YOGI GOSWAMI, D.; RAHMAN, M. M.; STEFANAKOS, E. K. Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion. **Applied Energy**, v. 88, n. 8, p. 2802–2808, 2011.

CHEN, T.; ZHUGE, W.; ZHANG, Y.; ZHANG, L. A novel cascade organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery of truck diesel engines. **Energy Conversion and Management**, v. 138, p. 210–223, 2017. Elsevier Ltd.

CHEN, Y. **Thermodynamic Cycles using Carbon Dioxide as Working Fluid**, 2011. Stockholm.

CHEN, Y.; LUNDQVIST, P.; JOHANSSON, A.; PLATELL, P. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 17–18, p. 2142–2147, 2006.

COULSON, J. M.; RICHARDSON, J. F. **Chemical Engineering Design**. Fourth Edition. Oxford, 2005.

CUCHIVAGUE, H. Y. O. **Análise exergética de um sistema de compressão e injeção de CO₂ para uma plataforma FPSO.**, 2015. Universidade Estadual de Campinas.

DEB, K. **Multi-objective optimization using evolutionary algorithms**. West Sussex, Great Britain: John Wiley & Sons, Inc., 2001.

DIAS, R. **Análise Exergoeconômica da Cogeração em Instalações Marítimas Petrolíferas**, 2017. Unicamp - University of Campinas.

DIDI, M. B. O.; KATTAN, N.; THOME, J. R. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 935–947, 2002.

DIPA-QUÍMICA. **CPSDS – Chemical Product Safety Data Sheet**. Curitiba, 2015.

ECHOGEN, P. SYSTEMS. **Supercritical CO₂ Power Cycle. Developments and Commercialization: Why sCO₂ Can Displace Steam.**, 2012.

EYMEL, C.; RODRÍGUEZ, C.; CARLOS, J.; et al. Exergetic and economic analysis of Kalina cycle for low temperature geothermal sources in Brazil. ECOS 2012 - The 25TH International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. **Anais...**, 2012.

FERREIRA, T. I. B. **Simulação da performance de um condicionador de ar operando com fluido refrigerante R-410a em substituição ao R-22**, 2012. RN.

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, 2015. Elsevier Ltd.

GALLO, W. L. R.; GALLEGO, A. G.; ACEVEDO, V. L.; et al. Exergy analysis of the

compression systems and its prime movers for a FPSO unit. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 44, p. 287–298, 2017. Elsevier B.V.

GANAPATHY, V. **Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators: Design, Applications, and Calculations**. 1 edition ed. New York: CRC Press, 2003.

GIRGIN, I.; EZGI, C. Design and thermodynamic and thermoeconomic analysis of an organic Rankine cycle for naval surface ship applications. **Energy Conversion and Management**, v. 148, p. 623–634, 2017. Elsevier Ltd.

HALL, S. G.; AHMAD, S.; SMITH, R. Capital cost targets for heat exchanger networks comprising mixed materials of construction, pressure ratings and exchanger types. **Computers and Chemical Engineering**, v. 14, n. 3, p. 319–335, 1990.

HAMRICK, K.; GALLANT, M. Unlocking Potential - State of the Voluntary Carbon Markets 2017. **Forest Trends' Ecosystem Marketplace**, 2017.

HERRERIA, E. J. R. **Simulação de um ciclo Rankine Orgânico acionado por energia solar.**, 2012. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro - PUC - RIO.

IEA. International Energy Agency - Energy and Climate Change. **World Energy Outlook Special Report**, p. 1–200, 2015.

IMRAN, M.; PARK, B. S.; KIM, H. J.; et al. Thermo-economic optimization of Regenerative organic Rankine cycle for waste heat recovery applications. **Energy Conversion and Management**, v. 87, p. 107–118, 2014. Elsevier Ltd.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Energy Statistics. , p. 96, 2017.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers - Selection, Rating, and Thermal Design**. Third Edit ed. New York: CRC Press, 2012.

KALINA, A. I. Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. ASME, 1983.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchanger**. Reprint Ed ed. New York: McGRAW-Hill Book Company, 1984.

KERN, D. **Process Heat Transfer**; New York, NY: McGraw-Hill Book Company, 1965.

KIM, Y. M.; KIM, C. G.; FAVRAT, D. Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources. **Energy**, 2nd International Meeting on Cleaner Combustion (CM0901-Detailed Chemical Models for Cleaner Combustion)., v. 43, n. 1, p. 402–415, 2012.

KLEIN, S.; NELLIS, G. **Thermodynamics**. 2012.

KNOPE, F. C. **Modeling, Analysis and Optimization of Process and Energy Systems**. Baton Rouge, LA: John Wiley & Sons, 2012.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1995.

KULHÁNEK, M.; DOSTÁL, V. Thermodynamic Analysis and Comparison of Supercritical Carbon Dioxide Cycles - Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium. , 2011.

LARSEN, U.; SIGTHORSSON, O.; HAGLIND, F. A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships. **Energy**, v. 74, p. 260–268, 2014.

LDPI-INC. Gases and Vapors - Hazardous Substances. Disponível em: <<http://www.ldpi-inc.com/documents/resources/class-i-gases-and-vapors.pdf>>. Acesso em: 15/6/2017.

LECOMPTE, S.; OYEWUNMI, O. A.; MARKIDES, C. N.; et al. Case Study of an organic Rankine cycle (ORC) for Waste Heat Recovery from an Electric Arc Furnace (EAF). **Energies**, p. 1–16, 2017.

LIAN, Z. T.; CHUA, K. J.; CHOU, S. K. A thermoeconomic analysis of biomass energy for trigeneration. **Applied Energy**, v. 87, n. 1, p. 84–95, 2010. Elsevier Ltd.

LOZANO, M. A.; VALERO, A.; SERRA, L. Theory of exergetic cost and thermoeconomic optimization. **Proceedings of the international symposium ENSEC**, 1993.

MAZETTO, B. M.; SILVA, J. A. M.; OLIVEIRA, S. Are ORCs a good option for waste heat recovery in a petroleum refinery? **International Journal of Thermodynamics**, v. 18, n. 3, p. 206–211, 2015.

MITCHELL, M. An introduction to genetic algorithms. **Computers & Mathematics with Applications**, v. 32, n. 6, p. 133, 1996.

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, 2015. Elsevier Ltd.

MOHAGHEGHI, M.; KAPAT, J. Thermodynamic optimization of recuperated S-CO₂ Brayton cycles for waste heat recovery applications. , 2014. Pittsburgh, Pennsylvania.

MONDEJAR, M. E.; AHLGREN, F.; THERN, M.; GENRUP, M. Quasi-steady state simulation of an organic Rankine cycle for waste heat recovery in a passenger vessel. **Applied Energy**, v. 185, p. 1324–1335, 2017. Elsevier Ltd.

MORAES, N. P.; COELHO, P. E. Geração de energia geotermelétrica a partir de plantas do tipo Kalina. , , n. 597, 2010.

MULLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes. , v. 20, n. 1, p. 297–308, 1986.

NAG, P. K.; GUPTA, A. V. S. S. K. S. Exergy analysis of the Kalina cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, n. 6, p. 427–439, 1998.

NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat Transfer**. Cambridge University Press, 2012.

NGUYEN, T.-V.; KNUDSEN, T.; LARSEN, U.; HAGLIND, F. Thermodynamic evaluation of the Kalina split-cycle concepts for waste heat recovery applications. **Energy**, v. 71, p. 277–288, 2014.

OLULEYE, G.; JOBSON, M.; SMITH, R.; PERRY, S. J. Evaluating the potential of process sites for waste heat recovery. **Applied Energy**, v. 161, p. 627–646, 2016. Elsevier Ltd.

ORMAT, T. **Fourth Quarter and Year-End 2016 Earnings Call**. 2017.

PIEROBON, L.; BENATO, A.; SCOLARI, E.; HAGLIND, F.; STOPPATO, A. Waste heat recovery technologies for offshore platforms. **Applied Energy**, v. 136, p. 228–241, 2014. Elsevier Ltd.

REIS, M. M. L. DOS. **Comparison of energy efficiencies among heat pump systems to meet the demands of air conditioning and water heating in a building**, jul. 2014. Unicamp - University of Campinas.

REIS, M. M. L. DOS; GUILLEN, J. A. V.; GALLO, W. L. R. Energetic and exergetic analysis of supercritical CO₂, organic Rankine and Kalina cycle for waste heat recovery in a FPSO unit. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering - Cobem 2017. **Anais...**, 2017. Curitiba - PR.

REIS, M. M. L.; GALLO, W. L. R. Study of waste heat recovery potential and optimization of the power production by an organic Rankine cycle in an FPSO unit. **Energy Conversion and Management**, v. 157, p. 409–422, 2018.

ROWSHANZADEH, R. Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies. , p. 97, 2011.

RUSEV, T. **Comparative Study of Different Organic Rankine Cycle Models: Simulations and Thermo-Economic Analysis for a Gas Engine Waste Heat Recovery Application**. 2015.

SCHOBEIRI, M. **Turbomachinery flow physics and dynamic performance**. Berlin, Germany: Springer Berlin, 2005.

SEEG. **Sistema de Estimativas de Emissões e Remoções de Gases de Efeito Estufa**. 2017.

SIDDIQI, M. A.; ATAKAN, B. Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene. **Energy**, v. 45, n. 1, p. 256–263, 2012. Elsevier.

SILVA, T. C. **Dimensionamento de trocadores de calor para recuperação de calor residual em sistema ORC de uma FPSO**, 2016. Universidade Federal de Itajubá.

SINGH, O. K.; KAUSHIK, S. C. Energy and exergy analysis and optimization of Kalina cycle coupled with a coal fired steam power plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1–2, p. 787–800, 2013.

SONG, J.; SONG, Y.; GU, C. Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. **Energy**, v. 82, p. 976–985, 2015. Elsevier Ltd.

SOUZA, G. P. K. DE. **Optimization of real multidimensional functions using continuous genetic algorithm**, 2014. Federal University of Santa Catarina.

STODOLA, A. **Dampf- und Gasturbinen: Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen**. Berlin, Germany: Springer Berlin, 1922.

SUAREZ DE LA FUENTE, S.; ROBERGE, D.; GREIG, A. R. Safety and CO₂ emissions: Implications of using organic fluids in a ship's waste heat recovery system. **Marine Policy**, v. 75, p. 191–203, 2017. Elsevier.

TAHMASEBPOUR, A.; SEDDIGHI, A.; ASHJAEI, M. Conceptual design of a super-critical CO₂ brayton cycle based on stack waste heat recovery for shazand power plant in Iran. **Energy Equipment and Systems**, v. 2, n. 1, p. 95–101, 2014.

THERN, M. Waste Heat Recovery in a Cruise Vessel in the Baltic Sea by Using an Organic Rankine Cycle : A Case Study. **American Society of Mechanical Engineers**, v. 138, n. January 2016, p. 1–10, 2017.

