

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

LEONARDO RODRIGUES DE ARAÚJO

**O USO DO MÉTODO DE SUPERFÍCIE DE RESPOSTA NA
OTIMIZAÇÃO TERMoeCONÔMICA DE SUPERESTRUTURAS
MODELADAS EM *SOFTWARE* COMERCIAL PARA PROJETO DE
SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM
MOTORES DIESEL ESTACIONÁRIOS**

VITÓRIA
2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**O USO DO MÉTODO DE SUPERFÍCIE DE RESPOSTA NA
OTIMIZAÇÃO TERMoeCONÔMICA DE SUPERESTRUTURAS
MODELADAS EM *SOFTWARE* COMERCIAL PARA PROJETO DE
SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM
MOTORES DIESEL ESTACIONÁRIOS**

Autor: **Leonardo Rodrigues de Araújo**

Coorientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Curso: **Doutorado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Ciências Mecânicas**

Linha de Pesquisa: **Processos e Sistemas Térmicos**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da Universidade Federal do Espírito Santo (UFES) como parte dos requisitos para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

VITÓRIA
2020

Ficha catalográfica disponibilizada pelo Sistema Integrado de
Bibliotecas - SIBI/UFES e elaborada pelo autor

D278u de Araujo, Leonardo Rodrigues, 1982-
O Uso do Método De Superfície de Resposta na Otimização
Termoeconômica de Superestruturas Modeladas em Software
Comercial para Projeto de Sistemas de Recuperação de Calor
Residual em Motores Diesel Estacionários / Leonardo
Rodrigues de Araujo. - 2020.
246 f. : il.

Orientador: José Joaquim Conceição Soares Santos.
Coorientador: João Luiz Marcon Donatelli.
Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade
Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

1. Método de Superfície de Resposta. 2. Otimização. 3.
Superestrutura. 4. Software Comercial. 5. Recuperação de Calor
Residual. 6. Motor de Combustão Interna. I. Santos, José
Joaquim Conceição Soares. II. Donatelli, João Luiz Marcon. III.
Universidade Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico. IV.
Título.

CDU: 621



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

“O Uso do Método de Superfície de Resposta na Otimização Termoeconômica de Superestruturas Modeladas em Software Comercial para Projeto de Sistemas de Recuperação de Calor Residual em Motores Diesel Estacionários”

Leonardo Rodrigues de Araújo

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos
(Orientador – PPGEM/UFES)

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
(Coorientador - UFES)

Prof. Dr. Márcio Ferreira Martins
(Examinador interno – PPGEM/UFES)

Prof. Dr. Wellington Betencurte da Silva
(Examinador interno – PPGEM/UFES)

Prof. Dr. Helder Roberto de Oliveira Rocha
(Examinador externo – PPGEE/UFES)

Prof. Dr. Júlio Augusto Mendes da Silva
(Examinador externo – UFBA)

Prof. Dr. Marcelo José Colaço
(Examinador externo – UFRJ)

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica

Vitória (ES), 29 de junho de 2020.

DEDICATÓRIA

A Deus por tudo o que fez, faz e fará em minha vida.

AGRADECIMENTOS

Ao Instituto Federal do Espírito Santo (IFES) e à Coordenadoria de Mecânica do Campus Vitória, pela liberação para cursar o doutorado.

Ao meu Orientador, Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos, pela oportunidade do doutorado.

À Prof.^a Dr.^a Carla César Martins Cunha, pela participação no projeto de pesquisa SOWRICE, disponibilidade de espaço físico e amizade.

Ao meu Co-Orientador, Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli, pelas conversas frutíferas, palavras amigas e encorajadoras ditas no momento certo, assim como sua valiosa amizade e orientação ao longo de toda a minha vida acadêmica.

Ao Prof. Dr. Helder Roberto de Oliveira Rocha, pelas preciosas sugestões, nobres orientações, acompanhamento da tese e amizade desenvolvida ao longo do último ano de doutorado.

Aos membros da banca examinadora do meu exame de qualificação e defesa, pelos questionamentos, debates, sugestões e direcionamento do trabalho.

À Sra. Andréia Guzi Eyng pelo excelente trabalho na secretária do PPGEM.

A todos os professores, pesquisadores, alunos e colaboradores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da Universidade Federal do Espírito Santo (UFES).

Aos amigos e companheiros de doutorado, Alexandre Persuhn Morawski e Marcelo Aiolfi Barone, pelas interessantes conversas, intrigantes questionamentos científicos, pesquisas e trabalhos desenvolvidos. Ao Marcelo Aiolfi Barone ainda agradeço pelos ensinamentos de informática.

À equipe do projeto de pesquisa SOWRICE, pelos trabalhos que desenvolvemos juntos, por toda ajuda prestada e amizade.

À minha esposa Maria Emília Pessôa Freire de Araújo, pelo incentivo e conselhos dados ao longo do relacionamento e principalmente durante o doutorado.

A todos os amigos, que de uma forma ou de outra, contribuíram para a realização desta tese e que porventura não estão aqui citados.

*“Entrega o teu caminho ao Senhor; confia nele e ele tudo fará.”
(Salmos 37:5).*

ARAÚJO, L. R. (2020), O Uso do Método de Superfície de Resposta na Otimização Termoeconômica de Superestruturas Modeladas em *Software* Comercial para Projeto de Sistemas de Recuperação de Calor Residual em Motores Diesel Estacionários, 246p. Tese de Doutorado - Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Espírito Santo (UFES).

RESUMO

Em um mundo com recursos finitos de combustíveis naturais, aumento da demanda de energia e níveis crescentes de poluição ambiental, questões relacionadas ao projeto de sistemas térmicos, como eficiência energética, estimativa de custos, complexidade de projeto, conscientização ambiental e otimização estão se tornando cada vez mais comuns. Em um motor de combustão interna (MCI) de grande porte, Diesel e estacionário, menos de 45% da energia do combustível é convertida em energia útil, enquanto a energia restante é perdida, principalmente por gases de exaustão, água de resfriamento e radiação. Dessa forma, a implementação de sistemas de recuperação de calor residual (SRCR) em MCI tem sido uma das principais áreas de pesquisa para aumentar a potência, reduzir o consumo específico de combustíveis e de emissões de poluentes, o que favorece a melhoria desse sistema. Atualmente, existem dois desafios importantes em relação ao uso de SRCR em MCI: (i) Qual é a melhor tecnologia ou uma associação delas para recuperação de calor residual em um MCI do ponto de vista econômico? (ii) Qual é a configuração ideal e os melhores parâmetros de projeto do sistema térmico mais adequado? Neste trabalho é realizada a otimização termoeconômica de superestruturas para recuperação de calor residual associadas a um MCI, sendo estas compostas por Ciclo Rankine Orgânico, Ciclo Kalina e Ciclo Rankine Convencional. Para esse fim, é avaliado o modelo econômico de cada um dos componentes da superestrutura e uma função objetivo é proposta com base no custo específico. Devido à complexidade do problema de otimização termoeconômica das superestruturas, o uso do método de superfície de resposta (MSR) no problema de otimização pode se tornar mais eficiente quando comparado à otimização da modelagem original. O problema de otimização termoeconômica da superestrutura, bem como sua modelagem termodinâmica e econômica, são formulados e solucionados por meio dos *softwares* EES e Octave. Os resultados mostram que para uma superestrutura de tamanho médio (384 variáveis - 17 variáveis de decisão), apesar do alto custo computacional, o uso do MSR no problema de otimização se mostrou mais eficiente do que a otimização da modelagem original, enquanto que para uma superestrutura de grande porte (944 variáveis - 45 variáveis de decisão) somente o uso do MSR torna possível solucionar o problema de otimização utilizando o *software* comercial.

Palavras-chave

Método de superfície de resposta, otimização, superestrutura, *software* comercial, recuperação de calor residual, motor de combustão interna.

ARAÚJO, L. R. (2020), The Use of the Response Surface Method in Thermoeconomic Optimization of Superstructures Modelled in Commercial Software for Design of Waste Heat Recovery Systems in Stationary Diesel Engines, 246p. PhD. Thesis - Mechanical Engineering – Federal University of the Espírito Santo (UFES).

ABSTRACT

In a world with finite resources of natural fuels, increased energy demand and increasing levels of environmental pollution, issues related to the thermal systems design, such as energy efficiency, cost estimation, design complexity, environmental awareness and optimization are becoming increasingly common. In a large internal combustion engine (ICE), Diesel and stationary, less than 45% of the fuel energy is converted into useful energy, while the remaining energy is lost, mainly by exhaust gases, cooling water and radiation. Thus, the implementation of waste heat recovery systems (WHRS) in ICE has been one of the main areas of research to increase power, reduce specific fuel consumption and pollutant emissions, which favors the improvement of this system. Currently, there are two important challenges regarding the use of WHRS in ICE: (i) What is the best technology or an association of them for recovering waste heat in an ICE from an economic point of view? (ii) What is the ideal configuration and the best design parameters for the most suitable thermal system? In this work, thermoeconomic optimization of superstructures for the recovery of waste heat in an ICE is carried out, which are composed of Organic Rankine Cycle, Kalina Cycle and Conventional Rankine Cycle. For this purpose, the economic model of each of the components of the superstructure is evaluated and an objective function is proposed based on the specific cost. Due to the complexity of the thermoeconomic optimization problem of the superstructure, the use of the response surface method (RSM) in the optimization problem can become more efficient than the optimization of the original modelling. The thermoeconomic optimization problem of the superstructure, as well as its thermodynamic and economic modelling, are formulated and solved using the EES and Octave software. The results show that for a medium-sized superstructure (384 variables - 17 decision variables), despite the high computational cost, the use of the MSR in the optimization problem proved to be more efficient than the original modelling optimization, as long as a large superstructure (944 variables - 45 decision variables) only the use of the MSR makes it possible to solve the optimization problem using commercial software.

Keywords

Response surface method, optimization, superstructure, commercial software, waste heat recovery, internal combustion engine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Geração de energia no Brasil em março de 2019.....	34
Figura 2 - Previsão do mercado mundial de recuperação de calor residual entre 2016 e 2024.	42
Figura 3 - Segmentação do mercado mundial de recuperação de calor residual em 2016.	42
Figura 4 - Previsão da produção de energia elétrica em 2030 a partir da recuperação de calor residual.	43
Figura 5 - Usina de geração de energia elétrica com motores Diesel.....	43
Figura 6 - Previsão do mercado mundial de geração de potência em motores Diesel entre 2016 e 2024.	44
Figura 7 - Conversão de energia em motores Diesel estacionários de grande porte.	44
Figura 8 - Superfície de resposta.	58
Figura 9 - Processo de geração de uma superfície de resposta.	60
Figura 10 - Processo de validação de uma superfície de resposta.....	62
Figura 11 - Motor Wärtsila W20V32.	65
Figura 12 – Superestrutura de médio porte (S-CRC-ORC).....	68
Figura 13 - Superestrutura de grande porte (S-CRC-ORC-KC).	69
Figura 14 – Superestrutura CRC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC.....	70
Figura 15 – Superestrutura ORC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC.....	70
Figura 16 - Superestrutura CRC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC.	72
Figura 17 - Superestrutura ORC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC.	72
Figura 18 - Superestrutura KC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC.	73
Figura 19 - Perfis de temperatura em trocadores de calor de contra-corrente.....	78
Figura 20 - Procedimento de otimização da modelagem original.....	83
Figura 21 - Procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original.	84
Figura 22 – Seleção de parâmetros do algoritmo genético do EES.	96
Figura 23 - Processo de otimização do algoritmo genético do EES para as otimizações da tese.	96
Figura 24 – Superestrutura S-CRC-ORC utilizando superfícies de resposta.	97
Figura 25 – Superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta.....	98

Figura 26 - Etapas para geração das superfícies de resposta das superestruturas..	98
Figura 27 – Função de base radial.....	102
Figura 28 – Perceptron - Neurônio de Mcculloch e Pitts.	106
Figura 29 - Arquitetura da ELM utilizada nesta tese.....	108
Figura 30 – Configuração ótima da superestrutura S-CRC-ORC dada pelo procedimento de otimização da modelagem original.	115
Figura 31 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.....	120
Figura 32 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.	121
Figura 33 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.	122
Figura 34 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.	123
Figura 35 – Configuração ótima da superestrutura S-CRC-ORC após procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original.....	125
Figura 36 – Comparação entre os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC-ORC.....	128
Figura 37 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC..	136
Figura 38 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.	136
Figura 39 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura KC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC. ...	137
Figura 40 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.	138
Figura 41 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.	139
Figura 42 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.....	140
Figura 43 – Configuração ótima da superestrutura S-CRC-ORC-KC dada pelo procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original.	143

Figura 44 – Comparação entre os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC-ORC-KC.....	146
--	-----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros dos gases de exaustão do motor Diesel.....	65
Tabela 2 - Composição molar dos gases de exaustão do motor Diesel.....	65
Tabela 3 - Parâmetros da água de resfriamento do motor Diesel.....	66
Tabela 4 - Energia térmica disponível nas fontes de calor residual do motor Diesel.....	66
Tabela 5 - Balanços de massa e energia para os equipamentos das superestruturas.	77
Tabela 6 - Funções para estimativa do custo de aquisição (C_A) dos equipamentos nas condições de base.	79
Tabela 7 - Parâmetros considerados nos procedimentos de otimização das superestruturas.	88
Tabela 8 - Variáveis de decisão do procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S-CRC-ORC.....	92
Tabela 9 - Variáveis de decisão do procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S-CRC-ORC-KC.....	93
Tabela 10 – Exemplos de função de base radial.....	103
Tabela 11 – Funções de ativação.	108
Tabela 12 – Métricas de validação para as superfícies de resposta.	112
Tabela 13 - Resultados do procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S- CRC-ORC.....	113
Tabela 14 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.	116
Tabela 15 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.	116
Tabela 16 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.	117
Tabela 17 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.	117

Tabela 18 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.	118
Tabela 19 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.	118
Tabela 20 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.	119
Tabela 21 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.	119
Tabela 22 - Resultados da otimização da superestrutura S-CRC-ORC utilizando superfícies de resposta.	124
Tabela 23 - Resultados da otimização da superestrutura S- CRC-ORC utilizando superfícies de resposta e modelagem original.	126
Tabela 24 - Resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S-CRC-ORC.	127
Tabela 25 – Tempo computacional dos procedimentos de otimização da superestrutura S-CRC-ORC.....	129
Tabela 26 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.....	130
Tabela 27 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.....	130
Tabela 28 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.....	131
Tabela 29 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.....	131

Tabela 30 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.....	132
Tabela 31 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.....	132
Tabela 32 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.....	133
Tabela 33 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.....	133
Tabela 34 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.....	134
Tabela 35 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.....	134
Tabela 36 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.....	135
Tabela 37 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.....	135
Tabela 38 - Resultados da otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta.	141
Tabela 39 - Resultados do procedimento de otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta e modelagem original.	143
Tabela 40 - Resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC.	145
Tabela 41 – Tempo computacional para os procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC- ORC-KC.....	146

LISTA DE SÍMBOLOS

$f(X)$	Função.
$\mathbb{R}$	Números reais.
D	Dimensão.
X	Variável de entrada.
x_i	Componentes de X .
X^L	Limite inferior de X .
X^U	Limite superior de X .
f	Saída da função.
w_j	Restrições.
$\hat{f}(X)$	Superfície de resposta
$\dot{m}$	Vazão mássica.
h	Entalpia específica.
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor.
$\dot{W}$	Potência mecânica.
e	Entrada.
s	Saída.
$\dot{W}_{LIQ}$	Potência líquida.
$\dot{W}_T$	Potência produzida na turbina.
$\dot{W}_B$	Potência consumida na bomba.
$\dot{W}_{TR}$	Potência consumida na torre de resfriamento.
$\dot{W}_{RAD}$	Potência economizada no radiador.
A_{TC}	Área do trocador de calor.
U_{TC}	Coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor.
$DTML_{TC}$	Diferença de temperatura média logarítmica do trocador de calor.
$\dot{Q}_{TC}$	Taxa de transferência de calor no trocador de calor.
ΔT_1	Diferença de temperatura terminal (quente).

ΔT_2	Diferença de temperatura terminal (frio).
A	Constante da equação do custo de aquisição.
B	Constante da equação do custo de aquisição.
C	Constante da equação do custo de aquisição.
D	Constante da equação do custo de aquisição.
E	Constante da equação do custo de aquisição.
C_{A_T}	Custo de aquisição da turbina [US\$] .
C_{A_TC}	Custo de aquisição do trocador de calor [US\$] .
C_{A_B}	Custo de aquisição da bomba [US\$] .
F_{2T}	Fator de correção.
F_{2P}	Fator de correção.
$FB1$	Fator de correção.
FBT	Fator de correção.
FBN	Fator de correção.
T	Temperatura.
P	Pressão.
η_T	Rendimento isentrópico da turbina.
$\dot{m}_T$	Vazão mássica da turbina [kg / s] .
FDN	Fator de correção.
η_B	Rendimento isentrópico da bomba.
$\dot{m}_B$	Vazão mássica da bomba [kg / s] .
C_A	Custo total de aquisição.
F_{BM}	Fator de custo modular.
C_{TA}	Custo total de aquisição.
F_P	Fator de pressão.
F_M	Fator de material.
B_i	Constantes para estimar o fator de custo modular.
c_i	Constantes para estimar o fator de pressão.
C_{TA}^{TR}	Custo total de aquisição da torre de resfriamento.
$\dot{m}_{TR}$	Vazão mássica da torre de resfriamento.
C_{ref_TR}	Custo de referência da torre de resfriamento.

$\dot{m}_{ref_TR}$	Vazão mássica de referência da torre de resfriamento.
C_{TOTAL}	Custo total.
$F(x, y(x, p), p)$	Função objetivo sem os termos de penalidades.
x	Conjunto de variáveis de decisão.
y	Conjunto de variáveis dependentes.
p	Conjunto de variáveis independentes tratadas como parâmetros.
g	Restrições de desigualdade.
n	Número de variáveis de decisão.
m	Número de variáveis dependentes.
k	Número de variáveis independentes tratadas como parâmetros.
$F(x, y^+(x, p), p)$	Função objetivo incluindo os termos de penalidade.
y_{art}	Conjunto das variáveis dependentes relacionadas aos dispositivos artificiais.
y^+	Conjunto das variáveis dependentes incluindo as variáveis associadas aos dispositivos artificiais.
d	Número de variáveis associadas aos dispositivos artificiais.
γ	Fator de peso da penalidade associada à utilização dos dispositivos artificiais.
min, max	Valores mínimos e máximos das variáveis de decisão.
$\gamma(y_{art}(x, p))^2$	Penalidade inserida na função objetivo.
C_{ESP}	Custo específico.
$\dot{m}_g$	Vazão mássica nominal dos gases de exaustão do motor.
$\dot{m}_g^{art}$	Vazão mássica dos gases de exaustão do motor fornecida ou consumida pelo dispositivo artificial.
$\dot{m}_a$	Vazão mássica nominal da água de resfriamento do motor.
$\dot{m}_a^{art}$	Vazão mássica da água de resfriamento do motor fornecida ou consumida pelo dispositivo artificial.
η_B^{ORC}	Rendimento isentrópico das bombas do ORC.

η_T^{ORC}	Rendimento isentrópico das turbinas do ORC.
η_B^{KC}	Rendimento isentrópico das bombas do KC.
η_T^{KC}	Rendimento isentrópico das turbinas do KC.
η_B^{CRC}	Rendimento isentrópico das bombas do CRC.
η_T^{CRC}	Rendimento isentrópico das turbinas do CRC.
U_{eco}^{ORC}	U do economizador do ORC da S-CRC-ORC.
U_{evap}^{ORC}	U do evaporador do ORC da S-CRC-ORC.
U_{sup}^{ORC}	U do superaquecedor do ORC da S-CRC-ORC.
U_{reg}^{ORC}	U do regenerador do ORC da S-CRC-ORC.
U_{pa}^{ORC}	U do pré-aquecedor de água do ORC da S-CRC-ORC.
U_{cond}^{ORC}	U do condensador do ORC da S-CRC-ORC.
U_{eco}^{CRC}	U do economizador do CRC da S-CRC-ORC.
U_{evap}^{CRC}	U do evaporador do CRC da S-CRC-ORC.
U_{sup}^{CRC}	U do superaquecedor do CRC da S-CRC-ORC.
$U_{pa_1}^{CRC}$	U do pré-aquecedor de água do CRC da S-CRC-ORC.
U_{cond}^{CRC}	U do condensador do CRC da S-CRC-ORC.
$U_{eco_a}^{ORC}$	U do economizador do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{evap_a}^{ORC}$	U do evaporador do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{sup_a}^{ORC}$	U do superaquecedor do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{reg_a}^{ORC}$	U do regenerador do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{pa_a}^{ORC}$	U do pré-aquecedor de água do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{cond_a}^{ORC}$	U do condensador do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{eco_b}^{ORC}$	U do economizador do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{evap_b}^{ORC}$	U do evaporador do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.

$U_{sup_b}^{ORC}$	U do superaquecedor do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{reg_b}^{ORC}$	U do regenerador do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{cond_b}^{ORC}$	U do condensador do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{eco_a}^{KC}$	U do economizador do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{evap_a}^{KC}$	U do evaporador do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{sup_a}^{KC}$	U do superaquecedor do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{reg_a}^{KC}$	U do regenerador do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{pa_a}^{KC}$	U do pré-aquecedor de água do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{cond_a}^{KC}$	U do condensador do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{eco_b}^{KC}$	U do economizador do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{evap_b}^{KC}$	U do evaporador do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{reg_b}^{KC}$	U do regenerador do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{cond_b}^{KC}$	U do condensador do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{eco_1P}^{CRC}$	U do economizador do 1P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{evap_1P}^{CRC}$	U do evaporador do 1P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{sup_1P}^{CRC}$	U do superaquecedor do 1P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{eco_2P}^{CRC}$	U do economizador do 2P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{evap_2P}^{ORC}$	U do evaporador do 2P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{sup_2P}^{CRC}$	U do superaquecedor do 2P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{evap_des}^{CRC}$	U do evaporador do desaerador do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{pa_2}^{CRC}$	U do pré-aquecedor de gases do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$U_{pa_1}^{CRC}$	U do pré-aquecedor de água do CRC da S – CRC – ORC - KC.

U_{cond}^{CRC}	U do condensador do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$\dot{m}_g$	Vazão mássica nominal dos gases de exaustão do motor.
T_g	Temperatura dos gases de exaustão do motor.
$T_{g,min}$	Temperatura mínima dos gases de exaustão do motor.
P_g	Pressão dos gases de exaustão do motor.
y_{CO_2}	Concentração molar de CO ₂ .
y_{H_2O}	Concentração molar de H ₂ O.
y_{O_2}	Concentração molar de O ₂ .
y_{Ar}	Concentração molar de Ar.
y_{N_2}	Concentração molar de N ₂ .
y_{SO_2}	Concentração molar de SO ₂ .
$\dot{m}_a$	Vazão mássica nominal da água de resfriamento do motor.
$T_{a,s}$	Temperatura da água de resfriamento que sai do motor.
$T_{a,e}$	Temperatura da água de resfriamento que retorna ao motor.
P_a	Pressão da água de resfriamento do motor.
$T_{cond,e}$	Temperatura da água de condensação na entrada dos condensadores.
$T_{cond,s}$	Temperatura da água de condensação na saída dos condensadores.
P_{cond}	Pressão da água de condensação.
U_{RAD}	U do radiador.
A_{RAD}	Área do radiador.
N_{proj}^{RAD}	Rotação do radiador na condição de projeto.
$\dot{W}_{proj}^{RAD}$	Potência consumida no radiador na condição de projeto.
P_a^{TR}	Pressão da água da torre de resfriamento.
$T_{a,e}^{TR}$	Temperatura da água na entrada da torre de resfriamento.
$T_{a,s}^{TR}$	Temperatura da água na saída da torre de resfriamento.

η_B^{TR}	Eficiência da bomba da torre de resfriamento.
η_V^{TR}	Eficiência do ventilador da torre de resfriamento.
ΔP_B^{TR}	Perda de carga da bomba de água de condensação.
ΔP_V^{TR}	Perda de carga do ventilador da torre de resfriamento.
η_{sat}^{TR}	Eficiência de saturação da torre de resfriamento.
$UR_{ar,s}^{TR}$	Umidade relativa do ar na saída da torre de resfriamento.
T_0	Temperatura ambiente.
P_0	Pressão ambiente.
UR_0	Umidade relativa ambiente.
$\dot{m}_a^{CRC}$	Vazão mássica de água do motor enviada ao CRC da S – CRC – ORC.
$\dot{m}_g^{CRC}$	Vazão mássica de gases de exaustão do motor enviada ao CRC da S – CRC – ORC.
T_{evap}^{CRC}	Temperatura de evaporação do CRC da S – CRC – ORC.
ΔT_{pp}^{CRC}	<i>Pinch Point</i> do CRC da S – CRC – ORC.
ΔT_{sup}^{CRC}	Superaquecimento do CRC da S – CRC – ORC.
$\varepsilon_{pa_1}^{CRC}$	Efetividade do pré-aquecedor de água do CRC da S – CRC – ORC.
T_{cond}^{CRC}	Temperatura de condensação do CRC da S – CRC – ORC.
P_{des}^{CRC}	Pressão do desaerador do CRC da S – CRC – ORC.
$\dot{m}_a^{ORC}$	Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC da S – CRC – ORC.
$\dot{m}_g^{ORC}$	Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC da S – CRC – ORC.
f^{ORC}	Fluido do ORC da S – CRC – ORC.
T_{evap}^{ORC}	Temperatura de evaporação do ORC da S – CRC – ORC.
ΔT_{pp}^{ORC}	<i>Pinch Point</i> do ORC da S – CRC – ORC.
ΔT_{sup}^{ORC}	Superaquecimento do ORC da S – CRC – ORC.

ε_{reg}^{ORC}	Efetividade do regenerador do ORC da S – CRC – ORC.
ε_{pa}^{ORC}	Efetividade do pré-aquecedor de água do ORC da S – CRC – ORC.
T_{cond}^{ORC}	Temperatura de condensação do ORC da S – CRC – ORC.
$\dot{m}_a^{CRC}$	Vazão mássica de água do motor enviada ao CRC da S – CRC – ORC - KC.
$\dot{m}_g^{CRC}$	Vazão mássica de gases de exaustão do motor enviada ao CRC da S – CRC – ORC - KC.
y_{2P}^{CRC}	Fração mássica de água do 2P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{evap_2P}^{CRC}$	Temperatura de evaporação do 2P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{evap_1P}^{CRC}$	Temperatura de evaporação do 1P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{pp_1P}^{CRC}$	<i>Pinch Point</i> do 1P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{sup_1P}^{CRC}$	Superaquecimento do 1P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{sup_2P}^{CRC}$	Superaquecimento do 2P do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$\varepsilon_{pa_1}^{CRC}$	Efetividade do pré-aquecedor de água do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{pa_2}^{CRC}$	Aquecimento do fluido de trabalho no pré-aquecedor de gases do CRC da S – CRC – ORC - KC.
T_{cond}^{CRC}	Temperatura de condensação do CRC da S – CRC – ORC - KC.
P_{des}^{CRC}	Pressão do desaerador do CRC da S – CRC – ORC - KC.
y_{des}^{CRC}	Fração mássica enviada ao desaerador do CRC da S – CRC – ORC - KC.
$\dot{m}_a^{ORC}$	Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\dot{m}_g^{ORC}$	Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC da S – CRC – ORC - KC.

$y_{pa_a}^{ORC}$	Fração mássica de água enviada ao pré-aquecedor de água do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
f_a^{ORC}	Fluido do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{evap_a}^{ORC}$	Temperatura de evaporação do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{pp_a}^{ORC}$	<i>Pinch Point</i> do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{sup_a}^{ORC}$	Superaquecimento do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\varepsilon_{reg_a}^{ORC}$	Efetividade do regenerador do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\varepsilon_{pa_a}^{ORC}$	Efetividade do pré-aquecedor de água do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{cond_a}^{ORC}$	Temperatura de condensação do CAT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
f_b^{ORC}	Fluido do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{evap_b}^{ORC}$	Temperatura de evaporação do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{pp_b}^{ORC}$	<i>Pinch Point</i> do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{sup_b}^{ORC}$	Superaquecimento do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\varepsilon_{reg_b}^{ORC}$	Efetividade do regenerador do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{cond_b}^{ORC}$	Temperatura de condensação do CBT do ORC da S – CRC – ORC - KC.
$\dot{m}_a^{KC}$	Vazão mássica de água do motor enviada ao KC da S – CRC – ORC - KC.
$\dot{m}_g^{KC}$	Vazão mássica de gases do motor enviada ao KC da S – CRC – ORC - KC.
$y_{pa_a}^{KC}$	Fração mássica de água enviada ao pré-aquecedor de água do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
c_a^{KC}	Concentração de amônia do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.

$T_{evap_a}^{KC}$	Temperatura de evaporação do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{pp_a}^{KC}$	<i>Pinch Point</i> do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{sup_a}^{KC}$	Superaquecimento do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$\varepsilon_{reg_a}^{KC}$	Efetividade do regenerador do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$\varepsilon_{pa_a}^{KC}$	Efetividade do pré-aquecedor de água do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{cond_a}^{KC}$	Temperatura de condensação do CAT do KC da S – CRC – ORC - KC.
c_b^{KC}	Concentração de amônia do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{evap_b}^{KC}$	Temperatura de evaporação do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$\Delta T_{pp_b}^{KC}$	<i>Pinch Point</i> do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{sep_b}^{KC}$	Temperatura do separador do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$\varepsilon_{reg_b}^{KC}$	Efetividade do regenerador do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$T_{cond_b}^{KC}$	Temperatura de condensação do CBT do KC da S – CRC – ORC - KC.
$C_{ESP}^{SUP IND}$	Custo específico da superestrutura individual.
$C_{TOTAL}^{SUP IND}$	Custo total da superestrutura individual.
$\dot{W}_{LIQ}^{SUP IND}$	Potência líquida da superestrutura individual.
$\sum \dot{W}_T^{SUP IND}$	Potência produzida nas turbinas da superestrutura individual.
$\sum \dot{W}_B^{SUP IND}$	Potência consumida nas bombas da superestrutura individual.
$\dot{W}_{TR}^{SUP IND}$	Potência consumida na torre de resfriamento da superestrutura individual.
$\wedge_{TOTAL}^{SUP IND}$	Superfície de resposta para o custo total da superestrutura individual.

$\hat{W}_{LIQ}^{SUP IND}$

Superfície de resposta para a potência líquida da superestrutura individual.

 $\hat{T}_{RAD}^{CRC}$

Superfície de resposta para a temperatura da água do motor após ser utilizada na superestrutura individual CRC.

 $\hat{T}_{RAD}^{ORC}$

Superfície de resposta para a temperatura da água do motor após ser utilizada na superestrutura individual ORC.

 $\hat{T}_{RAD}^{KC}$

Superfície de resposta para a temperatura da água do motor após ser utilizada na superestrutura individual KC.

 $C_{ESP}^{TEC SEL}$

Custo específico da superestrutura individual.

 $C_{TOTAL}^{TEC SEL}$

Custo total da superestrutura individual.

 $\dot{W}_{LIQ}^{TEC SEL}$

Potência líquida da superestrutura individual.

 $\sum \dot{W}_T^{TEC SEL}$

Potência produzida nas turbinas da superestrutura individual.

 $\sum \dot{W}_B^{TEC SEL}$

Potência consumida nas bombas da superestrutura individual.

 $\dot{W}_{TR}^{TEC SEL}$

Potência consumida na torre de resfriamento da superestrutura individual.

 $\phi(r)$

Função de base radial.

 $\phi(\|X - X_j\|)$

Função de base radial.

 r

Distância Euclidiana.

 $\|X - X_j\|$

Distância Euclidiana.

 X_j

Centro da função.

 L

Atributos de X .

 N_{PT}

Número de pontos ou amostras.

 α_j

Coeficientes reais.

 C

Fator de forma.

 N_{TR}

Número de pontos de treinamento (conjunto de treinamento)

 $\mathbf{F}_{TR}$

Vetor de saída do conjunto de treinamento.

 α

Vetor de coeficientes reais.

 $\mathbf{H}_{TR}$

Matriz de interpolação do conjunto de treinamento.

 N_{TEST}

Número de pontos de teste (conjunto de teste).

$\mathbf{F}_{\text{TEST}}$	Vetor de saída do conjunto de teste.
$\mathbf{H}_{\text{TEST}}$	Matriz de interpolação do conjunto de teste.
$\hat{\mathbf{F}}_{\text{TEST}}$	Vetor de previsão para o conjunto de teste.
$\mathbf{E}$	Erro de previsão.
W_{kj}	Peso sináptico.
u_k	Neurônio artificial.
b_k	Bias.
Y_k	Saída.
φ	Função de ativação.
$\mathbf{X}_{\text{TR}}$	Vetor de entrada do conjunto de treinamento.
$\mathbf{Y}_{\text{TR}}$	Vetor de saída do conjunto de treinamento.
$\mathbf{Z}$	Matrix de pesos.
N_N	Número de neurônios da camada escondida.
$\mathbf{B}$	Matriz bias.
$\mathbf{H}^\dagger$	Matriz pseudo-inversa de $\mathbf{H}$.
$\mathbf{W}$	Matriz de pesos da camada de saída.
$\mathbf{Y}_{\text{TEST}}$	Vetor de saída do conjunto de teste.
$\hat{\mathbf{Y}}_{\text{TEST}}$	Vetor de previsão para o conjunto de teste.
$\mathbf{H}_{\text{TEST}}^T$	Matriz transposta de $\mathbf{H}_{\text{TEST}}$.
MAE	Erro absoluto médio.
$RMSE$	Raiz do erro quadrático médio.
R^2	<i>R-Square</i> .
$\bar{f}$	Média.
$RAAE$	Erro absoluto médio relativo
VAR	Variância.
DP	Desvio padrão.
$RMAE$	Erro absoluto máximo relativo

LISTA DE SIGLAS

MCI	Motor de combustão interna.
SRCR	Sistema de recuperação de calor residual.
MSR	Método de superfície de resposta.
ICE	<i>Internal combustion engine.</i>
WHRS	<i>Waste heat recovering system.</i>
RSM	<i>Response Surface Method.</i>
WHR	<i>Waste heat recovering.</i>
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica.
CRC	Ciclo Rankine convencional.
ORC	Ciclo Rankine orgânico.
KC	Ciclo Kalina.
S-CRC-ORC	Superestrutura de médio porte.
S-CRC-ORC-KC	Superestrutura de grande porte.
B_2	Bomba.
ECO	Economizador.
EVAP	Evaporador.
SUP	Superaquecedor.
T_M	Turbina de média pressão.
T_B	Turbina de baixa pressão.
DES	Desaerador.
COND	Condensador.
B_1	Bomba.
PA_1	Pré-aquecedor de água.
PA	Pré-aquecedor de água.
T	Turbina.
B	Bomba.
REG	Regenerador.
ECO_1P	Economizador do primeiro nível de pressão.
B_3	Bomba.
ECO_2P	Economizador do segundo nível de pressão.
EVAP_2P	Evaporador do segundo nível de pressão.
SUP_2P	Superaquecedor do segundo nível de pressão.

EVAP_1P	Evaporador do primeiro nível de pressão.
SUP_1P	Superaquecedor do primeiro nível de pressão.
T_A	Turbina de alta pressão.
PA_2	Pré-aquecedor de gases.
EVAP_DES	Evaporador do desaerador.
PA_A	Pré-aquecedor de água do ciclo de alta temperatura.
ECO_A	Economizador do ciclo de alta temperatura.
EVAP_A	Evaporador do ciclo de alta temperatura.
SUP_A	Superaquecedor do ciclo de alta temperatura.
T_A	Turbina do ciclo de alta temperatura.
REG_A	Regenerador do ciclo de alta temperatura.
COND_A	Condensador do ciclo de alta temperatura.
B_A	Bomba do ciclo de alta temperatura.
ECO_B	Economizador do ciclo de baixa temperatura.
EVAP_B	Evaporador do ciclo de baixa temperatura.
SUP_B	Superaquecedor do ciclo de baixa temperatura.
T_B	Turbina do ciclo de baixa temperatura.
REG_B	Regenerador do ciclo de baixa temperatura.
COND_B	Condensador do ciclo de baixa temperatura.
B_B	Bomba do ciclo de baixa temperatura.
SEP	Separador.
VE	Válvula de expansão.
RAD	Radiador.
VENT_RAD	Ventilador do radiador.
TR	Torre de resfriamento.
VENT_TR	Ventilador da torre de resfriamento.
B_TR	Bomba da torre de resfriamento.
J	Junção.
B	Bifurcação.
EES	<i>Engineering Equation Solver.</i>
CEPCI	Índice de custo de engenharia química.
CAT	Ciclo de alta temperatura.
CBT	Ciclo de baixa temperatura.

1P	Primeiro nível de pressão.
2P	Segundo nível de pressão.
U	Coeficiente global de transferência de calor.
RBF	Função de base radial.
RNA	Rede neural
ELM	<i>Extreme Learne Machine.</i>
SLFN	<i>Single Layer Feedforward Neural Network.</i>
POMO	Procedimento de otimização da modelagem original.
POSRMO	Procedimento de otimização utilizando superfície de resposta e modelagem original.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	32
1.1. MOTIVAÇÕES, JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES DA TESE	33
1.2. OBJETIVOS DA TESE	37
1.3. ORGANIZAÇÃO DA TESE	39
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	41
2.1. RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL	41
2.2. SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL	45
2.3. SUPERESTRUTURAS	52
2.4. SUPERFÍCIE DE RESPOSTA	57
3. MATERIAIS E MÉTODOS	64
3.1. MOTOR DIESEL	64
3.2. CONCEPÇÃO DAS SUPERESTRUTURAS	67
3.3. MODELAGEM TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DAS SUPERESTRUTURAS	76
3.4. PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO	82
3.5. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO	85
3.5.1. PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO DA MODELAGEM ORIGINAL	87
3.5.2. PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO UTILIZANDO SUPERFÍCIE DE RESPOSTA E MODELAGEM ORIGINAL	97
3.6. MODELOS DE SUPERFÍCIE DE RESPOSTA	102
3.6.1. FUNÇÃO DE BASE RADIAL	102
3.6.2. REDE NEURAL	106
3.6.3. MÉTRICAS DE VALIDAÇÃO PARA AS SUPERFÍCIES DE RESPOSTA	111
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	113
4.1. RESULTADOS DOS PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC	113
4.1.1. RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO DA MODELAGEM ORIGINAL DA SUPERESTRUTURA S-CRC-ORC	113
4.1.2. SUPERFÍCIES DE RESPOSTA DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC	115
4.1.3. RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC UTILIZANDO SUPERFÍCIES DE RESPOSTA E MODELAGEM ORIGINAL	124
4.1.4. COMPARAÇÕES DOS RESULTADOS DOS PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC	127
4.2. RESULTADOS DOS PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC-KC	129

4.2.1. RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO DA MODELAGEM ORIGINAL DA SUPERESTRUTURA S-CRC-ORC-KC	129
4.2.2. SUPERFÍCIES DE RESPOSTA DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC-KC	129
4.2.3. RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC-KC UTILIZANDO SUPERFÍCIES DE RESPOSTA E MODELAGEM ORIGINAL	141
4.2.4. COMPARAÇÕES DOS RESULTADOS DOS PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC-KC	145
5. CONCLUSÕES	147
REFERÊNCIAS	150
APÊNDICE A – MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO RANKINE ORGÂNICO QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC	161
APÊNDICE B – MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO RANKINE CONVENCIONAL QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC	171
APÊNDICE C – MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO RANKINE ORGÂNICO QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC-KC	182
APÊNDICE D - MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO KALINA QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC-KC	199
APÊNDICE E - MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO RANKINE CONVENCIONAL QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC-KC	218
APÊNDICE F - MODELAGEM TERMODINÂMICA DO RADIADOR	236
APÊNDICE G - MODELAGEM TERMODINÂMICA DA TORRE DE RESFRIAMENTO	239
APÊNDICE H –CONSTANTES E EQUAÇÕES DE CUSTO DOS EQUIPAMENTOS	242

1. INTRODUÇÃO

Em um mundo com recursos finitos de combustíveis fósseis, crescente demanda por energia e aumento dos níveis de poluição ambiental, questões relacionadas ao projeto de sistemas térmicos como eficiência energética, estimativa de custo, complexidade de projeto, consciência ambiental e otimização, estão se tornando cada vez mais importantes. Diante deste contexto, tem havido um crescente número de pesquisas voltadas para o desenvolvimento de tecnologias alternativas e eficientes para uma melhor utilização dos recursos energéticos (YANG, M.-H.; YEH, 2015a).

Tecnologias de recuperação de calor residual são de grande importância para a melhoria da eficiência dos sistemas térmicos e redução do impacto ambiental (DAI; WANG; GAO, 2009; ZIVIANI; BEYENE; VENTURINI, 2014). Portanto, a recuperação de calor residual, denominada no inglês de *waste heat recovering (WHR)*, é essencial em instalações industriais e usinas termelétricas, já que podem recuperar calor residual e aumentar a potência instalada sem aumento do consumo de combustível, além de reduzir os impactos ambientais.

De acordo com VÉLEZ et al. (2012), o projeto otimizado de sistemas de recuperação de calor residual, assim como sua implantação, operação e manutenção eficientes, são fatores que contribuem para um melhor desempenho econômico e aumento da competitividade nas indústrias e usinas termelétricas, devido à redução dos custos de produção.

Considerando que a complexidade do projeto de sistemas de recuperação de calor residual vem aumentando e que existe uma perspectiva de crescimento do mercado mundial desses sistemas, principalmente devido às recentes mudanças no setor energético e políticas ambientais mais severas, torna-se imperativo entender e melhorar cada vez mais o procedimento de projeto destes sistemas.

O aumento da eficiência energética de uma indústria ou usina termelétrica por meio da implantação de sistemas de recuperação de calor residual não é uma tarefa fácil, pois esbarra em aspectos econômicos antes de alcançar os limites termodinâmicos, já que os sistemas mais eficientes tendem a demandar maiores investimentos iniciais, o que faz necessário um ponto de equilíbrio entre custo e benefício. Sendo assim, a escolha do tipo de tecnologia mais economicamente

adequada por meio de otimização de projeto tanto do ponto de vista estrutural (tipo e configuração do sistema), quanto paramétrico (parâmetros de projeto) torna-se uma alternativa propícia.

Os motores Diesel de combustão interna são perfeitamente adequados para geração de energia em indústrias e usinas termelétricas. Por essa razão, esses equipamentos possuem uma boa perspectiva de crescimento no mercado mundial de geração de energia. Entretanto, nesses motores, menos de 45% da energia do combustível é convertida em potência útil, enquanto que a energia restante é principalmente perdida através do sistema de exaustão, resfriamento e radiação (DOLZ et al., 2012).

Aumentar a eficiência no projeto dos motores Diesel não é um trabalho muito simples, uma vez que seria altamente dispendioso em termos financeiros, devido aos processos de fabricação e matérias a serem empregados. Assim, um dos melhores e mais usados métodos para aumentar a eficiência desses equipamentos é a instalação de sistemas de recuperação de calor residual.

Atualmente na literatura existem dois desafios importantes em relação ao uso de tecnologias de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários: (i) Qual é a melhor tecnologia ou uma associação delas para recuperação de calor residual em um motor Diesel estacionário sob o ponto de vista econômico? (ii) Qual é a configuração ideal e os melhores parâmetros de projeto da(s) tecnologia(s) mais adequada(s)?

A partir da conjuntura delineada acima, apresenta-se no próximo item deste capítulo as motivações, justificativas e contribuições desta tese, e logo a seguir os objetivos que a norteiam, assim como sua organização.

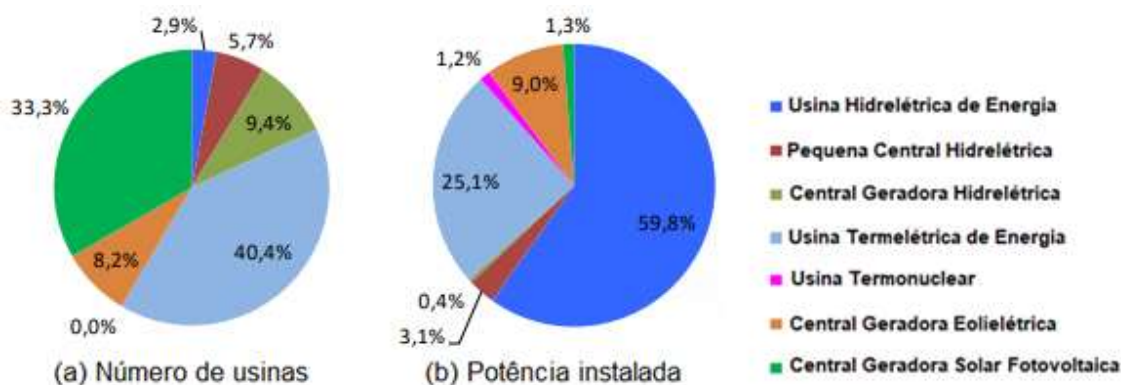
1.1. MOTIVAÇÕES, JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES DA TESE

A quantidade de trabalhos publicados na área de recuperação de energia em motores Diesel por meio da instalação de sistemas de recuperação de calor residual tem aumentado ao longo dos últimos anos, haja vista o elevado potencial de recuperação de energia desses equipamentos.

Devido à crise energética dos últimos anos, no Brasil onde historicamente a geração de energia elétrica é predominantemente hídrica, ocorreu um aumento significativo da geração de energia em usinas termelétricas. Uma distribuição das usinas geradoras de energia no Brasil por tipo de usina é mostrada na Figura 1(a),

enquanto que na Figura 1(b) é mostrado a contribuição dessas usinas na matriz elétrica brasileira. Dos 164,7 GW instalados até março de 2019 em um total de 7420 usinas, 41,3 GW são provenientes de 3001 usinas termelétricas (ANEEL, 2019). Atualmente na matriz energética brasileira parte das usinas termelétricas são compostas por motores Diesel de baixa eficiência.

Figura 1 – Geração de energia no Brasil em março de 2019.



Fonte: Adaptado de ANEEL (2019).

Na literatura de recuperação de calor residual em motores de combustão interna podem ser encontrados trabalhos onde os autores realizam análises termodinâmicas e econômicas de tecnologias de ciclo Rankine convencional (GEWALD et al., 2012; HOSSAIN; BARI, 2013; KYRIAKIDIS et al., 2017), ciclo Rankine orgânico (AMICABILE; LEE; KUM, 2015; BUFI; CAMPOREALE; CINNELLA, 2017; GALINDO et al., 2016; HABIBI et al., 2018; LECOMPTE, S. et al., 2013; SCACCABARROZZI et al., 2018; SOFFIATO et al., 2015; SONG; GU, 2015; SONG; SONG; GU, 2015; SUNG; KIM, 2016; YANG et al., 2015; YANG, F. et al., 2017; YANG, F et al., 2015; YANG, Fubin et al., 2018; YANG, M.-H.; YEH, 2015a, b; ZHU, Y. et al., 2018) e ciclo Kalina (BAHLOULI; SARAY; SARABCHI, 2015; GUO et al., 2015; LARSEN et al., 2014), com o objetivo de analisar a viabilidade da implantação de tais sistemas. Entretanto, nestes trabalhos estas tecnologias são avaliadas individualmente, isto é, somente uma tecnologia é escolhida para estudo, não existindo uma análise comparativa entre tecnologias distintas.

Aguns autores comparam o potencial de recuperação de calor residual entre diferentes tecnologias associadas a motores de combustão interna. Um estudo comparativo entre ciclo Rankine convencional e ciclo Kalina é realizado por JONSSON e YAN (2001), ciclo Rankine orgânico e ciclo Kalina por BOMBARDA et al. (2010) e

YUE et al. (2015), ciclo Rankine convencional e ciclo Rankine orgânico por SPROUSE et al. (2013), MACIÁN et al. (2013), ZHU et al. (2013), SHU et al. (2016) e WANG et al. (2017).

No trabalho de LARSEN et al. (2014) os autores analisam o potencial de recuperação de calor residual em um motor marítimo por meio da utilização de ciclo Rankine convencional, ciclo Rankine orgânico e ciclo Kalina. Em MORAWSKI et al. (2017) os autores comparam essas três tecnologias associadas a um motor de combustão interna de uma usina termelétrica. Todavia, nestes trabalhos a seleção da melhor tecnologia é realizada por análise comparativa entre os resultados, não existindo um procedimento de seleção automática da melhor tecnologia ou de uma combinação delas que satisfaça um critério de performance pré-estabelecido.

Dentre os trabalhos de otimização de sistemas de recuperação de calor residual em motores Diesel, os autores abordam otimizações baseadas na primeira ou segunda lei da termodinâmica (BOMBARDA; INVERNIZZI; PIETRA, 2010; LARSEN; SIGTHORSSON; HAGLIND, 2014; SOFFIATO et al., 2015; YANG, Fubin et al., 2018). Além disso, em alguns trabalhos após a otimização termodinâmica dos sistemas os autores utilizam técnicas para estimativas de custos e análises econômicas baseadas em algum indicador econômico (AMICABILE; LEE; KUM, 2015; GEWALD et al., 2012; LARSEN et al., 2014; SONG; GU, 2015). No entanto, vale salientar que estes trabalhos não utilizam otimizações termoeconômicas propriamente ditas, pois a variação dos custos dos equipamentos devido a suas respectivas capacidades e parâmetros de projeto não influenciam na função objetivo a ser otimizada.

Problemas de otimização termoeconômica, nos quais uma função objetivo é diretamente vinculada à modelagem termodinâmica e econômica de sistemas de recuperação de calor residual associados a motores de combustão interna podem ser encontrados nos trabalhos de LECOMPTE et al. (2013), BAHLOULI et al. (2015), YANG et al. (2015), GALINDO et al. (2016) e YANG et al. (2017). Apesar de todo o desenvolvimento em modelagem, avaliação e otimização desses sistemas, as configurações dos sistemas já são previamente definidas, ou seja, as otimizações são puramente paramétricas, isto é, são capazes apenas de definir os melhores parâmetros de projeto (LÜMMEN et al., 2018; NEGASH et al., 2018; ROSSET et al., 2018; SCACCABAROZZI et al., 2018), sem a possibilidade da verificação de

variações da configuração do sistema durante o processo de otimização para definir a estrutura física mais apropriada de acordo com um objetivo específico.

Diante desta circunstância, a utilização da técnica de otimização de superestrutura torna-se promissora, inovadora e apreciável para ser aplicada na análise e otimização de sistemas de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários. Esta técnica permite que durante o processo de otimização, tanto as variáveis estruturais (tipo e configuração de sistema), quanto as paramétricas (parâmetros de projeto), sejam otimizadas simultaneamente.

Uma particularidade das superestruturas para recuperação de calor residual propostas nesta tese é a modelagem de uma superestrutura composta por superestruturas de tecnologias distintas, denominadas neste trabalho de superestruturas individuais, o que possibilita ao procedimento computacional selecionar a melhor tecnologia ou uma associação delas para recuperação do calor, além de definir a configuração e os parâmetros de projeto do sistema térmico ótimo.

A otimização de superestruturas não é uma tarefa fácil, pois devido à natureza do problema de otimização, na maioria das vezes as funções objetivo são analiticamente intratáveis, possuem muitas variáveis de decisão e exigem um alto custo computacional para execução das simulações, o que pode ocasionar problemas durante o processo de otimização. Uma maneira de aliviar esse ônus é construir modelos de aproximação, denominados de superfície de resposta, os quais imitam o comportamento do modelo de simulação original o mais próximo possível. Desta forma, a otimização da modelagem original é substituída pela otimização da modelagem baseada nestes modelos, os quais são analiticamente tratáveis e computacionalmente mais baratos, além de poderem possuir menor quantidade de variáveis de decisão.

Inúmeros trabalhos na área de engenharia utilizam superfícies de resposta (EISENHOWER et al., 2012; HENAO; MARAVELIAS, 2011; MUJTABA; AZIZ; HUSSAIN, 2006; MÜLLER et al., 2015; PREBEG; ZANIC; VAZIC, 2014; ROGERS; IERAPETRITOU, 2015b, a). Também são encontrados trabalhos que utilizam superfícies de resposta para otimização de superestruturas (HENAO, 2012; HENAO; MARAVELIAS, 2011) e de sistemas térmicos (EISENHOWER et al., 2012; MAGNIER; HAGHIGHAT, 2010; PIRES; CRUZ; COLAÇO, 2013).

Trabalhos que utilizam modelos de superfície de resposta para otimização de superestruturas para recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários

não foram encontrados na literatura. Sendo assim, a utilização de superfície de resposta para otimização deste tipo de superestrutura é considerada como mais uma proposta inovadora desta tese.

A partir do cenário exposto acima, o uso do método de superfície de resposta na otimização termoeconômica de superestruturas modeladas em *software* comercial para projeto de sistemas de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários é relevante e inovador, tanto do ponto de vista acadêmico quanto do ponto de vista prático, justificando assim o desenvolvimento desta tese.

1.2. OBJETIVOS DA TESE

O objetivo principal desta tese consiste no uso do método de superfície de resposta na otimização termoeconômica de superestruturas modeladas em *software* comercial para projeto de sistemas de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários, típicos em usinas de geração de energia.

Na organização básica dos procedimentos computacionais são realizadas modelagens, em *software* comercial, de superestruturas compostas por diferentes tecnologias promissoras de recuperação de calor residual. Partindo da superestrutura, o processo de otimização deverá ser capaz de selecionar sob o ponto de vista econômico a melhor tecnologia ou uma associação delas, além de fornecer a configuração ideal do sistema térmico e os valores ótimos para os parâmetros de projeto.

O procedimento computacional proposto também considera a utilização do método de superfície de resposta para otimização das superestruturas. Devido a natureza do problema de otimização e a quantidade de variáveis de decisão, o uso do método de superfície de resposta para solução do problema de otimização de superestruturas de recuperação de calor residual pode se mostrar mais atrativo e eficiente comparado com a otimização da modelagem original.

Uma metodologia baseada em estudos de caso, ou seja, modelagens e otimizações de superestruturas para recuperação de calor residual associadas a um motor Diesel estacionário e de grande porte, é adotada nesta tese com a finalidade de atingir os objetivos aqui propostos. As tecnologias de recuperação de calor residual incluídas nas modelagens das superestruturas são ciclo Rankine convencional, ciclo Rankine orgânico e ciclo Kalina. As modelagens termodinâmicas e econômicas, assim

como a formulação e solução dos problemas de otimização das superestruturas são realizadas em *software* comercial.

Para alcançar os objetivos propostos para esta tese as seguintes etapas ou atividades são realizadas:

- i. Definição do esquema térmico de cada superestrutura.
- ii. Seleção de um *software* comercial para modelagem e otimização das superestruturas.
- iii. Desenvolvimento da modelagem termodinâmica das superestruturas (balanço de massa e energia) a partir de parâmetros de projeto pré-fixados.
- iv. Seleção de uma metodologia e de equações de custo dos equipamentos presentes em cada superestrutura para estimativa do custo total.
- v. Formulação do problema de otimização.
- vi. Seleção de um método de otimização.
- vii. Otimização da modelagem original das superestruturas.
- viii. Seleção de um *software* grátis para o desenvolvimento dos algoritmos de superfície de resposta.
- ix. Definição das variáveis de decisão e construção das superfícies de resposta.
- x. Definição de métricas estatísticas para validação e seleção das superfícies de resposta.
- xi. Otimização das superestruturas utilizando superfícies de resposta.
- xii. Otimização da modelagem original da tecnologia selecionada pela otimização utilizando superfícies de resposta.
- xiii. Análise e interpretação dos resultados.
- xiv. Observações e considerações finais.

Existem outras questões a respeito do uso do método de superfície de resposta na otimização termoeconômica de superestruturas para recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários sobre as quais esta tese não pretende deixar de abordar e opinar, e que são aqui considerados objetivos específicos: (i) Identificar as dificuldades encontradas para seleção e construção desses modelos. (ii) Apontar os benefícios desses modelos na otimização das superestruturas. (iii) Verificar as limitações do uso desses modelos para otimização de superestruturas.

Alguns outros pequenos cálculos adicionais são necessários para justificar estas abordagens, como por exemplo: (i) Simulações e análises da modelagem das

superestruturas para verificação de robustez durante o processo de otimização. (ii) Simulações e análises dos modelos de superfície de resposta.

1.3. ORGANIZAÇÃO DA TESE

O uso do método de superfície de resposta na otimização termoeconômica de superestruturas modeladas em *software* comercial para projeto de sistemas de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários, que constitui o tema central desta tese, é abordado neste texto em cinco capítulos, uma lista de referências bibliográficas e oito apêndices.

Nesta introdução (Capítulo 1), após uma breve abordagem sobre trabalhos de sistemas de recuperação de calor residual em motores de combustão interna, foram apresentadas as motivações, justificativas, contribuições, objetivos e as etapas desta tese, e por fim, a organização básica do texto.

Uma revisão bibliográfica e trabalhos relacionados ao título desta tese são apresentados no Capítulo 2. Em seu início, faz-se uma apresentação de sistemas de recuperação de calor residual e de trabalhos de modelagem e otimização destes sistemas em motores de combustão interna, afim de identificar os *softwares* para modelagem destes sistemas, métodos utilizados para otimização e suas principais características, além de avaliar se as otimizações realizadas são puramente paramétricas ou se são estruturais e paramétricas. Por fim aborda-se a técnica de superestruturas e o método de superfície de resposta.

O capítulo 3 descreve as principais características do motor Diesel estacionário selecionado para estudo de caso, as concepções das superestruturas, as considerações e metodologias utilizadas para realizar a modelagem termodinâmica e econômica, as formulações dos procedimentos de otimização e os métodos de superfície de resposta adotados nesta tese.

No Capítulo 4, primeiramente são apresentados, discutidos e comparados os resultados das superfícies de resposta e dos procedimentos de otimização da superestrutura de médio porte e posteriormente da superestrutura de grande porte.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões dos resultados, contribuições e inovações desta tese, além de sugestões para a sua continuidade. Após esse último capítulo insere-se a listagem das referências bibliográficas consultadas.

Nos Apêndices, os quais servem como texto de apoio da tese, são apresentados os detalhes da modelagem termodinâmica e econômica das superestruturas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os principais conceitos e trabalhos envolvendo as palavras chaves que formam o título da tese. Além disso, é realizada uma revisão do estado da arte sobre modelagem e otimização de sistemas de recuperação de calor residual associados a motores de combustão interna, superestruturas e superfícies de resposta. Essa revisão literária é imprescindível para a melhor compreensão e entendimento dos objetivos e motivações desta tese.

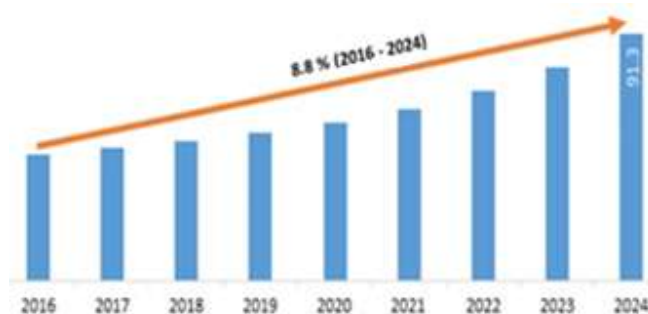
2.1. RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL

A implantação de sistemas de recuperação de calor residual nas indústrias e usinas termelétricas tem sido uma das principais áreas de pesquisa para o aumento de potência, redução do consumo de combustível e das emissões de poluentes, o que favorece a melhoria da eficiência dessas instalações.

A utilização do calor residual tem atraído muito interesse, o que é fomentado pela escassez das fontes de energia fóssil (LONG et al., 2014), aumento dos preços dos combustíveis (JUNG; TAYLOR; KRUMDIECK, 2015) e graves problemas ambientais como a poluição do ar, aquecimento global, destruição da camada de ozônio e chuva ácida (QIU, 2012). Além disso, a recuperação deste calor é de grande importância para a melhoria da eficiência dos sistemas e redução das emissões de carbono (ZIVIANI; BEYENE; VENTURINI, 2014), e consequentemente, diminuição dos problemas ambientais (DAI; WANG; GAO, 2009).

De acordo com a Figura 2, o mercado mundial de recuperação de calor residual está estimado em US\$ 91,3 bilhões até 2024, com uma taxa de crescimento anual de 8,8 % entre 2016 e 2024. O aumento das iniciativas governamentais, das regulamentações ambientais rigorosas, dos custos de energia, dos avanços tecnológicos, dos investimentos e a rápida industrialização são os principais fatores que levam ao crescimento do mercado de sistemas de recuperação de calor residual. Entretanto, fatores como alto custo de instalação e falta de consciência estão restringindo o crescimento do mercado. Devido à crescente demanda por reutilização da energia térmica, espera-se que as economias emergentes proporcionem alto potencial de crescimento para o mercado nos próximos anos.

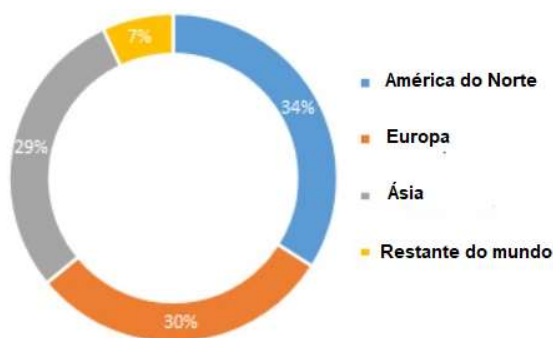
Figura 2 - Previsão do mercado mundial de recuperação de calor residual entre 2016 e 2024.



Fonte: Adaptado de Variant Market Research (2017).

Conforme apresentado na Figura 3, o mercado mundial de sistemas de recuperação de calor residual é segmentado na América do Norte, Europa, Ásia e o resto do mundo. A América do Norte é composta por Estados Unidos, Canadá e México, enquanto o segmento Europeu consiste no Reino Unido, Alemanha, França, Itália e resto da Europa. A Ásia é representada pela Índia, China, Japão, Coreia do Sul e resto da Ásia-Pacífico, enquanto que no resto do mundo temos a América do Sul, Oriente Médio e África.

Figura 3 - Segmentação do mercado mundial de recuperação de calor residual em 2016.



Fonte: Adaptado de Variant Market Research (2017).

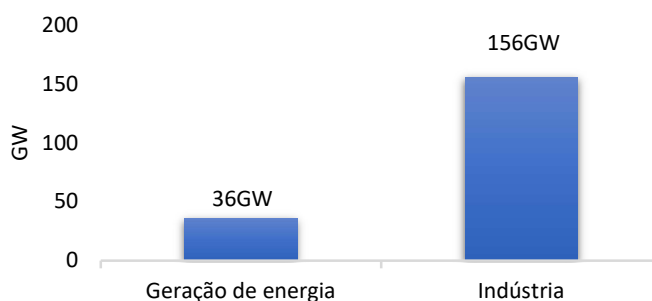
Os principais fabricantes no mercado de sistemas de recuperação de calor residual são a General Electric Co., ABB (ASEA Brown Boveri), Amec Foster Wheeler Plc., Thermax Limited, Ormat Technologies Inc., Siemens AG, Mitsubishi Heavy Industries Ltd., Echogen Power Systems Inc., Econotherm Limited., E Cool Energy Inc., entre outros.

Nas indústrias, uma enorme quantidade de energia é liberada para o ambiente sob a forma de calor (JUNG; TAYLOR; KRUMDIECK, 2015). Alguns estudos (KAŞKA, 2014; LE et al., 2014) estimaram que cerca de 20% a 50 % da energia utilizada nos processos industriais é perdida na forma de calor. A geração de energia tem em média

uma eficiência de conversão de 37 %, isto é, 63 % da energia é simplesmente perdida (VÉLEZ et al., 2012).

Uma previsão para 2030 da produção de energia elétrica a partir do aproveitamento do calor residual é apresentada na Figura 4. O setor de geração de energia tem uma previsão de produção de energia de 36 GW e o setor industrial de 156 GW. Esta diferença na previsão da geração de energia destes setores a partir da recuperação do calor residual é devido a quantidade e qualidade das fontes de calor residual do setor industrial serem superiores as das fontes de calor do setor de geração de energia.

Figura 4 - Previsão da produção de energia elétrica em 2030 a partir da recuperação de calor residual.



Fonte: Adaptado de US DEPARTMENT OF ENERGY (2009).

Os motores Diesel de combustão interna cobrem uma ampla faixa de capacidade, além de poderem ser instalados em indústrias e regiões isoladas da rede elétrica para serem utilizados como sistemas de emergência, operação na ponta ou geração contínua de energia, proporcionando o aumento da confiabilidade da planta e economia na fatura de energia. Uma usina de energia pode possuir apenas um conjunto moto-gerador, enquanto que as usinas maiores podem ter dezenas de unidades e uma produção total de várias centenas de megawatts. Uma típica planta de geração de energia elétrica com motores Diesel é apresentada na Figura 5.

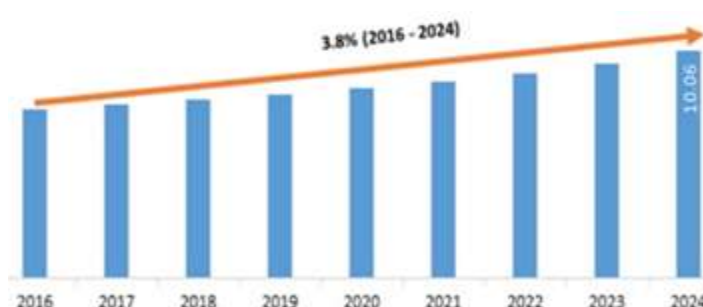
Figura 5 - Usina de geração de energia elétrica com motores Diesel.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O aumento da demanda de energia, industrialização e urbanização são os principais impulsionadores do mercado mundial de geração de energia elétrica com motores Diesel (VARIANT MARKET RESEARCH, 2017). De acordo com a Figura 6, o mercado mundial de geração de potência em motores Diesel deve alcançar US\$ 10,06 bilhões até 2024; com uma taxa de crescimento anual de 3,8 % entre 2016 e 2024.

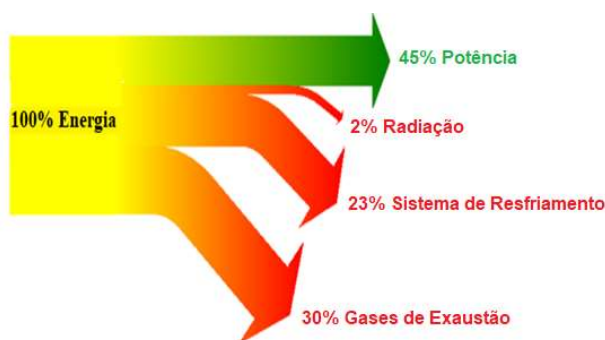
Figura 6 - Previsão do mercado mundial de geração de potência em motores Diesel entre 2016 e 2024.



Fonte: Adaptado de VARIANT MARKET RESEARCH (2017).

Apesar do crescimento do mercado de motores Diesel, desenvolvimento de tecnologias cada vez mais modernas e inúmeras aplicações destes equipamentos para geração de energia, em um típico motor Diesel estacionário e de grande porte em torno de 45 % da energia do combustível é convertida em potência útil, enquanto que a energia restante é principalmente perdida através do sistema de exaustão e resfriamento. A conversão de energia deste tipo de motores é mostrada na Figura 7.

Figura 7 - Conversão de energia em motores Diesel estacionários de grande porte.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Em termelétricas equipadas com motores Diesel estacionários, uma grande quantidade de calor é rejeitada através da água de resfriamento e dos gases de exaustão. Estas duas fontes de calor possuem características distintas, a água quente

do radiador possui uma temperatura em torno de 70-100°C e os gases de exaustão em torno de 300-500°C, e podem ser aproveitadas em um sistema de recuperação de calor residual.

Fatores como o crescimento do mercado mundial de recuperação de calor residual e de motores Diesel, aumento da demanda mundial de energia, escassez dos combustíveis fósseis, problemas ambientais e o elevado potencial de recuperação de energia deste tipo de motor tornam evidente e atrativa a oportunidade de recuperação de energia.

2.2. SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL

A utilização de calor de baixa e média temperatura é uma tarefa complexa, onde várias considerações devem ser levadas em conta, sendo que a decisão de recuperar este calor é basicamente econômica (VÉLEZ et al., 2012). Ainda mais, o custo é um desafio para o desenvolvimento de alternativas sustentáveis de energia em comparação com fontes fósseis convencionais (QIU, 2012).

A viabilidade da recuperação de calor residual, irá depender da qualidade do calor (temperatura da fonte), bem como dos seus potenciais usos (WALSH; THORNLEY, 2013). Por este motivo, novas tecnologias de conversão de calor precisam ser desenvolvidas e melhoradas para que seja aproveitada a oferta de energia disponível (QUOILIN et al., 2013). Entretanto, essas tecnologias precisam se tornar acessíveis e garantir uma demanda segura de energia (QIU, 2012).

A recuperação de calor residual tem sido desenvolvida e aplicada ao longo dos anos, tanto em processos industriais, quanto em motores de combustão interna. Existem diversas tecnologias capazes de captar este calor e transformá-lo em um tipo de energia que possa ser aproveitada. Dentre as principais tecnologias que são capazes de transformar calor residual em potência útil nos motores de combustão interna destacam-se: ciclo Rankine convencional (CRC); ciclo Rankine orgânico (ORC) e Ciclo Kalina (KC).

O ciclo Rankine convencional (CRC) têm sido usado para produção de energia por mais de um século, tornando-se bem conhecido, mais desenvolvido e amplamente difundido (SINGH; PEDERSEN, 2016). Os gases de exaustão de um motor de combustão interna possuem temperatura entre 300-500°C e, portanto, esse calor pode ser recuperado em um ciclo Rankine convencional por meio de uma caldeira

recuperativa. Segundo KOROBITSYN (1998), para níveis de média temperatura (200-400°C), o vapor de água ainda é um fluido indicado devido às suas propriedades.

Tradicionalmente, o ciclo Rankine convencional é uma opção de recuperação de calor residual eficiente para temperaturas de fontes acima de 350°C, enquanto que para temperaturas mais baixas este ciclo torna-se menos econômico e requer equipamentos mais volumosos (SINGH; PEDERSEN, 2016). Além disso, o calor residual a temperaturas mais baixas é incapaz de fornecer energia suficiente para o superaquecimento do vapor de água, o que é um requisito para evitar a condensação e a subsequente erosão nas palhetas das turbinas (US DEPARTMENT OF ENERGY, 2008). Combinando outras disponíveis fontes de calor residual de baixa e média temperatura para o pré-aquecimento da água de alimentação, a eficiência de um ciclo Rankine convencional pode ser melhorada. Ciclos de alta temperatura podem possuir eficiências entre 30 e 40% (US DEPARTMENT OF ENERGY, 2008).

Vários estudos foram realizados para analisar a utilização do ciclo Rankine convencional para recuperação de calor residual em motores de combustão interna. PETROV (2006) avaliou a utilização de diferentes configurações de CRC para recuperação de calor dos gases de exaustão e da água de resfriamento de um motor à gás Wärtsilä W20V34SG. Os resultados mostraram um aumento de potência de 9,7% para um ciclo simples e de 14,5% para um ciclo de configuração mais complexa.

GEWALD et al. (2012) modelaram um CRC com superaquecedor, evaporador, economizador, desaerador integrado e pré-aquecedor para recuperar calor dos gases de exaustão e da água de resfriamento de três tipos de motores, um Diesel e dois à gás. O resultado do melhor sistema apresentou uma redução do custo da geração de energia elétrica em torno de 5%.

LARSEN et al. (2014) analisaram a utilização de CRC para o aproveitamento do calor dos gases de exaustão e da água de resfriamento de um motor marítimo de grande porte. Os resultados mostraram um aumento de potência gerada de 863kW (5,1%).

LIANG et al. (2014) verificaram a utilização de CRC para aproveitamento do calor dos gases de exaustão de um motor marítimo 2 tempos, considerando diferentes graus de superaquecimento e temperaturas de condensação, o que possibilita o aumento da eficiência térmica e exergética da planta.

KYRIAKIDIS et al. (2017) estudaram o aproveitamento do calor dos gases de exaustão de um motor Diesel marítimo e de grande porte utilizando CRC com

diferentes níveis de pressão. Os resultados mostraram um aumento de eficiência do sistema de 6,8% para a configuração com dois níveis de pressão e de 7,1% para a configuração com três níveis de pressão.

O ciclo Rankine orgânico (ORC) provou ser uma promissora tecnologia de conversão de energia para a utilização de fontes de calor de média e baixa temperatura, devido à sua alta eficiência, simplicidade e confiabilidade. Além disso, o ciclo Rankine orgânico é considerado tecnicamente viável e tem sido amplamente aplicado em diversas áreas (SONG; SONG; GU, 2015). Nas últimas décadas tem-se notado um progresso na utilização de ORC para geração de energia. Até 2016 tinha-se uma potência mundial instalada de 2749,1 MW em 563 plantas (TARTIÈRE; ASTOLFI, 2017).

Como os ciclos convencionais a vapor não são eficientes na recuperação de calor residual de baixa temperatura, o ciclo Rankine orgânico é uma alternativa eficiente para este tipo de aplicação (DAI; WANG; GAO, 2009). A capacidade de recuperação de calor a baixas temperaturas deste ciclo é devido ao fato de o fluido de trabalho ser um composto orgânico caracterizado por uma temperatura de ebulição mais baixa que a da água.

De acordo com SAIDUR et al. (2012) são vários os fluidos orgânicos indicados para uso como fluido de trabalho em um ORC. Anteriormente, eram consideradas principalmente substâncias puras para fluidos de trabalho em ORC. Porém, o uso de misturas zeotrópicas como fluido de trabalho tem mostrado-se atraente, uma vez que a utilização destas misturas aproxima os perfis de temperatura entre a fonte quente e o fluido de trabalho, e com isso reduz as irreversibilidades, promovendo um melhor desempenho no aproveitamento da fonte de calor residual (CHYS et al., 2012).

Outra alternativa para também reduzir estas irreversibilidades externas são os ciclos supercríticos. Fluidos de trabalho com temperatura e pressão crítica relativamente baixa podem ser comprimidos diretamente a suas pressões supercríticas e aquecidos para seu estado supercrítico antes da expansão para obter uma melhor adequação térmica com a fonte de calor (WALRAVEN; LAENEN; D'HAESELEER, 2013).

Os ciclos Rankine orgânico podem apresentar diferentes configurações, dependendo da temperatura da fonte de calor, do número de fontes disponíveis e do espaço disponível para implantação do sistema. Estas configurações são utilizadas para aumentar a temperatura média termodinâmica de adição de calor no ciclo e, com

isto, elevar a eficiência do mesmo. Algumas configurações de ciclo Rankine orgânico são mostradas no trabalho de LECOMPTE et al. (2015). Para recuperação de calor residual em motores de combustão interna tem sido utilizado ciclo Rankine orgânico em cascata. Nesta configuração, o ciclo de alta temperatura recupera o calor dos gases de exaustão, enquanto o ciclo de baixa temperatura recupera o calor da água de resfriamento do motor (SONG; GU, 2015).

De acordo com QUOILIN et al. (2013), o conceito de acoplar um ORC a um MCI não é novo e seus primeiros desenvolvimentos técnicos apareceram depois da crise energética de 1970. Sendo assim, vários trabalhos foram desenvolvidos ao longo dos anos para análise de sistemas ORC associados a MCI. BOMBARDA et al. (2010) analisaram o aproveitamento dos gases de exaustão de um motor Diesel turboalimentado Wärtsilä 20V32 utilizando ORC. Os resultados apresentaram um aumento da potência de 9% (1603kW) para uma eficiência do ORC de 21,5%.

LARSEN et al. (2014) estudaram a utilização de ORC para o aproveitamento dos gases de exaustão e da água de resfriamento de um motor marítimo de grande porte. Os resultados da otimização mostraram um potencial de geração de 1160kW, o que representa um aumento de 6,8% na potência gerada.

BRAIMAKIS et al. (2015) avaliaram o potencial de melhoria da eficiência do ORC utilizando misturas zeotrópicas e pressões supercríticas. Seus resultados mostram que, comparado com o ORC subcrítico, o ORC supercrítico pode levar a aumentos da eficiência exergética de até 18%, considerando-se o caso estudado utilizando propano. O uso de misturas zeotrópicas melhora a eficiência, tanto nos casos subcríticos como nos supercríticos, chegando a um aumento de 60% na eficiência exergética para o caso supercrítico utilizando a mistura de ciclopentano e propano.

SOFFIATO et al. (2015) examinaram o aproveitamento de parte do calor residual da água de resfriamento do motor através de um sistema ORC. Foram estudadas três configurações de ORC: simples, regenerativa e ORC com dois níveis de pressão. Os resultados revelaram que a máxima potência produzida é obtida com a configuração de dois níveis de pressão com 820kW, o que representa um aumento da potência produzida em 3,5%.

ZHU et al. (2018) realizam uma otimização paramétrica de um ORC de configuração simples aproveitando gases de exaustão de um motor Diesel marítimo de 662kW de potência nominal. Seus resultados indicam um potencial de produção

de potência adicional de 97kW com o fluido R141b, o que representa um aumento na potência produzida de 14,6%.

SILVA et al. (2018) analisaram a recuperação de calor dos gases de exaustão de motores Diesel turbo-aspirados de uma usina termelétrica. Foram testados ORC subcríticos e supercríticos, com a presença ou não de regenerador, para sete fluidos de trabalho. As condições de operação foram otimizadas visando a maximização da potência líquida. Os resultados mostraram que os melhores fluidos foram o R123 e Novec649, ambos em ORCs supercríticos com regeneradores, gerando 715,2kW e 673,3kW respectivamente, representando um aumento de 7,2% e 6,8% na eficiência da termelétrica.

No início dos anos 80, Kalina propôs uma nova família de ciclos de potência denominada ciclos Kalina (KALINA, 1984). A primeira usina de energia baseada no ciclo Kalina foi construída em Canoga Park, Califórnia, em 1991 (US DEPARTMENT OF ENERGY, 2008). Ciclo Kalina (KC) usa uma mistura de amônia-água como fluido de trabalho e é um concorrente do ciclo Rankine orgânico (ZHANG; HE; ZHANG, 2012). Comparado aos ciclos Rankine, o ciclo Kalina tem componentes similares na sua configuração, a diferença está na presença de um separador no KC, o qual permite que sejam formadas correntes de fluidos de trabalho com diferentes concentrações de amônia (HE et al., 2011).

Uma vantagem dos ciclos Kalina em relação aos ciclos Rankine é que a mistura amônia e água evapora e condensa a temperaturas variáveis à pressão constante nos processos de adição e rejeição de calor, o que possibilita maior eficiência do ciclo Kalina em relação ao ciclo Rankine para uma mesma fonte quente e fria. Isto ocorre devido a aproximação dos perfis de temperatura durante a troca térmica, o que consequentemente aumenta a temperatura média termodinâmica de adição de calor e reduz a temperatura média termodinâmica de rejeição de calor, reduzindo as irreversibilidades termodinâmicas durante os processos (ZHANG; HE; ZHANG, 2012).

Assim como no ciclo Rankine orgânico, os ciclos Kalina podem se apresentar em diferentes configurações. O primeiro ciclo Kalina data de 1984 e foi denominado KCS 1 (Kalina Cycle System). Com objetivo de reduzir as irreversibilidades nas trocas térmicas, modificações e melhorias vêm sendo realizadas no KCS 1 para cada aplicação específica e com isto foi criada uma família de configurações KCS. Maiores detalhes de diferentes configurações de ciclo Kalina podem ser encontrados nos trabalhos de ZHANG et al. (2012), BECQUIN e FREUND (2012) e MIROLLI (2006).