THORIN, E. **Power cycles with ammonia-water mixtures as working fluid**, 2000. Suécia.

TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Prog Energy Combust Sci*. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 19, n. 3, p. 227–257, 1993.

TURBODEN, S. P. A. **Turboden Combined Heat & Power (CHP) Units - Typical Sizes And Performances**. 2014.

TURCHI, C. S.; MA, Z.; NEISES, T. W.; WAGNER, M. J. Thermodynamic Study of Advanced Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles for Concentrating Solar Power Systems. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 135, n. 4, p. 041007–041007, 2013.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L.; et al. CGAM problem: Definition and conventional solution. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 279–286, 1994.

VÉLEZ, F.; SEGOVIA, J. J.; MARTÍN, M. C.; 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, 2012.

VERES, J. P. **Centrifugal and Axial Pump Design and Off-Design Performance Prediction**.

Sunnyvale, United States of America. NASA Technical Memorandum 106745, 1994.

WALRAVEN, D.; LAENEN, B.; D'HAESELEER, W. Minimizing the levelized cost of electricity production from low-temperature geothermal heat sources with ORCs: Water or air cooled? **Applied Energy**, v. 142, p. 144–153, 2015.

WANG, E.; YU, Z. A numerical analysis of a composition-adjustable Kalina cycle power plant for power generation from low-temperature geothermal sources. **Applied Energy**, v. 180, p. 834–848, 2016. The Authors.

YANG, F.; ZHANG, H.; BEI, C.; SONG, S.; WANG, E. Parametric optimization and performance analysis of ORC (organic Rankine cycle) for diesel engine waste heat recovery with a fin-and-tube evaporator. **Energy**, v. 91, p. 128–141, 2015. Elsevier Ltd.

ZHANG, Y.-Q.; WU, Y.-T.; XIA, G.-D.; et al. Development and experimental study on organic Rankine cycle system with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine. **Energy**, v. 77, p. 499–508, 2014. Elsevier Ltd.

APÊNDICE A - CLASSIFICAÇÃO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES

Todos os fluidos refrigerantes possuem uma identificação que consiste em um prefixo composto de letras e um sufixo composto por dígitos.

Prefixos

O prefixo é composto pela letra R para identificar que o fluido é refrigerante. Em alguns casos a letra C é usada no prefixo para denotar o carbono, seguido das letras B, C, F ou combinação delas, para indicar a presença de bromo, cloro e flúor. Os que são compostos por hidrogênio devem ser precedidos pela letra H, por exemplo: HCFC22, HFC134a.

Sufixos

Hidrocarbonetos e derivados

Para hidrocarbonetos e seus derivados o sufixo é identificado da seguinte forma:

- ✓ O primeiro dígito à direita (unidade) é o número de átomos de flúor;
- ✓ O segundo dígito à direita (dezena) é número de átomos de hidrogênio mais um;
- ✓ O terceiro dígito à esquerda (centena) é o número de átomos de carbono menos um.
Se o dígito for zero ele é omitido.
- ✓ O quarto dígito à esquerda (milhar) é igual ao número de ligações carbono-carbono insaturadas. Quando o dígito é zero, o número é omitido.

Para refrigerantes que contenham bromo, a letra b é adicionada depois do número de identificação, seguido pelo número de átomos presente.

A Figura A1 apresenta um exemplo da nomenclatura para fluido refrigerante hidrocarboneto ou derivado.

R124 (Clorotetrafluoroetano)
1: n° de átomos de carbono – 1
2: n° de átomos de hidrogênio + 1
4: n° de átomos de fluor

Figura A1 - Nomenclatura para fluido refrigerante hidrocarboneto ou derivados
 Fonte: Elaboração própria

Para derivados cíclicos a letra C é usada antes do número de identificação do refrigerante, exemplo: RC318 (octafluorocyclobutane – C4F8).

No caso de isômeros na série etano, cada um tem o mesmo número, e o número sozinho indica o mais simétrico. À medida que eles se tornam mais assimétricos, letras minúsculas sucessivas são adicionadas (a, e ou c). Exemplo: R134, R134a.

Misturas azeotrópicas e zeotrópicas

As misturas zeotrópicas, aquelas que se comportam como se fossem substâncias puras na fase de ebulição, ou seja, a temperatura permanece constante, são designadas pelo número de refrigerantes e as suas proporções em massa. Os refrigerantes são nomeados em ordem crescente do ponto de ebulição dos componentes. Essas misturas são identificadas pela série 400, que designa quais componentes estão presentes na mistura, mas não sua quantidade. A diferenciação entre fluidos zeotrópicos que possuem componentes com diferentes quantidades é realizada adicionando uma letra maiúscula com o sufixo. Podemos citar como exemplo: R407A (R32/R125/R134a (20/40/40)); R407B (R32/R125/R134a (10/70/20)).

De acordo com Ferreira (2012), existem misturas que em determinadas proporções apresentam iguais composições, tanto na fase líquida como vapor durante a mudança de fase, além de não apresentar variação na temperatura de saturação, o que se assemelha ao comportamento de uma substância pura. Esta mistura é chamada de azeotrópica, como por exemplo: R500 (R12/R152a (73,8/26,2))

APÊNDICE B - DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR DOS CICLOS

B1 - Recuperador de calor

O recuperador de calor é o equipamento responsável pela elevação da temperatura do fluido orgânico do ORC para posteriormente ser expandido na turbina. A modelagem é baseada em Silva (2016) e Herreria (2012), e o método das multizonas é adotado nesta análise para facilitar a compreensão do que ocorre em cada zona do recuperador de calor, podendo este equipamento ser considerado a junção de três trocadores de calor em série. A área total do recuperador de calor, A_{Total1} , equivale a soma das áreas calculadas para o pré-aquecedor (zona subresfriada), $A_{E,SR}$, para o evaporador (zona saturada), ou seja, na região de mudança de fase do fluido orgânico, $A_{E,Sat}$, e para o superaquecedor (zona superaquecida), $A_{E,SA}$, conforme Equação (57).

$$A_{Total1} = A_{E,SR} + A_{E,Sat} + A_{E,SA} \quad (57)$$

Parâmetros geométricos do recuperador de calor

Esta seção aborda os parâmetros geométricos envolvidos no dimensionamento do recuperador de calor do tipo compacto de tubos aletados (placa contínua), conforme apresentado com mais detalhes na Figura A2.

O fluido orgânico (fluido a baixa temperatura) irá circular no interior dos tubos enquanto que os gases de exaustão das turbinas (fluido a alta temperatura) escoará pelo lado externo.

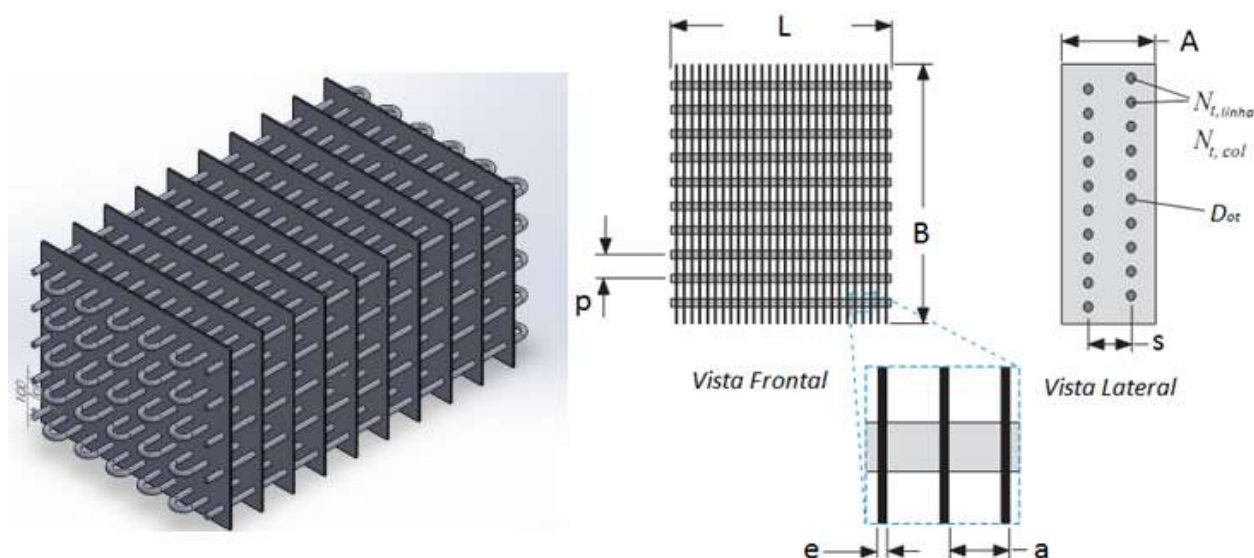


Figura A2 - Modelo da matriz tubular e geométrico do trocador de calor tipo tubo aletado (placa contínua).
Fonte: Nellis; Klein (2012)

Onde:

D_{ot} – Diâmetro externo dos tubos

D_{it} – Diâmetro interno dos tubos

a – Distância entre placas

e – Espessura da placa

p – Distância vertical entre tubos

s – Distância horizontal entre tubos

D_h – Diâmetro hidráulico do fluxo externo

α – Razão entre a área de transferência de calor e volume total

σ – Razão entre a área mínima do escoamento livre e a área frontal

$N_{t,linha}$ e $N_{t,col}$ – Número de tubos por linha e número de tubos por coluna

O volume do trocador de calor, $\mathcal{V}_{Total}$, pode ser obtido conhecendo o comprimento dos tubos, L , o número total dos tubos, N_{Total} , e o número de passo por tubo, N_p , conforme apresentado na Equação (58).

$$\mathcal{V}_{Total} = s \cdot p \cdot L \cdot N_{Total} \cdot N_p \quad (58)$$

O cálculo da área frontal ao escoamento, A_{fr} , através das placas também é importante para o projeto do trocador de calor, a qual pode ser obtida a partir do comprimento dos tubos e da altura das placas, B , conforme Equação (59).

$$A_{fr} = L \cdot B \quad (59)$$

Alternativamente, o volume total é calculado a partir da área frontal e da largura, La , na direção do escoamento externo do trocador de calor, conforme Equação (60).

$$V_T = A_{fr} \cdot La \quad (60)$$

De posse da área frontal, é possível determinar a área de fluxo livre através das placas a partir da Equação (61).

$$A_{ff} = A_{fr} \cdot \sigma \quad (61)$$

Herreria (2012) cita que o problema de ter uma aleta anular retangular é a dificuldade no cálculo da eficiência da aleta. Entretanto, este problema pode ser contornado se for considerada uma aleta anular com superfície equivalente a aleta retangular, o que implica áreas superficiais da aleta anular e retangular idênticas. A Figura A3 apresenta a relação entre os dois tipos de aleta e sua geometria.

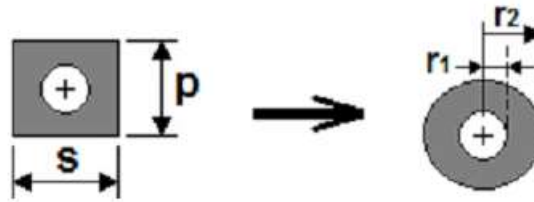


Figura A3 - Relação entre as aletas retangular e anular.

Considerando que $2r_1^2 = D_{ot}$, é possível chegar a relações que satisfaçam a equivalência de área entre as aletas anular e retangular, conforme apresentado nas Equações (62), (63) e (64).

$$\text{Área aleta}_{\text{anular}} = \text{Área aleta}_{\text{retangular}} \quad (62)$$

$$s \cdot p - \pi r_1^2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (63)$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{s \cdot p}{\pi}} \quad (64)$$

De posse dos raios, é possível calcular o perímetro, a área convectiva e o comprimento corrigido da aleta anular equivalente, conforme mostrado nas Equações (65), (66) e (67).

$$Per = 2\pi r_2 \quad (65)$$

$$A_{con} = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (66)$$

$$l_{c.a} = r_2 - r_1 + \frac{e}{2} \quad (67)$$

Para o cálculo da eficiência da aleta é necessário o fator m , conforme apresentado na Equação (68), onde h_{ext} é o coeficiente convectivo e k é a condutividade térmica, ambos associados ao escoamento externo do fluido.

$$m = \sqrt{\frac{\bar{h}_{ext} Per}{k A_{con}}} \quad (68)$$

Subsequente, a eficiência da aleta, η_a , e a eficiência de troca de calor da superfície do escoamento externo, η_o , podem ser obtidas a partir das Equações (69) e (70)

$$\eta_a = \frac{\tanh(m \cdot l_{c.a})}{m \cdot l_{c.a}} \quad (69)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{s,a,total}}{A_{total}} (1 - \eta_a) \quad (70)$$

A área total da superfície da aleta, $A_{s,a,total}$, e área da superfície dos tubos sem aleta, $A_{s,sa}$, podem ser determinadas pelos parâmetros geométricos conforme apresentado nas Equações (71) e (72), respectivamente.

$$A_{s,a,total} = 2 \cdot \frac{L}{a} \left(B \cdot A - N_{Total} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ot}^2}{4} \right) \quad (71)$$

$$A_{s,sa} = N_{Total} \cdot \pi \cdot D_{ot} \cdot L \left(1 - \frac{e}{a} \right) \quad (72)$$

Enfim, a área total da superfície de troca térmica pode ser obtida pela soma da área total da superfície da aleta e da área da superfície sem aleta dos tubos, como mostrado na Equação (73).

$$A_{total} = A_{s,a,total} + A_{s,sa} \quad (73)$$

Análise do escoamento externo pelas placas do recuperador de calor

Na análise do escoamento externo as propriedades termodinâmicas são obtidas a partir da média entre as propriedades na entrada e na saída do escoamento. A velocidade mássica do fluido, G_{ext} , é calculada pela razão entre a vazão mássica e a área de fluxo livre para posteriormente obter o número de Reynolds característico do escoamento externo, Re_{ext} , conforme Equações (74) e (75).

$$G_{ext} = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \quad (74)$$

$$Re_{ext} = \frac{D_{h,ext} G_{ext}}{\bar{\mu}} \quad (75)$$

De posse do número de Reynolds, é possível determinar o fator de Colburn, j_H , a partir da Equação (76), onde os parâmetros m e n dependem da configuração do trocador de calor escolhido. Duas configurações de trocador de calor muito exploradas por Kays & London (1984) são analisadas: a 7,75-5/8T e a 8,0-5/8T.

$$j_H = m \cdot Re_{ext}^n \quad (76)$$

O número de Stanton (St), é outro adimensional importante na análise da transferência de calor no trocador compacto. Este número é função do fator de Colburn e do número de Prandtl, conforme mostrado na Equação (77).

$$St = \frac{j_H}{Pr^{2/3}} \quad (77)$$

O fator de atrito, f_{ext} , para trocadores de calor compactos é função do número de Reynolds e de sua forma geométrica, e possui a forma mostrada na Equação (78).

$$f_{ext} = q Re_{ext}^r \quad (78)$$

Os índices m , n , q e r foram estudados por Herreria (2012) utilizando os gráficos estudados por Kays & London (1984). As funções resultantes são resumidas na Tabela A1.

Tabela A1 - Índices m, n, q e r para o fator de Colburn e fator de atrito para trocador de calor tipo 8,0 – 3/8T e 7,75 – 5/8T.

Configuração	Índices
8,0 – 3/8T	$j_H = 10^{-0,788} \cdot Re_{ext}^{-0,398}$
	$f_{ext} = 10^{-0,908} Re_{ext}^{-0,208}$
7,75 – 5/8T	$j_H = 10^{-0,981} \cdot Re_{ext}^{-0,36}$
	$f_{ext} = 10^{-1,003} Re_{ext}^{-0,232}$
Fonte: Herreria (2012)	

O coeficiente de transferência de calor associado ao escoamento externo através das placas é obtido em função do número de Stanton (St), da velocidade da massa (G_{ext}) e do calor específico médio a pressão constante, conforme apresentado na Equação (79).

$$h_{ext} = St \cdot G_{ext} \cdot \bar{c}_p \quad (79)$$

A queda de pressão através das placas externas do trocador de calor compacto é obtida pela expressão (80) em função de parâmetros geométricos, do escoamento e dos volumes específicos de entrada, ϑ_e , e saída, ϑ_s , do trocador de calor.

$$\Delta P_{ext} = \frac{G_{ext}^2 \vartheta_e}{2} \left[(1 - \sigma^2) \left(\frac{\vartheta_s}{\vartheta_e} - 1 \right) + f_{ext} \frac{\alpha \forall_{Total}}{\sigma A_{fr}} \frac{\vartheta_e - \vartheta_s}{2\vartheta_e} \right] \quad (80)$$

Análise do escoamento interno nos tubos do recuperador de calor – zona superaquecida e subresfriada

Toda a análise é realizada avaliando as propriedades na temperatura média do fluido entre a entrada e a saída de cada zona. A velocidade com que o fluido escoar no interior dos tubos é obtida em função da vazão mássica, $\dot{m}$, da quantidade de tubos, N_{Total} , do número de passos por tubo, N_p , da área da seção transversal, A_{tr} , e da massa específica média, $\bar{\rho}$, conforme apresentado nas Equações (81) e (82).

$$A_{tr} = \frac{\pi \cdot D_{it}^2}{4} \quad (81)$$

$$V_{int} = \frac{\dot{m} \cdot N_p}{N_{Total} \cdot \bar{\rho} \cdot A_{tr}} \quad (82)$$

A partir do número de Reynolds interno, Re_{int} , apresentado na Equação (83) é possível avaliar se o escoamento é laminar ($Re_{int} < 2300$) ou turbulento, ($2300 > Re_{int} > 5 \cdot 10^6$), e na sequência determinar o número de Nusselt, Nu_{int} , e o fator de atrito do escoamento, f , conforme apresentado nas Equações (84) e (85) propostas em Nellis & Klein (2012).

$$Re_{int} = \frac{4 \cdot \dot{m} \cdot N_p}{N_{Total} \cdot \bar{\mu} \cdot \pi \cdot D_{it}} \quad (83)$$

$$Nu_{int} = \left\{ \begin{array}{ll} 3,66 & Re_{int} < 2300 \\ \frac{f}{8} \frac{(Re_{int} - 1000)Pr}{\left(1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)\right)} & 2300 > Re_{int} > 5 \cdot 10^6 \end{array} \right\} \quad (84)$$

$$f = \left\{ \begin{array}{ll} 64/Re_{int} & Re_{int} < 2300 \\ \frac{1}{(0,79 \cdot \ln(Re_{int}) - 1,64)^2} & 2300 > Re_{int} > 5 \cdot 10^6 \end{array} \right\} \quad (85)$$

Na sequência, o coeficiente de transferência de calor por convecção interno, h_{int} , e a queda de pressão relacionada ao escoamento interno do tubos, ΔP_{int} , podem ser calculadas a partir das Equações (86) e (87).

$$Nu_{int} = \frac{h_{int} D_{it}}{k_{fi}} \quad (86)$$

$$\Delta P_{int} = \frac{f \cdot L \cdot N_p \cdot \bar{\rho} \cdot V_{int}^2}{2 \cdot D_{it}} \quad (87)$$

Análise do escoamento interno nos tubos do recuperador de calor - zona saturada

A análise do escoamento através da região saturada requer um cuidado maior. Isso ocorre pois nesta região há mudança de fase do fluido e suas propriedades geralmente variam entre o ponto de vapor saturado e líquido saturado, e vice-versa. Sendo assim, obter as propriedades a partir de uma simples média aritmética não é correto, sendo a análise mais assertiva em função do título da mistura, x , da viscosidade no estado de vapor saturado, μ_v , e da viscosidade no estado de líquido saturado, μ_l , conforme apresentado na Equação (88) para o cálculo da viscosidade média.

$$\bar{\mu} = x \cdot \mu_v + (1 - x) \mu_l \quad (88)$$

Devido a variação do título (entre zero e um) ao longo do trocador de calor, é necessário integrar as propriedades termodinâmicas entre os dois extremos para obtenção de valores mais exatos, conforme apresentado na Equação (89).

$$\bar{\mu} = \frac{\int_0^1 [x \cdot \mu_v + (1 - x) \mu_l] dx}{\Delta x} \quad (89)$$

Após efetuada a integração da equação acima, obtém-se como resultado a Equação (90).

$$\bar{\mu} = \frac{\mu_v + \mu_l}{2} \quad (90)$$

A determinação da condutividade térmica e do número de Prandtl é feita de modo análogo à integração para a viscosidade, resultando em propriedades médias conforme apresentadas nas Equações (91) e (92).

$$\bar{k} = \frac{k_v + k_l}{2} \quad (91)$$

$$\overline{Pr} = \frac{Pr_v + Pr_l}{2} \quad (92)$$

O cuidado maior deve-se a massa específica, que depende do volume total, $\overline{V}_{Total}$, que por sua vez é calculado através da soma do volume de vapor, $\overline{V}_v$, e do volume de líquido, $\overline{V}_l$, presente na mistura, conforme apresentado na Equação (93).

$$\overline{V}_{Total} = \overline{V}_v + \overline{V}_l \quad (93)$$

Uma vez que o volume é igual ao produto da massa pelo volume específico e sabendo-se que a massa total é a soma das componentes da massa de vapor e da massa de líquido da mistura, obtém-se uma expressão em função do título da mistura e das massas específicas, conforme a Equação (94).

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = (1 - x) \frac{1}{\rho_l} + x \frac{1}{\rho_v} \quad (94)$$

Rearranjando a Equação (94), é obtida a expressão para massa específica média apresentada na Equação (95).