Apesar de não haver tantas plantas de ciclo Kalina quanto de ciclo Rankine orgânico, alguns estudos acerca de recuperação de calor em MCI utilizando estes ciclos foram realizados nos últimos anos. JONSSON e YAN (2001) realizaram estudos sobre o aproveitamento de calor residual de motores Diesel Wärtsilä 18V46GD por meio do ciclo Kalina. Foi comparado o potencial do aproveitamento do calor dos gases de exaustão do motor em relação a todas as outras fontes de calor residual, além da análise de diferentes configurações do ciclo Kalina. Para um ciclo simples, o aproveitamento do calor dos gases de exaustão aumenta a eficiência global em 9,0%, enquanto o aproveitamento de todas as outras fontes aumenta a eficiência global em 14,7%. Para um ciclo mais complexo o aproveitamento dos gases de exaustão aumenta a eficiência global em 10,4%, enquanto o aproveitamento de todas as outras fontes aumenta a eficiência global de 15,6%.

BOMBARDA et al. (2010) analisaram o aproveitamento dos gases de exaustão de um motor Diesel turboalimentado Wärtsilä 20V32 utilizando uma planta Kalina. Os resultados apresentaram um aumento da potência em 9% para uma eficiência de ciclo de 19,7%.

LARSEN et al. (2014) estudaram a utilização do ciclo Kalina para o aproveitamento dos gases de exaustão e água de resfriamento de um motor marítimo de grande porte. Os resultados da otimização mostraram um potencial de geração de 825kW, o que representa um aumento de 4,9% na potência gerada.

LARSEN et al. (2014) realizaram estudos de otimização paramétrica de duas configurações de ciclo Kalina para recuperação dos gases de exaustão de um motor Diesel Wärtsilä 20V32. Os resultados mostraram que a configuração mais complexa pode produzir até 1943kW de potência adicional, o que representa um aumento de 10,9% na potência gerada.

Sistemas de recuperação de calor residual podem ser estruturalmente e termodinamicamente complexos, com grande número de componentes, interconexões e fluxos modelados por sistemas de equações não-lineares de tamanho considerável. Sendo assim, o uso de um *software* comercial é fundamental para obter eficiência computacional, já que fornecerá propriedades termodinâmicas, modelos de componentes e resolver o conjunto de equações dos balanços de massa e energia.

Diferentes *softwares* comerciais estão disponíveis para modelagem de tecnologias de recuperação de calor residual, entretanto a escolha do *software* depende principalmente do tipo de análise (regime transiente ou permanente) e do

nível de codificação necessário para implementar os detalhes dos componentes. *Softwares* baseados em codificação, por exemplo EES, Matlab e Python possuem a possibilidade do desenvolvimento de um conjunto apropriado de equações e os *softwares* orientado a bibliotecas, por exemplo Aspen, Simulink, Modelica, Dymola e Cycle-Tempo usam bibliotecas orientadas a objetos, onde as equações já estão implementadas, mas o usuário precisa conectá-las apropriadamente e definir os parâmetros (ZIVIANI; BEYENE; VENTURINI, 2014).

Otimizações de desempenho termodinâmico e econômico para sistemas de recuperação de calor residual podem maximizar a eficiência de conversão de energia, minimizar os custos ou maximizar o lucro. Buscar fluxos de trabalho favoráveis e obter condições operacionais ótimas dos sistemas de recuperação de calor residual são questões importantes para a simulação destes sistemas. Em alguns trabalhos os autores alcançam um critério de performance por meio de análises paramétricas (QUOILIN et al., 2013; YANG, F. et al., 2017); em outros trabalhos esse critério é atingido por algoritmos de otimização (WANG, Z. Q. et al., 2012; XI et al., 2013; YANG et al., 2015).

Para problemas de otimização de sistemas térmicos, métodos computacionais usando gradientes podem não ser adequados ou apresentar bom desempenho. Ao invés disso, métodos evolutivos podem se tornar mais atraentes (PIRES; CRUZ; COLAÇO, 2013). Nos últimos anos, algoritmos evolutivos têm sido empregados para buscar soluções ótimas para sistemas de recuperação de calor residual. WANG et al. (2012) apresentaram uma seleção de fluidos de trabalho e otimização paramétrica de um ORC usando algoritmo de recozimento simulado.

XI et al. (2013) examinaram os desempenhos de três diferentes sistemas ORC usando seis tipos de fluidos de trabalho. O algoritmo genético foi usado para otimizar as condições de operação e os parâmetros termodinâmicos.

YANG et al. (2015) utilizaram algoritmo genético em um problema de otimização multi-objetivo para maximizar a potência líquida e minimizar o custo total de investimento para um ORC associado a um motor Diesel. As otimizações consideraram diferentes condições operacionais do motor e fluidos de trabalho.

Diferentes critérios de desempenho são adotados pelos estudiosos para avaliação de um sistema de recuperação de calor residual. LI et al. (2014) examinaram os efeitos da temperatura de *Pinch Point* e da temperatura de evaporação na performance de um sistema ORC minimizando os custos de produção de energia.

HAJABDOLLAHI et al. (2013) otimizaram os parâmetros de projeto de um sistema ORC para um motor Diesel. A eficiência térmica foi maximizada e o custo total anual foi minimizado simultaneamente.

SHU et al. (2014) apresentaram a análise termodinâmica de um sistema ORC *Dual Loop* (DORC) com potência líquida, eficiência térmica e eficiência exergética como funções objetivo.

SONG et al. (2015) examinaram a recuperação de calor residual de um motor Diesel marítimo usando a tecnologia ORC. A potência máxima de saída foi adotada como critério de avaliação para definir os parâmetros ótimos do sistema.

Existem trabalhos de otimização de tecnologias para recuperação de calor residual em motores de combustão interna envolvendo a priori uma análise técnica e posteriormente uma análise econômica. Por exemplo, no trabalho de SONG et al. (2015) foi realizada uma análise paramétrica para maximizar a potência de saída de um ORC para recuperação do calor residual de um motor marítimo e posteriormente foram feitas avaliações econômicas do sistema otimizado.

Em trabalhos de otimização envolvendo objetivos econômicos, alguns autores atingem o objetivo por meio de uma análise paramétrica (YANG, M.-H.; YEH, 2015b), enquanto em outros trabalhos, um critério de performance é atingido por meio de um algoritmo de otimização, o qual avalia o desempenho das variáveis de decisão em uma função objetivo ao longo do processo de otimização (YANG, F et al., 2015).

2.3. SUPERESTRUTURAS

As interações entre os componentes da planta, o número muito grande de possíveis alternativas de projeto e a falta de dados de custo precisos tornam a otimização de sistemas térmicos uma tarefa difícil (KOCH; CZIESLA; TSATSARONIS, 2007). No projeto ótimo de sistemas térmicos, a relação de equipamentos e suas interconexões deve ser otimizada, isto é, a melhor configuração para o sistema térmico deve ser sempre investigada e definida (DONATELLI, 2002). Esse problema, que é de natureza combinatória, constitui a otimização estrutural, também chamada de problema de síntese. No entanto, cada configuração deve ser submetida à otimização paramétrica ou de parâmetros, que envolve as variáveis relacionadas às dimensões dos equipamentos e aos parâmetros operacionais. Depois da otimização estrutural e paramétrica, o sistema térmico ótimo deve ser submetido ainda a

simulações para verificar seu desempenho em função de todas as possíveis variações das condições operacionais.

FRANGOPOULOS et al. (2002) identificaram três níveis de otimização de sistemas térmicos, os quais correspondem à síntese, projeto e operação. A síntese deve determinar a configuração ótima do sistema, isto é, seus componentes e interconexões. O projeto deve definir as especificações técnicas dos componentes e as propriedades dos fluidos de trabalho do sistema térmico em carga nominal. A operação visa explorar as características operacionais dos componentes e dos fluidos de trabalho para obter o melhor resultado possível a cada condição operacional especificada.

Alguns métodos para síntese ótima de sistemas térmicos foram comentados e discutidos em FRANGOPOULOS et al. (2002). Um destes métodos é o de superestruturas, que quando reduzidas no processo de otimização podem resolver simultaneamente o problema de otimização completo, isto é, obter em conjunto a configuração, o projeto e a operação ótima do sistema térmico. Uma superestrutura destinada à otimização de um sistema térmico pode ser definida como um grande sistema térmico, que considera todos os possíveis (ou necessários) equipamentos, componentes e interconexões capazes de suprir, individualmente ou em associação, as demandas de energia do processo (DONATELLI, 2002).

A finalidade básica de uma superestrutura é incorporar as flexibilidades de configuração a serem exploradas na obtenção do sistema térmico ótimo, além de fornecer os balanços de massa e energia para todos os pontos percorridos no processo de otimização sem incorrer em falhas de simulação. Sendo assim, é de vital importância que o projetista use o conhecimento e a criatividade para a concepção de uma superestrutura adequada ao projeto do sistema térmico, pois todas as flexibilidades de configuração possíveis do sistema são incorporadas na mesma. A modelagem da superestrutura deve incluir modelos dos componentes, além das interligações entre eles e o meio externo. Simulações dessa modelagem permitem a validação da mesma, o que comumente exige análises e alterações, isto é, melhorias dos modelos.

Vários *softwares* comerciais podem ser usados para modelagem de superestruturas. KOSTOWSKI e USÓN (2013) modelaram uma superestrutura com quatro processos alternativos a serem acoplados a um sistema de expansão de gás natural utilizando o *software* EES. HANAFI et al. (2015) realizaram a modelagem de

uma superestrutura no *software* EES para uma planta de cogeração, a qual produz energia elétrica e água proveniente de um processo de dessalinização. Entretanto, para esses dois casos não foi realizado o desenvolvimento matemático de um problema de otimização para a obtenção da configuração final.

DONATELLI (2002), ARAÚJO (2008) e ARAÚJO (2015) utilizaram o *software* IPSEpro para desenvolver a modelagem de superestruturas para plantas de cogeração. KOCH et al. (2007) modelaram uma superestrutura de uma planta de potência a ciclo combinado no *software* GateCycle. WANG et al. (2014) utilizaram o *software* Epsilon para modelar uma superestrutura de uma planta supercrítica de potência a vapor. Em ambos trabalhos a configuração final foi obtida por meio de algoritmos de otimização.

A formulação do problema de otimização completo deve ocorrer após a validação da superestrutura. A solução deste problema fornece a configuração do sistema ideal, o que, inevitavelmente, depende e se encontra limitada pela superestrutura inicial. Nesta etapa define-se a função objetivo a ser minimizada ou maximizada, as restrições de igualdade, que normalmente são as equações da modelagem da superestrutura, as restrições de desigualdade, as variáveis de decisão e seus limites superiores e inferiores, bem como os diversos parâmetros e seus valores típicos. Assim, chega o momento de resolver esse problema escolhendo-se um método de otimização adequado.

A principal vantagem da utilização da técnica de superestruturas é a possibilidade de trabalhar com qualquer função objetivo e automaticamente é revelada a configuração ideal do sistema. A dificuldade com este método é que o tamanho do problema de otimização pode ser tal que os algoritmos matemáticos de otimização disponíveis podem não ser capazes de obter uma solução rigorosa (FRANGOPOULOS; SPAKOVSKY; SCIUBBA, 2002). Desta forma, surge a necessidade de avanços nas técnicas de otimização de superestruturas.

Os estudos indicam que técnicas de programação matemática têm sido aplicadas com sucesso para a otimização de superestruturas. Diferentes técnicas ou uma combinação delas podem ser usadas para a otimização de superestruturas, entretanto nota-se um interesse da comunidade científica no uso de algoritmos evolutivos, programados ou não no mesmo ambiente computacional da modelagem (ARAÚJO, 2008; ARAÚJO et al., 2015; KOCH; CZIESLA; TSATSARONIS, 2007; WANG, L. et al., 2014).

Algoritmos evolutivos usam uma estratégia de pesquisa estocástica para encontrar e comparar soluções viáveis até que a melhor solução seja determinada ou um critério de finalização seja atendido. As derivadas das equações do modelo não são exploradas no processo de busca e as modificações do processo dependem apenas do valor da função objetivo, o que facilita o uso de *softwares* comerciais para modelagens das superestruturas.

Ao longo dos anos foram realizados trabalhos de otimização de superestruturas para projeto de sistemas térmicos utilizando algoritmos evolutivos. KOCH et al. (2007) realizaram uma otimização termoeconômica de uma superestrutura para minimização do custo da eletricidade produzida em uma planta de potência a ciclo combinado. A modelagem da superestrutura foi desenvolvida em um *software* comercial (GateCycle) e adequadamente acoplada ao Matlab, onde o algoritmo evolucionário (algoritmo genético) foi utilizado como método de otimização.

ARAÚJO (2008) realizou a otimização de uma superestrutura de uma planta de cogeração para atender as demandas fixas de energia elétrica e vapor para um processo. Neste trabalho, a modelagem da superestrutura foi desenvolvida no *software* IPSEpro e acoplada ao *Visual Basic* do *Microsoft Excel*, onde o algoritmo genético também foi utilizado como método de otimização. Em ARAÚJO et al. (2015) esta mesma superestrutura foi otimizada usando três diferentes algoritmos evolucionários (algoritmo genético, recozimento simulado e enxame de partículas). Todos os algoritmos foram capazes de definir a configuração e os parâmetros de projeto do sistema térmico ótimo.

WANG et al. (2014) otimizaram uma superestrutura de uma planta supercrítica de potência a vapor para objetivos termodinâmicos e econômicos (multi-objetivo). A modelagem da superestrutura foi desenvolvida no *software* comercial *Ebsilon Professional* e evolução diferencial foi utilizado como método de otimização. Um programa foi desenvolvido para integrar o algoritmo de otimização com o *Ebsilon*. Na modelagem econômica utilizaram-se dados reais e de literaturas disponíveis sobre os custos dos equipamentos e demais itens típicos de investimento neste tipo de planta de potência.

Em alguns trabalhos, a modelagem da superestrutura é inserida diretamente na programação matemática do problema de otimização. BRITTO (2010) desenvolveu uma superestrutura composta por geração eólica, geração fotovoltaica e motor de combustão interna para suprimento de eletricidade em condomínios residenciais

horizontais. Neste trabalho toda a modelagem da superestrutura e a formulação do problema de otimização foram desenvolvidas no *software* comercial de otimização denominado LINGO. As demandas de energia elétrica das áreas comuns do condomínio foram definidas em uma base temporal, isto é, as demandas eram variáveis, sendo a otimização realizada em múltiplos períodos. O problema de otimização resolvido com auxílio do *software* LINGO era constituído de programação matemática linear mista-inteira, onde os diferentes preços de energia elétrica e os custos dos equipamentos determinaram a configuração ótima final.

DELGADO et al. (2015) realizaram a otimização estrutural e paramétrica de um sistema de poligeração a partir de uma superestrutura. A modelagem da superestrutura incluiu as seguintes flexibilidades de projeto: motores de combustão interna, caldeiras de recuperação, caldeiras convencionais, trocadores de calor, *chiller* de compressão, *chiller* por absorção, torre de resfriamento, painéis fotovoltaicos, além do uso de óleo diesel, gás natural e biomassa como opções de combustíveis. Um modelo de otimização, baseado em programação linear mista-inteira foi construído e resolvido para vários períodos de tempo, já que o sistema térmico estudado possuía demandas de energia elétrica, vapor, água quente e água gelada variáveis. A solução do problema de otimização fornece os resultados de uma avaliação econômica, obtendo assim o menor custo total anual possível, incluindo os custos fixos (investimento em equipamentos) e variáveis (combustível, instalação, operação e manutenção). Neste trabalho, a modelagem da superestrutura foi embutida diretamente na programação matemática do problema de otimização, o qual foi feito no *software* LINGO.

Também são encontrados trabalhos de otimização de superestruturas utilizando *software* comercial e plataforma de otimização. DAHDAH e MITSOS (2014) realizaram a otimização estrutural e paramétrica de uma planta de dessalinização a partir de uma superestrutura, considerando uma fonte de calor fixa. A superestrutura foi primeiramente implementada usando o *software* JACOBIAN e depois convertida para o *software* GAMS (*General Algebraic Modeling System*). Para solucionar o problema de otimização não-linear mista-inteira foi empregado o *software* de otimização BARON (*Branch-And-Reduced Optimization Navigator*).

Técnicas como decomposição e otimização multiníveis podem ser aplicadas para facilitar a otimização de superestruturas em sistemas térmicos (ARAUJO, 2008; DONATELLI, 2002), porém muitos desafios ainda são encontrados. Segundo HENAO

(2012) a principal dificuldade ainda prevalece na criação sistemática de modelos de superestruturas ricas, práticas e que sejam também computacionalmente baratas.

As abordagens atuais exigem que o projetista defina uma superestrutura que subsequentemente é otimizada. Porém, pode-se encontrar trabalhos destinados a representação, geração e modelagem eficiente de superestruturas para síntese de processos (HENAO, 2012; VOLL et al., 2012; WU; HENAO; MARAVELIAS, 2016). Nestes trabalhos a especificação a priori de uma superestrutura é evitada, uma vez que as metodologias apresentadas empregam regras genéricas para a geração da superestrutura.

Modelagens rigorosas de superestruturas trazem complexidades aos problemas de otimização e consequentes dificuldades na sua solução. Entretanto, essas modelagens podem ser simplificadas pelo uso de modelos substitutos (superfícies de resposta). O uso de superfícies de resposta pode eliminar um número significativo de variáveis incluídas na modelagem original da superestrutura, bem como podem reduzir a complexidade matemática, facilitando assim o processo de otimização.

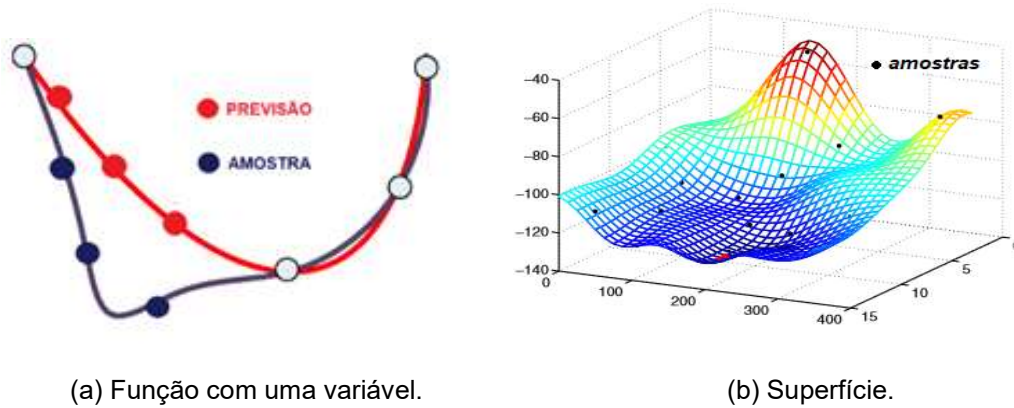
A utilização destes modelos simplificados pode dispensar, na fase de otimização, os *softwares* comerciais, escrevendo todas as equações diretamente na programação do problema de otimização. Entretanto, esses modelos simplificados muitas vezes são obtidos a partir de exaustivas simulações ou otimizações conduzidas em *softwares* comerciais para gerar mapas completos de desempenho dos equipamentos ou subsistemas.

A partir deste contexto, a aplicação da técnica de superfície de resposta na otimização de superestruturas poderá se mostrar mais eficiente comparada a otimização que emprega a modelagem original.

2.4. SUPERFÍCIE DE RESPOSTA

Superfície de resposta, também denominadas de modelos substitutos, meta-modelos ou emuladores é um método de engenharia utilizado para prever um resultado de interesse que não pode ser medido diretamente, necessitando de um modelo do resultado para previsões. Uma ilustração deste conceito é mostrada na Figura 8(a) para funções de uma variável (ajuste de curva) e Figura 8(b) para superfícies.

Figura 8 - Superfície de resposta.



Fonte: Adaptado de HU et al. (2015) e BUTZ et al. (2010).

A maioria dos problemas de projeto de engenharia requer experimentos e/ou simulações de computador para avaliar as funções objetivo e restrições do projeto como função das variáveis de projeto. Em muitos casos, a otimização de tais objetivos de uma maneira simples, isto é, aplicando rotinas de otimização diretamente a essas funções, é impraticável (KOZIEL; YANG, 2011). Uma razão é que as funções objetivo, na maioria das vezes, são analiticamente intratáveis (descontínuas, multi-modais e não diferenciáveis) e possuem muitas variáveis de decisão. Além disso, as informações de sensibilidade geralmente não estão disponíveis ou são muito caras para serem computadas (FORRESTER; KEANE, 2009). Outra razão, e em muitos casos ainda mais importante, é o alto custo computacional das simulações de modelagens complexas (BHOSEKAR; IERAPETRITOU, 2018).

Tempos de simulação de várias horas, dias ou mesmo semanas para avaliação da função objetivo não são incomuns na engenharia contemporânea, apesar do poder computacional disponível. Uma maneira de aliviar esse ônus é construindo modelos de aproximação, os quais imitam o comportamento do modelo original o mais próximo possível. Desta forma, a otimização da modelagem original é substituída pela otimização da modelagem baseada nestes modelos, que é analiticamente tratável e computacionalmente barato.

Dada uma função, $f(X): \mathbb{R}^D \rightarrow \mathbb{R}$, cuja sua avaliação computacional é onerosa, sendo que $X = (x_1, x_2, \dots, x_d)$ é o vetor de entrada, D o número de dimensões de X , $X^L \leq X \leq X^U$ os limites inferiores e superiores de X , f a saída e $w_j \leq 0$, $j \in J$

são as restrições da função, uma superfície de resposta associada a esta função é uma função $\hat{f}(X)$ que aproxima a função $f(X)$.

O problema acima ocorre frequentemente em engenharia, onde simulações computacionais complexas ou experimentos físicos são utilizados. Nesses casos, a obtenção de mais dados significa experimentos adicionais e, portanto, resulta em um custo significativo (tempo ou econômico), bem como em uma despesa computacional altamente não trivial.

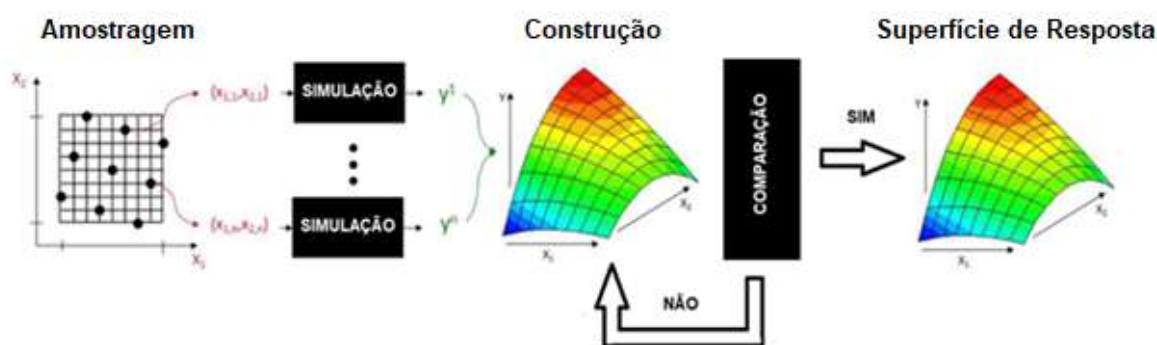
As aplicações e o uso potencial de superfícies de resposta podem ser encontrados na literatura ao longo dos anos para diferentes tipos de problemas. Por exemplo, ANTHONY (1997) usou uma superfície de resposta polinomial em projeto aeronáutico. EISENHOWER et al. (2012) utilizou o método de regressão de suporte vetorial para otimização. Rede neural foi usada para modelagem de processo (MEERT; RIJCKAERT, 1998), controle de processo (MUJTABA; AZIZ; HUSSAIN, 2006) e para otimização (HENAO; MARAVELIAS, 2011; MAGNIER; HAGHIGHAT, 2010). O método de Kriging foi usado para síntese (PALMER; REALFF, 2002), simulações de projeto (PREBEG; ZANIC; VAZIC, 2014) e análise de viabilidade (ROGERS; IERAPETRITOU, 2015a, b). Funções de base radial foi usada para otimização (PIRES; CRUZ; COLAÇO, 2013), análise de viabilidade (WANG, Z.; IERAPETRITOU, 2017) e estimação de parâmetros (MÜLLER et al., 2015).

Nos trabalhos de HENAO (2012) e HENAO; MARAVELIAS (2011) modelos de superfície de resposta são aplicados em problemas de otimização de superestruturas em plantas químicas. Nos trabalhos de MAGNIER e HAGHIGHAT (2010), EISENHOWER et al. (2012) e PIRES et al. (2013) superfícies de resposta são utilizadas para otimização de sistemas térmicos.

Pode-se observar que existem múltiplas metodologias propostas na literatura para obtenção de superfícies de resposta. É importante notar com respeito as aplicações supracitadas, que os problemas que requerem superfícies de resposta podem ser classificados em 3 classes. A primeira classe de problemas é o uso mais fundamental das superfícies de resposta, ou seja, previsão e modelagem. A segunda classe de problemas é comumente conhecida como otimização livre de derivadas, onde a função objetivo a ser otimizada é complexa e, portanto, a informações das derivadas são inviáveis. A terceira classe de problemas é a análise de viabilidade, onde o objetivo é também satisfazer as restrições de projeto.

As superfícies de resposta são construídas usando uma abordagem orientada por dados. O trabalho interno exato do código de simulação não é assumido como sendo conhecido (ou mesmo compreendido), apenas o comportamento de entrada e saída é importante. Sendo assim, um modelo é construído com base na resposta da modelagem original para um número limitado de dados (amostras) escolhidos de forma inteligente. Essa abordagem também é conhecida como modelagem comportamental ou modelagem de caixa preta, embora a terminologia nem sempre seja consistente. Conforme mostra a Figura 9, de uma forma geral, a geração de superfícies de resposta é por meio de aproximações de dados de modelos de alta fidelidade obtidos por amostragem. Essa aproximação deve ser verificada comparando a resposta obtida no modelo de alta fidelidade com a resposta da superfície de resposta.

Figura 9 - Processo de geração de uma superfície de resposta.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Supondo a existência de um projeto parametrizado acoplado a um método de avaliação, o primeiro passo no processo de otimização baseado em superfícies de resposta é escolher quais parâmetros desejamos variar (variáveis de decisão). Isso pode ser óbvio em um problema familiar de projeto, mas em um novo problema de projeto pode haver muitas variáveis. O problema de obter informações suficientes para prever um cenário de projeto é o que nos retém em termos do número de variáveis que podemos otimizar. A quantidade de informação que pode-se obter depende, é claro, da despesa computacional (ou experimental) das funções objetivo. Assim, o número de variáveis que podemos otimizar é uma função dessa despesa. Escolher as variáveis de decisão que serão levadas adiante geralmente requer o projeto e a análise de alguns experimentos preliminares.

Para construir modelos globais de superfícies desconhecidas, um plano de amostragem com uma distribuição uniforme, mas não regular, de pontos em todo o espaço de projeto faz sentido intuitivo. O processo de geração de dados para construção de uma superfície de resposta é denominado de amostragem.

A performance da superfície de resposta depende fortemente da qualidade e do número de amostras. Entretanto a avaliação de dados demanda simulações da função verdadeira, o que contribui para o aumento do custo computacional. Na prática, o número de pontos no conjunto de dados é severamente limitado devido as despesas computacionais do modelo original. Um conjunto de amostras é considerado inadequado para construir uma superfície de resposta de qualidade se a remoção de um ponto de dados afetar significativamente o novo modelo (BHOSEKAR; IERAPETRITOU, 2018).

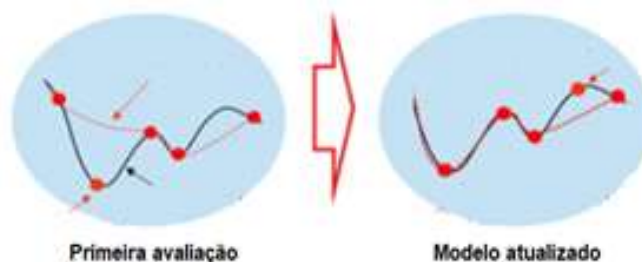
Para manter a qualidade das superfícies de resposta sem aumentar os custos de amostragem, estudos de estratégias de amostragem é de imensa importância, principalmente em modelagens que utilizam experimentos para obtenção de dados. Maiores detalhes de estratégias de amostragem podem ser encontrados no trabalho de BHOSEKAR e IERAPETRITOU (2018).

O primeiro passo na etapa de construção de uma superfície de resposta é definir o modelo de previsão. Segundo BHOSEKAR e IERAPETRITOU (2018), existem duas abordagens para a construção de superfície de resposta: paramétricas (por exemplo, regressão polinomial, Kriging) e não paramétricas (por exemplo, funções de base radial, redes neurais). Nas abordagens paramétricas pressupõem que a forma funcional global da relação entre a variável de resposta e as variáveis de decisão são conhecidas, enquanto que as não paramétricas usam diferentes tipos de modelos locais simples em diferentes regiões dos dados para construir um modelo geral (BHOSEKAR; IERAPETRITOU, 2018).

Avaliar a confiabilidade de uma superfície de resposta é uma das principais preocupações, porque ter um modelo impreciso pode levar ao desperdício de recursos e ter um efeito negativo na análise e otimização. A validação é o processo de avaliar a confiabilidade do modelo e tem o objetivo de estabelecer os recursos preditivos do modelo substituto para comparação com os dados disponíveis (erro de generalização). Esta etapa é exemplificada na Figura 10 e é realizada até que o modelo substituto alcance a precisão prevista.

Para problemas de poucas dimensões, é possível uma comparação visual entre previsões e o valor verdadeiro (FORRESTER; KEANE, 2009). No entanto, a dificuldade em ter dados suficientes para comparação visual e a incapacidade de visualizar previsões de problemas de várias dimensões exige abordagens mais sofisticadas.

Figura 10 - Processo de validação de uma superfície de resposta.



Fonte: Adaptado de JIN E JUNG (2016).

BHOSEKAR e IERAPETRITOU (2018) sugerem que uma superfície de resposta não pode ser validada com o mesmo conjunto de dados do qual foi construída. As superfícies de resposta são construídas com somente uma parte dos dados disponíveis e a parte remanescente dos dados é usada para testar a precisão. O conjunto de dados do qual o modelo é construído é denominado de conjunto de treinamento e o conjunto do qual o modelo é testado é denominado de conjunto de teste. As métricas usadas para quantificar o erro no conjunto de testes são referidas como métricas de validação. Maiores detalhes de métricas de validação podem ser encontradas em COLAÇO et al. (2008) e BHOSEKAR, IERAPETRITOU (2018).

Encontram-se na literatura trabalhos de aplicação de superfície de resposta na otimização de sistemas térmicos modelados em *softwares* comerciais. Na área de construções foram encontrados os trabalhos de MAGNIER, HAGHIGHAT (2010) e EISENHOWER et al. (2012), e em cogeração o trabalho de PIRES et al. (2013).

MAGNIER e HAGHIGHAT (2010) utilizaram uma rede neural artificial baseada em simulação para caracterizar o comportamento de uma construção, e então combinaram esta rede neural com um algoritmo genético para otimizar o projeto. Foi utilizado um programa de simulação térmica (TRNSYS) para criar um banco de dados para treinamento e validação da rede neural.

EISENHOWER et al. (2012) usaram o método de regressão de suporte vetorial na geração de metamodelos a partir de simulações da modelagem de uma construção desenvolvida no software EnergyPlus para a otimização do sistema.

PIRES et al. (2013) utilizaram um modelo de função de base radial para avaliar a influência na otimização termoeconômica de uma planta de cogeração modelada no *software* comercial IPSEpro. Este estudo indica que para otimização de sistemas térmicos com um grande número de variáveis de decisão e/ou função objetivo onerosa, a aplicação de superfície de resposta pode ser mais eficiente do que a modelagem original, reduzindo significativamente o tempo computacional do processo de otimização.

Devido o fato do problema de otimização de superestrutura para recuperação de calor residual em motores Diesel possuir modelagem onerosa, muitas variáveis de decisão e funções objetivo analiticamente intratáveis (descontínuas, multi-modais e não diferenciáveis), a aplicação do método de superfície de resposta no problema de otimização pode torna-se mais eficiente que a otimização da modelagem original.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo descreve as principais características do motor Diesel estacionário selecionado para estudo de caso e de suas principais fontes de calor residual, além das características das superestruturas para recuperação deste calor. Também serão apresentadas as considerações e metodologias utilizadas para realizar a modelagem termodinâmica e econômica, assim como a formulação dos procedimentos de otimização e modelos de superfície de resposta.

3.1. MOTOR DIESEL

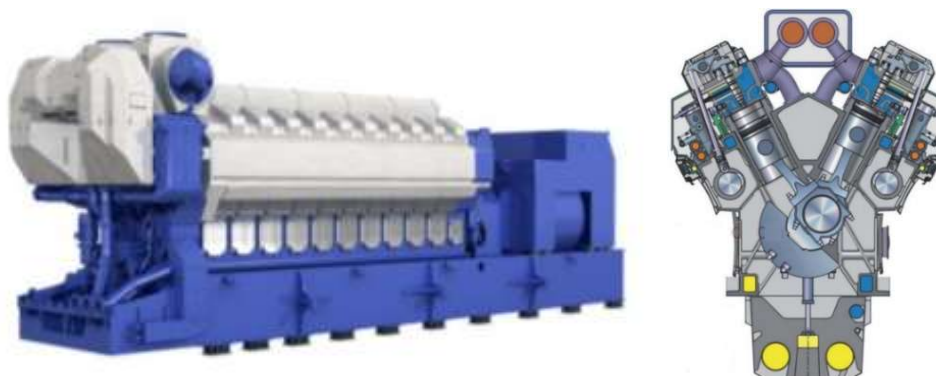
O motor Diesel estacionário considerado como estudo de caso para o desenvolvimento desta tese pertence a central termelétrica TEVISA. Esta usina é localizada no município de Viana, na região da Grande Vitória, no estado do Espírito Santo, Brasil, e está equipada com 20 grupos moto-geradores, compostos de motores Diesel Wäertsilä W20V32 de 9.000 kW e de geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g/10, 13,8 kV - 10.913 kVA. Cada gerador está configurado para gerar 8.730 kW de energia elétrica, totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW. A planta ainda conta com cinco caldeiras de recuperação de calor alimentadas com os gases de combustão provenientes dos motores e duas caldeiras auxiliares para fornecimento de vapor demandado nos processos de aquecimento e pré-aquecimento em determinados subsistemas e equipamentos auxiliares da planta.

O motor Wäertsilä W20V32 mostrado na Figura 11 é um motor turbo alimentado com resfriamento pós-compressão (*intercooler*), ciclo Diesel de quatro tempos com injeção direta de combustível. A nomenclatura se dá pelo número de cilindros (20), pelo diâmetro dos cilindros (320 mm) e pela montagem em “V” dos mesmos. O óleo combustível usado na usina é o óleo pesado OCB-1, o qual possui um poder calorífico inferior de 40.785 kJ/kg e uma composição em massa de 87,47 % de carbono, 10,77 % de hidrogênio, 0,76 % de oxigênio e 1,00 % de enxofre (MORAWSKI, A. P., 2016).

Os gases de combustão após saírem dos cilindros do motor acionam uma turbina, que por sua vez aciona o compressor que é responsável pelo suplemento de ar na pressão adequada ao motor. Para 15 motores os gases após passarem pela turbina são enviados direto para o sistema de exaustão e no caso dos outros 5 motores os gases são enviados para a caldeira de recuperação e depois são

encaminhados ao sistema de exaustão. Os parâmetros dos gases de exaustão enviados para o sistema de exaustão são mostrados na Tabela 1.

Figura 11 - Motor Wärtsilä W20V32.



Fonte: WÄRTSILA (2020).

Tabela 1 - Parâmetros dos gases de exaustão do motor Diesel.

Parâmetro	Motor com caldeira de recuperação	Motor sem caldeira de recuperação
Vazão (kg/s)	16,7	16,7
Temperatura (°C)	240	346
Temperatura mínima (°C)	180	180

Fonte: TEVISA.

Os gases de exaustão é a fonte de calor com maior potencial para ser recuperada nos motores Diesel. Os motores sem caldeira de recuperação liberam os gases de exaustão a uma temperatura de aproximadamente 346°C e com caldeira de recuperação a uma temperatura de 240°C. É importante salientar que há uma temperatura crítica de resfriamento dos gases de exaustão, por conta da presença de enxofre na composição do combustível. Se os gases forem resfriados a uma temperatura inferior à 180°C ocorre a formação de H_2SO_4 , o que causaria problemas de corrosão no sistema de exaustão. A composição molar dos gases de exaustão com base na composição do combustível e do ar atmosférico foi estimada em MORAWSKI (2016) e pode ser visualizada na Tabela 2.

Tabela 2 - Composição molar dos gases de exaustão do motor Diesel.

CO ₂ (%)	H ₂ O (%)	N ₂ (%)	O ₂ (%)	Ar (%)	SO ₂ (%)
6.36	5.58	75.53	11.60	0.90	0.03

Fonte: MORAWSKI (2016).

O calor removido do *intercooler*, do resfriador de óleo e do bloco do motor deve ser dissipado em um sistema de resfriamento a fim de permitir o fechamento do circuito. No caso da central termelétrica, o resfriamento dos motores é realizado por meio de água e o método de resfriamento adotado em função das condições e requisitos ambientais, disponibilidade de água e demais fatores é o uso de radiadores. É possível aproveitar o calor disponível dessa água até uma temperatura mínima de projeto. Os parâmetros da água de resfriamento do motor Diesel podem ser vistos na Tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros da água de resfriamento do motor Diesel.

Parâmetro	Valor
Vazão (m³/h)	100
Temperatura na saída do motor (°C)	78,4
Temperatura de retorno ao motor (°C)	41,4

Fonte: TEVISA.

Diante dos parâmetros da Tabela 1, Tabela 2 e Tabela 3 o calor disponível em cada uma das fontes térmicas do motor é apresentado na Tabela 4. Ambos os motores, com ou sem caldeira de recuperação, apresentam o mesmo potencial de recuperação de calor para a água de resfriamento. Entretanto, os motores sem caldeira de recuperação possuem maior potencial de aproveitamento de calor para os gases de exaustão. Diante de tal fato, os motores sem caldeira de recuperação foram selecionados para o desenvolvimento das modelagens e otimizações das superestruturas de recuperação de calor residual propostas na tese. Apesar do calor disponível na água de resfriamento ser maior do que o calor disponível nos gases de exaustão, esta fonte de calor possui uma exergia menor, o que a torna menos atraente do ponto de vista termodinâmico.

Tabela 4 - Energia térmica disponível nas fontes de calor residual do motor Diesel.