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_v \rho_l}{(1 - x) \rho_v + x \rho_l} \quad (95)$$

Para determinar a massa específica média ao longo de toda a mudança de fase, é necessário integrar a Equação (95) e dividir pelo intervalo de integração, conforme Equação (96).

$$\bar{\rho} = \frac{\int_0^1 \left[\frac{\rho_v \rho_l}{(1-x) \rho_v + x \rho_l} \right] dx}{\Delta x} \quad (96)$$

A determinação do coeficiente de transferência de calor é possível através de diversas correlações para fluidos com única fase, entretanto, para fluidos em mudança de fase o processo é mais complicado e conseqüentemente as suas correlações também são. Além disso, há várias correlações para prever o comportamento dos fluidos em mudança de fase, porém há grande incerteza associada. De acordo com Nellis & Klein (2012), embora na literatura existem diversas correlações propostas para o coeficiente convectivo para o fluido evaporando na região saturada, a que fornece valores mais consistentes com os dados experimentais foi desenvolvida por Shah (1976 – 1982). A correlação é aplicada tanto para fluxo horizontal quanto para vertical

e é obtida em função do coeficiente convectivo adimensional, $\tilde{h}$, que depende de outros três parâmetros adimensionais, conforme Equação (97).

$$\tilde{h} = \tilde{h}(Co, Bo, Fr) \quad (97)$$

Também é possível relacionar o coeficiente convectivo adimensional com o coeficiente de transferência de calor local, h , e o coeficiente de transferência de calor, h_l , que ocorreria se somente a fase líquida das duas fases estivesse presente no escoamento, como apresentado na Equação (98).

$$\tilde{h} = \frac{h}{h_l} \quad (98)$$

O coeficiente de transferência de calor da fase líquida pode ser determinado da mesma forma como nas Equações (84) e (85), sendo as propriedades avaliadas na condição de líquido saturado. O número de Reynolds, Re_l , é baseado no diâmetro hidráulico, na taxa de vazão mássica do líquido e no título da mistura, conforme apresentado nas Equações (99) e (100).

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{tr}} \quad (99)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_{l,sat}} \quad (100)$$

O parâmetro adimensional, Co , é o número de convecção e é definido em função das massas específicas de líquido saturado, $\rho_{l,sat}$, e vapor saturado, $\rho_{v,sat}$, e do título da mistura, conforme Equação (101).

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \sqrt{\frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}}} \quad (101)$$

O parâmetro adimensional, Bo , é o número de ebulição e é definido como a razão entre a taxa de fluxo de calor na parede do tubo, q_s'' , e o fluxo de calor requerido para vaporizar completamente o fluido, conforme Equação (102), onde Δh_{vap} é a entalpia de vaporização do fluido.

$$Bo = \frac{q_s''}{G \cdot \Delta h_{vap}} \quad (102)$$

O parâmetro adimensional, Fr , é o número de Froude e é definido como a razão entre a força inercial do fluido e a força gravitacional, como apresentado na Equação (103), onde g é a aceleração da gravidade.

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_{l,sat}^2 \cdot g \cdot D_h} \quad (103)$$

A partir dos parâmetros adimensionais Fr e Co , outro parâmetro adimensional, N é definido conforme apresentado na Equação (104).

$$N = \begin{cases} Co & \text{para tubo vertical ou horizontal com } Fr > 0,04 \\ 0,38 \cdot Co \cdot Fr^{-0,3} & \text{para tubo horizontal com } Fr \leq 0,04 \end{cases} \quad (104)$$

Conforme apresentado em Nellis & Klein (2012) o coeficiente convectivo adimensional é definido através de outros parâmetros adimensionais, conforme Equações (105) à (109).

$$\tilde{h}_{cb} = 1,8N^{-0,8} \quad (105)$$

$$\tilde{h}_{nb} = \begin{cases} 230\sqrt{Bo} & \text{se } Bo \geq 0,3 \cdot 10^{-4} \\ 1 + 46\sqrt{Bo} & \text{se } Bo < 0,3 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (106)$$

$$\tilde{h}_{bs,1} = \begin{cases} 14,70\sqrt{Bo} \cdot \exp(2,74 \cdot N^{-0,1}) & \text{se } Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \\ 15,43\sqrt{Bo} \cdot \exp(2,74 \cdot N^{-0,1}) & \text{se } Bo < 11 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (107)$$

$$\tilde{h}_{bs,2} = \begin{cases} 14,70\sqrt{Bo} \cdot \exp(2,47 \cdot N^{-0,15}) & \text{se } Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \\ 15,43\sqrt{Bo} \cdot \exp(2,47 \cdot N^{-0,15}) & \text{se } Bo < 11 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (108)$$

$$\tilde{h} = \begin{cases} MAX(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{bs,2}) & \text{se } N \leq 0,1 \\ MAX(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{bs,1}) & \text{se } 0,1 < N \leq 1 \\ MAX(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{nb}) & \text{se } N > 0,1 \end{cases} \quad (109)$$

No caso em análise, o interesse é obter um coeficiente convectivo médio ao longo de toda a mudança de fase, ou seja, desde o título igual a zero até o título igual a um. O coeficiente de transferência de calor médio é definido a partir da Equação (110), onde s é a posição ao longo do tubo.

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^1 h \, ds \quad (110)$$

Entretanto, como o coeficiente de transferência de calor é uma função do título, é mais conveniente integrar em relação a qualidade da mistura, o que de acordo com o desenvolvimento em Nellis & Klein (2012) é obtido pela Equação (111).

$$\bar{h} = \frac{G \cdot D_h \cdot \Delta h_{vap}}{4 \cdot L \cdot q_s''} \int_0^1 h \, dx \quad (111)$$

A queda de pressão em um tubo horizontal onde ocorre o fluxo de duas fases foi estudada por Didi et al. (2002) e pode ser obtido pela soma do gradiente de pressão devido ao atrito, $(dP/dZ)_{atrito}$, Muller-Steinhagen; Heck (1986) e a queda de pressão devido a quantidade de movimento, ΔP_{mov} , conforme Equações (112) e (113). A queda de pressão por atrito é calculada pela integração do gradiente de pressão por atrito.

$$\left(\frac{dP}{dZ} \right)_{atrito} = G(1-x)^{\frac{1}{3}} + bx^3 \quad (112)$$

$$\text{Onde: } G = a + 2(b-a)x$$

a e b são gradientes de pressão por atrito

$$\Delta P_{mov} = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} \right]_{sai} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} \right]_{entra} \right\} \quad (113)$$

Área de troca de calor do recuperador de calor

A área de troca de calor é um parâmetro importante a ser determinado, pois ela nos fornece uma ideia do quanto de material será utilizado para construção do trocador de calor. O método das diferenças de temperatura média logarítmica (DTML) é utilizado para determinação da área de troca de calor. A princípio, torna-se necessário obter o coeficiente global de troca de calor associado ao escoamento interno e externo. Como será utilizado o método das multizonas para análise do evaporador o DTML é aplicado para cada zona a fim de obter cada área individual e em seguida a área total do recuperador de calor, que é baseada no perfil de

temperatura do recuperador de calor da Figura 23, apresentado no capítulo 3.4.5. Para a zona subresfriada o DTML pode ser calculado pelas Equações (114) a (116).

$$\Delta T_{E,SR1} = T_{pp,e1} - T_{SL} \quad (114)$$

$$\Delta T_{E,SR2} = T_{12} - T_A \quad (115)$$

$$\Delta T_{ml,E,SR} = \frac{\Delta T_{E,SR1} - \Delta T_{E,SR2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{E,SR1}}{\Delta T_{E,SR2}}\right)} \quad (116)$$

O coeficiente global de troca de calor também é calculado baseado em cada zona. Para a zona subresfriada o cálculo é obtido pela Equação (117) baseado na área superficial no lado do fluido quente.

$$U_{E,SR} = \left(\frac{1}{h_{ext,E,SR} \cdot \eta_o} + \ln\left(\frac{D_{ot}}{D_{it}}\right) \frac{1}{2\pi \cdot k_{mat} \cdot L \cdot N_{Total}} + \frac{1}{h_{int,E,SR} \cdot \frac{A_{s,sa}}{A_{total}}} \right)^{-1} \quad (117)$$

Na sequência, a área superficial de troca de calor da região subresfriada é determinada pela Equação (118).

$$A_{E,SR} = \frac{Q_{E,SR}}{U_{E,SR} \cdot \Delta T_{ml,E,SR}} \quad (118)$$

Para a região saturada onde ocorre a mudança de fase, o procedimento para o cálculo do DTML é de forma idêntica ao da região subresfriada, conforme mostrado pelas Equações (119) a (121).

$$\Delta T_{E,Sat1} = T_{pp,e1} - T_{SL} \quad (119)$$

$$\Delta T_{E,Sat2} = T_{pp,e2} - T_{SV} \quad (120)$$

$$\Delta T_{ml,E,Sat} = \frac{\Delta T_{E,Sat1} - \Delta T_{E,Sat2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{E,Sat1}}{\Delta T_{E,Sat2}}\right)} \quad (121)$$

O coeficiente global de troca de calor também segue a mesma analogia, conforme Equação (122).

$$U_{E,Sat} = \left(\frac{1}{h_{ext,E,Sat} \cdot \eta_o} + \ln\left(\frac{D_{ot}}{D_{it}}\right) \frac{1}{2\pi \cdot k_{mat} \cdot L \cdot N_{Total}} + \frac{1}{h_{int,E,Sat} \cdot \frac{A_{s,sa}}{A_{total}}} \right)^{-1} \quad (122)$$

A área da região saturada é determinada a partir da Equação (123).

$$A_{E,Sat} = \frac{Q_{E,Sat}}{U_{E,Sat} \cdot \Delta T_{ml,E,Sat}} \quad (123)$$

O DTML da região superaquecida é modelado a partir das Equações (124) a (126).

$$\Delta T_{E,SA1} = T_{pp,e2} - T_{SV} \quad (124)$$

$$\Delta T_{E,SA2} = T_{11} - T_H \quad (125)$$

$$\Delta T_{ml,E,SA} = \frac{\Delta T_{E,SA1} - \Delta T_{E,SA2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{E,SA1}}{\Delta T_{E,SA2}}\right)} \quad (126)$$

O coeficiente global de troca de calor é determinado a partir da Equação (127).

$$U_{E,SA} = \left(\frac{1}{h_{ext,E,SA} \eta_o} + \ln\left(\frac{D_{ot}}{D_{it}}\right) \frac{1}{2\pi \cdot k_{mat} \cdot L \cdot N_{Total}} + \frac{1}{h_{int,E,SA} \frac{A_{s,sa}}{A_{total}}} \right)^{-1} \quad (127)$$

Enfim, a área da região superaquecida pode ser determinada pela Equação (128).

$$A_{E,SA} = \frac{Q_{E,SA}}{U_{E,SA} \cdot \Delta T_{ml,E,SA}} \quad (128)$$

B2 - Regenerador

O regenerador é o equipamento responsável pelo aproveitamento energético do vapor orgânico da exaustão da turbina do ORC para pré-aquecer o fluido de trabalho na entrada do recuperador de calor, não havendo mudança de fase do fluido de trabalho. Além disso, também

reduz a temperatura do fluido na entrada do dessuperaquecedor, necessitando de menor vazão mássica de água para seu resfriamento e, conseqüentemente, menor dimensão do equipamento. A área total de troca de calor é obtida através da Equação (129).

$$A_{Total2} = A_R \quad (129)$$

O regenerador também é modelado como um trocador de calor do tipo compacto de tubos aletados (placa contínua). Os parâmetros geométricos são calculados de acordo com o que foi descrito no Apêndice B1. A análise do escoamento externo e interno, assim como a queda de pressão dos escoamentos, são modeladas conforme também já apresentado Apêndice B1, sendo que o fluido orgânico ainda no estado superaquecido escoará entre as placas do equipamento. Além disso, os dois tipos de configurações dos trocadores de calor são avaliados.