Fonte de calor	Valor (kW)
Água de resfriamento	4184
Gases de exaustão do motor sem caldeira	2987
Gases de exaustão do motor com caldeira	1066

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

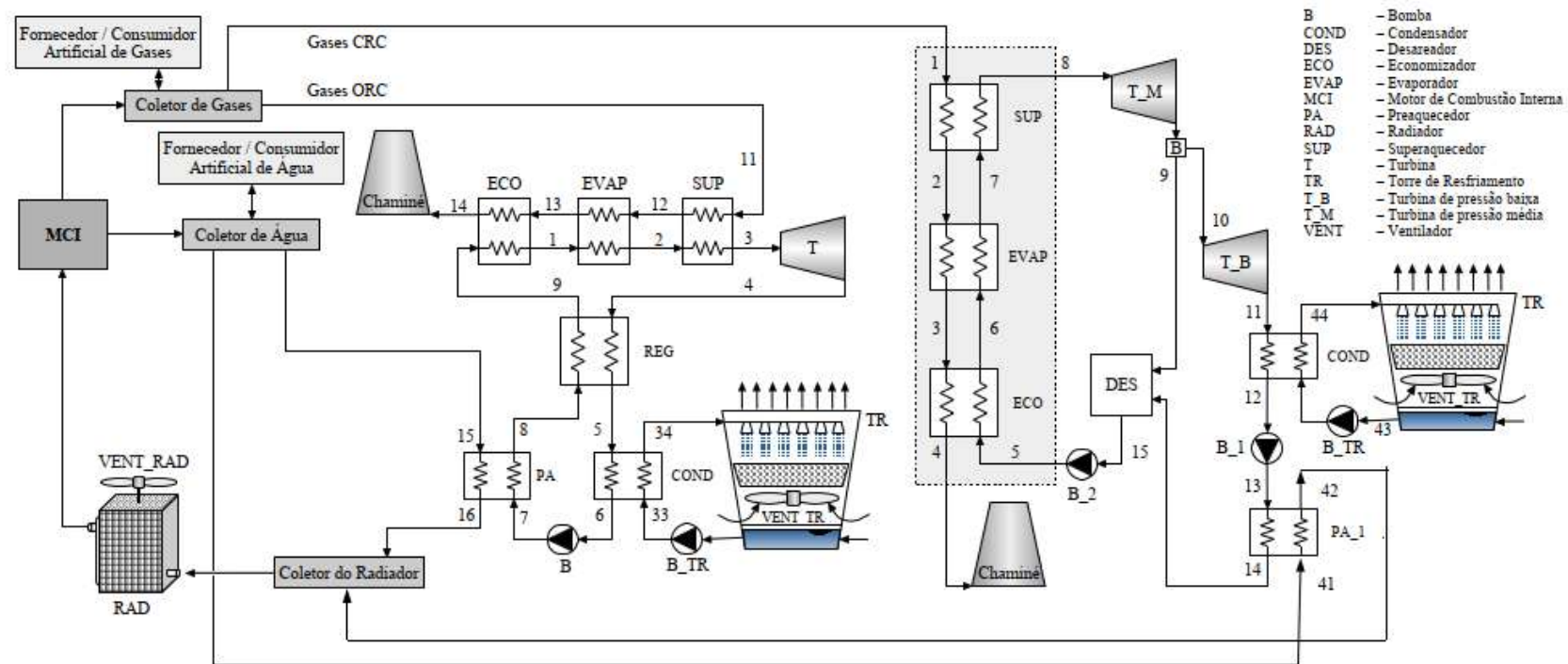
3.2. CONCEPÇÃO DAS SUPERESTRUTURAS

A concepção de uma superestrutura não é uma tarefa simples, sendo necessário a definição de etapas para o desenvolvimento da modelagem. Na etapa da obtenção e organização dos dados iniciais para a concepção das superestruturas foram considerados os fluxos de calor residual disponíveis, isto é, o fluxo de gases de exaustão e da água de resfriamento do motore, limites de temperatura para o aproveitamento das fontes de calor, geração de energia elétrica sem limites, relação de equipamentos da superestrutura, modelos termodinâmicos e econômicos dos equipamentos e as condições climáticas médias.

Baseado na obtenção e organização dos dados iniciais, duas superestruturas de tecnologias de recuperação de calor residual foram propostas: (i) superestrutura composta de superestruturas individuais de ciclo Rankine convencional (CRC) e ciclo Rankine Orgânico (ORC), denominada neste trabalho de superestrutura S-CRC-ORC e considerada de médio porte; (ii) superestrutura composta de superestruturas individuais de ciclo Rankine convencional (CRC), ciclo Rankine Orgânico (ORC) e ciclo Kalina (KC), denominada neste trabalho de superestrutura S-CRC-ORC-KC e considerada de grande porte. As superestruturas S-CRC-ORC e S-CRC-ORC-KC são apresentadas nas Figura 12 e Figura 13, respectivamente. Tanto o calor dos gases de exaustão quanto o calor da água de resfriamento podem ser aproveitados em cada superestrutura, sendo estas compostas basicamente por trocadores de calor, turbinas e bombas.

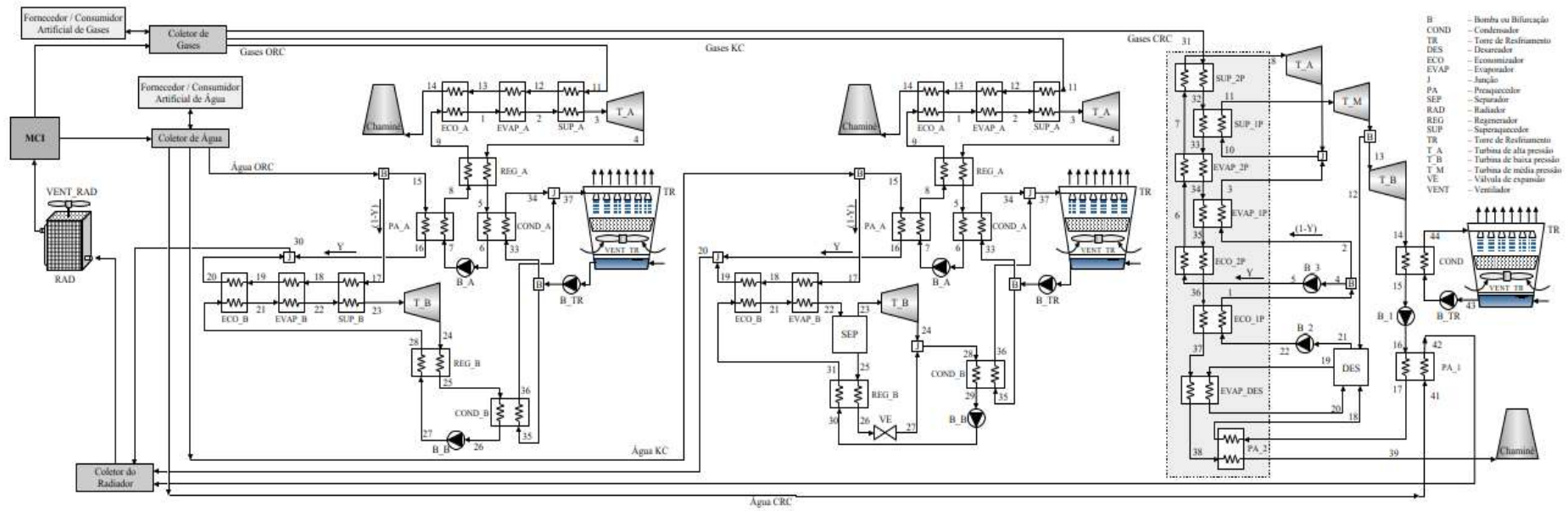
Na superestrutura S-CRC-ORC a vazão mássica dos gases de exaustão pode ser aproveitada como fonte de calor primária nas superestruturas individuais CRC e ORC. Estas superestruturas individuais são mostradas na Figura 14 e Figura 15. Em ambas superestruturas individuais a água de resfriamento do motor pode ser usada apenas para o pré-aquecimento do fluido de trabalho.

Figura 12 – Superestrutura de médio porte (S-CRC-ORC).



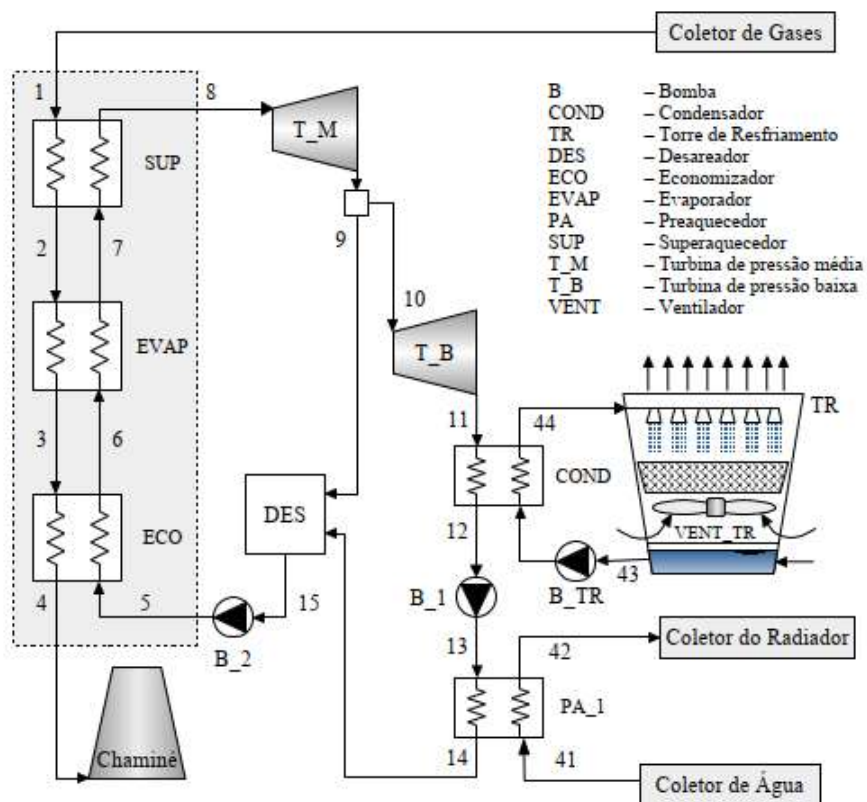
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 13 - Superestrutura de grande porte (S-CRC-ORC-KC).



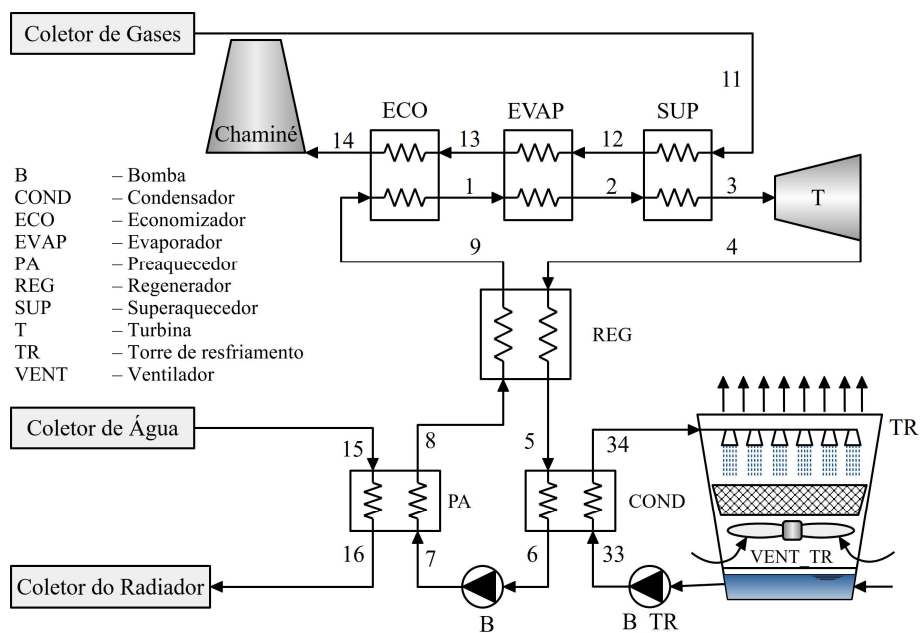
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 14 – Superestrutura CRC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 15 – Superestrutura ORC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na superestrutura CRC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC os gases de exaustão do motor trocam calor com o fluido de trabalho numa caldeira de recuperação, a qual possui somente um nível de pressão e este pode variar entre 3 a 6 bar. A bomba (B_2) envia o fluido de trabalho ao economizador (ECO), evaporador (EVAP) e superaquecedor (SUP) da caldeira de recuperação. Após o fluido de trabalho ter expandido na turbina de média pressão (T_M), grande parte da vazão do fluido é enviada para ser expandida na turbina de baixa pressão (T_B) e a outra parte é direcionada ao desaerador (DES). O fluido de trabalho após sair da T_B é resfriado no condensador (COND) e posteriormente é encaminhado para uma bomba (B_1). Ao sair de B_1 o fluido de trabalho troca calor com a água de resfriamento do motor no pré-aquecedor de água (PA_1) e em seguida é enviado ao DES e posteriormente encaminhado novamente para B_2

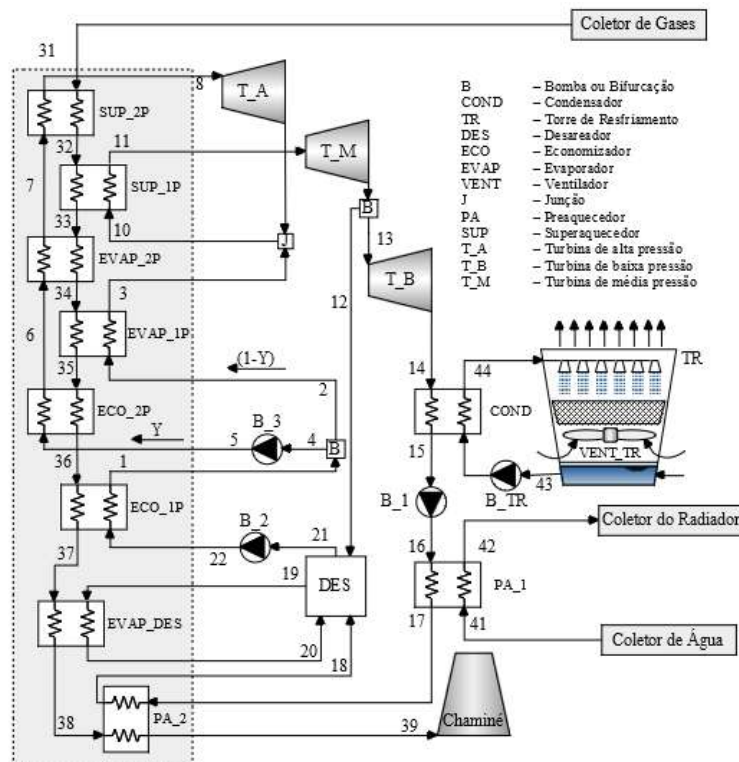
Na superestrutura ORC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC os gases de exaustão trocam calor com o fluido de trabalho no economizador (ECO), evaporador (EVAP) e superaquecedor (SUP) da caldeira de recuperação, enquanto que uma fração da água de resfriamento do motor pode ser usada em um pré-aquecedor (PA) para fornecer energia térmica adicional ao ciclo. Após o fluido de trabalho ser expandido na turbina (T) e gerar potência, ele é encaminhado ao regenerador (REG) para posteriormente ser resfriado no condensador (COND) e depois enviado para uma bomba (B). Os fluidos que podem ser utilizados na superestrutura ORC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC são tolueno, benzeno, isobutano e isopentano, conforme indicado em QUOILIN et al.(2011).

As flexibilidades de configurações disponíveis na superestrutura CRC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC podem ser atribuídas a existência ou não do superaquecedor (SUP) e pré-aquecedor de água (PA_1), e para a superestrutura ORC podem existir ou não economizador (ECO), superaquecedor (SUP), pré-aquecedor (PA) e regenerador (REG).

Na superestrutura S-CRC-ORC-KC a vazão mássica dos gases de exaustão pode ser aproveitada como fonte de calor primária nas superestruturas individuais CRC, ORC e KC. A água de resfriamento do motor pode ser usada como fonte de calor primária e/ou como fonte de calor adicional para as superestruturas individuais ORC e KC. Entretanto, para a superestrutura CRC ela pode ser usada apenas para o pré-aquecimento do fluido de trabalho. As superestruturas individuais CRC, ORC e

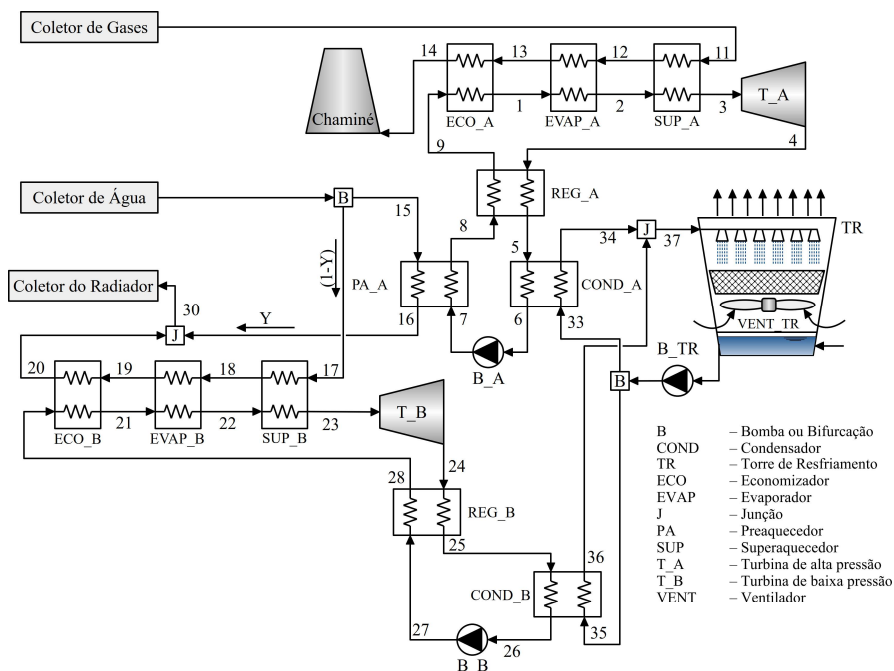
KC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC são mostradas na Figura 16, Figura 17 e Figura 18, respectivamente.

Figura 16 - Superestrutura CRC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC.



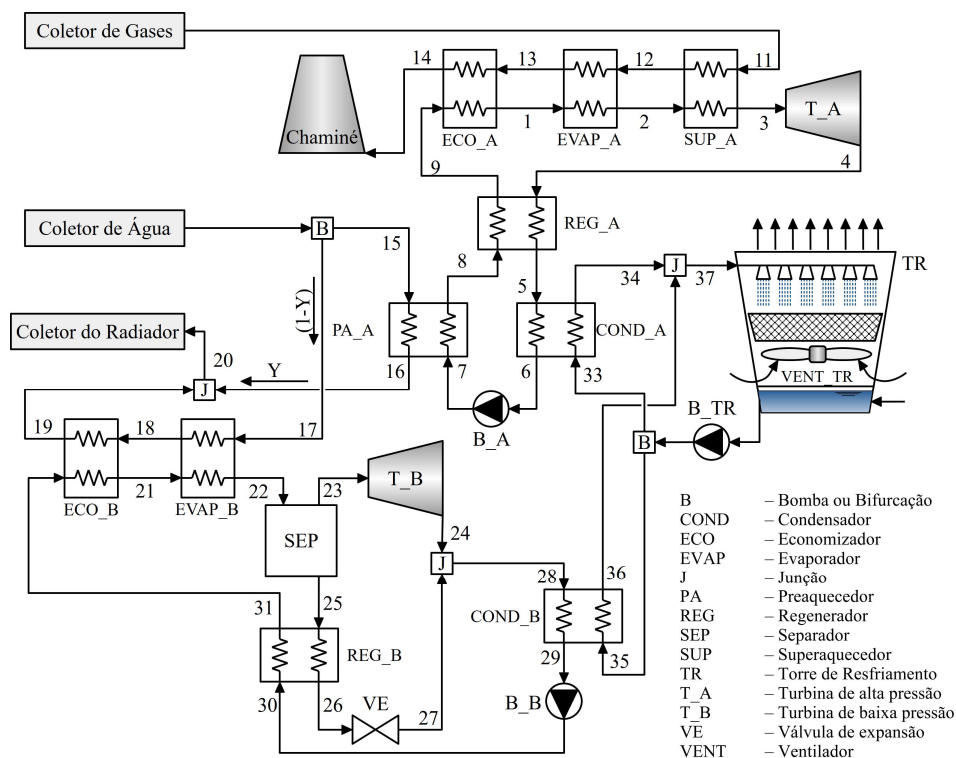
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 17 - Superestrutura ORC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 18 - Superestrutura KC que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC, os gases de exaustão do motor trocam calor com o fluido de trabalho numa caldeira de recuperação, a qual pode ter dois níveis de pressão. A pressão no primeiro nível da caldeira de recuperação do CRC pode variar entre 3 a 6 bar, enquanto que para o segundo nível de pressão pode variar entre 6 a 9 bar. Após o fluido de trabalho do segundo nível de pressão ter expandido na turbina de alta pressão (T_A) e gerar potência, este irá juntar-se com o fluido de trabalho proveniente do evaporador do primeiro nível de pressão (EVAP_1P) para serem encaminhados ao superaquecedor do primeiro nível de pressão (SUP_1P) e posteriormente produzir potência na turbina de média pressão (T_M). Grande parte do fluido de trabalho que sai da T_M é enviada para ser expandida na turbina de baixa pressão (T_B) produzindo potência e a outra parte é direcionada ao desaerador (DES). O fluido de trabalho após sair da T_B é resfriado no condensador (COND) e posteriormente é encaminhado para a bomba (B_1) e depois para trocar calor com a água de resfriamento do motor no pré-aquecedor de água (PA_1) e com os gases de exaustão no pré-aquecedor de gases (PA_2) e depois encaminhado para o DES. O DES pode ser alimentado por uma fração de vapor proveniente da T_M e/ou por um evaporador (EVAP_DES) que utiliza

energia proveniente dos gases de exaustão. Ao sair do DES o fluido de trabalho é encaminhado para uma bomba (B_2) e que o direciona para o economizador do primeiro nível de pressão (ECO_1P). Após o ECO_1P uma fração da vazão mássica do fluido é direcionada para o evaporador do primeiro nível (EVAP_1P) e a outra parte para uma bomba (B_3) e posteriormente para o economizador (ECO_2P), evaporador (EVAP_2P) e superaquecedor (SUP_2P) do segundo nível de pressão da caldeira.

Nas superestruturas ORC e KC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC, os ciclos de alta temperatura são alimentados principalmente pelos gases de exaustão, os quais trocam calor com o fluido de trabalho no economizador (ECO_A), evaporador (EVAP_A) e superaquecedor (SUP_A) da caldeira de recuperação, enquanto que uma fração da água de resfriamento do motor pode ser usada em um pré-aquecedor (PA_A) para fornecer energia térmica adicional ao ciclo. Após o fluido de trabalho ser expandido na turbina (T_A) e gerar potência, ele é encaminhado ao regenerador (REG_A) para depois ser resfriado no condensador (COND_A) e posteriormente enviado para uma bomba (B_A). Os fluidos que podem ser utilizados no ORC de alta temperatura são tolueno, benzeno, isobutano e isopentano conforme indicado em QUOILIN et al.(2011).

No ciclo ORC de baixa temperatura que compõe a superestrutura S- CRC- ORC- KC parte da água do motor que não foi encaminhada para o ciclo de alta temperatura troca calor com o fluido de trabalho no economizador (ECO_B), evaporador (EVAP_B) e superaquecedor (SUP_B) da caldeira de recuperação. Similar ao ciclo de alta temperatura, após o fluido de trabalho ser expandido na turbina (T_B) e gerar potência, ele é encaminhado ao regenerador (REG_B), para depois ser resfriado no condensador (COND_B) e posteriormente enviado para uma bomba (B_B). Para o ORC de baixa temperatura são utilizados como fluido de trabalho o R134a, R141b, R245fa e R236ea conforme indicado em QUOILIN et al.(2011).

Para o ciclo KC de baixa temperatura da superestrutura S- CRC- ORC- KC a fração da água do motor que não foi encaminhada para o ciclo de alta temperatura troca calor com o fluido de trabalho no economizador (ECO_B) e evaporador (EVAP_B) da caldeira de recuperação. Após a mistura água-amônia receber o calor da fonte térmica, ela vai para um separador (SEP) onde uma parte é enviada para expandir na turbina (T_B) e produzir potência e a outra parte é encaminhada ao regenerador (REG_B) e posteriormente para uma válvula de expansão (VE). Após

junção dos fluxos provenientes da VE e T_B, o fluido de trabalho é resfriado no condensador (COND_B) e encaminhado para uma bomba (B_B).

As flexibilidades de configurações nas superestruturas individuais que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC são dadas pela existência ou não de ciclos e equipamentos. Para a superestrutura CRC pode existir um ou dois níveis de pressão da caldeira, superaquecedores, pré-aquecedor de água, pré-aquecedor de gases, evaporador do desaerador e extração de vapor da turbina de média pressão. Nas superestruturas ORC e KC, as flexibilidades de configurações são dadas pela existência ou não dos ciclos de baixa temperatura, economizadores, superaquecedores, pré-aquecedores de água e regeneradores.

Considera-se que o fornecimento de água de condensação pela torre de resfriamento não apresenta limitações e cada superestrutura possui seu próprio sistema de resfriamento. A água de resfriamento do motor após ser utilizada nas superestruturas individuais é enviada ao radiador para resfriamento adicional. A queda de temperatura após a utilização dessa água nas superestruturas proporciona uma redução de potência consumida pelo ventilador do radiador.

Quando a demanda da vazão de gases de exaustão e de água de resfriamento nas superestruturas de recuperação de calor residual é maior ou menor do que a vazão nominal do motor, esta diferença de gases e água é fornecida ou consumida automaticamente pelos dispositivos artificiais, sem limitações de fornecimento e consumo. Os dispositivos artificiais de gases de exaustão e de água de resfriamento do motor constituem artifícios de modelagem sem viabilidade física, mas necessários para evitar falhas nas simulações, isto é, sempre garantir a solução do conjunto de equações dos balanços de massa e energia para quaisquer configurações e condições operacionais especificadas durante o processo de otimização, mesmo que fisicamente inviáveis (DONATELLI, 2002).

Vale ressaltar que sempre que um destes artifícios de modelagem estiverem ativos, a função objetivo usada na otimização da superestrutura será penalizada. Assim, o resultado final da otimização deve apresentar os dispositivos artificiais de gases e de água de resfriamento do motor desativados para se considerar a solução como viável fisicamente.

Foram definidas as condições ambientais, atribuindo-se valores de temperatura igual a 25°C, pressão de 1 atm e umidade relativa de 70 %. Para a água enviada aos condensadores atribui-se uma temperatura na entrada de 30°C e saída de 35°C. Para

todas as turbinas e bombas incluídas nas superestruturas de recuperação de calor residual assumiu-se que a eficiência isentrópica é igual a 80 % e 75 %, respectivamente.

Após a concepção das superestruturas, efetua-se a modelagem das mesmas no ambiente do *software* comercial, cuja biblioteca deve possuir modelos adequados para todos os equipamentos usados nessa modelagem ou, então, permitir o desenvolvimento de novos modelos ou a modificação dos modelos inadequados existentes. Depois de elaboradas as modelagens das superestruturas, realizam-se simulações para verificar a consistência dos balanços de massa e energia calculados, bem como a existência de possíveis falhas físicas de simulação. Dependendo dos resultados, pode ser necessário promover melhorias e adaptações nas modelagens das superestruturas.

3.3. MODELAGEM TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DAS SUPERESTRUTURAS

Para o desenvolvimento das modelagens termodinâmicas e econômicas das superestruturas foi selecionado o *software* EES (*Engineering Equation Solver*). O EES possui algumas características e dentre elas destacam-se: suporte a sistemas algébricos não lineares, modelagem em regime permanente, fornecimento de propriedades termodinâmicas dos fluidos, possibilidade do desenvolvimento de um conjunto apropriado de equações e integração com outros *softwares*. Além disso, ele é muito utilizado em trabalhos de recuperação de calor residual e disponibiliza uma ferramenta de otimização, a qual pode ser facilmente utilizada para otimização de superestruturas modeladas em seu ambiente computacional.

As seguintes suposições gerais foram assumidas para a modelagem termodinâmica das superestruturas: (i) cada componente é considerado em regime permanente e adiabático, (ii) as energias cinéticas e potenciais, bem como as perdas de calor e atrito, são negligenciadas. As equações fundamentais do balanço de massa e energia dos equipamentos existentes nas superestruturas são apresentadas na Tabela 5, onde $\dot{m}$ é a vazão mássica, h é entalpia específica, $\dot{Q}$ é taxa de transferência de calor e $\dot{W}$ é potência mecânica. Os subscritos e e s representam entrada e saída de cada fluxo, respectivamente.

Tabela 5 - Balanços de massa e energia para os equipamentos das superestruturas.

Equipamento	Balanço de Massa	Balanço de Energia
Trocador de Calor	$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s$	$\dot{Q} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e$
Bomba e Turbina		$\dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A potência líquida ($\dot{W}_{LIQ}$) das superestruturas S-CRC-ORC e S-CRC-ORC-KC pode ser estimada pela Equação (3.1), onde $\sum \dot{W}_T$ é a potência total produzida nas turbinas da superestrutura, $\sum \dot{W}_B$ é a potência total consumida nas bombas da superestrutura, $\sum \dot{W}_{TR}$ é a potência total consumida na torres de resfriamento (ventilador e bomba) da superestrutura e $\dot{W}_{RAD}$ é a potência economizada no ventilador do radiador devido à queda de temperatura da água de resfriamento do motor após ser utilizada na superestrutura.

$$\dot{W}_{LIQ} = \sum \dot{W}_T - \sum \dot{W}_B - \sum \dot{W}_{TR} + \dot{W}_{RAD} \quad (3.1)$$

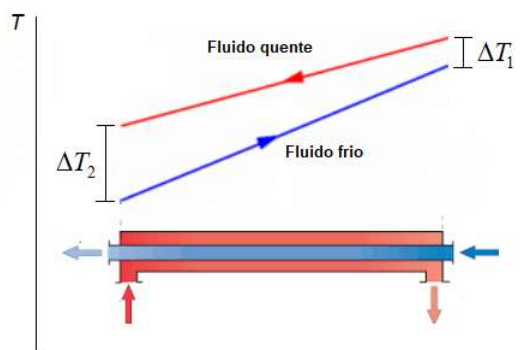
Os trocadores de calor considerados na modelagem das superestruturas são de contracorrente. A área total de transferência de calor (A_{TC}) para cada trocador de calor é dada pela Equação (3.2), onde $\dot{Q}_{TC}$ é a taxa de transferência de calor, U_{TC} é o coeficiente global de transferência de calor e $DTML_{TC}$ é a diferença de temperatura média logarítmica. Valores típicos dos coeficientes globais de transferência de calor para as tecnologias que compõem as superestruturas propostas nesta tese podem ser encontrados em GANAPATHY (2003), DORJ (2005), ZARE et al. (2012), LARSEN et al. (2014; 2014), JÚNIOR et al. (2019).

$$A_{TC} = \frac{\dot{Q}_{TC}}{U_{TC} \cdot DTML_{TC}} \quad (3.2)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica ($DTML_{TC}$) adotado nesta modelagem é expresso pela Equação (3.3), onde ΔT_1 e ΔT_2 são as diferenças de temperaturas terminais. As diferenças de temperaturas terminais em um trocador de calor de contracorrente são mostradas na Figura 19.

$$DTML_{TC} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.3)$$

Figura 19 - Perfis de temperatura em trocadores de calor de contra-corrente.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Dados o conjunto de parâmetros e de variáveis de decisão, a modelagem termodinâmica da superestrutura é capaz de resolver o sistema de equações dos balanços de massa e energia e fornecer o conjunto de variáveis dependentes, como por exemplo o estado termodinâmico de cada ponto da superestrutura, potências e taxas de transferências de calor. Os conjuntos de equações que constituem as modelagens das superestruturas, radiador e torre de resfriamento são discutidos e detalhados nos Apêndices A, B, C, D, E, F e G.

Para uma conclusão efetiva de um projeto de sistema térmico é necessária uma metodologia para estimativa dos principais custos envolvidos no projeto. (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996). Existem muitos tipos de estimativas de custos e geralmente os vários métodos fornecem resultados diferentes. A avaliação econômica deste trabalho é realizada de acordo com a técnica de custo modular, amplamente utilizada para estimativas preliminares de custos de plantas químicas e em trabalhos de recuperação de calor residual (TURTON et al., 2012).

A técnica de custo modular relaciona todos os custos diretos e indiretos ao custo de aquisição do equipamento avaliado para condições de base (pressão ambiente e construção de aço carbono). A Tabela 6 apresenta as equações para estimativa do custo de aquisição (C_A) dos equipamentos das superestruturas. Estas equações dependem do tipo de equipamento, fluido de trabalho, concentração de solução e parâmetros dimensionais e operacionais. Detalhes a respeito das

C_{A_B} : Custo de aquisição da bomba [US\$].

A_{TC} : Área do trocador de calor [m^2].

η_T : Rendimento isentrópico da turbina.

η_B : Rendimento isentrópico da bomba.

$\dot{m}_T$: Vazão mássica da turbina [kg / s].

$\dot{m}_B$: Vazão mássica da bomba [kg / s].

T_e : Temperatura de entrada [$^{\circ}C$].

T_s : Temperatura de saída [$^{\circ}C$].

P_e : Pressão de entrada [bar].

P_s : Pressão de saída [bar].

$FB1$: Fator de correção.

$F2T$: Fator de correção.

$F2P$: Fator de correção.

FBN : Fator de correção.

FBT : Fator de correção.

FDN : Fator de correção.

O custo total de aquisição dos equipamentos, incluindo os custos diretos e indiretos, são considerados através do fator de custo modular (F_{BM}). O custo total de aquisição dos equipamentos (C_{TA}) é dado pela Equação (3.6).

$$C_{TA} = C_A \cdot F_{BM} \quad [US\$] \quad (3.4)$$

Os desvios entre as reais condições de projeto e as condições básicas dos equipamentos são tratados pelo fator de custo modular (F_{BM}), o qual está relacionado as características de projeto, materiais de fabricação e tipo de equipamento. Para os trocadores de calor e bombas o fator de custo modular é dado pela Equação (3.5) e depende do fator de pressão (F_p) dado pela Equações (3.6), fator de material (F_M) e constantes B_i . As constantes c_i para o fator de pressão dependem do tipo de equipamento e pressão de trabalho. Para as turbinas o fator de custo modular (F_{BM}) é

dado diretamente e considera o tipo de equipamento e material de construção. Detalhes e valores destes fatores e constantes são apresentados no Apêndice H.

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_P \cdot F_M \quad (3.5)$$

$$\log_{10} F_P = c_1 + c_2 \log_{10}(P) + c_3 [\log_{10}(P)]^2 \quad (3.6)$$

A estimativa do custo total de aquisição da torre de resfriamento (C_{TA}^{TR}) é apresentada na Equação (3.7), conforme sugerido por BOEHM (1987), porém seu custo de referência foi atualizado para o ano de 2001. $\dot{m}_{TR}$, C_{ref_TR} e $\dot{m}_{ref_TR}$ são a vazão mássica, o custo de referência e vazão mássica de referência da torre de resfriamento, respectivamente.

$$C_{TA}^{TR} = C_{ref_TR} \left(\frac{\dot{m}_{TR}}{\dot{m}_{ref_TR}} \right), \quad C_{ref_TR} = 85825[US\$], \quad \dot{m}_{ref_TR} = 166,67[kg / s] \quad (3.7)$$

Para modificações e expansões de sistemas térmicos existentes, há também outros custos que precisam ser contabilizados, como taxas e custos de contingência. Segundo TURTON et al. (2012), quando não há outras recomendações, esses custos são de 3% e 15% do custo total de aquisição, respectivamente. Somando estes custos restantes, o custo total de aquisição das superestruturas é calculado pela Equação (3.8), onde I representa o número de equipamentos do projeto.

$$C_{TOTAL} = 1.18 \cdot \sum_{i=1}^I C_{TA}^i [US\$] \quad (3.8)$$

Todos os custos estimados neste trabalho são referenciados em 2001. Segundo BEJAN et al. (1996) a atualização dos custos estimados é feita através de um índice de custo apropriado. O índice de custo é um indicador de inflação usado para corrigir o custo de equipamentos, materiais, mão de obra e suprimentos até a data da estimativa. Para projetos de sistemas de recuperação de calor residual, o índice de custo de engenharia química (CEPCI) é recomendado para atualização dos custos totais do projeto. O mais novo CEPCI disponível até a data do desenvolvimento da modelagem econômica das superestruturas era o CEPCI de novembro de 2018 ($CEPCI_{2018} = 616,5$). Assim, o custo total das superestruturas nesse ano é dado pela Equação (3.9), onde o $CEPCI_{2001}$ é igual a 397.

$$C_{TOTAL}^{2018} = \frac{CEPCI_{2018}}{CEPCI_{2001}} \cdot (C_{TOTAL}^{2001}) \text{ [US\$]} \quad (3.9)$$

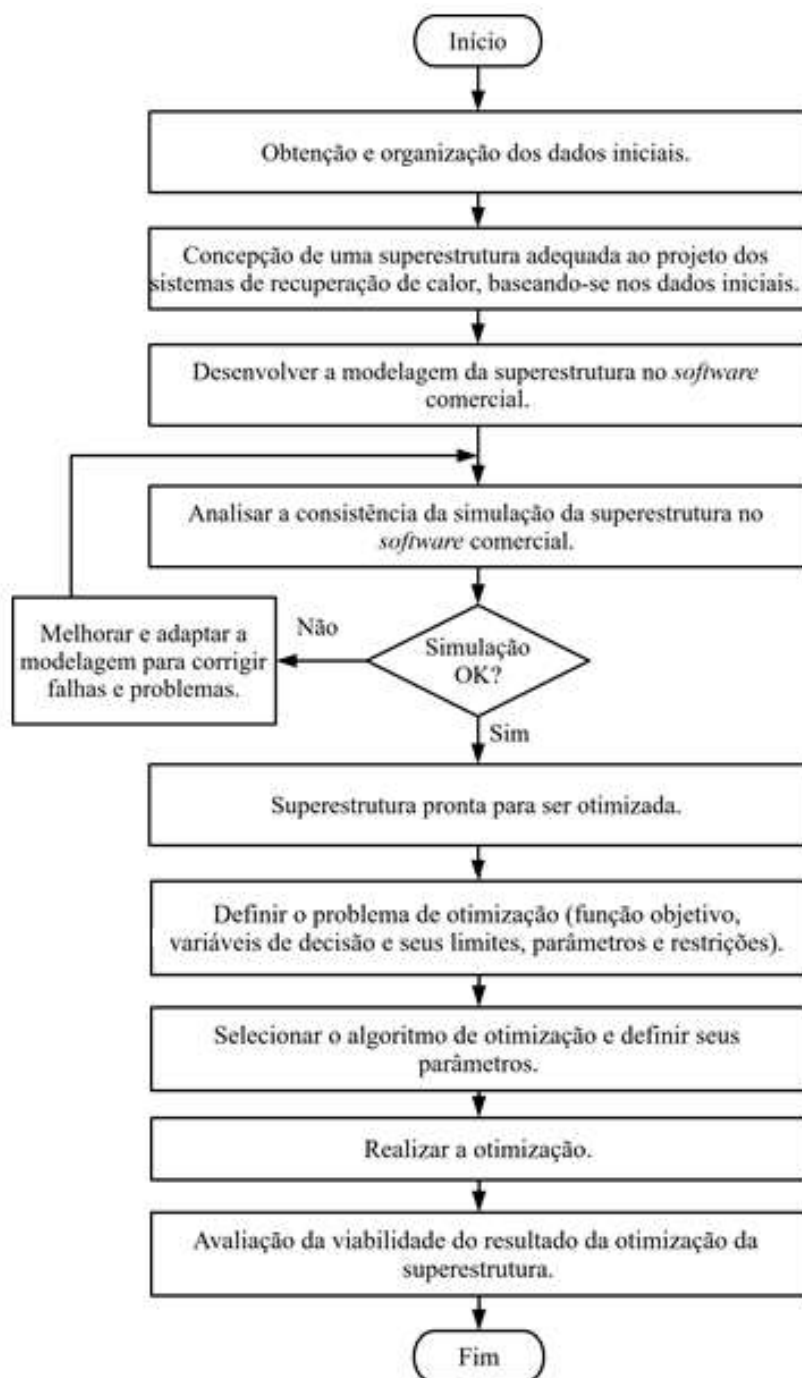
3.4. PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO

O procedimento de projeto de sistemas para recuperação de calor residual associados a um motor Diesel parte do problema primitivo, colocado como ele surge na prática. Isto é, verificar qual a melhor alternativa, a partir de um critério pré-estabelecido, para recuperação do calor residual, o que possibilita a produção de potência útil adicional. Portanto, muitas informações normalmente devem ser obtidas e são fundamentais para o projeto. Os procedimentos de otimização das superestruturas de recuperação de calor residual desenvolvidos neste trabalho são apresentados na Figura 20 e Figura 21.