Área de troca de calor do Regenerador

A área de troca de calor do regenerador é modelada pelo método das diferenças de temperatura média logarítmica é baseada no perfil de temperatura das correntes do regenerador da Figura 23 do capítulo 3.4.5. O DTML é calculado por meio das Equações (130) a (132).

$$\Delta T_{R1} = T_B - T_H \quad (130)$$

$$\Delta T_{R2} = T_C - T_G \quad (131)$$

$$\Delta T_{ml,R} = \frac{\Delta T_{R1} - \Delta T_{R2}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{R1}}{\Delta T_{R2}} \right)} \quad (132)$$

O coeficiente global de troca de calor é obtido a partir da Equação (133).

$$U_R = \left(\frac{1}{h_{ext.R} \eta_o} + \ln \left(\frac{D_{ot}}{D_{it}} \right) \frac{1}{2\pi \cdot k_{mat} \cdot L \cdot N_{Total}} + \frac{1}{h_{int.R} \frac{A_{s,sa}}{A_{total}}} \right)^{-1} \quad (133)$$

O cálculo da área superficial de troca de calor do regenerador é feito a partir da Equação (134).

$$A_R = \frac{Q_R}{U_R \cdot \Delta T_{ml,R}} \quad (134)$$

B3 - Dessuperaquecedor

O fluido de trabalho na saída da turbina/regenerador (depende do ciclo, simples ou regenerativo) ainda se encontra no estado superaquecido, o que sobrecarregaria o condensador para levar o fluido até a temperatura de condensação. Portanto, um dessuperaquecedor é inserido para retirada do calor do fluido orgânico e posterior condensação na temperatura de projeto do condensador. A área total de troca de calor é obtida pela Equação (135).

$$A_{Total3} = A_D \quad (135)$$

O dessuperaquecedor é modelado como um trocador de calor do tipo compacto de placa contínua, conforme já apresentado no Apêndice B1. O fluido no interior dos tubos é a água, e no exterior é o fluido orgânico no estado superaquecido.

Área de troca de calor do Dessuperaquecedor

O cálculo da área de troca térmica é análogo ao já apresentado e baseado no perfil de temperatura do condensador da Figura 23 do capítulo 3.4.5. A temperatura média logarítmica pode ser calculada por meio das Equações (136) a (138).

$$\Delta T_{D1} = T_C - T_F \quad (136)$$

$$\Delta T_{D2} = T_{SV} - T_{pp,3} \quad (137)$$

$$\Delta T_{ml,D} = \frac{\Delta T_{D1} - \Delta T_{D2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{D1}}{\Delta T_{D2}}\right)} \quad (138)$$

O coeficiente global de troca de calor pode ser obtido a partir da Equação (139).

$$U_D = \left(\frac{1}{h_{ext.D} \cdot \eta_o} + \ln \left(\frac{D_{ot}}{D_{it}} \right) \frac{1}{2\pi \cdot k_{mat} \cdot L \cdot N_{Total}} + \frac{1}{h_{int.D} \frac{A_{s,sa}}{A_{total}}} \right)^{-1} \quad (139)$$

O cálculo da área superficial de troca de calor é feito a partir da Equação (140).

$$A_D = \frac{Q_D}{U_D \cdot \Delta T_{ml,D}} \quad (140)$$

B4 - Condensador

O condensador tem a função de condensar o fluido orgânico até o estado de líquido saturado para posterior entrada na bomba. A área total de troca de calor deste equipamento é obtida conforme apresentado na Equação (141).

$$A_{Total4} = A_{co,Sat} \quad (141)$$

Parâmetros geométricos do Condensador

O condensador é modelado como um trocador de calor do tipo casco e tubo para obtenção dos principais parâmetros geométricos e sua área de troca de calor. Apesar do alinhamento dos tubos em 90° resultar em maior área de troca térmica, este é o escolhido com o objetivo de reduzir a perda de carga ao longo do escoamento da água nos tubos e do fluido orgânico no casco. A Figura A4 apresenta as principais dimensões do trocador de calor casco e tubo e a disposição dos tubos no feixe de tubos.

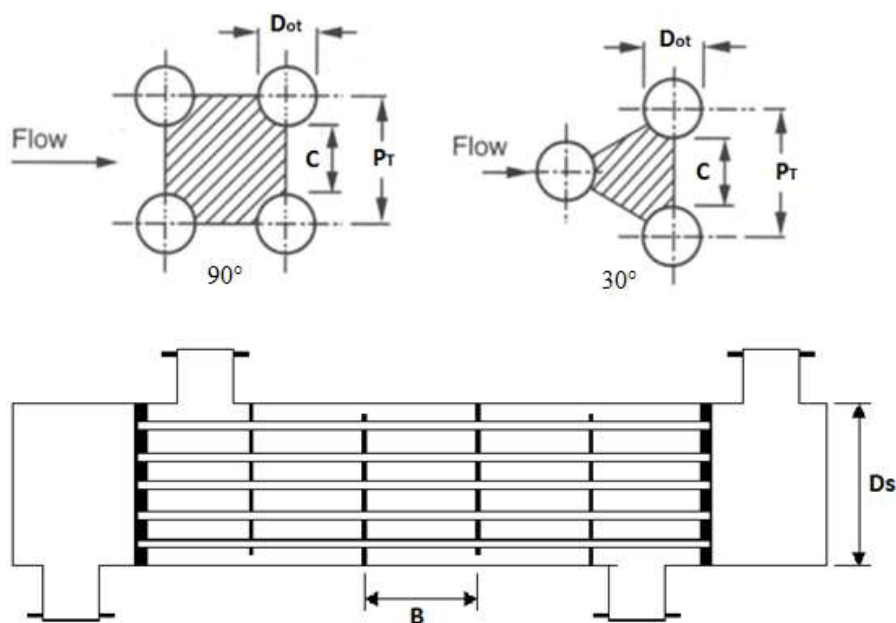


Figura A4 - Modelo geométrico do trocador de calor tipo Casco e Tubo.
Fonte: Adaptado a partir de Herreria (2012)

Onde:

D_{ot} – Diâmetro externo dos tubos

D_{it} – Diâmetro interno dos tubos

N_{Total} – Número de tubos

N_p – Número de passos por tubo

N_b – Número de chicanas

B – Espaçamento entre chicanas

D_s – Diâmetro do casco

C – Espaço livre entre tubos

P_T – Distância entre tubos

L – Comprimento de cada tubo

De acordo com Kakaç et al. (2012) o diâmetro do casco, D_{cas} , é obtido em função do diâmetro externo dos tubos, D_{ot} , do comprimento dos tubos, da distância entre tubos e da área externa total dos tubos, conforme apresentado na Equação (142).

$$D_{cas} = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_0 \cdot PR^2 \cdot D_{ot}}{L} \right]^{1/2}} \quad (142)$$

onde CL é uma constante que depende da disposição escolhida para os tubos. CL = 1 para 90° e 45° e CL = 0,87 para 30° e 60°. CTP é uma constante para o cálculo da quantidade de tubos e pode assumir os seguintes valores: CTP = 0,93 para uma passo no tubo; CTP = 0,90 para dois passos no tubo; CTP = 0,85 para três passos no tubo. PR é a razão entre a distância entre tubos, P_T , e o diâmetro externo dos tubos, conforme apresentado na Equação (143).

$$PR = \frac{P_T}{D_{ot}} \quad (143)$$

A área externa total dos tubos, A_o , é dada pela Equação (144).

$$A_o = \pi \cdot D_{ot} \cdot L \cdot N_{Total} \quad (144)$$

O volume ocupado pelo condensador pode ser estimado pelo produto entre a área frontal e comprimento, conforme apresentado na Equação (145).

$$V_{Total,co} = \pi \cdot \frac{D_{cas}^2}{4} \cdot L \quad (145)$$

Análise do escoamento externo nos tubos do Condensador

De acordo com Kakaç et al. (2012) o coeficiente de transferência de calor externo para um único tubo do condensador pode ser modelado a partir da Equação (146). Kern (1965) propôs um fator de correção muito utilizado para uma matriz tubular com N tubos de um condensador inundado que é função do número médio de tubos na vertical, N_r , conforme apresentado na Equação (147).

$$h_{o,1} = 0,728 \left[\frac{\rho_l \cdot g \cdot h_{lg} \cdot k_l^3}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_w) \cdot D_{ot}} \right]^{1/4} \quad (146)$$

$$h_{co,N} = h_{o,1} \cdot N_r^{-1/6} \quad (147)$$

Análise do escoamento interno nos tubos do Condensador

O cálculo do coeficiente de transferência de calor interno, $h_{co,i}$, é feito como no Apêndice B1, usando a água como o fluido a baixa temperatura para retirada de calor do fluido orgânico de trabalho do ORC.

Área de troca de calor do Condensador

A região saturada é baseada no perfil de temperatura do condensador da Figura 23 do capítulo 3.4.5 e modelada a partir da diferença de temperatura média logarítmica, conforme Equações (148) a (150).

$$\Delta T_{co,Sat1} = T_{SV} - T_{pp,3} \quad (148)$$

$$\Delta T_{co,Sat2} = T_D - T_E \quad (149)$$

$$\Delta T_{ml,co,Sat} = \frac{\Delta T_{co,Sat1} - \Delta T_{co,Sat2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{co,Sat1}}{\Delta T_{co,Sat2}}\right)} \quad (150)$$

O coeficiente global de transferência de calor é obtido pela relação mostrada na Equação (151). Neste caso os tubos não possuem aletas, conseqüentemente as áreas quente e fria serão idênticas.

$$U_{co,Sat} = \left(\frac{1}{h_{co,N}} + \ln\left(\frac{D_{ot}}{D_{it}}\right) \frac{1}{2\pi \cdot k_{mat} \cdot L \cdot N_{Total}} + \frac{1}{h_{co,i}} \right)^{-1} \quad (151)$$

De posse do DMTL e do coeficiente global de troca de calor, a área de troca térmica é calculada a partir da (152).

$$A_{co,Sat} = \frac{Q_{co,Sat}}{U_{co,Sat} \cdot \Delta T_{ml,co,Sat}} \quad (152)$$

APÊNDICE C - COMPARAÇÃO DOS FLUIDOS DE TRABALHO DO CICLO RANKINE ORGÂNICO

Os resultados das simulações dos ORCs usando diferentes fluidos de trabalho são apresentados. É possível verificar a potência líquida disponível em função da pressão superior e da razão entre vazão mássica de gás em alta temperatura e vazão mássica de fluido orgânico do ciclo

Temperatura de Condensação de 40°C – Fonte de calor de 400°C

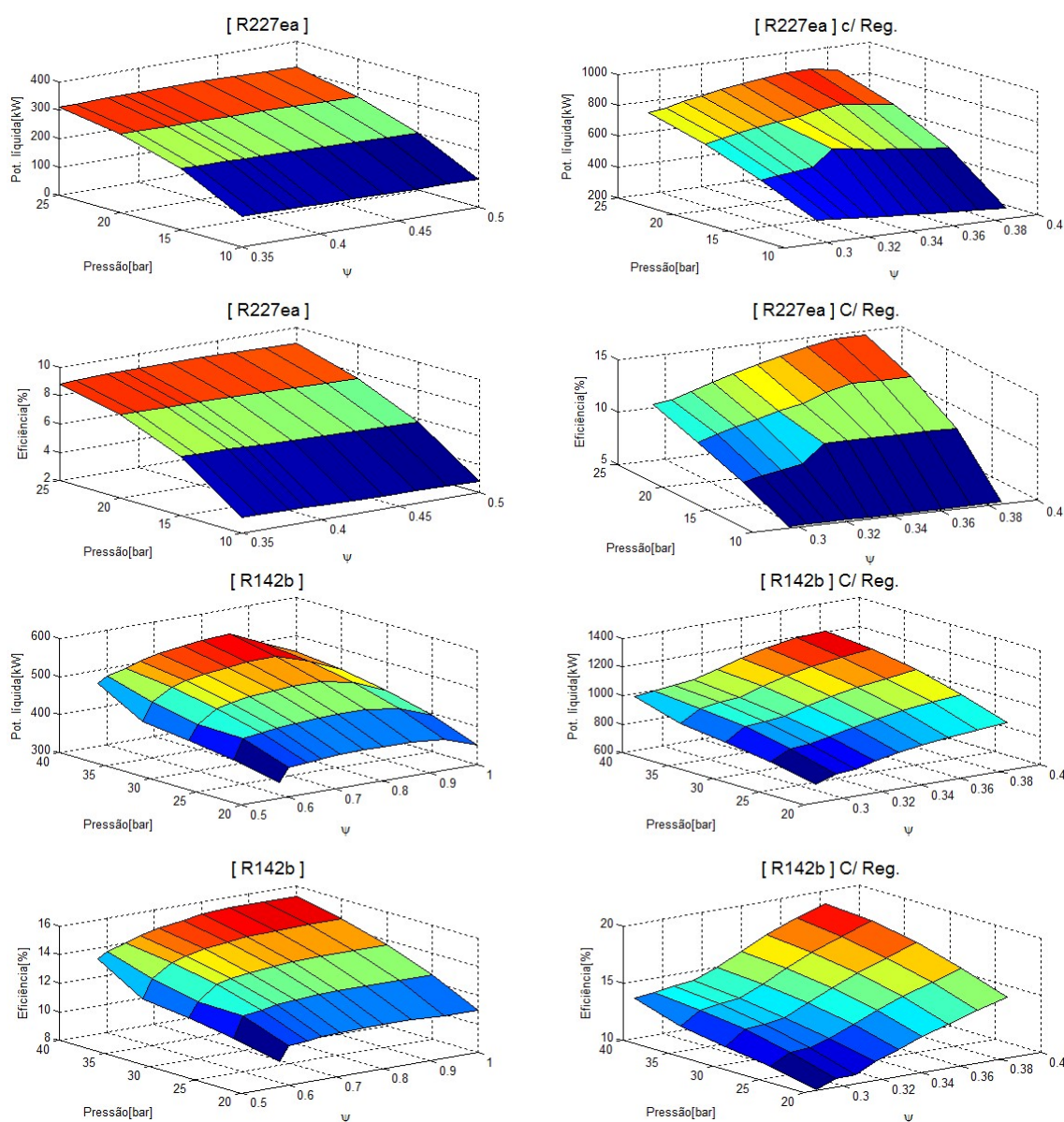


Figura A5 - Potência e eficiência para os refrigerantes R227ea (1, 1, 1, 2, 3, 3, 3-Heptafluorpropano) e R142b (1-Cloro-1, 1-difluoretano).

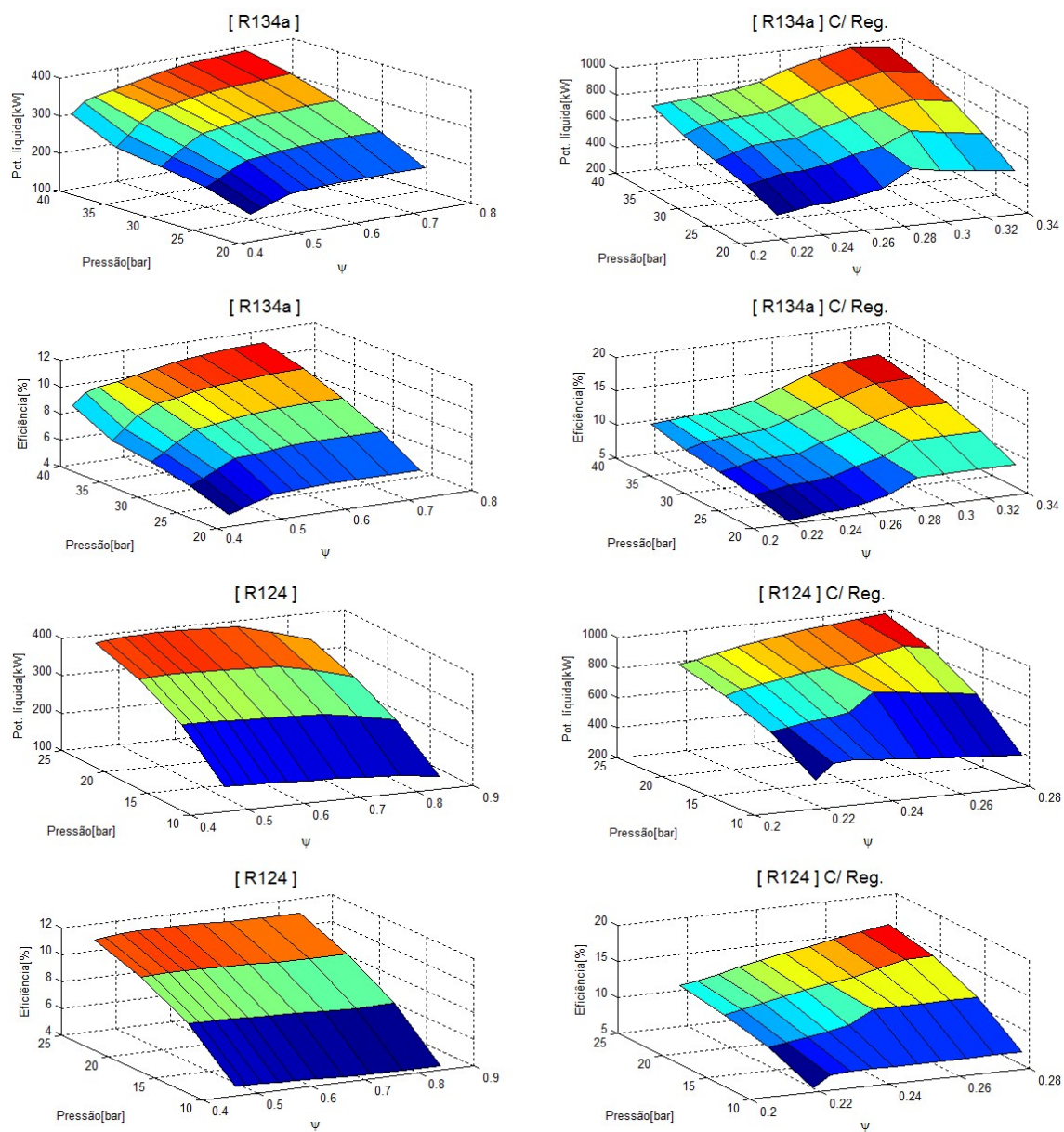


Figura A6 - Potência e eficiência para os refrigerantes R134a (1, 1, 1, 2-Tetrafluoretano) e R124 (2-Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano).

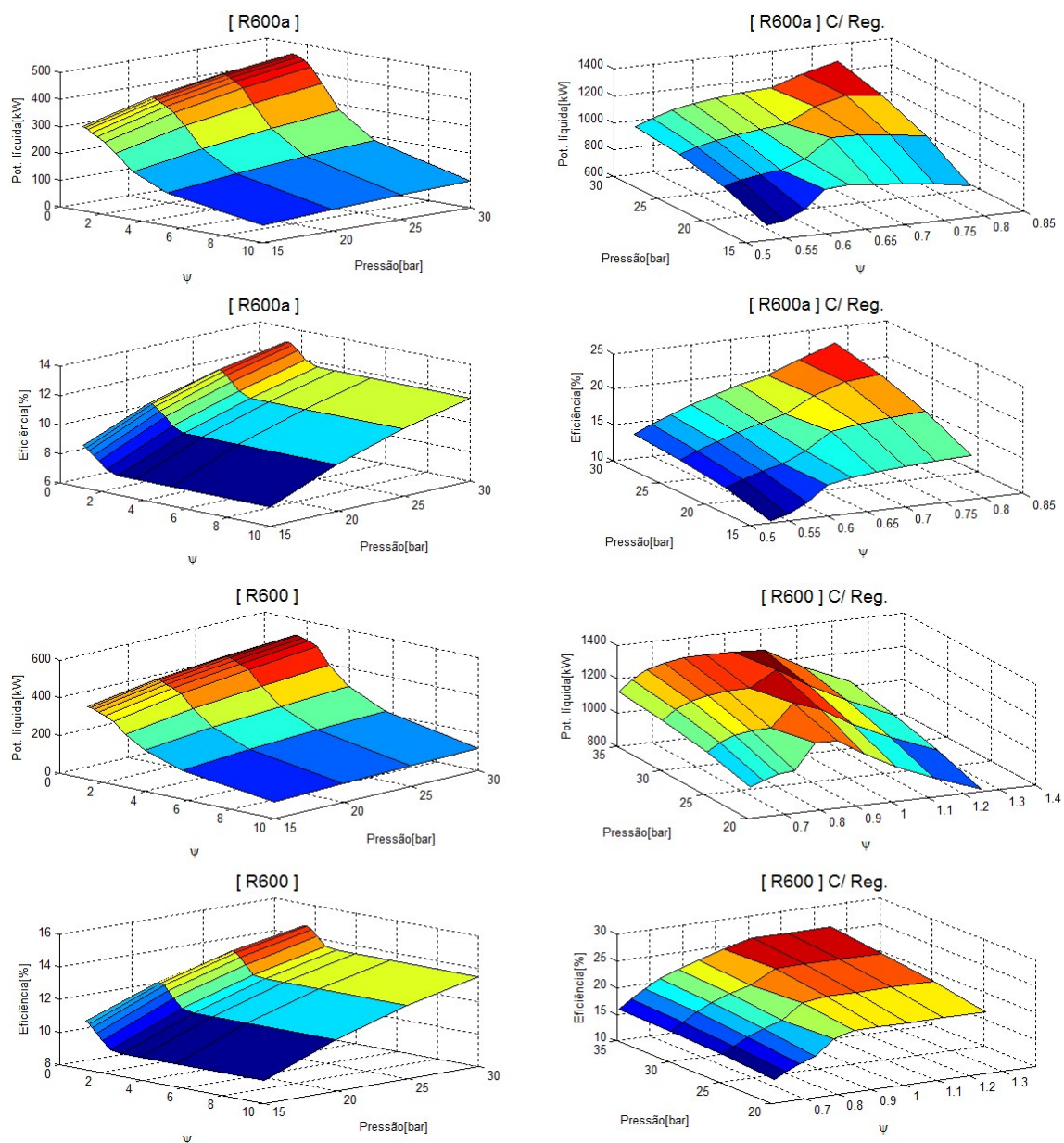


Figura A7 - Potência e eficiência para os refrigerantes R600a (Isobutano) e R600 (Butano).