Em ambos os procedimentos a concepção de uma superestrutura adequada ao projeto de um sistema de recuperação de calor residual, baseando-se nos dados iniciais fornecidos, é de vital importância. A superestrutura deve incorporar todas as flexibilidades de configuração possíveis e ser robusta o suficiente para que não ocorra falhas durante o processo de otimização. Assim, a tarefa de eliminar subsistemas e equipamentos inadequados é deixada a cargo do próprio processo de otimização. A partir da superestrutura funcionando perfeitamente, a próxima etapa é definir o problema de otimização, isto é, a função objetivo, as variáveis de decisão e seus limites superiores e inferiores, assim como os parâmetros e as restrições.

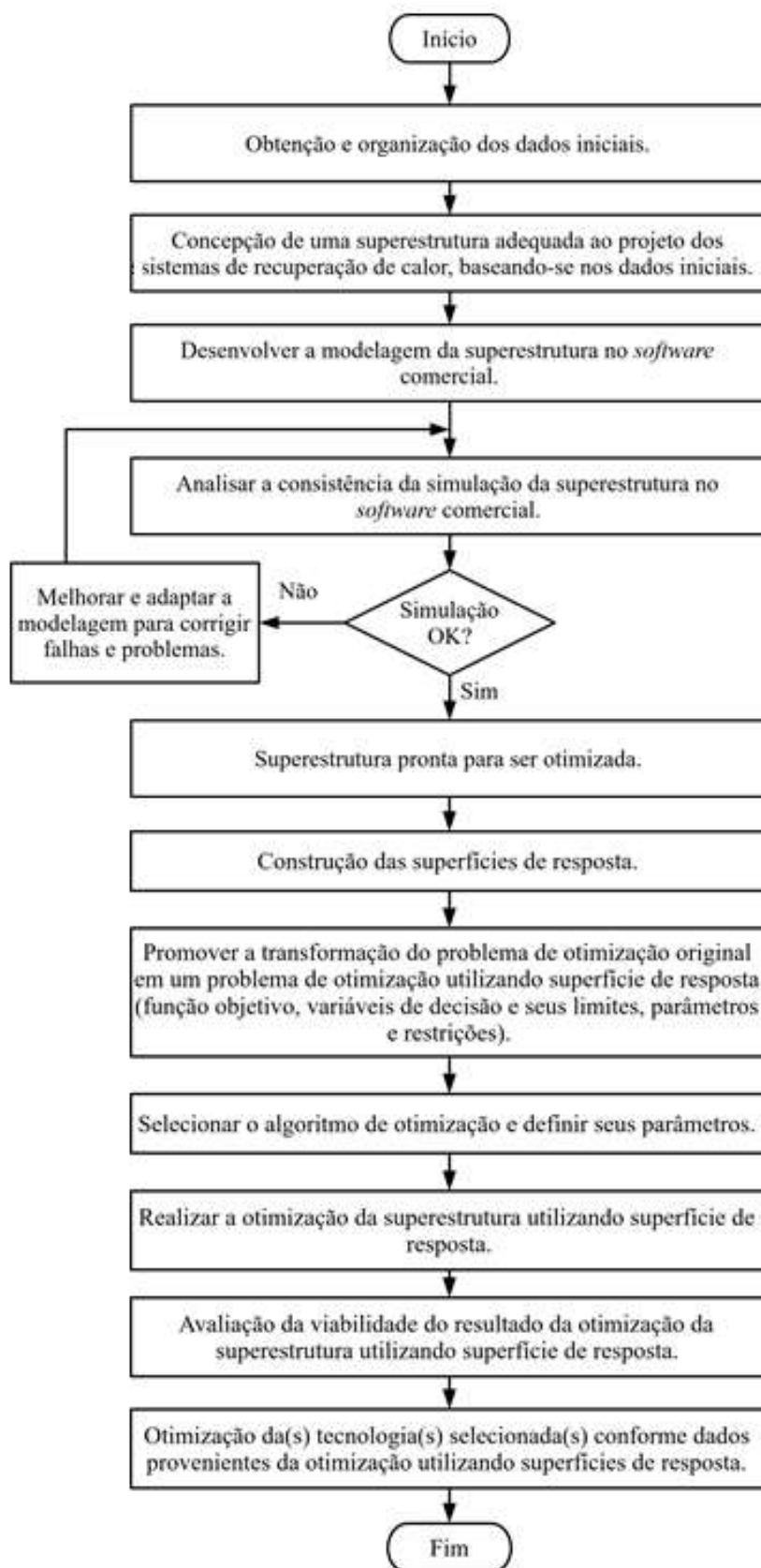
Após a modelagem do problema de otimização escolhe-se o algoritmo de otimização. Segundo FRANGOPOULOS et al. (2002), o algoritmo genético é um método robusto para otimização de superestruturas, já que ele é capaz de solucionar problemas de otimização não linear mista inteira. Além disso, este algoritmo foi utilizado em trabalhos de otimização de sistemas de recuperação de calor residual (XI et al., 2013; YANG et al., 2015). Sendo assim, o algoritmo de otimização utilizado neste trabalho é o algoritmo genético, o qual se encontra disponível no EES, permitindo a otimização das superestruturas modeladas em seu ambiente computacional. Dado o conjunto de parâmetros e variáveis de decisão o *software* comercial é capaz de resolver o sistema de equações, fornecendo o conjunto de variáveis dependentes a cada avaliação da função objetivo, até atingir um critério de desempenho.

Figura 20 - Procedimento de otimização da modelagem original.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 21 - Procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A seguir, o problema de otimização das superestruturas é transformado em um problema de otimização utilizando superfícies de resposta. A decomposição da superestrutura em subsistemas isolados do ponto de vista termoeconômico (superestruturas individuais) permite a geração de superfícies de resposta, as quais são constituídas de pontos ótimos oriundos de otimizações desses subsistemas em relação as variáveis de decisão atribuídas ao problema de otimização utilizando este método. A otimização das superestruturas utilizando superfícies de resposta permite apenas selecionar a tecnologia mais viável ou uma combinação delas. Sendo assim, posteriormente a partir dos resultados desta otimização é realizada a otimização da modelagem original da tecnologia selecionada, para então obter o *layout* e os parâmetros de projeto ótimos.

3.5. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

O problema de otimização de superestrutura para recuperação de calor residual considerado neste trabalho, supondo período único de avaliação da função objetivo, produção ilimitada de potência útil, fornecimento sem limitações de água de condensação e condições climáticas médias é apresentado pela Equação (3.10).

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar } F(x, y(x, p), p) \\
 & \text{Sujeito a :} \\
 & y(x, p) = 0 \\
 & g(x, y(x, p), p) \leq 0 \\
 & x \in \mathfrak{R}^n, y \in \mathfrak{R}^m, p \in \mathfrak{R}^k, F \in \mathfrak{R}
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Onde:

$F(x, y(x, p), p)$: Função objetivo;

x : Conjunto de variáveis de decisão (ou de projeto);

y : Conjunto de variáveis dependentes, determinadas no *software* comercial;

p : Conjunto de variáveis independentes tratadas como parâmetros;

g : Restrições de desigualdade;

n : Número de variáveis de decisão;

m : Número de variáveis dependentes;

k : Número de variáveis independentes tratadas como parâmetros.

Os valores de todas as variáveis dependentes (y) devem ser determinados através da simulação da superestrutura, isto é, através da solução do sistema de equações ($y(x, p) = 0$) no *software* comercial, para cada conjunto de variáveis de decisão (x) e de parâmetros (p). As variáveis independentes tratadas como parâmetros recebem valores que são mantidos constantes durante a otimização. Por outro lado, as variáveis de decisão são alteradas pelo algoritmo de otimização na busca pelo ponto ótimo. Esse procedimento seria análogo ao atendimento exato, a cada iteração, das restrições de igualdade nos problemas de otimização típicos.

Como o algoritmo de otimização não tem nenhum controle sobre a simulação desenvolvida no simulador de processo, dependendo do conjunto de valores de (x) e (p), podem ocorrer falhas físicas na simulação e consequente truncamento da otimização da superestrutura. Para superar esse problema, alguns dispositivos artificiais foram desenvolvidos e incluídos na modelagem, os quais são capazes de evitar essas falhas permitindo a otimização do problema.

O uso desses dispositivos artificiais é análogo à geração de pontos inviáveis em algumas técnicas de otimização matemática e foi abordado em DONATELLI (2002) e ARAÚJO (2008). Um exemplo de tal artifício é o fornecimento e/ou consumo artificial de gases de exaustão e água de resfriamento do motor, quando a demanda destas fontes térmicas requeridas nas superestruturas individuais é maior ou menor que a condição nominal do motor, permitindo a solução do sistema de equações do balanço de massa e energia. Entretanto, sempre que esse dispositivo artificial é utilizado a função objetivo é devidamente penalizada.

Considerando o exposto acima, o problema de otimização de superestrutura é reformulado, resultando no problema de otimização mostrado na Equação (3.11).

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar } F(x, y^+(x, p), p) = F(x, y(x, p), p) + \gamma(y_{art}(x, p))^2 \\
 & \text{Sujeito a:} \\
 & y^+(x, p) = 0 \\
 & x \in [\min, \max] \\
 & x \in \mathbb{R}^n, y \in \mathbb{R}^m, p \in \mathbb{R}^k, y^+ \in \mathbb{R}^{(m+d)}, y_{art} \in \mathbb{R}^d, F, \gamma \in \mathbb{R}
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

Onde:

$F(x, y^+(x, p), p)$: Função objetivo incluindo os termos de penalidade;

y_{art} : Conjunto das variáveis dependentes relacionadas aos dispositivos artificiais;

y^+ : Conjunto das variáveis dependentes incluindo as variáveis associadas aos dispositivos artificiais (Equação 3.12), determinadas no *software* comercial;

$$\{y^+(x, p)\} = \{y(x, p)\} \cup \{y_{art}(x, p)\} \quad (3.12)$$

d : Número de variáveis associadas aos dispositivos artificiais;

γ : Fator de peso da penalidade associada à utilização dos dispositivos artificiais inseridos na modelagem da superestrutura para evitar falhas na simulação. A magnitude deste fator é muito maior que o valor da função objetivo (Equação 3.13).

$$y_{art}(x, p) > 0 \Rightarrow \gamma(y_{art}(x, p))^2 \gg F(x, y^+(x, p), p) \quad (3.13)$$

$\min, \max$: Valores mínimos e máximos das variáveis de decisão, que são manuseadas dentro do procedimento de otimização, os quais delimitam o domínio de busca do ponto ótimo.

O termo $\gamma(y_{art}(x, p))^2$, na Equação (3.13), é a penalidade inserida na função objetivo caso o dispositivo artificial introduzido na modelagem da superestrutura venha a ser utilizado. Se, no final da otimização, quando o processo de otimização tiver convergido para um ponto ótimo, ainda existir algum $y_{art}(x, p) \neq 0$, a solução obtida não é fisicamente viável.

3.5.1. PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO DA MODELAGEM ORIGINAL

Com o intuito de otimizar a modelagem original da superestrutura S-CRC-ORC e S-CRC-ORC-KC, este trabalho utiliza a minimização do custo específico (C_{ESP}) como função objetivo. Este custo é dado pela Equação (3.14) e os

termos $1000 \cdot \left| \frac{\dot{m}_g^{art}}{\dot{m}_g} \right|$ e $1000 \cdot \left| \frac{\dot{m}_a^{art}}{\dot{m}_a} \right|$ são as penalidades associadas a esta função objetivo

devido ao uso dos dispositivos artificiais.

$$C_{ESP} = \frac{C_{TOTAL}}{\dot{W}_{LIQ}} + 1000 \cdot \left| \frac{\dot{m}_g^{art}}{\dot{m}_g} \right| + 1000 \cdot \left| \frac{\dot{m}_a^{art}}{\dot{m}_a} \right| \quad (3.14)$$

Onde:

C_{ESP} : Custo específico da superestrutura [US\$ / kW].

C_{TOTAL} : Custo total de aquisição da superestrutura [US\$].

$\dot{W}_{LIQ}$: Potência líquida da superestrutura [kW].

$\dot{m}_g$: Vazão mássica nominal dos gases de exaustão do motor [kg / s].

$\dot{m}_g^{art}$: Vazão mássica dos gases de exaustão do motor fornecida ou consumida pelo dispositivo artificial [kg / s].

$\dot{m}_a$: Vazão mássica nominal da água de resfriamento do motor [kg / s].

$\dot{m}_a^{art}$: Vazão mássica da água de resfriamento do motor fornecida ou consumida pelo dispositivo artificial [kg / s].

Todos os parâmetros e variáveis de decisão considerados nos procedimentos de otimização das superestruturas são mostrados na Tabela 7, Tabela 8 e Tabela 9. As siglas CAT, CBT, 1P, 2P e U significam ciclo de alta temperatura, ciclo de baixa temperatura, primeiro nível de pressão, segundo nível de pressão e coeficiente global de transferência de calor, respectivamente.

Tabela 7 - Parâmetros considerados nos procedimentos de otimização das superestruturas.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Rendimento isentrópico das bombas do ORC [-].	η_B^{ORC}	0,75
Rendimento isentrópico das turbinas do ORC [-].	η_T^{ORC}	0,80
Rendimento isentrópico das bombas do KC [-].	η_B^{KC}	0,75
Rendimento isentrópico das turbinas do KC [-].	η_T^{KC}	0,80
Rendimento isentrópico das bombas do CRC [-].	η_B^{CRC}	0,75
Rendimento isentrópico das turbinas do CRC [-].	η_T^{CRC}	0,80
U do economizador do ORC da S-CRC-ORC [kW/m²K].	U_{eco}^{ORC}	0,097
U do evaporador do ORC da S-CRC-ORC [kW/m²K].	U_{evap}^{ORC}	0,097
U do superaquecedor do ORC da S-CRC-ORC [kW/m²K].	U_{sup}^{ORC}	0,086
U do regenerador do ORC da S-CRC-ORC [kW/m²K].	U_{reg}^{ORC}	1,060

Parâmetro	Símbolo	Valor
U do pré-aquecedor de água do ORC da S-CRC-ORC [kW/m ² K].	U_{pa}^{ORC}	0,966
U do condensador do ORC da S-CRC-ORC [kW/m ² K].	U_{cond}^{ORC}	1,124
U do economizador do CRC da S-CRC-ORC [kW/m ² K].	U_{eco}^{CRC}	0,073
U do evaporador do CRC da S-CRC-ORC [kW/m ² K].	U_{evap}^{CRC}	0,073
U do superaquecedor do CRC da S-CRC-ORC [kW/m ² K].	U_{sup}^{CRC}	0,073
U do pré-aquecedor de água do CRC da S-CRC-ORC [kW/m ² K].	$U_{pa_1}^{CRC}$	1,100
U do condensador do CRC da S-CRC-ORC [kW/m ² K].	U_{cond}^{CRC}	1,100
U do economizador do CAT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{eco_a}^{ORC}$	0,097
U do evaporador do CAT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{evap_a}^{ORC}$	0,097
U do superaquecedor do CAT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{sup_a}^{ORC}$	0,086
U do regenerador do CAT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{reg_a}^{ORC}$	1,060
U do pré-aquecedor de água do CAT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{pa_a}^{ORC}$	0,966
U do condensador do CAT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{cond_a}^{ORC}$	1,124
U do economizador do CBT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{eco_b}^{ORC}$	0,966
U do evaporador do CBT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{evap_b}^{ORC}$	0,966
U do superaquecedor do CBT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{sup_b}^{ORC}$	0,269
U do regenerador do CBT do ORC [da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{reg_b}^{ORC}$	1,060
U do condensador do CBT do ORC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{cond_b}^{ORC}$	1,124
U do economizador do CAT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{eco_a}^{KC}$	0,040
U do evaporador do CAT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{evap_a}^{KC}$	0,040
U do superaquecedor do CAT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{sup_a}^{KC}$	0,020
U do regenerador do CAT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{reg_a}^{KC}$	0,700
U do pré-aquecedor de água do CAT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{pa_a}^{KC}$	0,900
U do condensador do CAT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{cond_a}^{KC}$	1,100

Parâmetro	Símbolo	Valor
U do economizador do CBT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{eco_b}^{KC}$	0,900
U do evaporador do CBT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{evap_b}^{KC}$	0,900
U do regenerador do CBT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{reg_b}^{KC}$	0,700
U do condensador do CBT do KC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{cond_b}^{KC}$	1,100
U do economizador do 1P do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{eco_1P}^{CRC}$	0,073
U do evaporador do 1P do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{evap_1P}^{CRC}$	0,073
U do superaquecedor do 1P do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{sup_1P}^{CRC}$	0,073
U do economizador do 2P do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{eco_2P}^{CRC}$	0,073
U do evaporador do 2P do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{evap_2P}^{ORC}$	0,073
U do superaquecedor do 2P do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{sup_2P}^{CRC}$	0,073
U do evaporador do desaerador do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{evap_des}^{CRC}$	0,073
U do pré-aquecedor de gases do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{pa_2}^{CRC}$	0,073
U do pré-aquecedor de água do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	$U_{pa_1}^{CRC}$	1,100
U do condensador do CRC da S-CRC-ORC-KC [kW/m ² K].	U_{cond}^{CRC}	1,100
Vazão mássica nominal dos gases de exaustão do motor [kg/s].	$\dot{m}_g$	16,7
Temperatura dos gases de exaustão do motor [°C].	T_g	346
Temperatura mínima dos gases de exaustão do motor [°C].	$T_{g,min}$	180
Pressão dos gases de exaustão do motor [bar].	P_g	1
Concentração molar de CO ₂ [-].	y_{CO_2}	0,0636
Concentração molar de H ₂ O [-].	y_{H_2O}	0,0558
Concentração molar de O ₂ [-].	y_{O_2}	0,1160
Concentração molar de Ar [-].	y_{Ar}	0,0090
Concentração molar de N ₂ [-].	y_{N_2}	0,7553
Concentração molar de SO ₂ [-].	y_{SO_2}	0,0003
Vazão mássica nominal da água de resfriamento do motor [kg/s].	$\dot{m}_a$	27,02

Parâmetro	Símbolo	Valor
Temperatura da água de resfriamento que sai do motor [°C].	T_{a_s}	78,4
Temperatura da água de resfriamento que retorna ao motor [°C].	T_{a_e}	78,4
Pressão da água de resfriamento do motor [bar].	P_a	2
Temperatura da água de condensação na entrada dos condensadores [°C].	$T_{cond,e}$	30
Temperatura da água de condensação na saída dos condensadores [°C].	$T_{cond,s}$	35
Pressão da água de condensação [bar].	P_{cond}	2
U do radiador [kW/m²K].	U_{RAD}	0,060
Área do radiador [m²].	A_{RAD}	13271
Rotação do radiador na condição de projeto [RPM].	N_{proj}^{RAD}	860
Potência consumida no radiador na condição de projeto [kW].	$\dot{W}_{proj}^{RAD}$	100
Pressão da água da torre de resfriamento [bar].	P_a^{TR}	2
Temperatura da água na entrada da torre de resfriamento [°C].	$T_{a,e}^{TR}$	35
Temperatura da água na saída da torre de resfriamento [°C].	$T_{a,s}^{TR}$	30
Eficiência da bomba da torre de resfriamento [-].	η_B^{TR}	0,80
Eficiência do ventilador da torre de resfriamento [-].	η_V^{TR}	0,75
Perda de carga da bomba de água de condensação [bar].	ΔP_B^{TR}	1
Perda de carga do ventilador da torre de resfriamento [mmH₂O].	ΔP_V^{TR}	20
Eficiência de saturação da torre de resfriamento [-].	η_{sat}^{TR}	0,90
Umidade relativa do ar na saída da torre de resfriamento [-].	$UR_{ar,s}^{TR}$	0,90
Temperatura ambiente [°C].	T_0	25
Pressão ambiente [bar].	P_0	1
Umidade relativa ambiente [-].	UR_0	70

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 8 - Variáveis de decisão do procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S-CRC-ORC.

Variável de decisão	Símbolo	Classificação	Valor inicial	Limite inferior	Limite superior
Vazão mássica de água do motor enviada ao CRC [kg/s].	$\dot{m}_a^{CRC}$	Estrutural	12,02	0	27,2
Vazão mássica de gases de exaustão do motor enviada ao CRC [kg/s].	$\dot{m}_g^{CRC}$	Estrutural	10	0	16,7
Temperatura de evaporação do CRC [°C].	T_{evap}^{CRC}	Paramétrica	136,8	133,6	158,9
<i>Pinch Point</i> do CRC [°C].	ΔT_{pp}^{CRC}	Paramétrica	100	0	200
Superaquecimento do CRC [°C].	ΔT_{sup}^{CRC}	Estrutural	100	0	200
Efetividade do pré-aquecedor de água do CRC [-].	$\varepsilon_{pa_1}^{CRC}$	Estrutural	0,5	0	1
Temperatura de condensação do CRC [°C].	T_{cond}^{CRC}	Paramétrica	50	30	100
Pressão do desaerador do CRC [bar].	P_{des}^{CRC}	Paramétrica	1,5	1	5
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s].	$\dot{m}_a^{ORC}$	Estrutural	15	0	27,2
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s].	$\dot{m}_g^{ORC}$	Estrutural	6,7	0	16,7
Fluido do ORC [-].	f^{ORC}	Paramétrica	Isobutano	-	-
Temperatura de evaporação do ORC [°C].	T_{evap}^{ORC}	Paramétrica	100	60	346
<i>Pinch Point</i> do ORC [°C].	ΔT_{pp}^{ORC}	Paramétrica	120	0	150
Superaquecimento do ORC [°C].	ΔT_{sup}^{ORC}	Estrutural	40	0	200
Efetividade do regenerador do ORC [-].	ε_{reg}^{ORC}	Estrutural	0,5	0	1
Efetividade do pré-aquecedor de água do ORC [-].	ε_{pa}^{ORC}	Estrutural	0,5	0	1
Temperatura de condensação do ORC [°C].	T_{cond}^{ORC}	Paramétrica	35	30	60

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 9 - Variáveis de decisão do procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S-CRC-ORC-KC.

Variável de decisão	Símbolo	Classificação	Valor inicial	Limite inferior	Limite superior
Vazão mássica de água do motor enviada ao CRC [kg/s].	$\dot{m}_a^{CRC}$	Estrutural	7,2	0	27,2
Vazão mássica de gases de exaustão do motor enviada ao CRC [kg/s].	$\dot{m}_g^{CRC}$	Estrutural	6,7	0	16,7
Fração mássica de água do 2P do CRC [-].	y_{2P}^{CRC}	Estrutural	0,4	0	1
Temperatura de evaporação do 2P do CRC [°C].	$T_{evap_2P}^{CRC}$	Paramétrica	174,1	158,9	175,4
Temperatura de evaporação do 1P do CRC [°C].	$T_{evap_1P}^{CRC}$	Paramétrica	136,8	133,6	158,9
<i>Pinch Point</i> do 1P do CRC [°C].	$\Delta T_{pp_1P}^{CRC}$	Paramétrica	100	0	200
Superaquecimento do 1P do CRC [°C].	$\Delta T_{sup_1P}^{CRC}$	Estrutural	100	0	200
Superaquecimento do 2P do CRC [°C].	$\Delta T_{sup_2P}^{CRC}$	Estrutural	40	0	200
Efetividade do pré-aquecedor de água do CRC [-].	$\varepsilon_{pa_1}^{CRC}$	Estrutural	0,5	0	1
Aquecimento do fluido de trabalho no pré-aquecedor de gases do CRC [°C].	$\Delta T_{pa_2}^{CRC}$	Estrutural	10	0	50
Temperatura de condensação do CRC [°C].	T_{cond}^{CRC}	Paramétrica	50	30	100
Pressão do desaerador do CRC [bar].	P_{des}^{CRC}	Paramétrica	1,5	1	5
Fração mássica enviada ao desaerador do CRC [-].	y_{des}^{CRC}	Estrutural	0,005	0	0,1
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s].	$\dot{m}_a^{ORC}$	Estrutural	10	0	27,2
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s].	$\dot{m}_g^{ORC}$	Estrutural	5	0	16,7
Fração mássica de água enviada ao pré-aquecedor de água do CAT do ORC [-].	$y_{pa_a}^{ORC}$	Estrutural	0,5	0	1
Fluido do CAT do ORC [-].	f_a^{ORC}	Paramétrica	Isobutano	-	-
Temperatura de evaporação do CAT do ORC [°C].	$T_{evap_a}^{ORC}$	Paramétrica	100	60	346

Variável de decisão	Símbolo	Classificação	Valor inicial	Limite inferior	Limite superior
<i>Pinch Point</i> do CAT do ORC [°C].	$\Delta T_{pp_a}^{ORC}$	Paramétrica	120	0	150
Superaquecimento do CAT do ORC [°C].	$\Delta T_{sup_a}^{ORC}$	Estrutural	40	0	200
Efetividade do regenerador do CAT do ORC [-].	$\varepsilon_{reg_a}^{ORC}$	Estrutural	0,5	0	1
Efetividade do pré-aquecedor de água do CAT do ORC [-].	$\varepsilon_{pa_a}^{ORC}$	Estrutural	0,5	0	1
Temperatura de condensação do CAT do ORC [°C].	$T_{cond_a}^{ORC}$	Paramétrica	35	30	60
Fluido do CBT do ORC [-].	f_b^{ORC}	Paramétrica	R245fa	-	-
Temperatura de evaporação do CBT do ORC [°C].	$T_{evap_b}^{ORC}$	Paramétrica	55	45	78,4
<i>Pinch Point</i> do CBT do ORC [°C].	$\Delta T_{pp_b}^{ORC}$	Paramétrica	15	0	50
Superaquecimento do CBT do ORC [°C].	$\Delta T_{sup_b}^{ORC}$	Estrutural	20	0	40
Efetividade do regenerador do CBT do ORC [-].	$\varepsilon_{reg_b}^{ORC}$	Estrutural	0,3	0	1
Temperatura de condensação do CBT do ORC [°C].	$T_{cond_b}^{ORC}$	Paramétrica	35	30	45
Vazão mássica de água do motor enviada ao KC [kg/s].	$\dot{m}_a^{KC}$	Estrutural	10	0	27,2
Vazão mássica de gases do motor enviada ao KC [kg/s].	$\dot{m}_g^{KC}$	Estrutural	5	0	16,7
Fração mássica de água enviada ao pré-aquecedor de água do CAT do KC [-].	$y_{pa_a}^{KC}$	Estrutural	0,5	0	1
Concentração de amônia do CAT do KC [-].	c_a^{KC}	Paramétrica	0,7	0,4	0,99
Temperatura de evaporação do CAT do KC [°C].	$T_{evap_a}^{KC}$	Paramétrica	150	45	346
<i>Pinch Point</i> do CAT do KC [°C].	$\Delta T_{pp_a}^{KC}$	Paramétrica	60	0	200
Superaquecimento do CAT do KC [°C].	$\Delta T_{sup_a}^{KC}$	Estrutural	80	0	200
Efetividade do regenerador do CAT do KC [-].	$\varepsilon_{reg_a}^{KC}$	Estrutural	0,5	0	1

Variável de decisão	Símbolo	Classificação	Valor inicial	Limite inferior	Limite superior
Efetividade do pré-aquecedor de água do CAT do KC [-].	$\varepsilon_{pa_a}^{KC}$	Estrutural	0,4	0	1
Temperatura de condensação do CAT do KC [°C].	$T_{cond_a}^{KC}$	Paramétrica	40	30	45
Concentração de amônia do CBT do KC [-].	c_b^{KC}	Paramétrica	0,8	0,4	0,99
Temperatura de evaporação do CBT do KC [°C].	$T_{evap_b}^{KC}$	Paramétrica	50	45	78,4
<i>Pinch Point</i> do CBT do KC [°C].	$\Delta T_{pp_b}^{KC}$	Paramétrica	20	0	40
Temperatura do separador do CBT do KC [°C].	$T_{sep_b}^{KC}$	Paramétrica	60	0	78,4
Efetividade do regenerador do CBT do KC [-].	$\varepsilon_{reg_b}^{KC}$	Estrutural	0,5	0	1
Temperatura de condensação do CBT do KC [°C].	$T_{cond_b}^{KC}$	Paramétrica	33	30	45

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Para a realização das otimizações, foi utilizado o algoritmo genético disponível na ferramenta de otimização do EES. Este algoritmo é derivado do programa de otimização Pikaia de domínio público (version 1.2, abril de 2002), escrita por Paul Charbonneau e Barry Knapp no Centro Nacional de Atmosfera Pesquisa (NCAR). Uma explicação detalhada da organização deste algoritmo de otimização pode ser vista em PIKAIA WEBSITE (2002).

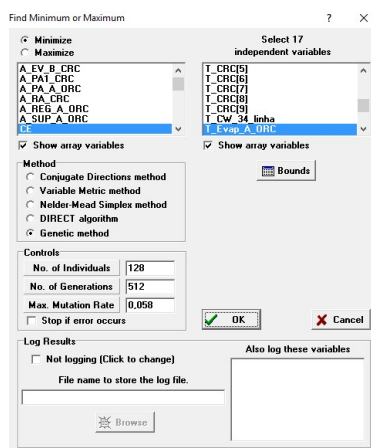
Uma população de 128 indivíduos, 512 gerações e uma taxa de mutação de 0,058 foram os parâmetros adotados para o algoritmo genético realizar as otimizações da modelagem original das superestruturas. Esses parâmetros são selecionados no próprio EES e um exemplo da janela de seleção desses parâmetros pode ser visualizado na Figura 22.

No *software* EES o critério de convergência do algoritmo genético é dado pelo número de gerações e não é possível acessar o código fonte do algoritmo para estabelecer outro critério. Sendo assim, o processo de otimização é realizado até que o valor da função objetivo entre a otimização atual e a otimização anterior for menor que 0,01US\$/kW. A realização dessa rotina de otimização exigiria trabalho manual excessivo, pois seria necessário armazenar as variáveis ótimas obtidas em cada

otimização e comparar o valor da função objetivo da otimização atual com a anterior, até que o critério de convergência estabelecido fosse atingido. Esse problema é contornado pela programação de macros no EES.

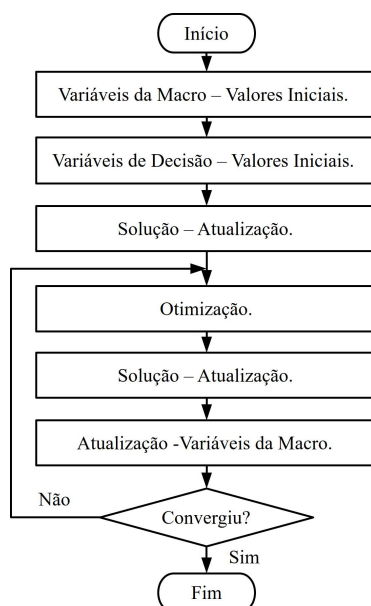
Uma macro é definida como instruções programadas em um arquivo do *software* EES e são executadas automaticamente. Todos os recursos do *software* executados manualmente pelo usuário podem ser implementados em uma macro e, em seguida, executados automaticamente pelo *software*, com apenas um comando do usuário. O fluxograma do processo de otimização do algoritmo genético do EES para as otimizações desta tese é mostrado na Figura 23.

Figura 22 – Seleção de parâmetros do algoritmo genético do EES.



Fonte: EES.

Figura 23 - Processo de otimização do algoritmo genético do EES para as otimizações da tese.



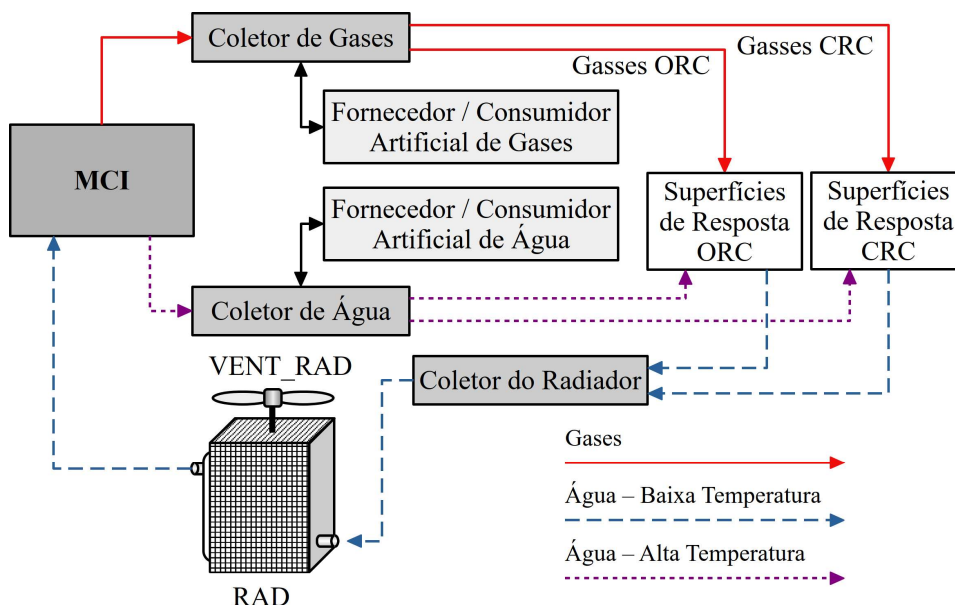
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

3.5.2. PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO UTILIZANDO SUPERFÍCIE DE RESPOSTA E MODELAGEM ORIGINAL

Devido a complexidade do problema de otimização de superestrutura, a realização da otimização deste problema aplicando rotinas de otimização diretamente a função objetivo pode ser impraticável. Portanto, a utilização de superfícies de resposta pode ser uma alternativa para a otimização deste problema. As Figura 24 e Figura 25 ilustram as superestruturas propostas nesta tese utilizando superfícies de resposta.

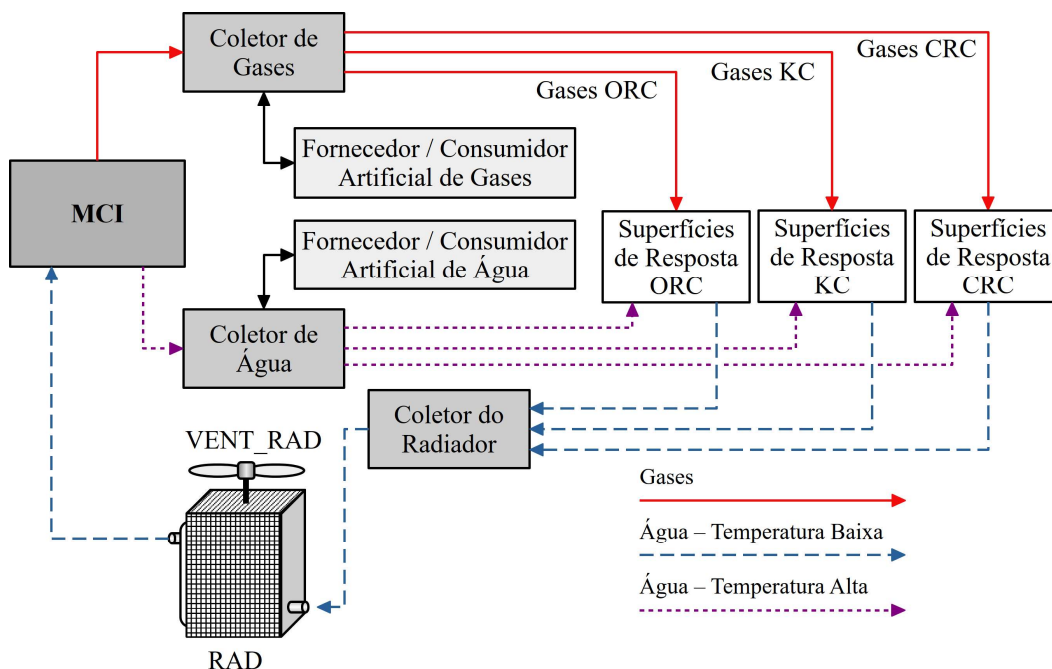
A etapas para a geração das superfícies de resposta utilizadas neste trabalho podem ser vistas na Figura 26. O primeiro passo para a confecção dessas superfícies foi a definição das variáveis de decisão associadas ao problema de otimização. Desta forma, foram selecionadas como variáveis de decisão as vazões mássicas dos gases de exaustão e da água de resfriamento do motor encaminhadas para cada superestrutura individual que compõe a superestrutura ($\dot{m}_g^{CRC}, \dot{m}_g^{ORC}, \dot{m}_g^{KC}, \dot{m}_a^{CRC}, \dot{m}_a^{ORC}, \dot{m}_a^{KC}$).

Figura 24 – Superestrutura S-CRC-ORC utilizando superfícies de resposta.



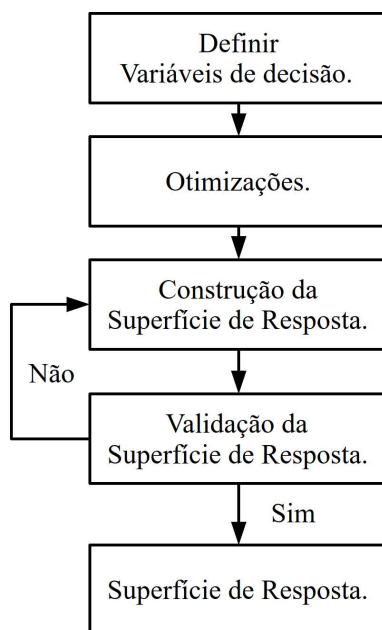
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 25 – Superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 26 - Etapas para geração das superfícies de resposta das superestruturas.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Após a definição das variáveis de decisão, as vazões mássicas encaminhadas as superestruturas individuais foram variadas uniformemente entre seus valores máximos e mínimos, gerando 196 pontos (amostras) para serem otimizados em cada superestrutura individual. Vale ressaltar, que cada amostra é um par ordenado das

vazões mássicas das fontes de calor residual ($\dot{m}_g; \dot{m}_a$) encaminhadas as superestruturas individuais.

Dadas as amostras, para construir as superfícies de resposta foram realizadas otimizações de cada superestrutura individual para a minimização do custo específico de acordo com a Equação (3.15). Além disso, foram avaliados o custo total, a potência líquida e a temperatura da água de resfriamento do motor após ser utilizada em cada superestrutura.

$$C_{ESP}^{SUP IND} = \frac{C_{TOTAL}^{SUP IND}}{\dot{W}_{LIQ}^{SUP IND}} = \frac{C_{TOTAL}^{SUP IND}}{\sum \dot{W}_T^{SUP IND} - \sum \dot{W}_B^{SUP IND} - \dot{W}_{TR}^{SUP IND}} \quad (3.15)$$

Onde:

$C_{ESP}^{SUP IND}$: Custo específico da superestrutura individual [US\$/kW].

$C_{TOTAL}^{SUP IND}$: Custo total de aquisição da superestrutura individual [US\$].

$\dot{W}_{LIQ}^{SUP IND}$: Potência líquida da superestrutura individual [kW].

$\sum \dot{W}_T^{SUP IND}$: Potência total produzida nas turbinas da superestrutura individual [kW].

$\sum \dot{W}_B^{SUP IND}$: Potência total consumida nas bombas da superestrutura individual [kW].

$\dot{W}_{TR}^{SUP IND}$: Potência consumida na torre de resfriamento (ventilador e bomba) da superestrutura individual [kW].

Os parâmetros adotados para o algoritmo genético realizar essas otimizações foram uma população de 32 indivíduos e 256 gerações para as superestruturas individuais que compõem a superestrutura S-CRC-ORC, enquanto que para as superestruturas individuais que compõem a superestrutura S-CRC-ORC-KC foram considerados 64 indivíduos e 512 gerações. Para ambas as superestruturas foi definida uma taxa de mutação de 0,058. Análogo ao procedimento de otimização da modelagem original, as otimizações para confecção das superfícies de resposta são realizadas até que o valor da função objetivo entre a otimização atual e a otimização anterior for menor que 0,01US\$/kW.

A partir da geração das superfícies de resposta é possível transformar o problema de otimização da modelagem original. Sendo assim, por meio das

superfícies de resposta as funções objetivo que devem ser minimizadas para a otimização da superestrutura S- CRC- ORC e S-CRC-ORC-KC são descritas pela Equação (3.16) e (3.17), respectivamente.

$$C_{ESP} = \frac{\sum^{\wedge SUP IND} C_{TOTAL}}{\left(\sum^{\wedge SUP IND} \dot{W}_{LIQ} + \dot{W}_{RAD} \left(\dot{m}_a^{art}, T_{RAD}^{\wedge CRC}, T_{RAD}^{\wedge ORC} \right) \right)} + 1000 \cdot \left| \frac{\dot{m}_g^{art}}{\dot{m}_g} \right| + 1000 \cdot \left| \frac{\dot{m}_a^{art}}{\dot{m}_a} \right| \quad (3.16)$$

$$C_{ESP} = \frac{\sum^{\wedge SUP IND} C_{TOTAL}}{\left(\sum^{\wedge SUP IND} \dot{W}_{LIQ} + \dot{W}_{RAD} \left(\dot{m}_a^{art}, T_{RAD}^{\wedge CRC}, T_{RAD}^{\wedge ORC}, T_{RAD}^{\wedge KC} \right) \right)} + 1000 \cdot \left| \frac{\dot{m}_g^{art}}{\dot{m}_g} \right| + 1000 \cdot \left| \frac{\dot{m}_a^{art}}{\dot{m}_a} \right| \quad (3.17)$$

Onde:

$\sum^{\wedge SUP IND} C_{TOTAL}$: Superfície de resposta para o custo total da superestrutura individual [US\$].

$\sum^{\wedge SUP IND} \dot{W}_{LIQ}$: Superfície de resposta para a potência líquida da superestrutura individual [kW].

$\dot{W}_{RAD}$: Potência economizada no radiador [kW].

$\dot{m}_a^{art}$: Vazão mássica artificial de água de resfriamento do motor [kg / s].

$T_{RAD}^{\wedge CRC}$: Superfície de resposta para a temperatura da água de resfriamento do motor enviada ao radiador depois de ser utilizada na superestrutura individual CRC [°C].

$T_{RAD}^{\wedge ORC}$: Superfícies de resposta para a temperatura da água de resfriamento do motor enviada ao radiador depois de ser utilizada na superestrutura individual ORC [°C].

$T_{RAD}^{\wedge KC}$: Superfícies de resposta para a temperatura da água de resfriamento do motor enviada ao radiador depois de ser utilizada na superestrutura individual KC [°C].

Uma população de 32 indivíduos, 256 gerações e uma taxa de mutação de 0,058 foram os parâmetros adotados para o algoritmo genético realizar as otimizações

das superestruturas S- CRC- ORC e S-CRC-ORC-KC a partir da modelagem utilizando as superfícies de resposta. Similar ao processo de otimização da modelagem original, a convergência do processo de otimização utilizando superfícies de resposta são realizadas até que o valor da função objetivo entre a otimização atual e a otimização anterior for menor que 0,01US\$/kW. Os resultados desta otimização mostram os valores ótimos para as vazões mássicas das fontes de calor (gases de exaustão e água de resfriamento) enviadas para cada superestrutura individual. Dada a magnitude destes valores é selecionada a tecnologia mais adequada ou uma combinação delas para o aproveitamento do calor residual do motor.

Como a otimização das superestruturas a partir da modelagem utilizando as superfícies de resposta apenas seleciona o tipo de tecnologia de recuperação de calor residual, para obter a melhor configuração e parâmetros de projeto ótimos da tecnologia selecionada é necessário otimizar sua modelagem original de acordo com a minimização da função objetivo apresentada na Equação (3.18), atribuindo-se para os valores das vazões mássicas das fontes de calor os resultados da otimização utilizando superfícies de resposta,.

$$C_{ESP}^{TEC SEL} = \frac{C_{TOTAL}^{TEC SEL}}{\dot{W}_{LIQ}^{TEC SEL}} = \frac{C_{TOTAL}^{TEC SEL}}{\sum \dot{W}_T^{TEC SEL} - \sum \dot{W}_B^{TEC SEL} - \dot{W}_{TR}^{TEC SEL} + \dot{W}_{RAD}} \quad (3.18)$$

Onde:

$C_{ESP}^{TEC SEL}$: Custo específico da tecnologia selecionada [US\$ / kW] .

$C_{TOTAL}^{TEC SEL}$: Custo total de aquisição da tecnologia selecionada [US\$] .

$\dot{W}_{LIQ}^{TEC SEL}$: Potência líquida da tecnologia selecionada [kW] .

$\sum \dot{W}_T^{TEC SEL}$: Potência total produzida nas turbinas da tecnologia selecionada [kW] .

$\sum \dot{W}_B^{TEC SEL}$: Potência total consumida nas bombas da tecnologia selecionada [kW] .

$\dot{W}_{TR}^{TEC SEL}$: Potência consumida na torre de resfriamento (ventilador e bomba) da tecnologia selecionada [kW] .

$\dot{W}_{RAD}$: Potência economizada no radiador.

Uma população de 64 indivíduos, 512 gerações e uma taxa de mutação de 0,058 foram os parâmetros adotados para o algoritmo genético realizar a otimização da tecnologia selecionada pela otimização utilizando superfícies de resposta. O critério de convergência do processo de otimização da tecnologia selecionada é o mesmo que dos demais processos.

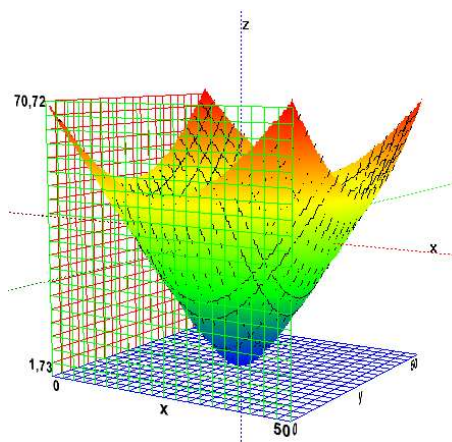
3.6. MODELOS DE SUPERFÍCIE DE RESPOSTA

Diferentes modelos de superfícies de resposta são usados na solução de problemas de engenharia (COLAÇO et al., 2008). Dentre estes métodos estão, por exemplo, as técnicas baseadas em regressões lineares e não-lineares, regressão de suporte vetorial, técnica dos mínimos quadrados, Kriging, funções de base radial e redes neurais. Nesta tese serão utilizados o método de função de base radial e rede neural para construção das superfícies de respostas das superestruturas individuais, ambos programados no Octave, um *software* gratuito para computação científica.

3.6.1. FUNÇÃO DE BASE RADIAL

Funções de base radial (RBF) são assim denominadas porque consideram o caso de bases simétricas centralizadas em torno de um conjunto de pontos (centros funcionais de base) espalhados pelo espaço do projeto (FORRESTER; SÓBESTER; KEANE, 2008). Sendo assim, são funções reais que dependem somente da distância entre dois pontos (PIRES, 2010), como pode ser observado na Figura 27.

Figura 27 – Função de base radial.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Genericamente representa-se uma função de base radial ($\phi(r)$) de acordo com a Equação (3.19):

$$\phi(r) = \phi(\|X - X_j\|) \quad (3.19)$$

Onde:

X_j : é o centro da função.

$\|.\|$: é a distância Euclidiana (r) entre a variável X e o centro X_j .

Por meio da soma de várias funções é obtido o modelo de aproximação através de funções de base radial. A Equação (3.20) mostra o modelo de aproximação $\hat{f}(X)$ adotado nesta tese.

$$\hat{f}(X) = \sum_{i=1}^{N_{PT}} \alpha_j \phi(\|X - X_j\|) \approx f(X) \quad (3.20)$$

Onde:

$\hat{f}(X)$: Modelo de aproximação.

N_{PT} : Número de pontos (amostras).

α_j : Coeficientes ($\alpha_j \in \mathbb{R}$).

$\phi(\|X - X_j\|)$: Função de base radial.

$f(X)$: Função conhecida.

De acordo com BHOSEKAR e IERAPETRITOU (2018) existem várias opções para o tipo de função de base radial. Algumas funções de base radial comumente utilizadas em problemas de engenharia podem ser vistas na Tabela 10.

Tabela 10 – Exemplos de função de base radial.

Tipo	Função
Linear	$\phi(r) = r$
Cúbica	$\phi(r) = r^3$
<i>Spline</i> de placa fina	$\phi(r) = r^2 \log(r)$
Multiquadrática	$\phi(r) = \sqrt{r^2 + c^2}$
Gaussiana	$\phi(r) = e^{-cr^2}$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Apesar da variedade de tipos de funções, a função de base radial do tipo multiquadrática se mostra como uma das melhores opções para montagem de um

formada pelos valores $\sqrt{\|X - X_i\| + c^2}$, multiplicando-a pelo vetor formado pelos valores de $f(X_i)$, $i=1,2,...,N_{TR}$, como mostra a Equação (3.26).

$$\begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \vdots \\ \alpha_{N_{TR}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{\|X_1 - X_1\| + c^2} & \sqrt{\|X_1 - X_2\| + c^2} & \dots & \sqrt{\|X_1 - X_{N_{TR}}\| + c^2} \\ \sqrt{\|X_2 - X_1\| + c^2} & \sqrt{\|X_2 - X_2\| + c^2} & \dots & \sqrt{\|X_2 - X_{N_{TR}}\| + c^2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sqrt{\|X_{N_{TR}} - X_1\| + c^2} & \sqrt{\|X_{N_{TR}} - X_2\| + c^2} & \dots & \sqrt{\|X_{N_{TR}} - X_{N_{TR}}\| + c^2} \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} f(X_1) \\ f(X_2) \\ \vdots \\ f(X_{N_{TR}}) \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

A Equação (3.24) ainda pode ser descrita conforme a Equação (3.25).

$$\alpha = \mathbf{H}_{TR}^{-1} \mathbf{x} \mathbf{F}_{TR} \quad (3.25)$$

Desta forma, a função de aproximação, $\hat{f}(X)$, para o conjunto de N_{TEST} pontos, pode ser calculada resolvendo-se um sistema linear de N_{TEST} equações, como mostra a Equação (3.26).

$$\begin{aligned} \hat{f}(X_1) &= \alpha_1 \sqrt{\|X_1 - X_1\| + c^2} + \alpha_2 \sqrt{\|X_1 - X_2\| + c^2} + \dots + \alpha_{N_{TEST}} \sqrt{\|X_1 - X_{N_{TEST}}\| + c^2} \\ \hat{f}(X_2) &= \alpha_1 \sqrt{\|X_2 - X_1\| + c^2} + \alpha_2 \sqrt{\|X_2 - X_2\| + c^2} + \dots + \alpha_{N_{TEST}} \sqrt{\|X_2 - X_{N_{TEST}}\| + c^2} \\ &\vdots \\ \hat{f}(X_{N_{TEST}}) &= \alpha_1 \sqrt{\|X_{N_{TEST}} - X_1\| + c^2} + \alpha_2 \sqrt{\|X_{N_{TEST}} - X_2\| + c^2} + \dots + \alpha_{N_{TEST}} \sqrt{\|X_{N_{TEST}} - X_{N_{TEST}}\| + c^2} \end{aligned} \quad (3.26)$$

A Equação (3.26) ainda pode ser descrita na forma matricial de acordo com a Equação (3.27).

$$\hat{\mathbf{F}}_{TEST} = \alpha \mathbf{x} \mathbf{H}_{TEST} \quad (3.27)$$

Assim o erro de previsão ($\mathbf{E}$) é dado pela Equação (3.28).

$$\mathbf{E} = \mathbf{F}_{TEST} - \hat{\mathbf{F}}_{TEST} \quad (3.28)$$

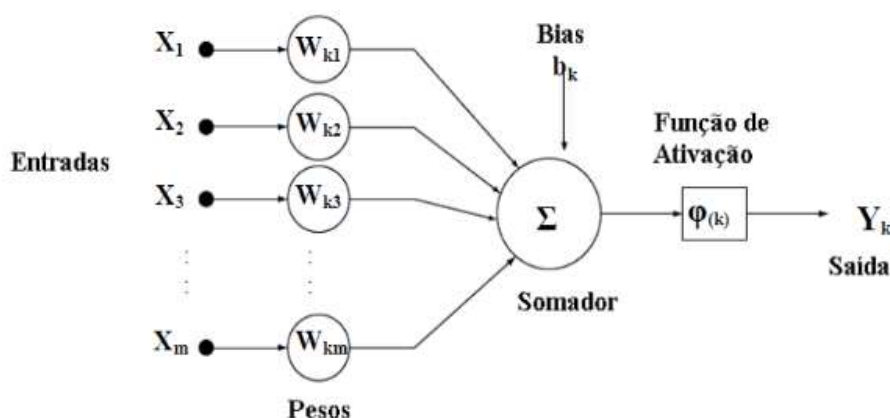
Para este trabalho adotou-se tanto para o conjunto de treinamento quanto para o conjunto de teste, uma quantidade de dados igual a metade do número de amostras. Como em muitos trabalhos a escolha do fator de forma é feita através de tentativa e erro (FASSHAUER; ZHANG, 2007), nesta tese a determinação deste fator é por meio

de análises paramétricas para minimizar os valores das métricas de validação, ou seja, buscar através da variação de valores do fator de forma o modelo de aproximação mais preciso.

3.6.2. REDE NEURAL

Redes neurais são modelos computacionais que permitem simular o funcionamento do sistema nervoso central (cérebro), e possuem a capacidade de aprender e reconhecer padrões (CHUPONG; PLANGKLANG, 2011). A partir da estrutura e funcionamento do neurônio biológico, pesquisadores tentaram simular este sistema em computador. O modelo mais bem aceito foi proposto por MCCULLOCH e PITTS (1943), conhecido como Perceptron, o qual implementa de maneira simplificada os componentes e o funcionamento de um neurônio biológico. A Figura 28 mostra a ilustração do neurônio de Mcculloch e Pitts.

Figura 28 – Perceptron - Neurônio de Mcculloch e Pitts.



Fonte: Adaptado de MCCULLOCH e PITTS (1943).

Neste modelo, os impulsos elétricos provenientes de outros neurônios são representados pelos chamados sinais de entrada (X_j). Dentre os vários estímulos recebidos, alguns excitarão mais e outros menos o neurônio receptor, essa medida de quão excitatório é o estímulo é representada no modelo de McCulloch e Pitts através dos pesos sinápticos, quanto maior o valor do peso, mais excitatório é o estímulo. Os pesos sinápticos são representados por W_{kj} , onde k representa o índice do neurônio em questão e j se refere ao terminal de entrada da sinapse à qual o peso sináptico se refere e m é o número de sinais de entrada incidentes no neurônio k . Assim como no modelo biológico, o estímulo pode ser excitatório ou

inibitório, representado pelo peso sináptico positivo ou negativo, respectivamente. A bias (b_k) é um elemento que serve para aumentar o grau de liberdade dos ajustes dos pesos. Em termos matemáticos o neurônio artificial (u_k) pode ser representado pela Equação (3.29).

$$u_k = \sum_{j=1}^m W_{kj} \cdot X_j + b_k \quad (3.29)$$

A saída (Y_k) é obtida pela aplicação da função de ativação (φ) no neurônio (u_k) e descrita na Equação (3.30). As funções de ativação permitem que pequenas mudanças nos pesos e bias causem apenas uma pequena alteração na saída (HAYKIN, 2001). Esse é o fato crucial que permitirá que uma rede de neurônios artificiais aprenda.

$$Y_k = \varphi(u_k) \quad (3.30)$$

As funções de ativação são um elemento extremamente importante das redes neurais artificiais. Elas basicamente decidem se um neurônio deve ser ativado ou não. Ou seja, se a informação que o neurônio está recebendo é relevante para a informação fornecida ou deve ser ignorada. Quando não temos a função de ativação, os pesos e bias simplesmente fazem uma transformação linear. Uma equação linear é simples de resolver, mas é limitada na sua capacidade de resolver problemas complexos. Uma rede neural sem função de ativação é essencialmente apenas um modelo de regressão linear, assim a função de ativação faz a transformação não-linear nos dados de entrada, tornando a rede neural capaz de aprender e executar tarefas mais complexas. De acordo com HAYKIN (2001) existem várias funções de ativação que podem ser utilizadas. Algumas destas funções são mostradas na Tabela 11.

A rede neural escolhida para este trabalho é uma *Extreme Learning Machine* (ELM) similar a rede utilizada no trabalho de ROCHA et al. (2018). Máquinas de Aprendizado Extremo, ou do inglês *Extreme Learning Machines* (ELM), são um tipo relativamente recente de Rede Neural Artificial (RNA) que possuem capacidade para realizar classificação multiclases e regressão (GUANG-BIN HUANG et al., 2012). ELM tem se mostrado bastante adequadas para tratar de problemas que envolvam conjuntos de dados incompletos, informação distorcida e problemas complexos

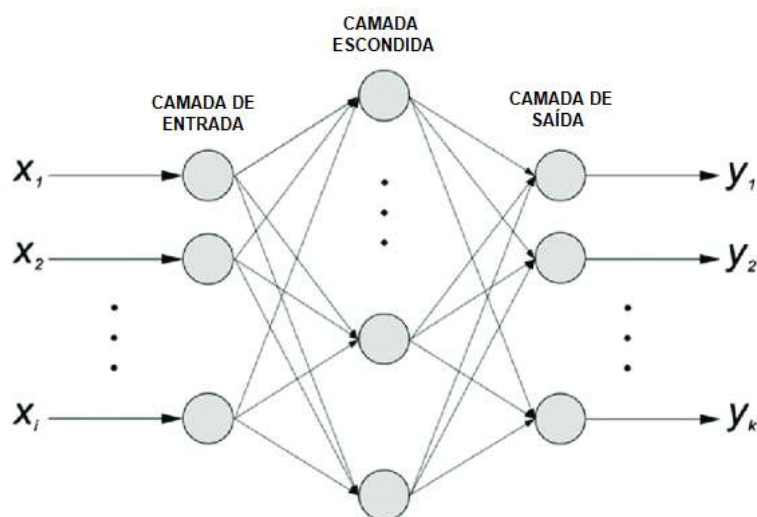
(ROCHA et al., 2018), o que justifica sua utilização para o problema proposto nesta tese.

Tabela 11 – Funções de ativação.

Tipo	Função
Função de Etapa Binária	$\varphi(x) = 1, x \geq 0$ $\varphi(x) = 0, x < 0$
Função Linear	$\varphi(x) = ax$
Sigmóide	$\varphi(x) = \frac{1}{(1 + e^{-x})}$
Tanh	$\varphi(x) = \frac{2}{(1 + e^{-2x})} - 1$
ReLU	$\varphi(x) = \max(0, x)$
Leaky ReLU	$\varphi(x) = ax, x < 0$ $\varphi(x) = x, x \geq 0$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 29 - Arquitetura da ELM utilizada nesta tese.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

De acordo com ROCHA et al. (2018), dentre as principais características de uma ELM, pode-se citar a alta velocidade de aprendizagem e a boa capacidade de generalização, sendo sua estrutura composta por apenas uma camada escondida, ou seja, é uma SLFN (*Single Layer Feedforward Neural Network*). A Figura 29 mostra a arquitetura da ELM utilizada nesta tese.

O princípio de uma ELM baseia-se em projetar aleatoriamente os padrões de entrada em um espaço de alta dimensão (camada escondida). Sendo assim, os pesos e termos de polarização da camada escondida recebem valores aleatórios, segundo uma distribuição uniforme, calculando os pesos da camada de saída de forma analítica (GUANG-BIN HUANG et al., 2012), por meio da inversa generalizada (pseudo-inversa). Por não ser iterativo, o treinamento de uma ELM é, normalmente, muito mais rápido do que o de RNAs tradicionais, como aquelas treinadas com o algoritmo de retropropagação de erros (*backpropagation*) (HAYKIN, 2001).

O processo de aprendizado de uma RNA do tipo ELM pode ser demonstrado por meio de operações matriciais. Para tanto, considere um conjunto de N_{TR} padrões de entrada para o treinamento da rede, representado pela matriz $\mathbf{X}_{TR}$, descrita na Equação (3.31), onde cada padrão possui L atributos, obtendo assim uma matriz de dimensão $[L \times N_{TR}]$.

$$\mathbf{X}_{TR} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1N_{TR}} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2N_{TR}} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{L1} & x_{L2} & \dots & x_{LN_{TR}} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

A saída desejada desses padrões representada pelo vetor $\mathbf{Y}_{TR}$ (com N_{TR} elementos) é dada pela Equação (3.32).

$$\mathbf{Y}_{TR} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_{N_{TR}} \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

Uma matriz de pesos da camada de entrada, representada por $\mathbf{Z}_{TR}$, com dimensão $[N_N \times L]$ onde N_N é o número de neurônios na camada escondida da ELM, é inicializada com valores aleatórios. Adota-se para este trabalho $N_N = 500$, o qual foi determinado por meio de análises paramétricas para minimizar os valores das métricas de validação. A matriz $\mathbf{Z}_{TR}$ é dada pela Equação (3.33)

$$\mathbf{Z}_{\text{TR}} = \begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} & \cdots & z_{1L} \\ z_{21} & z_{22} & \cdots & z_{2L} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ z_{N_N 1} & z_{N_N 2} & \cdots & z_{N_N L} \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

A matriz bias, $\mathbf{B}$, de dimensões $[N_N \times N_{\text{TR}}]$ é formada por valores aleatórios e dada pela Equação (3.34).

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \cdots & b_{1N_{\text{TR}}} \\ b_{21} & b_{22} & \cdots & b_{2N_{\text{TR}}} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ b_{N_N 1} & b_{N_N 2} & \cdots & b_{N_N N_{\text{TR}}} \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

A matriz representada por $\mathbf{H}_{\text{TR}}$, de dimensões $[N_N \times N_{\text{TR}}]$, é calculada pela Equação (3.35). Onde φ é a função de ativação que pode ou não ser diferenciável. Para esta tese a função de ativação, φ , é do tipo sigmoide e dada pela Equação (3.36).

$$\mathbf{H}_{\text{TR}} = \varphi([\mathbf{Z}_{\text{TR}} \mathbf{X}_{\text{TR}}] + \mathbf{B}) \quad (3.35)$$

$$\varphi(x) = \frac{1}{(1 + e^{-x})} \quad (3.36)$$

A matriz de pesos da camada de saída, representada por $\mathbf{W}$, de dimensões $[N_N \times 1]$, é calculada por meio da pseudo-inversa de $\mathbf{H}_{\text{TR}}$ ($\mathbf{H}_{\text{TR}}^\dagger$), conforme mostra a Equação (3.37).

$$\mathbf{W} = \mathbf{H}_{\text{TR}}^\dagger \mathbf{X}_{\text{TR}} \quad (3.37)$$

As saídas da rede para o conjunto de teste, com N_{TEST} padrões de entrada, podem ser calculadas por meio das Equações (3.38) e (3.39). Onde $\mathbf{H}_{\text{TEST}}^T$ é a matriz transposta de $\mathbf{H}_{\text{TEST}}$, cuja dimensão é $[N_{\text{TEST}} \times N_N]$.

$$\mathbf{H}_{\text{TEST}} = \varphi([\mathbf{Z}_{\text{TR}} \mathbf{X}_{\text{TEST}}] + \mathbf{B}) \quad (3.38)$$

$$\hat{Y}_{TEST} = H_{TEST}^T x W \quad (3.39)$$

Assim o erro de previsão (E) é dado pela Equação (3.40).

$$E = Y_{TEST} - \hat{Y}_{TEST} \quad (3.40)$$

3.6.3. MÉTRICAS DE VALIDAÇÃO PARA AS SUPERFÍCIES DE RESPOSTA

Avaliar a confiabilidade do modelo de aproximação é uma das principais preocupações, porque ter um modelo impreciso pode levar ao desperdício de recursos e ter um efeito ruim na previsão, otimização ou análise de viabilidade. Além disso, a validação dos modelos de aproximação permite selecionar o melhor modelo de um conjunto de modelos candidatos.

De acordo com BHOSEKAR e IERAPETRITOU (2018), os modelos de aproximação não podem ser validados nos mesmos dados com os quais eles foram criados. Sendo assim, os modelos são criados com o conjunto de treinamento (N_{TR}) e testados com o conjunto teste (N_{TEST}). Algumas métricas de validação comumente usadas para quantificar o erro dos modelos de aproximação podem ser encontradas nos trabalhos de COLAÇO e DULIKRAVICH (2010), ROCHA et al. (2018) e BHOSEKAR e IERAPETRITOU (2018).

Nesta tese foram adotados cinco métricas de validação, pois além de prever a precisão do modelo de aproximação, essas métricas também selecionam o tipo de modelo (RBF ou RNA). As métricas de validação adotadas neste trabalho são encontradas nos trabalhos de COLAÇO e DULIKRAVICH (2010) e ROCHA et al. (2018) e podem ser visualizadas na Tabela 12.

Tal como o nome sugere, o erro médio absoluto (MAE) é uma média dos erros absolutos e é uma medida comum de erro de previsão. A raiz do erro quadrático médio (RMSE) é usado para medir as diferenças entre os valores da amostra e os valores previstos e representa a média quadrática dessas diferenças. O coeficiente de determinação, também chamado de *R Square*, é uma medida de ajuste de um modelo e expressa a quantidade da variância dos dados previstos. O erro absoluto médio relativo (RAAE) normaliza o erro médio absoluto (MAE) dividindo-o pelo desvio padrão (DP). O erro absoluto máximo relativo (RMAE) indica erro de previsão em uma região do espaço de projeto, logo valores altos de RMAE indicam uma região de baixa

previsibilidade do modelo, mesmo que a precisão indicada por *R Square* e RAAE seja boa. Quanto menor for o valor de MAE, RMSE, RAAE e RMAE e maior for o valor de *R Square* mais preciso é o modelo de previsão.

Tabela 12 – Métricas de validação para as superfícies de resposta.

Métrica	Função
Erro absoluto médio (MAE)	$MAE = \frac{1}{N_{TEST}} \sum_{i=1}^{N_{TEST}} f(X_i) - \hat{f}(X_i) $
Raiz do erro quadrático médio (RMSE)	$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N_{TEST}} \sum_{i=1}^{N_{TEST}} (f(X_i) - \hat{f}(X_i))^2}$
<i>R Square</i> (R^2)	$R^2 = 1 - \frac{\frac{1}{N_{TEST}} \sum_{i=1}^{N_{TEST}} (f(X_i) - \hat{f}(X_i))^2}{\frac{1}{N_{TEST}} \sum_{i=1}^{N_{TEST}} (f(X_i) - \bar{f})^2} = 1 - \frac{RMSE}{VAR}$
Erro absoluto médio relativo (RAAE)	$RAAE = \frac{\frac{1}{N_{TEST}} \sum_{i=1}^{N_{TEST}} f(X_i) - \hat{f}(X_i) }{\sqrt{\frac{1}{N_{TEST}} \sum_{i=1}^{N_{TEST}} (f(X_i) - \bar{f})^2}} = \frac{MAE}{\sqrt{VAR}} = \frac{MAE}{DP}$
Erro absoluto máximo relativo (RMAE)	$RMAE = \frac{\max(f(X_i) - \hat{f}(X_i))}{\sqrt{\frac{1}{N_{TEST}} \sum_{i=1}^{N_{TEST}} (f(X_i) - \bar{f})^2}} = \frac{\max(f(X_i) - \hat{f}(X_i))}{DP}$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Onde:

$\bar{f}$: Média dos dados.

VAR : Variância.

DP : Desvio padrão.

$\max$: Valor máximo.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados dos procedimentos de otimização das superestruturas. Primeiramente são apresentados e discutidos os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura de médio porte (S- CRC-ORC) e logo em seguida são analisados os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura de grande porte (S- CRC-ORC-KC).

4.1. RESULTADOS DOS PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S-CRC-ORC

A seguir são avaliados os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC-ORC. A priori são analisados os resultados do procedimento de otimização da modelagem original e posteriormente do procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original.

4.1.1. RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO DA MODELAGEM ORIGINAL DA SUPERESTRUTURA S-CRC-ORC

Os resultados do procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S-CRC-ORC são mostrados na Tabela 13. A partir destes resultados, o sistema térmico ótimo para a superestrutura S- CRC-ORC não contempla a utilização da tecnologia CRC, uma vez que a vazão mássica de gases de exaustão do motor encaminhada para esta tecnologia tende a zero e a vazão mássica de água de resfriamento do motor não pode ser utilizada como fonte primária de energia. Desta forma, apenas o ORC é selecionado como tecnologia de recuperação de calor residual para aproveitar o calor residual dos gases de exaustão (16,7kg/s) e de parte da vazão mássica da água de resfriamento do motor (16,44kg/s).

Tabela 13 - Resultados do procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S- CRC-ORC.

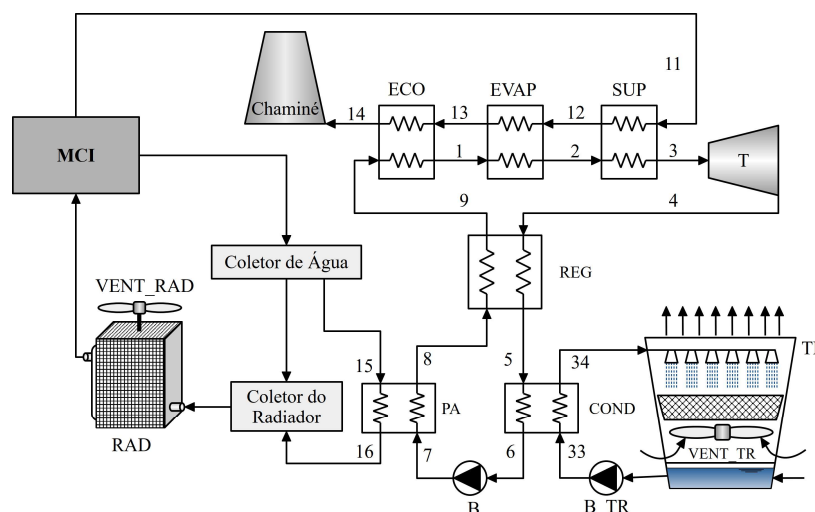
Variáveis de decisão	Símbolo	Classificação	Valor
Vazão mássica de água do motor enviada ao CRC [kg/s]	$\dot{m}_a^{CRC}$	Estrutural	10,45
Vazão mássica de gases de exaustão do motor enviada ao CRC [kg/s]	$\dot{m}_g^{CRC}$	Estrutural	0,70
Temperatura de evaporação do CRC [°C]	T_{evap}^{CRC}	Paramétrica	145,7
<i>Pinch Point</i> do CRC [°C]	ΔT_{pp}^{CRC}	Paramétrica	200,1

Variáveis de decisão	Símbolo	Classificação	Valor
Superaquecimento do CRC [°C]	ΔT_{sup}^{CRC}	Estrutural	101,9
Efetividade do pré-aquecedor de água do CRC [-]	$\varepsilon_{pa_1}^{CRC}$	Estrutural	0,45
Temperatura de condensação do CRC [°C]	T_{cond}^{CRC}	Paramétrica	71,9
Pressão do desaerador do CRC [bar]	P_{des}^{CRC}	Paramétrica	2,09
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_a^{ORC}$	Estrutural	16,44
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_g^{ORC}$	Estrutural	16,7
Fluido do ORC [-]	f^{ORC}	Paramétrica	Tolueno
Temperatura de evaporação do ORC [°C]	T_{evap}^{ORC}	Paramétrica	185,3
Pinch Point do ORC [°C]	ΔT_{pp}^{ORC}	Paramétrica	75,6
Superaquecimento do ORC [°C]	ΔT_{sup}^{ORC}	Estrutural	2,4
Efetividade do regenerador do ORC [-]	ε_{reg}^{ORC}	Estrutural	0,11
Efetividade do pré-aquecedor do ORC [-]	ε_{pa}^{ORC}	Estrutural	0,25
Temperatura de condensação do ORC [°C]	T_{cond}^{ORC}	Paramétrica	36,9
Variáveis dependentes	Símbolo	Classificação	Valor
Potência líquida [kW]	$\dot{W}_{LIQ}$	Dependente	595,97
Custo total [US\$]	C_{TOTAL}	Dependente	1.629.977,35
Vazão artificial de água do motor [kg/s]	$\dot{m}_a^{art}$	Dependente	-0,12
Vazão artificial de gases de exaustão [kg/s]	$\dot{m}_g^{art}$	Dependente	0,70
Função Objetivo	Símbolo	Classificação	Valor
Custo específico [US\$/kW]	C_{ESP}	Função Objetivo	2.734,99

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A configuração da tecnologia ORC da superestrutura S-CRC-ORC contempla o uso de todos os equipamentos, entretanto observa-se pequenos valores para as variáveis de decisão estruturais que representam o superaquecimento da caldeira de recuperação (ΔT_{sup}^{ORC}), efetividade térmica do regenerador (ε_{reg}^{ORC}) e efetividade térmica do pré-aquecedor de água (ε_{pa}^{ORC}). A configuração ótima da superestrutura S- CRC- ORC após o procedimento de otimização da modelagem original é apresentada na Figura 30.

Figura 30 – Configuração ótima da superestrutura S-CRC-ORC dada pelo procedimento de otimização da modelagem original.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A vazão mássica nominal dos gases de exaustão do motor (16,7 kg/s) é aproveitada na tecnologia ORC até uma temperatura de 185,2°C e uma parte da vazão mássica da água de resfriamento (16,44 kg/s) é enviada ao pré-aquecedor de água e aproveitada até uma temperatura de 77,1°C. Antes de seguir para o radiador a vazão mássica da água de resfriamento do motor encaminhada ao pré-aquecedor, o qual possui uma efetividade térmica (ε_{pa}^{ORC}) igual a 0,25, é misturada com a vazão mássica de água que não foi aproveitada e em seguida esta mistura é encaminhada ao radiador. Além disso, para o ORC tolueno foi selecionado como fluido de trabalho, temperatura de evaporação (T_{evap}^{ORC}) de 185,3°C, temperatura de condensação (T_{cond}^{ORC}) de 36,9°C e *Pinch Point* de 75,6°C na caldeira de recuperação.

Após o procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S- CRC-ORC, a tecnologia ORC produz potência líquida de 595,97kW com um custo total de investimento de US\$1.629.977,35. Desta forma potência líquida adicional é produzida a um custo específico de 2.734,99US\$/kW.

4.1.2. SUPERFÍCIES DE RESPOSTA DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC

Para transformação do problema de otimização da modelagem original da superestrutura S- CRC- ORC em um problema de otimização utilizando superfície de resposta é necessário construir estas superfícies. Neste trabalho função de base radial e rede neural foram considerados como modelos de previsão. Além disso, dois conjuntos de amostras, um com 100 dados e outro com 196 dados, foram utilizados

para construção destes modelos. Os resultados das superfícies de resposta para as superestruturas individuais que compõem a superestrutura S- CRC- ORC são mostrados na Tabela 14 a Tabela 21.

Tabela 14 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.

Superfície	Fator de forma (<i>C</i>)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	1,0	MAE	0,0115
		RMSE	0,0274
		R SQUARE	0,9880
		RAAE	0,0460
		RMAE	0,6241
Potência líquida	0,025	MAE	0,0292
		RMSE	0,0419
		R SQUARE	0,9825
		RAAE	0,0920
		RMAE	0,4124
Temperatura da água do motor	1,0	MAE	0,0366
		RMSE	0,0882
		R SQUARE	0,6494
		RAAE	0,2460
		RMAE	3,5125
Custo total	0,05	MAE	0,0530
		RMSE	0,0688
		R SQUARE	0,9482
		RAAE	0,1755
		RMAE	0,6208

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 15 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0124
	RMSE	0,0302
	R SQUARE	0,9854
	RAAE	0,0494
	RMAE	0,7273
Potência líquida	MAE	0,0793
	RMSE	0,1478
	R SQUARE	0,7833
	RAAE	0,2498
	RMAE	2,1680
Temperatura da água do motor	MAE	0,0477
	RMSE	0,1022
	R SQUARE	0,5295
	RAAE	0,3205
	RMAE	3,0410
Custo total	MAE	0,1123
	RMSE	0,1609
	R SQUARE	0,7166
	RAAE	0,3713
	RMAE	1,8731

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 16 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.

Superfície	Fator de forma (C)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	1,0	MAE	0,0055
		RMSE	0,0095
		R SQUARE	0,9989
		RAAE	0,0193
		RMAE	0,1599
Potência líquida	0,075	MAE	0,0269
		RMSE	0,0405
		R SQUARE	0,9801
		RAAE	0,0936
		RMAE	0,6096
Temperatura da água do motor	0,2	MAE	0,0579
		RMSE	0,1472
		R SQUARE	0,4245
		RAAE	0,2987
		RMAE	3,5592
Custo total	0,1	MAE	0,0345
		RMSE	0,0478
		R SQUARE	0,9663
		RAAE	0,1322
		RMAE	0,5835

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 17 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0075
	RMSE	0,0161
	R SQUARE	0,9968
	RAAE	0,0261
	RMAE	0,3106
Potência líquida	MAE	0,0499
	RMSE	0,0821
	R SQUARE	0,9183
	RAAE	0,1738
	RMAE	1,2638
Temperatura da água do motor	MAE	0,0681
	RMSE	0,1592
	R SQUARE	0,3263
	RAAE	0,3511
	RMAE	3,6885
Custo total	MAE	0,0677
	RMSE	0,1102
	R SQUARE	0,8214
	RAAE	0,2597
	RMAE	1,8110

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 18 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.

Superfície	Fator de forma (C)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	0,7	MAE	0,0127
		RMSE	0,0320
		R SQUARE	0,9803
		RAAE	0,0557
		RMAE	0,7678
Potência líquida	0,025	MAE	0,0255
		RMSE	0,0410
		R SQUARE	0,9850
		RAAE	0,0759
		RMAE	0,4559
Temperatura da água do motor	0,025	MAE	0,0306
		RMSE	0,0728
		R SQUARE	0,5977
		RAAE	0,2672
		RMAE	3,2311
Custo total	0,025	MAE	0,0419
		RMSE	0,0583
		R SQUARE	0,9638
		RAAE	0,1365
		RMAE	0,5650

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 19 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0176
	RMSE	0,0353
	R SQUARE	0,9759
	RAAE	0,0774
	RMAE	0,7376
Potência líquida	MAE	0,0293
	RMSE	0,0445
	R SQUARE	0,9824
	RAAE	0,0872
	RMAE	0,4295
Temperatura da água do motor	MAE	0,0416
	RMSE	0,1084
	R SQUARE	0,1087
	RAAE	0,3628
	RMAE	7,8028
Custo total	MAE	0,0498
	RMSE	0,0694
	R SQUARE	0,9487
	RAAE	0,1625
	RMAE	0,9387

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 20 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.