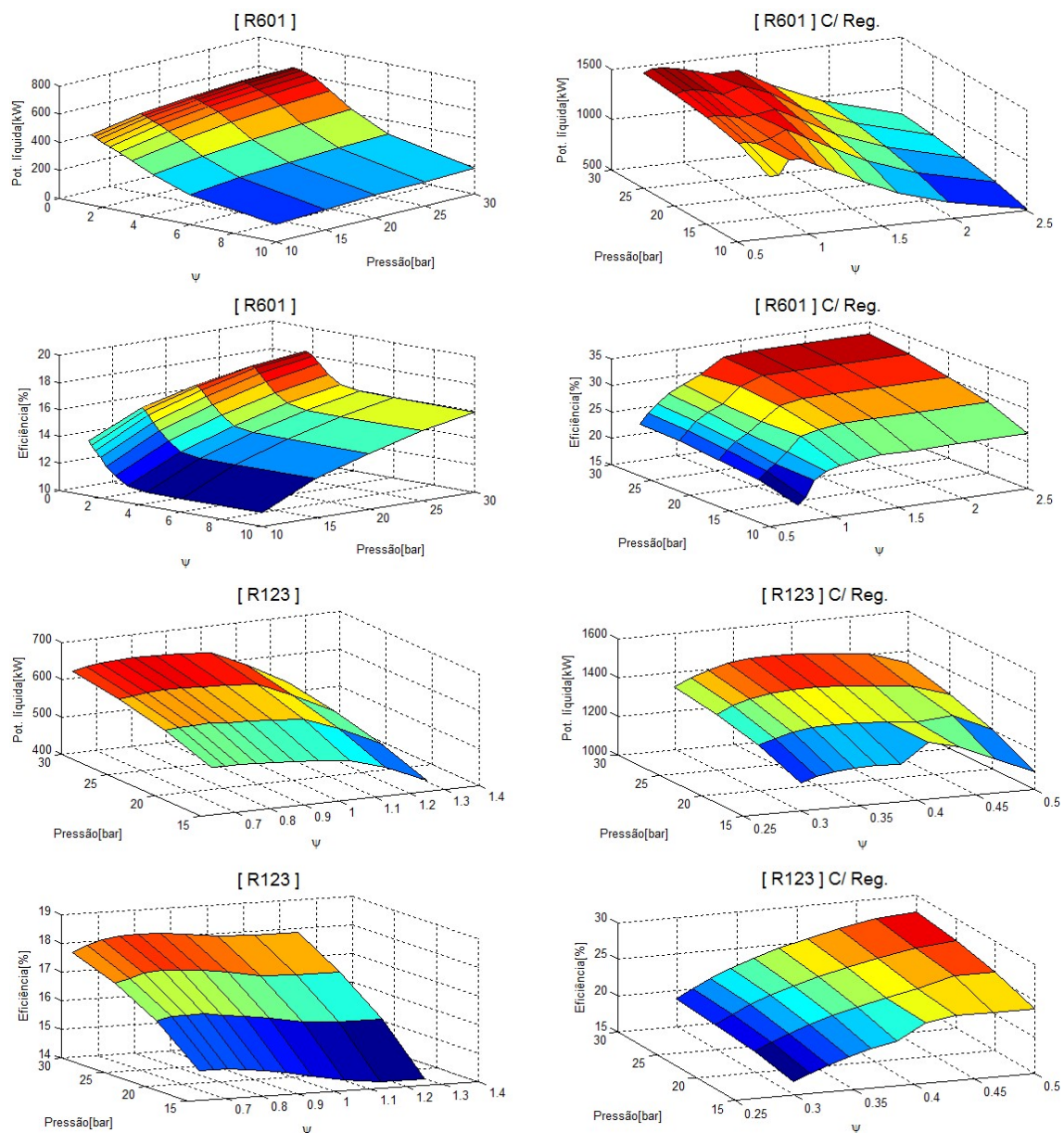


Figura A8 - Potência e eficiência para os refrigerantes R601 (Pentano) e R123 (2,2-Dicloro-1, 1, 1-trifluoretano).

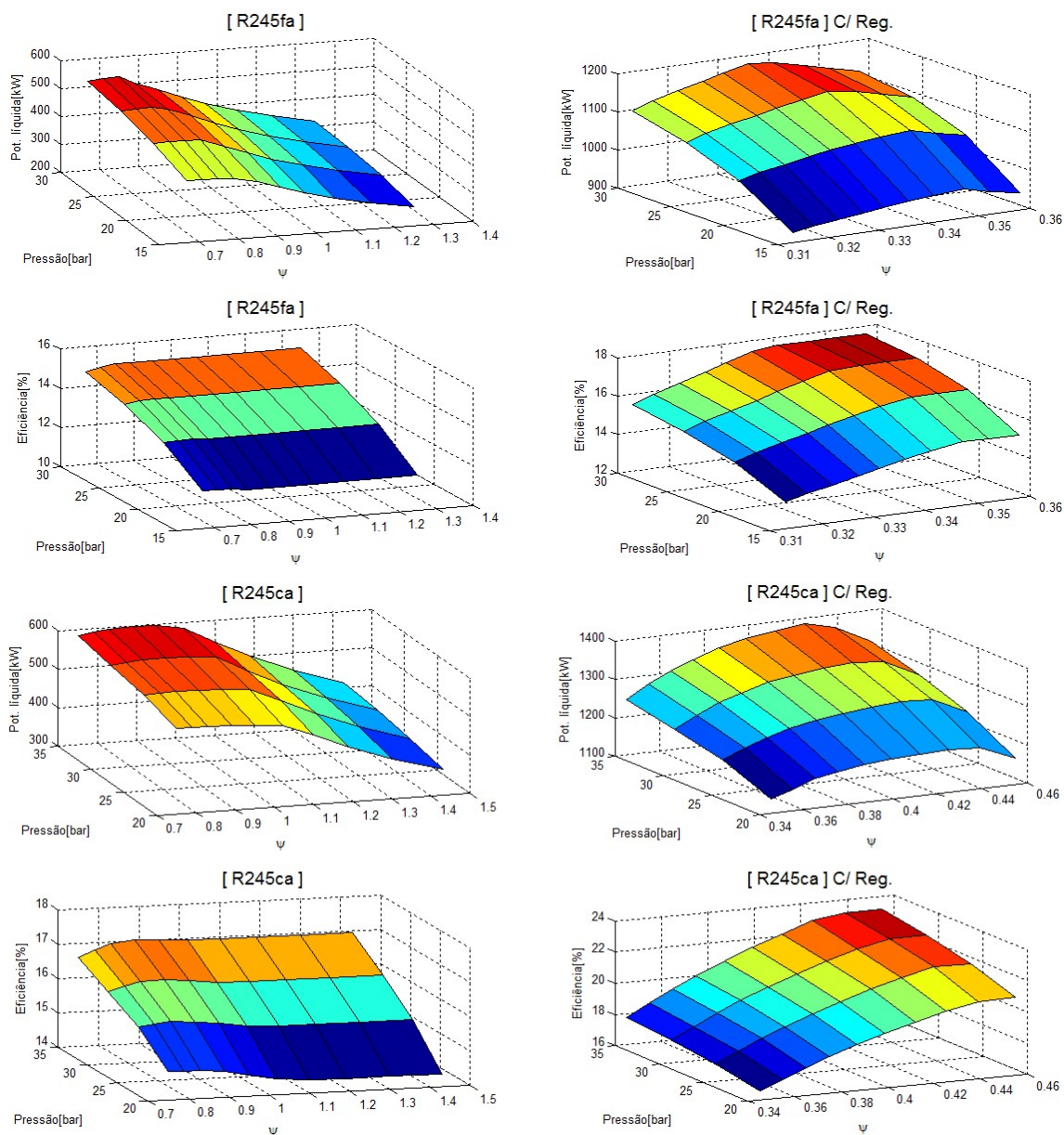


Figura A9 - Potência e eficiência para os refrigerantes R245fa (1, 1, 1, 3, 3-Pentafluorpropano) e R245ca (1, 1, 2, 2, 3-Pentafluorpropano).