Superfície	Fator de forma (C)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	0,7	MAE	0,0051
		RMSE	0,0079
		R SQUARE	0,9990
		RAAE	0,0196
		RMAE	0,1619
Potência líquida	0,025	MAE	0,0277
		RMSE	0,0388
		R SQUARE	0,9843
		RAAE	0,0895
		RMAE	0,4923
Temperatura da água do motor	0,05	MAE	0,0314
		RMSE	0,0913
		R SQUARE	0,5009
		RAAE	0,2434
		RMAE	4,5327
Custo total	0,025	MAE	0,0358
		RMSE	0,0450
		R SQUARE	0,9743
		RAAE	0,1277
		RMAE	0,5349

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

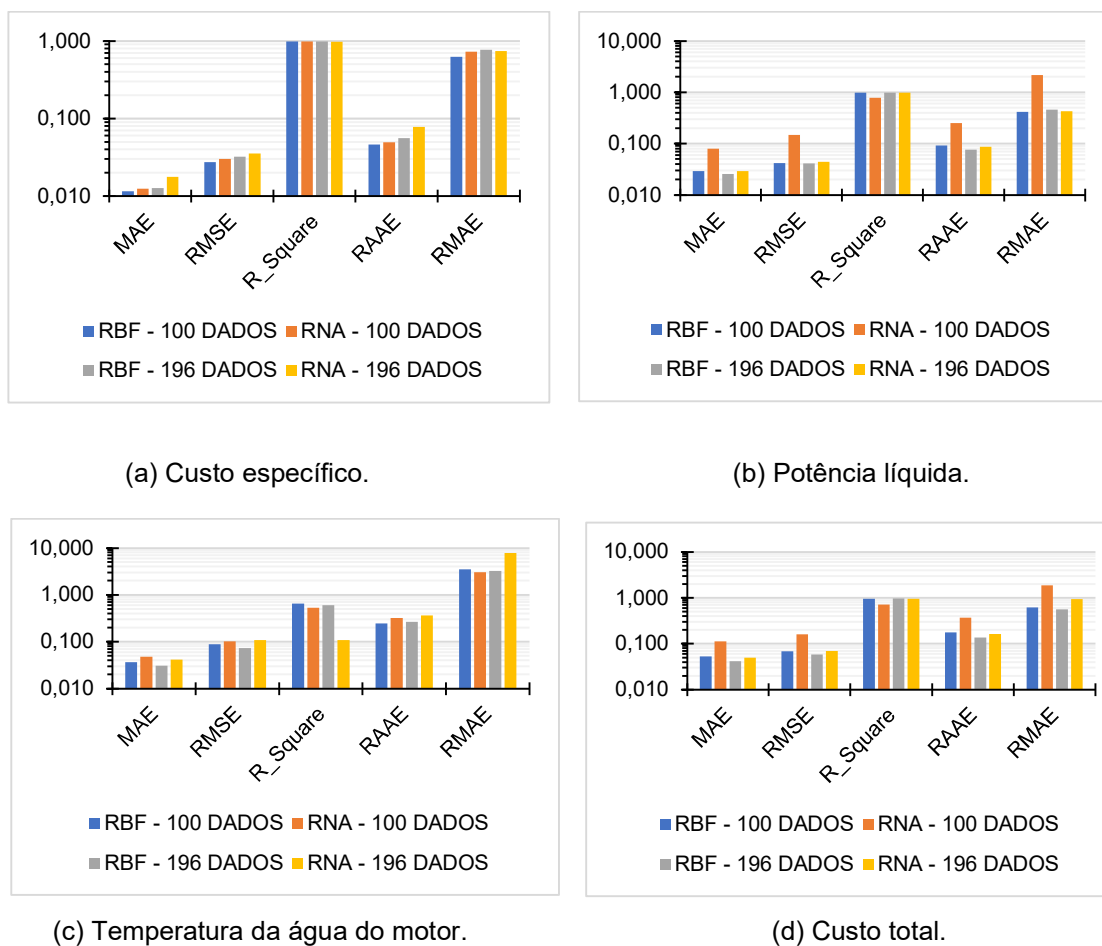
Tabela 21 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0076
	RMSE	0,0108
	R SQUARE	0,9983
	RAAE	0,0291
	RMAE	0,1693
Potência líquida	MAE	0,0300
	RMSE	0,0464
	R SQUARE	0,9775
	RAAE	0,0970
	RMAE	0,8590
Temperatura da água do motor	MAE	0,0420
	RMSE	0,0950
	R SQUARE	0,4603
	RAAE	0,3251
	RMAE	4,3694
Custo total	MAE	0,0383
	RMSE	0,0495
	R SQUARE	0,9688
	RAAE	0,1365
	RMAE	0,6911

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

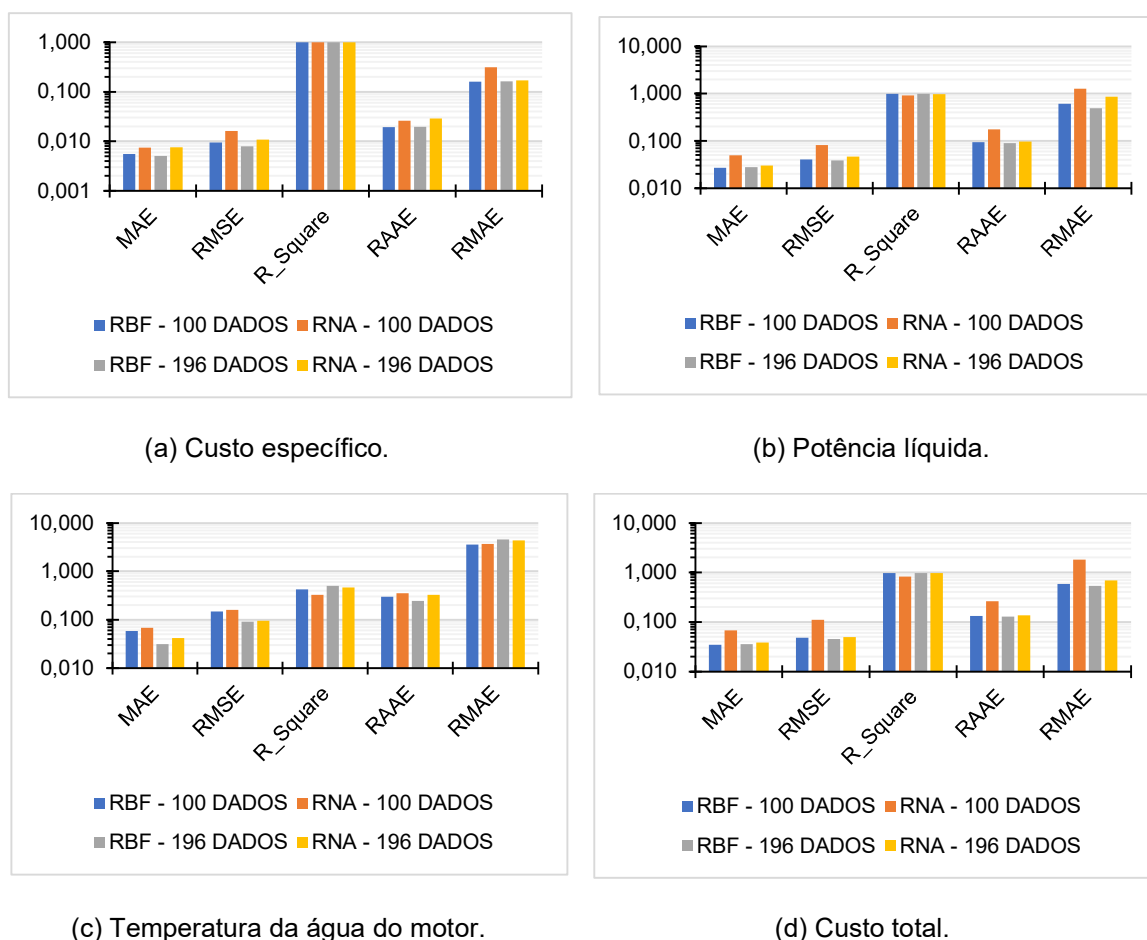
A seleção do modelo para as superfícies de resposta da superestrutura é realizada a partir de comparações da precisão dos resultados dos modelos. Estas comparações podem ser visualizadas em escala logarítmica na Figura 31 e Figura 32.

Figura 31 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

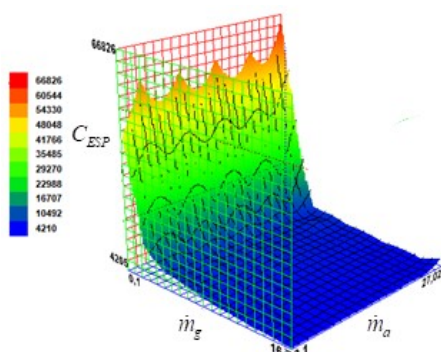
Figura 32 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.



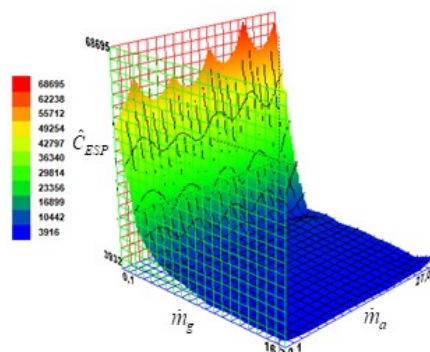
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Para o conjunto de dados com uma quantidade maior de amostras a precisão dos modelos melhora, porém esta melhoria não compensa o tempo computacional demandado pelas otimizações para confecção das superfícies de resposta, o que torna mais atrativo a utilização do conjunto com 100 amostras. Para ambos os conjuntos de amostras o modelo de função de base radial é selecionado como modelo de previsão devido a melhor precisão nos resultados. As superfícies originais e as superfícies de resposta das superestruturas individuais que compõe a superestrutura S-CRC-ORC, considerando um conjunto com 100 amostras e função de base radial, são apresentadas na Figura 33 e Figura 34.

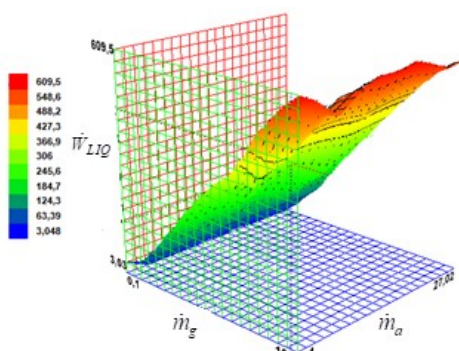
Figura 33 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.



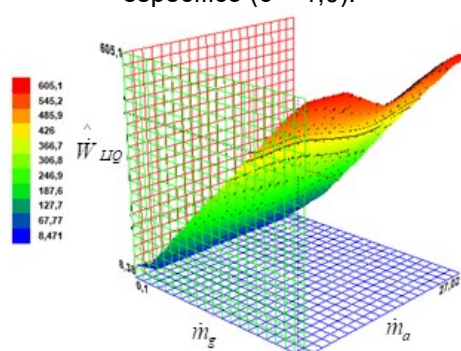
(a) Custo específico.



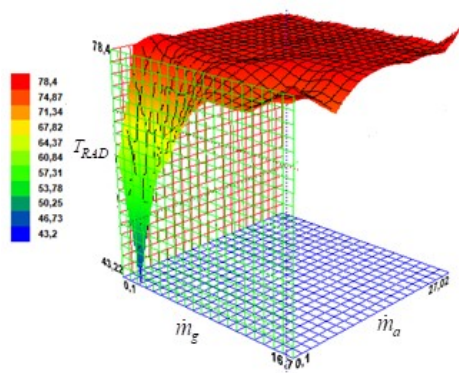
(b) Superfície de resposta do custo específico ($c = 1,0$).



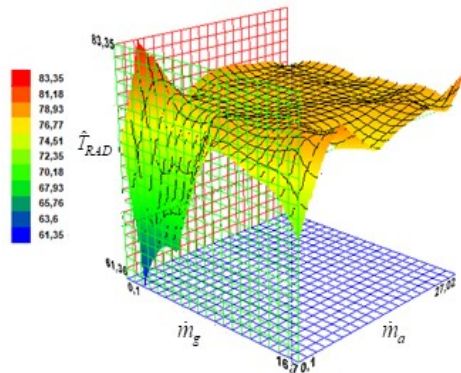
(c) Potência líquida.



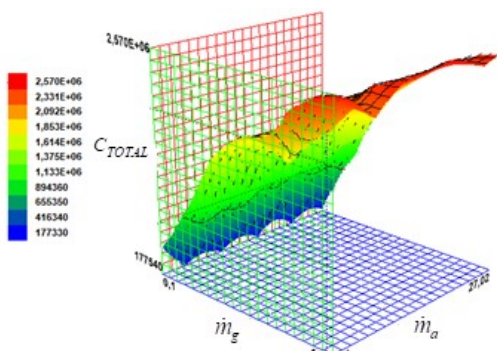
(d) Superfície de resposta da potência líquida ($c = 0,025$).



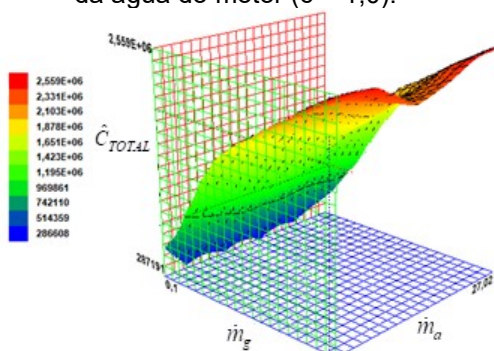
(e) Temperatura da água do motor.



(f) Superfície de resposta da temperatura da água do motor ($c = 1,0$).



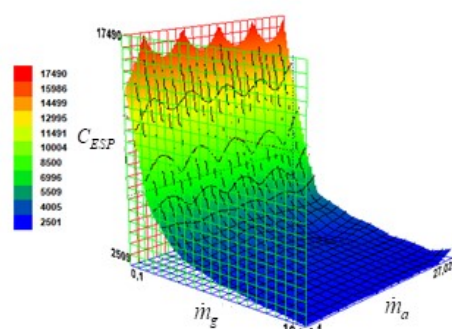
(g) Custo total.



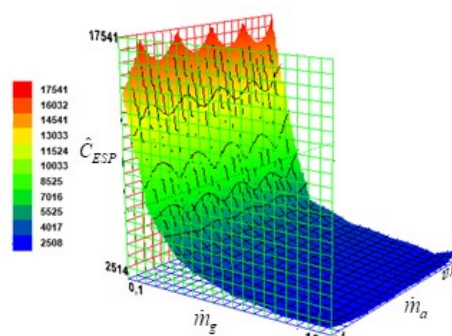
(h) Superfície de resposta do custo total ($c = 0,05$).

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

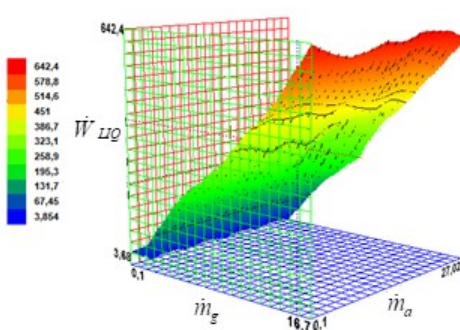
Figura 34 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.



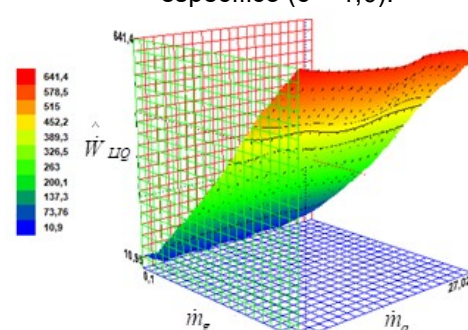
(a) Custo específico.



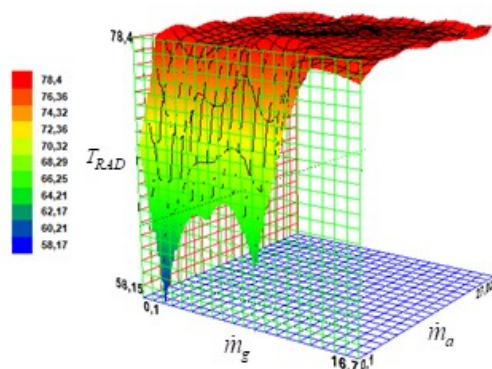
(b) Superfície de resposta do custo específico ($c = 1,0$).



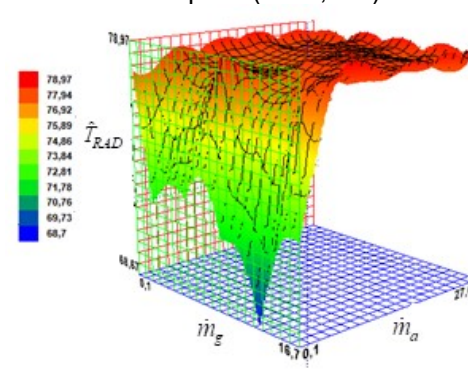
(c) Potência líquida.



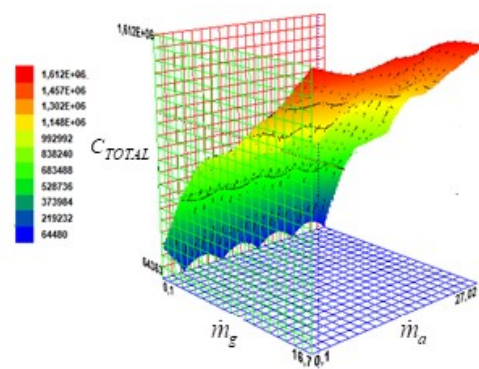
(d) Superfície de resposta da potência líquida ($c = 0,075$).



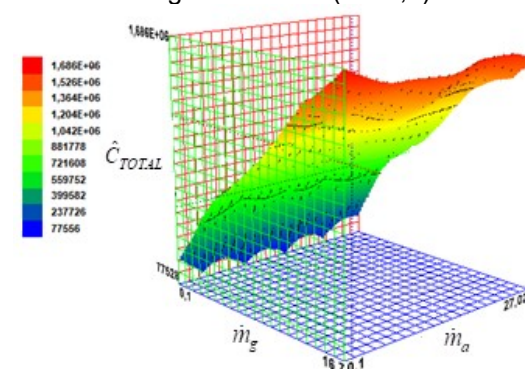
(e) Temperatura da água do motor.



(f) Superfície de resposta da temperatura da água do motor ($c = 0,2$).



(g) Custo total.



(h) Superfície de resposta do custo total ($c = 0,1$).

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

4.1.3. RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC UTILIZANDO SUPERFÍCIES DE RESPOSTA E MODELAGEM ORIGINAL

Os resultados da otimização da superestrutura S-CRC-ORC utilizando superfícies de resposta são mostrados na Tabela 22. Diante destes resultados, o sistema térmico ótimo para a superestrutura S- CRC- ORC não contempla a utilização da tecnologia CRC, uma vez que a vazão mássica de gases de exaustão do motor encaminhada para esta tecnologia tende a zero e a vazão mássica de água de resfriamento encaminhada para ela não é fonte primária de energia para o ciclo. Sendo assim, esta otimização seleciona apenas o ORC como tecnologia de recuperação para aproveitar o calor residual da vazão nominal dos gases de exaustão (16,7kg/s) e de parte da vazão da água de resfriamento do motor (14,96kg/s).

Tabela 22 - Resultados da otimização da superestrutura S-CRC-ORC utilizando superfícies de resposta.

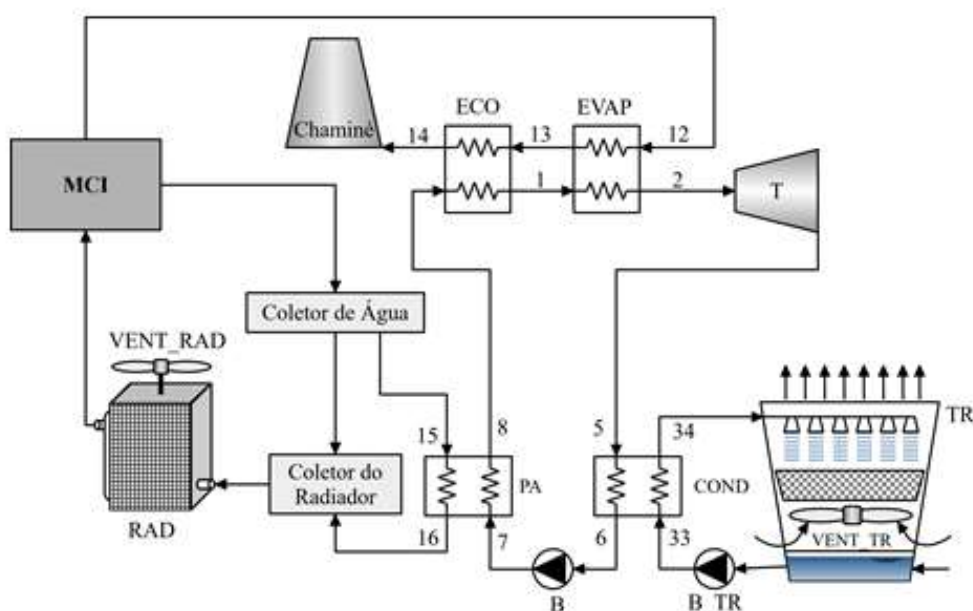
Variáveis de decisão	Símbolo	Classificação	Valor
Vazão mássica de água do motor enviada ao CRC [kg/s]	$\dot{m}_a^{CRC}$	Estrutural	12,06
Vazão mássica de gases de exaustão do motor enviada ao CRC [kg/s]	$\dot{m}_g^{CRC}$	Estrutural	0,10
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_a^{ORC}$	Estrutural	14,96
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_g^{ORC}$	Estrutural	16,70
Variáveis dependentes	Símbolo	Classificação	Valor
Potência líquida [kW]	$\dot{W}_{LIQ}$	Dependente	601,82
Custo total [US\$]	C_{TOTAL}	Dependente	1.694.725,12
Vazão artificial de água do motor [kg/s]	$\dot{m}_a^{art}$	Dependente	0,01
Vazão artificial de gases de exaustão [kg/s]	$\dot{m}_g^{art}$	Dependente	0,09
Função Objetivo	Símbolo	Classificação	Valor
Custo específico [US\$/kW]	C_{ESP}	Função Objetivo	2.816,00

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Após a otimização da modelagem da superestrutura S-CRC-ORC utilizando superfícies de resposta, a tecnologia ORC produz potência líquida de 601,82 kW com um custo total de investimento de US\$1.694.725,12. Desta forma, potência líquida adicional é produzida a um custo específico de 2.816,00US\$/kW.

Para definição da configuração e parâmetros de projeto ótimos da superestrutura S-CRC-ORC, a modelagem original da tecnologia ORC selecionada pela otimização utilizando superfícies de resposta é otimizada, porém são atribuídos para as vazões mássicas das fontes térmicas os valores ótimos obtidos na otimização utilizando superfícies de resposta. Após a otimização da tecnologia selecionada, a configuração ótima do ORC não contempla o uso de superaquecedor e regenerador, uma vez que os valores para as variáveis de decisão estruturais que representam o superaquecimento da caldeira de recuperação (ΔT_{sup}^{ORC}) e efetividade térmica do regenerador (ε_{reg}^{ORC}) tendem a zero. A configuração ótima da superestrutura S-CRC-ORC dada pelo procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original é apresentada na Figura 35.

Figura 35 – Configuração ótima da superestrutura S-CRC-ORC após procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A vazão mássica nominal dos gases de exaustão do motor (16,7 kg/s) é aproveitada na tecnologia ORC até uma temperatura de 180,2°C e uma parte da vazão mássica da água de resfriamento (14,96 kg/s) é enviada ao pré-aquecedor de

água e aproveitada até uma temperatura de 77,81°C. Antes de seguir para o radiador a vazão mássica da água de resfriamento do motor encaminhada ao pré-aquecedor, o qual possui uma efetividade térmica (ε_{pa}^{ORC}) igual a 0,12, é misturada com a vazão mássica de água que não foi aproveitada e em seguida esta mistura é encaminhada ao radiador. Além disso, para a tecnologia ORC tolueno foi selecionado como fluido de trabalho, temperatura de evaporação (T_{evap}^{ORC}) de 215,3°C, temperatura de condensação (T_{cond}^{ORC}) de 34,2°C e *Pinch Point* de 60,0°C na caldeira de recuperação. Os resultados do procedimento de otimização da superestrutura S- CRC-ORC utilizando superfícies de resposta e modelagem original são mostrados na Tabela 23.

Tabela 23 - Resultados da otimização da superestrutura S- CRC-ORC utilizando superfícies de resposta e modelagem original.

Variáveis de decisão	Símbolo	Classificação	Valor
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_a^{ORC}$	Estrutural	14,96
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_g^{ORC}$	Estrutural	16,7
Fluido do ORC [-]	f^{ORC}	Paramétrica	Tolueno
Temperatura de evaporação do ORC [°C]	T_{evap}^{ORC}	Paramétrica	215,3
<i>Pinch Point</i> do ORC [°C]	ΔT_{pp}^{ORC}	Paramétrica	60,0
Superaquecimento do ORC [°C]	ΔT_{sup}^{ORC}	Estrutural	0,01
Efetividade do regenerador do ORC [-]	ε_{reg}^{ORC}	Estrutural	0,01
Efetividade do pré-aquecedor do ORC [-]	ε_{pa}^{ORC}	Estrutural	0,12
Temperatura de condensação do ORC [°C]	T_{cond}^{ORC}	Paramétrica	34,2
Variáveis dependentes	Símbolo	Classificação	Valor
Potência líquida [kW]	$\dot{W}_{LIQ}$	Dependente	653,6
Custo total [US\$]	C_{TOTAL}	Dependente	1.635.960,80
Função Objetivo	Símbolo	Classificação	Valor
Custo específico [US\$/kW]	C_{ESP}	Função Objetivo	2.503,00

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Após o procedimento de otimização da superestrutura S-CRC-ORC utilizando superfícies de resposta e modelagem original, a tecnologia ORC produz potência líquida de 653,60kW com um custo total de investimento de US\$1.635.960,80. Desta forma, potência líquida adicional é produzida a um custo específico de 2.503,00US\$/kW.

4.1.4. COMPARAÇÕES DOS RESULTADOS DOS PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC

Os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC- ORC são mostrados na Tabela 24. Comparando estes resultados verifica-se que após a otimização da superestrutura S- CRC- ORC a tecnologia ORC é selecionada como melhor opção, tanto para o procedimento de otimização da modelagem original (POMO) quanto para o procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original (POSRMO). Além disso, ambos os procedimentos definiram a configuração e parâmetros de projetos ótimos da tecnologia selecionada. Observa-se que para ambos os procedimentos os valores ótimos para as vazões mássicas das fontes quentes, custo específico, potência líquida e custo total são similares. Essa similaridade pode ser explicada pela precisão das superfícies de resposta.

A configuração ótima da superestrutura S-CRC-ORC dada pelo POMO utiliza todos equipamentos, enquanto que a configuração dada pelo POSRMO não inclui superaquecedor e regenerador. Alguns valores obtidos para as variáveis de decisão mostram-se diferentes entre os procedimentos de otimização. Esta diferença pode ser justificada pela convergência pré-matura do POMO.

Tabela 24 - Resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S-CRC-ORC.

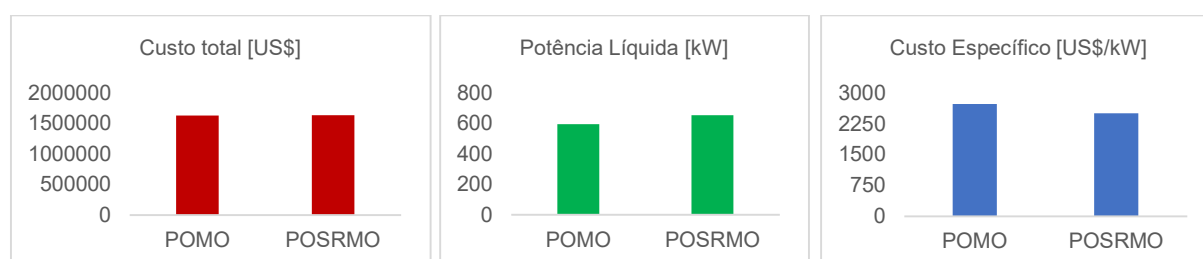
Variáveis de decisão	Símbolo	Modelagem Original	Superfície de Resposta e Modelagem Original
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_a^{ORC}$	16,44	14,96
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_g^{ORC}$	16,7	16,7
Fluido do ORC [-]	f^{ORC}	Tolueno	Tolueno
Temperatura de evaporação do ORC [°C]	T_{evap}^{ORC}	185,3	215,3

Variáveis de decisão	Símbolo	Modelagem Original	Superfície de Resposta e Modelagem Original
<i>Pinch Point</i> do ORC [°C]	ΔT_{pp}^{ORC}	75,6	60,0
Superaquecimento do ORC [°C]	ΔT_{sup}^{ORC}	2,4	0,01
Efetividade do regenerador do ORC [-]	ε_{reg}^{ORC}	0,11	0,01
Efetividade do pré-aquecedor do ORC [-]	ε_{pa}^{ORC}	0,25	0,12
Temperatura de condensação do ORC [°C]	T_{cond}^{ORC}	36,9	34,2
Variáveis dependentes	Símbolo	Modelagem Original	Superfície de Resposta e Modelagem Original
Potência líquida [kW]	$\dot{W}_{LIQ}$	595,97	653,6
Custo total [US\$]	C_{TOTAL}	1.629.977,95	1.635.960,80
Função Objetivo	Símbolo	Modelagem Original	Superfície de Resposta e Modelagem Original
Custo específico [US\$/kW]	C_{ESP}	2.735,00	2.503,00

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

De acordo com a Figura 36, o valor do custo total é similar para os dois procedimentos de otimização, porém ocorre maior produção de potência líquida para o POSRMO, o que justifica o valor do custo específico deste procedimento ser menor que o valor do custo específico do POMO. Desta forma, para a superestrutura S- CRC- ORC o POSRMO é mais eficiente, visto que este procedimento alcança um valor menor da função objetivo.

Figura 36 – Comparação entre os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC-ORC.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Outra questão relevante para os procedimentos de otimização da superestrutura S-CRC-ORC é o custo computacional. Os procedimentos de otimização foram executados em um notebook com processador Intel Core i7

1.80GHz e 8GB de memória RAM. Apesar do POSRMO ser mais eficiente, verifica-se que a partir dos dados apresentados na Tabela 25 que este procedimento é computacionalmente mais honeroso.

Tabela 25 – Tempo computacional dos procedimentos de otimização da superestrutura S-CRC-ORC.

Procedimento de otimização	Horas
Modelagem Original	3,0
Superfície de Resposta e Modelagem Original	403,0

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

4.2. RESULTADOS DOS PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S-CRC-ORC-KC

A seguir são avaliados os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC-ORC-KC. A priori são analisados os resultados do procedimento de otimização da modelagem original e posteriormente os resultados do procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original.

4.2.1. RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO DA MODELAGEM ORIGINAL DA SUPERESTRUTURA S-CRC-ORC-KC

O procedimento de otimização da modelagem original da superestrutura S- CRC-ORC-KC aplicando o algoritmo genético do EES diretamente na função objetivo não pode ser realizado devido a natureza e o grande número de variáveis de decisão do problema de otimização.

4.2.2. SUPERFÍCIES DE RESPOSTA DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC-KC

Para transformação do problema de otimização da modelagem original da superestrutura S- CRC- ORC-KC em um problema de otimização utilizando superfície de resposta é necessário construir estas superfícies. Neste trabalho função de base radial e rede neural foram considerados como modelos de superfície de resposta. Além disso, dois conjuntos de amostras, um com 100 dados e outro com 196 dados, foram utilizados para construção dos modelos. Os resultados das superfície de resposta para as superestruturas individuais que compõem a superestrutura S- CRC- ORC-KC são mostrados na Tabela 26 a Tabela 37.

Tabela 26 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.

Superfície	Fator de forma (C)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	1,0	MAE	0,0094
		RMSE	0,0161
		R SQUARE	0,9965
		RAAE	0,0341
		RMAE	0,2381
Potência líquida	0,025	MAE	0,0304
		RMSE	0,0467
		R SQUARE	0,9778
		RAAE	0,0969
		RMAE	0,4299
Temperatura da água do motor	1,0	MAE	0,0489
		RMSE	0,1205
		R SQUARE	0,7377
		RAAE	0,2081
		RMAE	2,3093
Custo total	0,05	MAE	0,0658
		RMSE	0,1091
		R SQUARE	0,8370
		RAAE	0,2433
		RMAE	1,5160

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 27 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0107
	RMSE	0,0226
	R SQUARE	0,9933
	RAAE	0,0389
	RMAE	0,3645
Potência líquida	MAE	0,0925
	RMSE	0,1980
	R SQUARE	0,6026
	RAAE	0,2945
	RMAE	3,2087
Temperatura da água do motor	MAE	0,0546
	RMSE	0,1336
	R SQUARE	0,6775
	RAAE	0,2324
	RMAE	2,8302
Custo total	MAE	0,1016
	RMSE	0,2373
	R SQUARE	0,2297
	RAAE	0,3756
	RMAE	5,6066

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 28 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.

Superfície	Fator de forma (C)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	1,0	MAE	0,0081
		RMSE	0,0173
		R SQUARE	0,9943
		RAAE	0,0352
		RMAE	0,4447
Potência líquida	1,0	MAE	0,0257
		RMSE	0,0362
		R SQUARE	0,9847
		RAAE	0,0879
		RMAE	0,4229
Temperatura da água do motor	0,2	MAE	0,0548
		RMSE	0,1080
		R SQUARE	0,8308
		RAAE	0,2088
		RMAE	1,8797
Custo total	0,1	MAE	0,0331
		RMSE	0,0468
		R SQUARE	0,9554
		RAAE	0,1494
		RMAE	0,6257

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 29 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0145
	RMSE	0,0289
	R SQUARE	0,9842
	RAAE	0,0630
	RMAE	0,4662
Potência líquida	MAE	0,0446
	RMSE	0,0867
	R SQUARE	0,9124
	RAAE	0,1524
	RMAE	1,1687
Temperatura da água do motor	MAE	0,0575
	RMSE	0,1317
	R SQUARE	0,7486
	RAAE	0,2192
	RMAE	2,2910
Custo total	MAE	0,0549
	RMSE	0,1014
	R SQUARE	0,7911
	RAAE	0,2474
	RMAE	2,0893

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 30 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 100 amostras.

Superfície	Fator de forma (<i>C</i>)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	1,0	MAE	0,0108
		RMSE	0,0345
		R SQUARE	0,9620
		RAAE	0,0610
		RMAE	1,2536
Potência líquida	1,0	MAE	0,0257
		RMSE	0,0362
		R SQUARE	0,9847
		RAAE	0,0879
		RMAE	0,4229
Temperatura da água do motor	0,2	MAE	0,0548
		RMSE	0,1080
		R SQUARE	0,8308
		RAAE	0,2088
		RMAE	1,8797
Custo total	0,1	MAE	0,0331
		RMSE	0,0468
		R SQUARE	0,9554
		RAAE	0,1494
		RMAE	0,6257

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 31 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 100 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0112
	RMSE	0,0327
	R SQUARE	0,9657
	RAAE	0,0634
	RMAE	1,1362
Potência líquida	MAE	0,0504
	RMSE	0,0851
	R SQUARE	0,9175
	RAAE	0,1702
	RMAE	1,3817
Temperatura da água do motor	MAE	0,0826
	RMSE	0,2238
	R SQUARE	0,3428
	RAAE	0,2993
	RMAE	5,0685
Custo total	MAE	0,0840
	RMSE	0,1497
	R SQUARE	0,5363
	RAAE	0,3822
	RMAE	2,7799

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 32 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.

Superfície	Fator de forma (C)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	0,7	MAE	0,0083
		RMSE	0,0138
		R SQUARE	0,9967
		RAAE	0,0345
		RMAE	0,3225
Potência líquida	0,05	MAE	0,0281
		RMSE	0,0423
		R SQUARE	0,9836
		RAAE	0,0852
		RMAE	0,3822
Temperatura da água do motor	0,075	MAE	0,0329
		RMSE	0,0845
		R SQUARE	0,6874
		RAAE	0,2180
		RMAE	3,3997
Custo total	0,05	MAE	0,0435
		RMSE	0,0683
		R SQUARE	0,9249
		RAAE	0,1743
		RMAE	0,9909

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 33 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0141
	RMSE	0,0203
	R SQUARE	0,9929
	RAAE	0,0582
	RMAE	0,4037
Potência líquida	MAE	0,0317
	RMSE	0,0477
	R SQUARE	0,9791
	RAAE	0,0960
	RMAE	0,4690
Temperatura da água do motor	MAE	0,0446
	RMSE	0,1169
	R SQUARE	0,4021
	RAAE	0,2954
	RMAE	5,5120
Custo total	MAE	0,0470
	RMSE	0,0732
	R SQUARE	0,9138
	RAAE	0,1884
	RMAE	1,0175

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 34 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.

Superfície	Fator de forma (C)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	0,8	MAE	0,0065
		RMSE	0,0137
		R SQUARE	0,9957
		RAAE	0,0311
		RMAE	0,5165
Potência líquida	0,025	MAE	0,0204
		RMSE	0,0262
		R SQUARE	0,9931
		RAAE	0,0644
		RMAE	0,3254
Temperatura da água do motor	0,3	MAE	0,0511
		RMSE	0,1119
		R SQUARE	0,6556
		RAAE	0,2683
		RMAE	2,8311
Custo total	0,5	MAE	0,0361
		RMSE	0,0492
		R SQUARE	0,9644
		RAAE	0,1383
		RMAE	0,8452

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 35 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0067
	RMSE	0,0143
	R SQUARE	0,9953
	RAAE	0,0319
	RMAE	0,5622
Potência líquida	MAE	0,0202
	RMSE	0,0278
	R SQUARE	0,9922
	RAAE	0,0639
	RMAE	0,3250
Temperatura da água do motor	MAE	0,0546
	RMSE	0,1110
	R SQUARE	0,6613
	RAAE	0,2866
	RMAE	2,6438
Custo total	MAE	0,0351
	RMSE	0,0433
	R SQUARE	0,9725
	RAAE	0,1344
	RMAE	0,4083

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 36 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando o modelo RBF com 196 amostras.

Superfície	Fator de forma (C)	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	0,8	MAE	0,0075
		RMSE	0,0127
		R SQUARE	0,9940
		RAAE	0,0455
		RMAE	0,3482
Potência líquida	0,075	MAE	0,0242
		RMSE	0,0336
		R SQUARE	0,9873
		RAAE	0,0812
		RMAE	0,4442
Temperatura da água do motor	0,025	MAE	0,0848
		RMSE	0,1491
		R SQUARE	0,6351
		RAAE	0,3436
		RMAE	2,2916
Custo total	0,075	MAE	0,0411
		RMSE	0,0575
		R SQUARE	0,9436
		RAAE	0,1697
		RMAE	0,7737

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

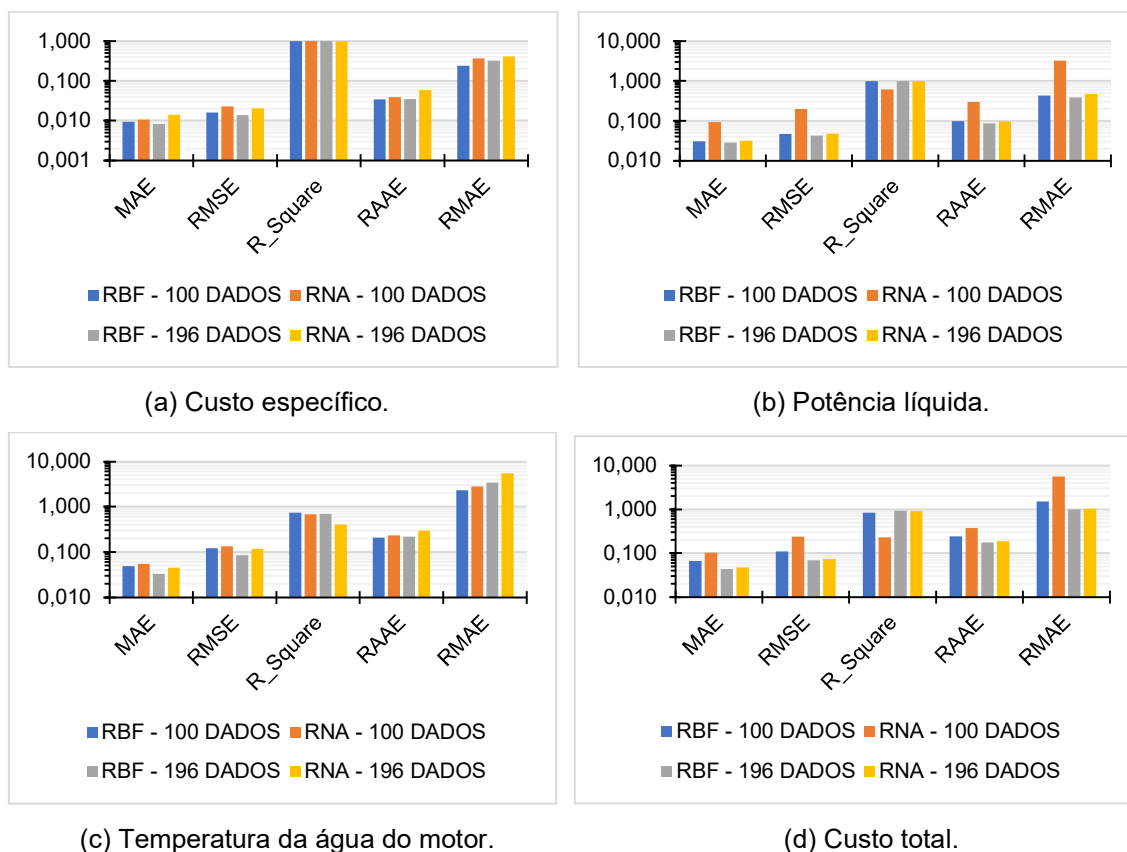
Tabela 37 – Resultados das superfícies de resposta para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando o modelo RNA com 196 amostras.