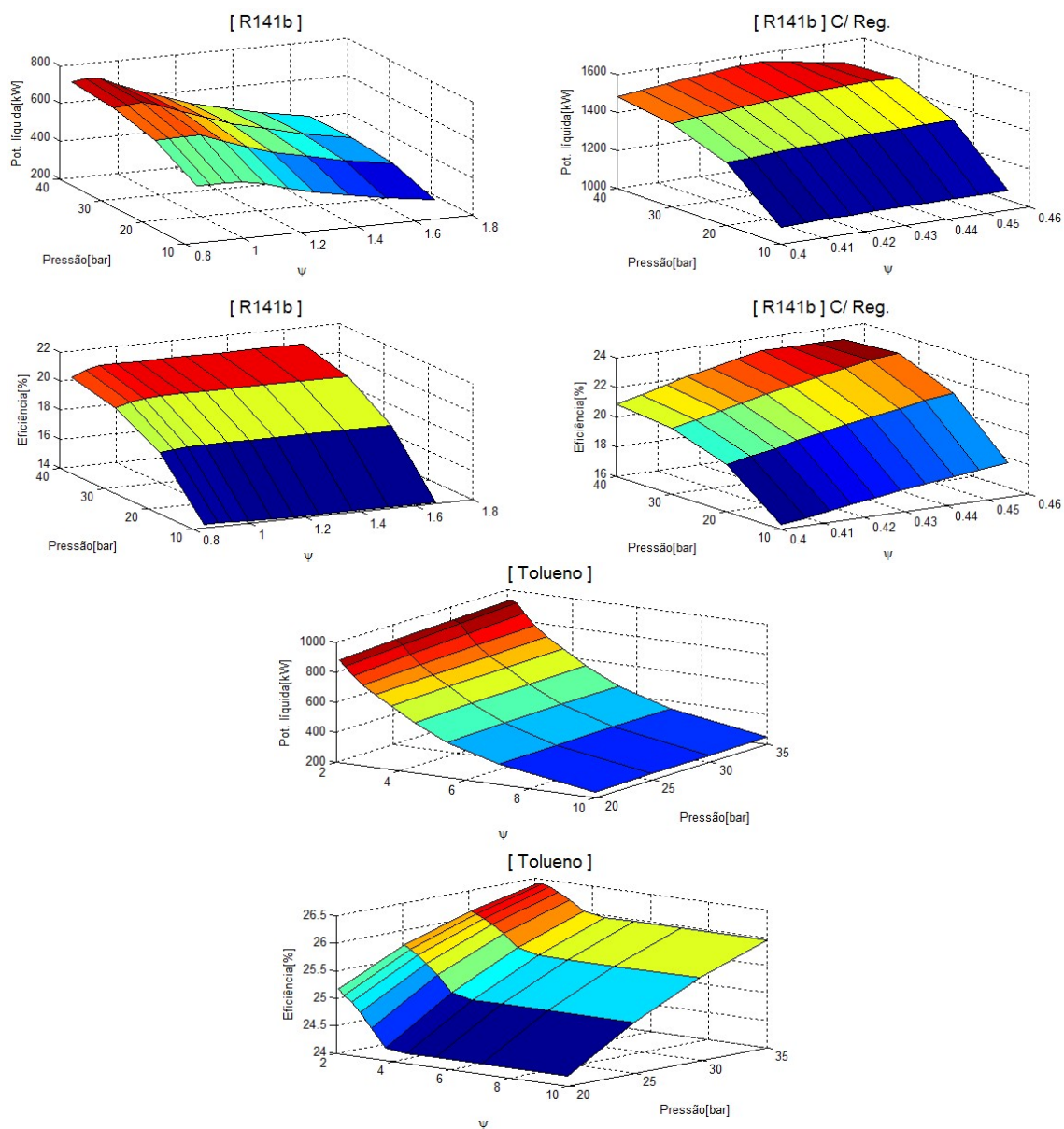


Figura A10 - Potência e eficiência para os refrigerantes R141b (1, 1-Dicloro-1-fluoretano) e Tolueno

APÊNDICE D - COMPARAÇÃO DOS CICLOS UTILIZANDO GASES DE EXAUSTÃO DA FPSO

Os resultados das simulações dos ciclos Kalina, supercrítico com CO₂ e ORCs para o ponto de máxima e mínima exergia disponível dos gases de exaustão das turbinas são apresentados. A potência líquida disponível está em função da pressão superior do ciclo e da razão entre vazão mássica de gás em alta temperatura e vazão mássica de fluido orgânico do ciclo.

Ano 15 – Máxima exergia disponível

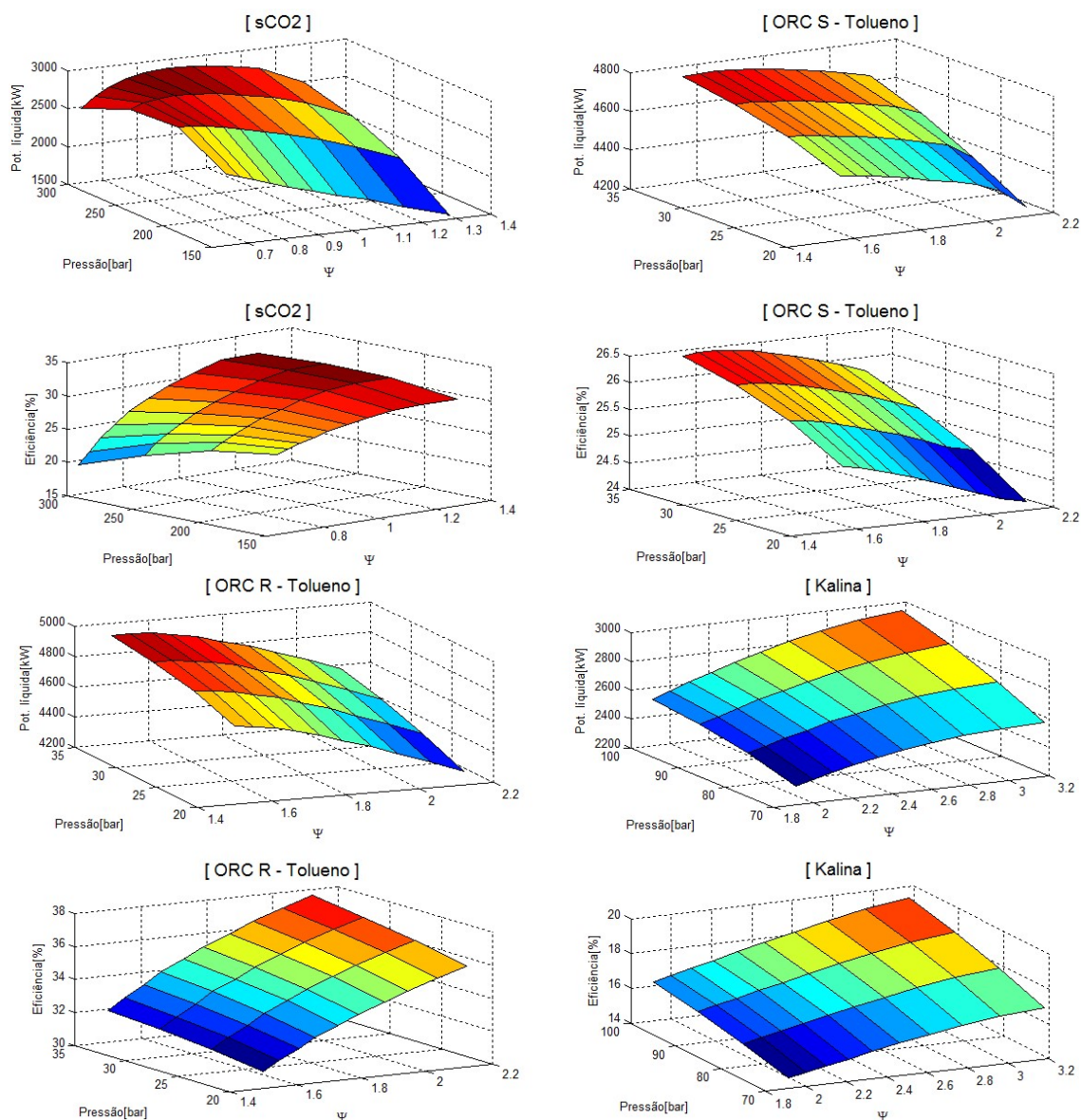


Figura A11 - Potência e eficiência dos ciclos (Ano 15)

Ano 18 – Mínima exergia disponível

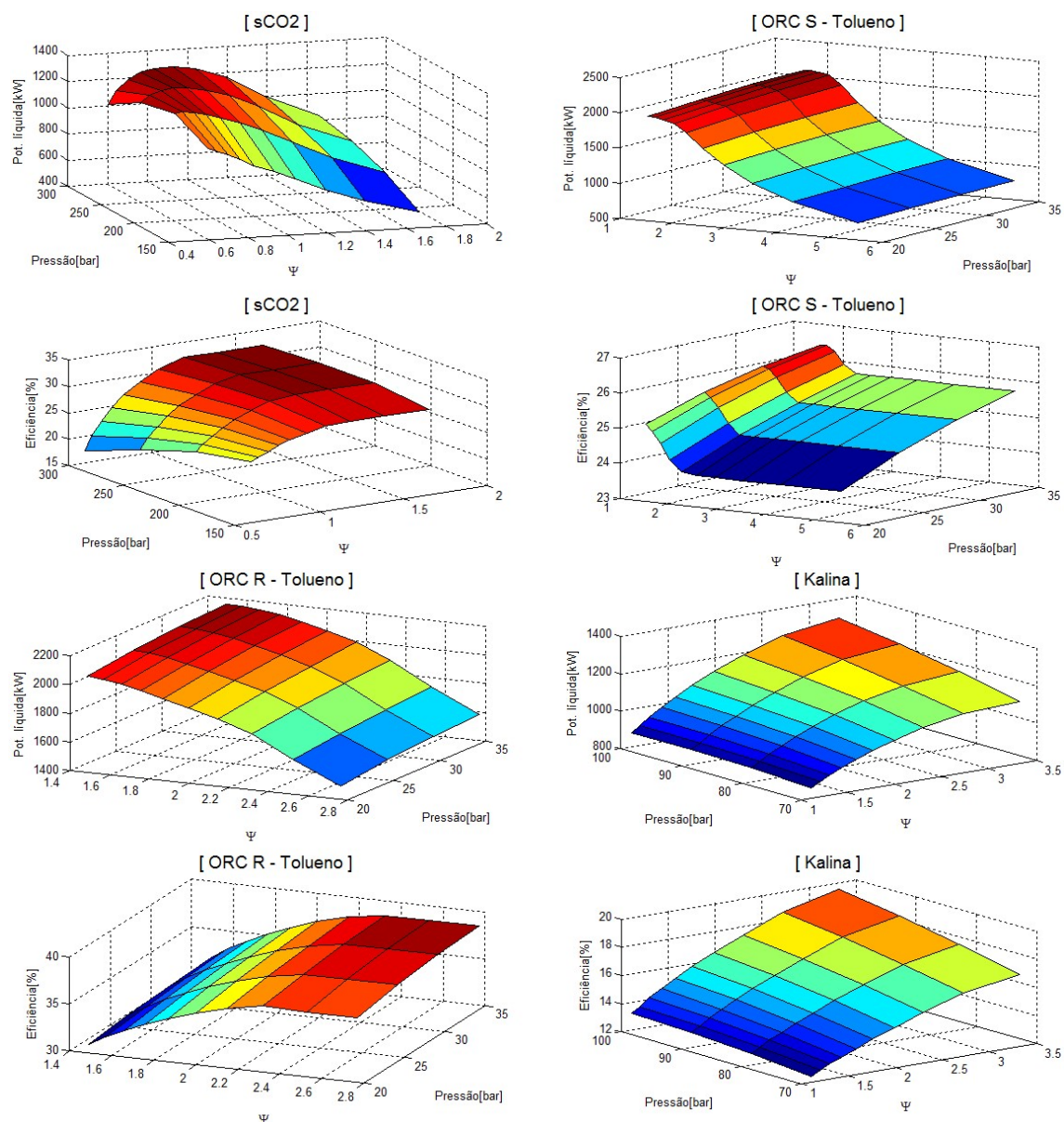


Figura A12 - Potência e eficiência dos ciclos (Ano 18)