Superfície	Métrica de Validação	Valor
Custo específico	MAE	0,0068
	RMSE	0,0095
	R SQUARE	0,9966
	RAAE	0,0414
	RMAE	0,1847
Potência líquida	MAE	0,0251
	RMSE	0,0342
	R SQUARE	0,9868
	RAAE	0,0841
	RMAE	0,4611
Temperatura da água do motor	MAE	0,0859
	RMSE	0,1491
	R SQUARE	0,6350
	RAAE	0,3482
	RMAE	2,8334
Custo total	MAE	0,0428
	RMSE	0,0586
	R SQUARE	0,9414
	RAAE	0,1768
	RMAE	0,7852

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

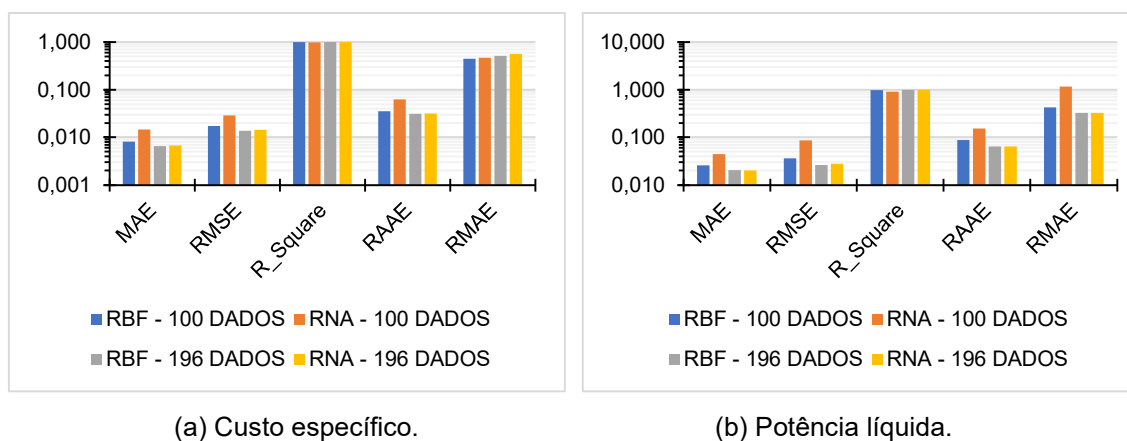
A seleção do modelo para as superfícies de resposta da superestrutura é realizada a partir de comparações da precisão dos resultados dos modelos. Estas comparações podem ser visualizadas em escala logarítmica na Figura 37 a Figura 39.

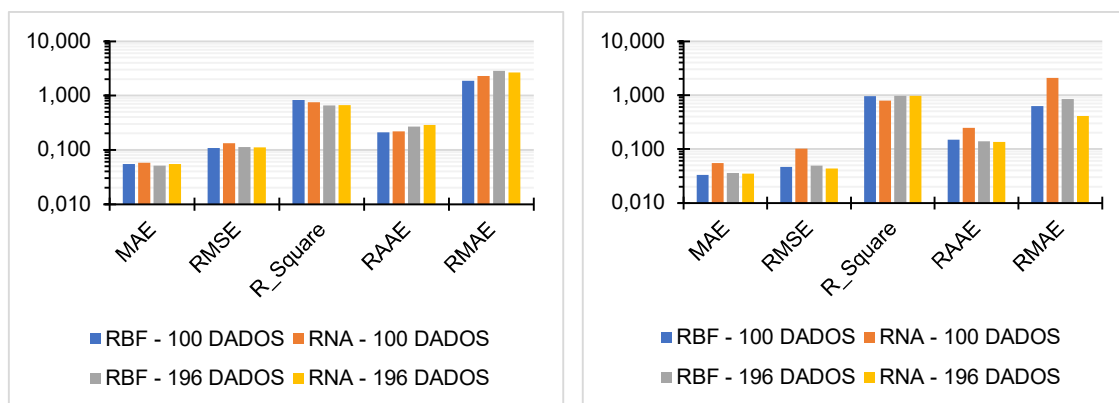
Figura 37 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

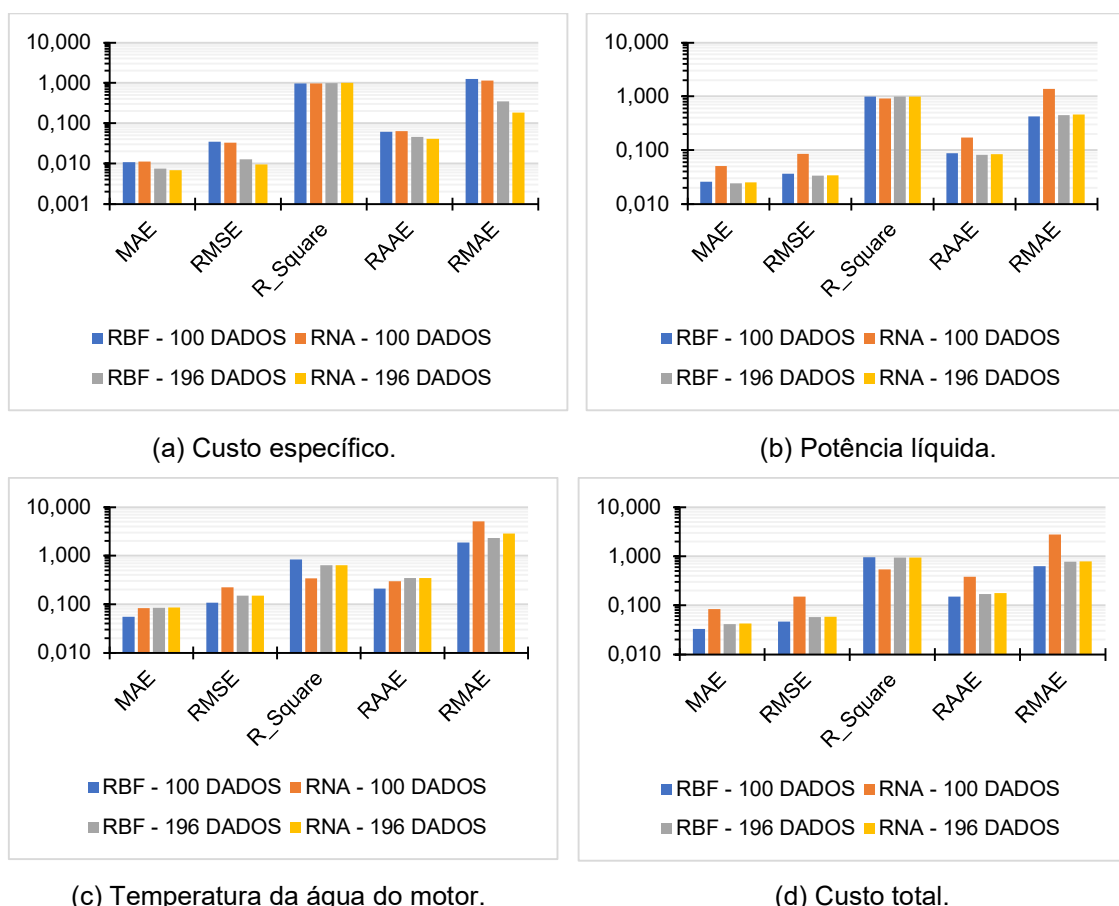
Figura 38 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.





Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 39 – Comparação da precisão dos resultados obtidos pelas superfícies de resposta da superestrutura KC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.

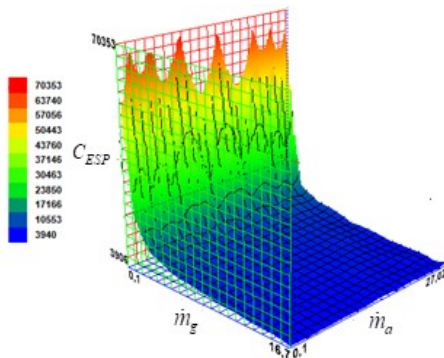


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

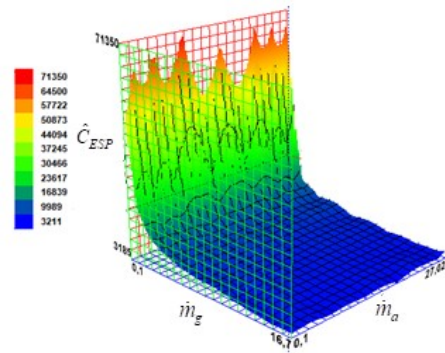
Para o conjunto de dados com uma quantidade maior de amostras a precisão dos modelos melhora, porém esta melhoria não compensa o tempo computacional demandado pelas otimizações para confecção das superfícies, tornando-se mais atrativo a utilização do conjunto com 100 amostras. Para ambos os conjuntos de

amostras o modelo de função de base radial é selecionado como modelo de previsão devido a melhor precisão dos resultados. As superfícies originais e as superfícies de resposta das superestruturas individuais que compõe a superestrutura S- CRC- ORC- KC, considerando um conjunto com 100 amostras e função de base radial, são apresentadas na Figura 40, Figura 41 e Figura 42.

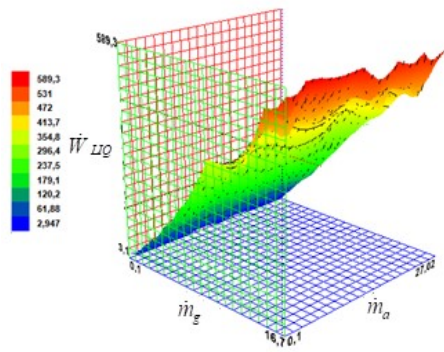
Figura 40 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.



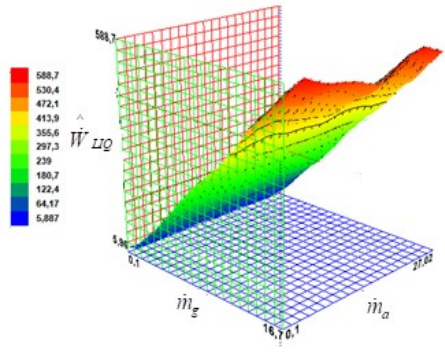
(a) Custo específico.



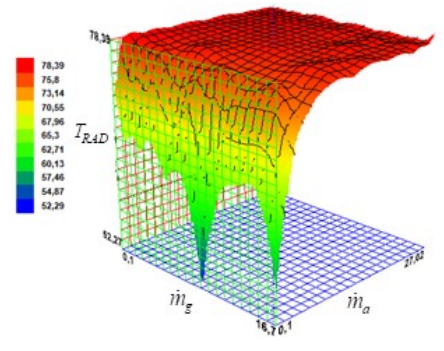
(b) Superfície de resposta do custo específico ($c = 1,0$).



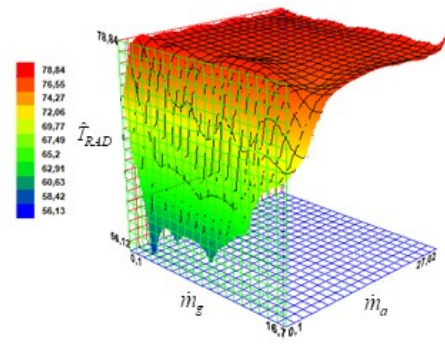
(c) Potência líquida.



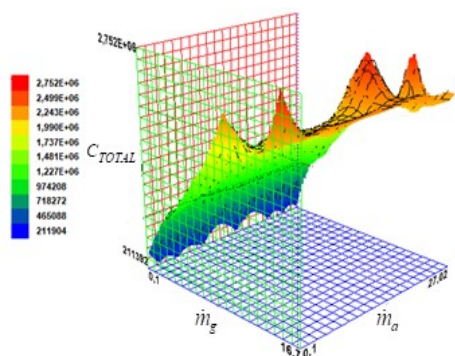
(d) Superfície de resposta da potência líquida ($c = 0,025$).



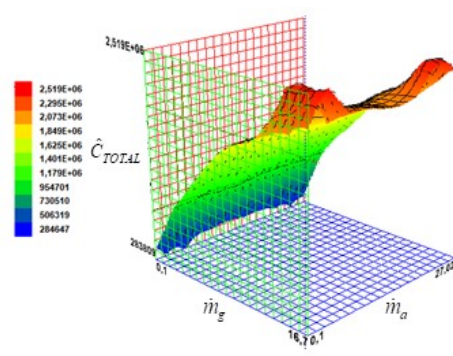
(e) Temperatura da água do motor.



(f) Superfície de resposta da temperatura da água do motor ($c = 1,0$).

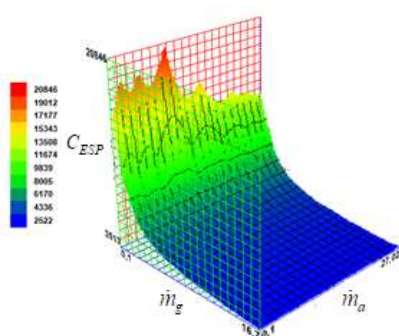


(g) Custo total.

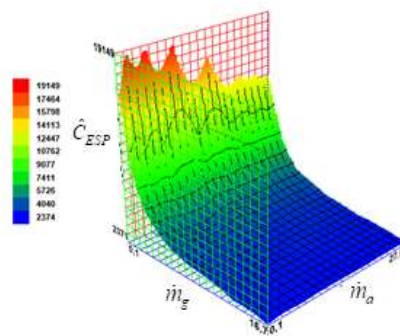
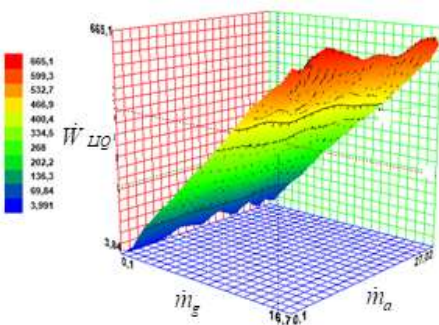
(h) Superfície de resposta do custo total ($c = 0,05$).

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

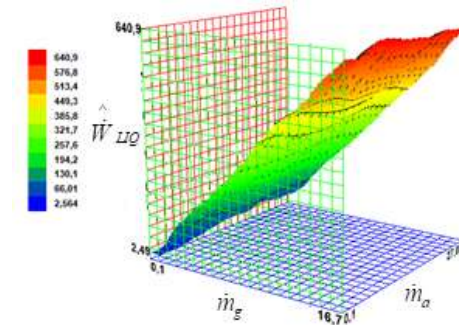
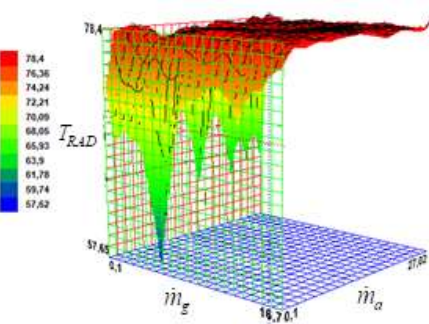
Figura 41 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.



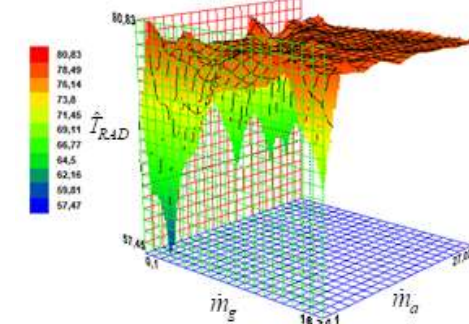
(a) Custo específico.

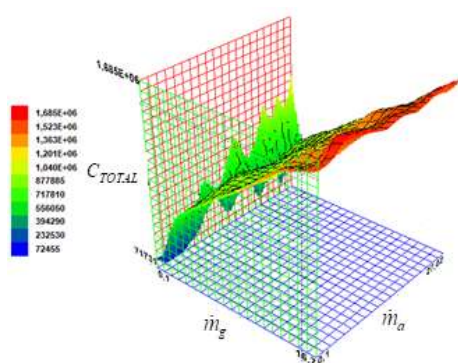
(b) Superfície de resposta do custo específico ($c = 1,0$).

(c) Potência líquida.

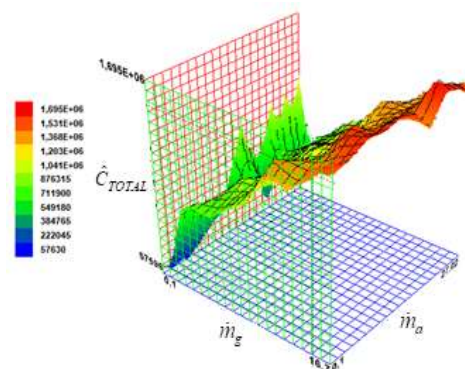
(d) Superfície de resposta da potência líquida ($c = 1,0$).

(e) Temperatura da água do motor.

(f) Superfície de resposta da temperatura da água do motor ($c = 0,2$).

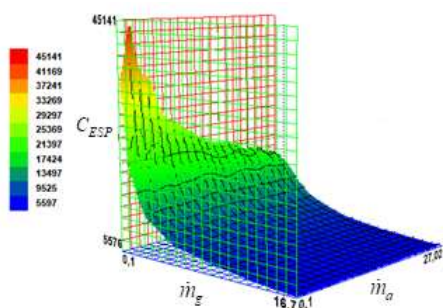


(g) Custo total.

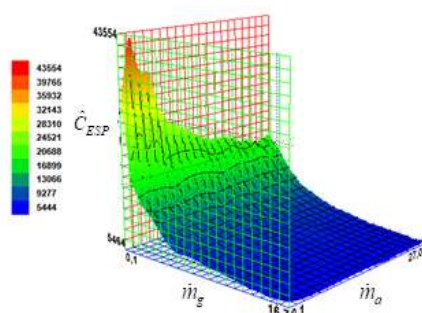
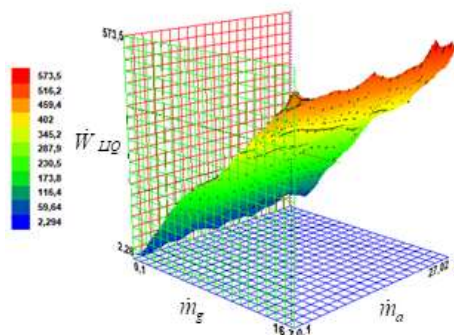
(h) Superfície de resposta do custo total ($c = 0,1$).

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

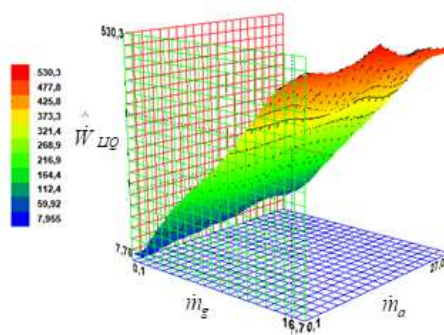
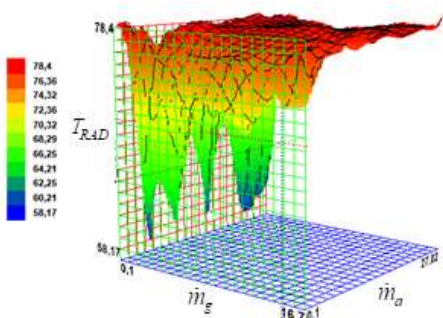
Figura 42 – Superfícies originais e superfícies de resposta (RBF – 100 amostras) para a superestrutura KC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.



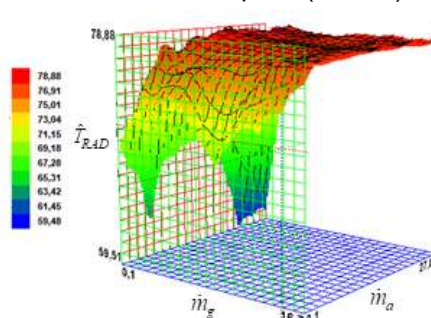
(a) Custo específico.

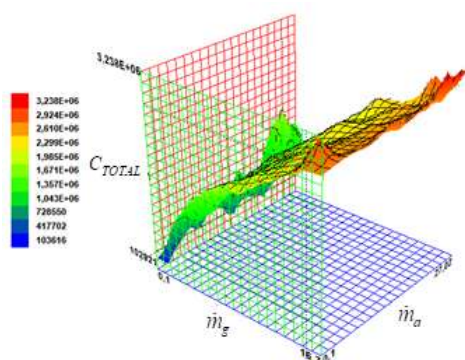
(b) Superfície de resposta do custo específico ($c = 1,0$).

(c) Potência líquida.

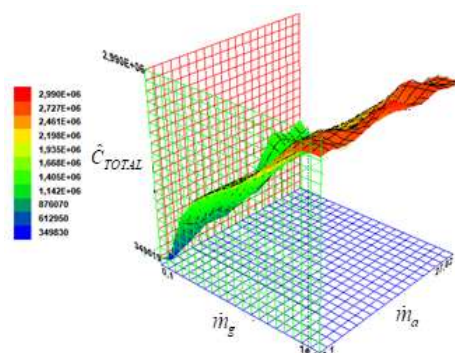
(d) Superfície de resposta da potência líquida ($c = 1,0$).

(e) Temperatura da água do motor.

(f) Superfície de resposta da temperatura da água do motor ($c = 0,2$).



(g) Custo total.

(h) Superfície de resposta do custo total ($c = 0,1$).

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

4.2.3. RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S-CRC-ORC-KC UTILIZANDO SUPERFÍCIES DE RESPOSTA E MODELAGEM ORIGINAL

Os resultados da otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta são mostrados na Tabela 38. Diante destes resultados, o sistema térmico ótimo para a superestrutura S- CRC- ORC-KC não contempla a utilização da tecnologia CRC e KC, uma vez que as vazões mássicas das fontes quentes encaminhadas para estas tecnologias tendem a zero. Sendo assim, esta otimização seleciona apenas o ORC como tecnologia de recuperação para aproveitar o calor residual dos gases de exaustão (16,32kg/s) e da água de resfriamento do motor (27,02kg/s).

Tabela 38 - Resultados da otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta.

Variáveis de decisão	Símbolo	Classificação	Valor
Vazão mássica de água do motor enviada ao CRC [kg/s]	$\dot{m}_a^{CRC}$	Estrutural	0,13
Vazão mássica de gases de exaustão do motor enviada ao CRC [kg/s]	$\dot{m}_g^{CRC}$	Estrutural	0,10
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_a^{ORC}$	Estrutural	27,02
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_g^{ORC}$	Estrutural	16,39
Vazão mássica de água do motor enviada ao KC [kg/s]	$\dot{m}_a^{KC}$	Estrutural	0,10
Vazão mássica de gases do motor enviada ao KC [kg/s]	$\dot{m}_g^{KC}$	Estrutural	0,10

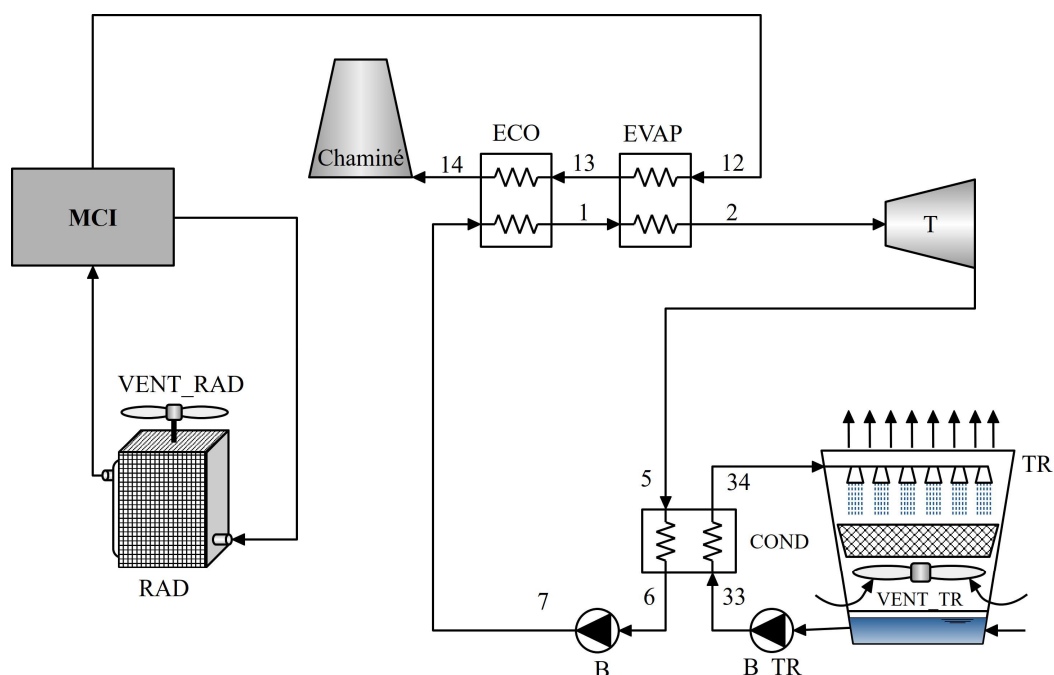
Variáveis dependentes	Símbolo	Classificação	Valor
Potência líquida [kW]	$\dot{W}_{LIQ}$	Dependente	637,79
Custo total [US\$]	C_{TOTAL}	Dependente	1.912.732,21
Vazão artificial de água do motor [kg/s]	$\dot{m}_a^{art}$	Dependente	0,24353
Vazão artificial de gases de exaustão [kg/s]	$\dot{m}_g^{art}$	Dependente	-0,0989
Função Objetivo	Símbolo	Classificação	Valor
Custo específico [US\$/kW]	C_{ESP}	Função Objetivo	2.999,00

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Após a otimização da modelagem da superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta, a tecnologia ORC produz potência líquida de 637,79kW com um custo total de investimento de US\$1.912.732,21. Desta forma, potência líquida adicional é produzida a um custo específico de 2.999,00US\$/kW.

Para definição da configuração e parâmetros de projeto ótimos da superestrutura S-CRC-ORC-KC, a modelagem original da tecnologia ORC selecionada pela otimização utilizando superfícies de resposta é otimizada, porém são atribuídos para as vazões mássicas das fontes térmicas os valores ótimos obtidos na otimização utilizando superfícies de resposta. Após a otimização desta tecnologia a configuração ótima não contempla o uso do ciclo de baixa temperatura, pois a variável de decisão que representa a fração da vazão mássica da água de resfriamento do motor enviada ao pré-aquecedor de água tende a 100%. Além disso, o ciclo de alta temperatura não utiliza superaquecedor, regenerador e pré-aquecedor de água, visto que os valores para as variáveis de decisão estruturais que representam o superaquecimento da caldeira de recuperação ($\Delta T_{sup_a}^{ORC}$), efetividade térmica do regenerador ($\varepsilon_{reg_a}^{ORC}$) e efetividade térmica do pré-aquecedor ($\varepsilon_{pa_a}^{ORC}$) tendem a zero. A configuração ótima da superestrutura S- CRC- ORC-KC dada pelo procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original é apresentada na Figura 43.

Figura 43 – Configuração ótima da superestrutura S-CRC-ORC-KC dada pelo procedimento de otimização utilizando superfícies de resposta e modelagem original.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A vazão mássica dos gases de exaustão do motor (16,32 kg/s) é aproveitada na tecnologia ORC até uma temperatura de 182,4°C e a vazão mássica da água de resfriamento do motor é encaminhada ao radiador, já que não fornece calor adicional ao ciclo. Além disso, para a tecnologia ORC tolueno foi selecionado como fluido de trabalho, temperatura de evaporação (T_{evap}^{ORC}) de 188,6°C, temperatura de condensação (T_{cond}^{ORC}) de 34,3°C e *Pinch Point* de 76,7°C na caldeira de recuperação. Os resultados do procedimento de otimização da superestrutura S- CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta e modelagem original são mostrados na Tabela 39.

Tabela 39 - Resultados do procedimento de otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta e modelagem original.

Variáveis de decisão	Símbolo	Classificação	Valor
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_a^{ORC}$	Estrutural	27,02
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_g^{ORC}$	Estrutural	16,39
Fração mássica de água do pré-aquecedor do CAT do ORC [-]	y_{pa-a}^{ORC}	Estrutural	0,99
Fluido do CAT do ORC [-]	f_a^{ORC}	Paramétrica	Tolueno

Variáveis de decisão	Símbolo	Classificação	Valor
Temperatura de evaporação do CAT do ORC [°C]	$T_{evap_a}^{ORC}$	Paramétrica	188,6
<i>Pinch Point</i> do CAT do ORC [°C]	$\Delta T_{pp_a}^{ORC}$	Paramétrica	76,7
Superaquecimento do CAT do ORC [°C]	$\Delta T_{sup_a}^{ORC}$	Estrutural	0,2
Efetividade do regenerador do CAT do ORC [-]	$\varepsilon_{reg_a}^{ORC}$	Estrutural	0,03
Efetividade do pré-aquecedor do CAT do ORC [-]	$\varepsilon_{pa_a}^{ORC}$	Estrutural	0,03
Temperatura de condensação do CAT do ORC [°C]	$T_{cond_a}^{ORC}$	Paramétrica	34,3
Fluido do CBT do ORC [-]	f_b^{ORC}	Paramétrica	R141b
Temperatura de evaporação do CBT do ORC [°C]	$T_{evap_b}^{ORC}$	Paramétrica	64,7
<i>Pinch Point</i> do CBT do ORC [°C]	$\Delta T_{pp_b}^{ORC}$	Paramétrica	13,5
Superaquecimento do CBT do ORC [°C]	$\Delta T_{sup_b}^{ORC}$	Estrutural	6,5
Efetividade do regenerador do CBT do ORC [-]	$\varepsilon_{reg_b}^{ORC}$	Estrutural	0,42
Temperatura de condensação do CBT do ORC [°C]	$T_{cond_b}^{ORC}$	Paramétrica	45
Variáveis dependentes	Símbolo	Classificação	Valor
Potência líquida [kW]	$\dot{W}_{LIQ}$	Dependente	594,4
Custo total [US\$]	C_{TOTAL}	Dependente	1.532.957,60
Função Objetivo	Símbolo	Classificação	Valor
Custo específico [US\$/kW]	C_{ESP}	Função Objetivo	2.579,00

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Após o procedimento de otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando superfícies de resposta e modelagem original, a tecnologia ORC produz potência líquida de 594,4kW com um custo total de investimento de US\$1.532.957,60. Desta forma, potência líquida adicional é produzida a um custo específico de 2.579,00US\$/kW.

4.2.4. COMPARAÇÕES DOS RESULTADOS DOS PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO DA SUPERESTRUTURA S- CRC-ORC-KC

Os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC- ORC-KC são mostrados na Tabela 40. De acordo com a Figura 44, observa-se que o POMO não conseguiu otimizar a superestrutura S- CRC- ORC-KC utilizando o *software* comercial e que o POSRMO selecionou a tecnologia ORC como melhor opção, além de definir sua configuração e parâmetros de projetos ótimos. Desta forma, verifica-se que o POSRMO viabiliza a otimização da superestrutura S- CRC- ORC-KC no ambiente computacional do *software* comercial.

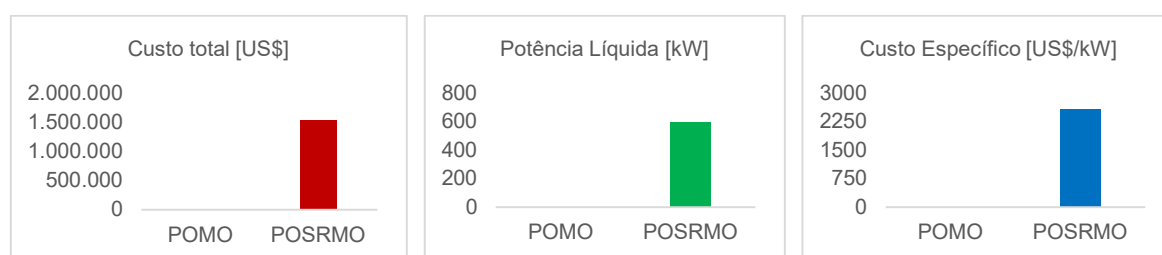
Tabela 40 - Resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC.

Variáveis de decisão	Símbolo	Modelagem Original	Superfície de Resposta e Modelagem Original
Vazão mássica de água do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_a^{ORC}$	-	27,02
Vazão mássica de gases do motor enviada ao ORC [kg/s]	$\dot{m}_g^{ORC}$	-	16,39
Fração mássica de água do pré-aquecedor do CAT do ORC [-]	$y_{pa_a}^{ORC}$	-	0,99
Fluido do CAT do ORC [-]	f_a^{ORC}	-	Tolueno
Temperatura de evaporação do CAT do ORC [°C]	$T_{evap_a}^{ORC}$	-	188,6
<i>Pinch Point</i> do CAT do ORC [°C]	$\Delta T_{pp_a}^{ORC}$	-	76,7
Superaquecimento do CAT do ORC [°C]	$\Delta T_{sup_a}^{ORC}$	-	0,2
Efetividade do regenerador do CAT do ORC [-]	$\varepsilon_{reg_a}^{ORC}$	-	0,03
Efetividade do pré-aquecedor do CAT do ORC [-]	$\varepsilon_{pa_a}^{ORC}$	-	0,03
Temperatura de condensação do CAT do ORC [°C]	$T_{cond_a}^{ORC}$	-	34,3
Fluido do CBT do ORC [-]	f_b^{ORC}	-	R141b
Temperatura de evaporação do CBT do ORC [°C]	$T_{evap_b}^{ORC}$	-	64,7
<i>Pinch Point</i> do CBT do ORC [°C]	$\Delta T_{pp_b}^{ORC}$	-	13,5
Superaquecimento do CBT do ORC [°C]	$\Delta T_{sup_b}^{ORC}$	-	6,5

Variáveis de decisão	Símbolo	Modelagem Original	Superfície de Resposta e Modelagem Original
Efetividade do regenerador do CBT do ORC [-]	$\varepsilon_{reg_b}^{ORC}$	-	0,42
Temperatura de condensação do CBT do ORC [°C]	$T_{cond_b}^{ORC}$	-	45
Variáveis dependentes	Símbolo	Modelagem Original	Superfície de Resposta e Modelagem Original
Potência líquida [kW]	$\dot{W}_{LIQ}$	-	594,4
Custo total [US\$]	C_{TOTAL}	-	1.532.957,60
Função Objetivo	Símbolo	Modelagem Original	Superfície de Resposta e Modelagem Original
Custo específico [US\$/kW]	C_{ESP}	-	2.579,00

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 44 – Comparação entre os resultados dos procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC-ORC-KC.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Outra questão relevante para os procedimentos de otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC é o custo computacional. Os procedimentos de otimização foram executados em um notebook com processador Intel Core i7 1.80GHz e 8GB de memória RAM. Verifica-se que a partir dos dados apresentados na Tabela 41, apesar do POSRMO ser computacionalmente honeroso, ele viabiliza a otimização da superestrutura S-CRC-ORC-KC utilizando o *software* comercial.

Tabela 41 – Tempo computacional para os procedimentos de otimização da superestrutura S- CRC- ORC-KC.

Procedimento de otimização	Horas
Modelagem Original	-
Superfície de Resposta e Modelagem Original	903,00

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

5. CONCLUSÕES

A modelagem e otimização de sistemas de recuperação de calor residual associados a motores Diesel estacionários ao longo dos últimos anos tem despertado o interesse da comunidade científica, visto a quantidade de trabalhos publicados sobre o assunto. Vários *softwares* comerciais podem ser utilizados para o desenvolvimento das modelagens termodinâmica e econômica, além da formulação do problema de otimização. Entretanto, nota-se que as otimizações realizadas nos trabalhos são puramente paramétricas, ou seja, definem somente os melhores parâmetros de projeto para uma determinada configuração (*layout*). Sendo assim, a utilização da técnica de superestrutura para otimização estrutural e paramétrica de sistemas de recuperação de calor residual associados a motores Diesel estacionários mostra-se inovadora, tanto do ponto de vista prático quanto acadêmico.

Dado que o problema de otimização de superestrutura de sistemas de recuperação de calor residual é descontínuo, multi-modal, não diferenciável, possui muitas variáveis de decisão e exige um alto custo computacional, a otimização deste problema de uma maneira simples, isto é, aplicando rotina de otimização diretamente a uma função objetivo, pode-se mostrar ineficiente ou até mesmo impraticável. Desta forma, o uso do método de superfície de resposta pode se mostrar promissor, uma vez que a otimização da modelagem original é substituída pela otimização da modelagem baseada nestes modelos, que é analiticamente tratável e de baixo custo computacional. Atualmente, em diversas áreas da engenharia encontram-se trabalhos de otimização que utilizam o método de superfície de resposta, porém não são encontrados trabalhos de otimização de sistemas de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários que utilizam estes modelos de aproximação. Sendo assim, o uso do método de superfície de resposta para otimização de superestruturas de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários é mais uma proposta inovadora desta tese.

Diante desta conjuntura, esta tese tem como objetivo principal o uso do método de superfície de resposta para otimização termoecômica de superestruturas modeladas em *software* comercial para projeto de sistemas de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionários. Para alcançar este objetivo, nesta tese é proposta a recuperação do calor residual dos gases de exaustão e da água de resfriamento de um motor Diesel Wärtsilä 20V32 por meio de superestruturas, de

médio e grande porte, compostas de tecnologias de ciclo Rankine convencional (CRC), ciclo Rankine orgânico (ORC) e ciclo Kalina (KC). Para esse fim, os modelos termodinâmico e econômico de cada um dos componentes da superestrutura são fornecidos e uma função objetivo é formulada com base no custo específico da potência adicional produzida. As otimizações das superestruturas são realizadas por dois procedimentos distintos, um utilizando modelagem original e outro usando superfície de resposta e modelagem original.

A partir do desenvolvimento da modelagem termodinâmica, modelagem econômica, formulação do problema de otimização, seleção do método de otimização e construção das superfícies de resposta, os procedimentos de otimização aqui propostos foram capazes de cumprir os objetivos da tese, ou seja, selecionar a tecnologia mais adequada do ponto visto econômico, além de definir a configuração e parâmetros de projetos ótimo desta tecnologia.

O valor da função objetivo do procedimento de otimização utilizando superfície de resposta e modelagem original (POSRMO) é menor do que o valor da função objetivo do procedimento de otimização da modelagem original (POMO) para a superestrutura de médio porte (S-CRC-ORC), a qual possui 384 variáveis e 17 variáveis de decisão. Desta forma, para a S-CRC-ORC o POSRMO é mais eficiente do que o POMO. Além disso, o POSRMO obtém uma configuração mais simplificada do que o POMO para a S-CRC-ORC, ou seja, reduz o número de equipamentos do sistema térmico ótimo. Esta diferença na configuração ótima obtida pelos procedimentos de otimização é devido a convergência prematura do POMO. Para a superestrutura de grande porte (S-CRC-ORC-KC), a qual possui 944 variáveis e 45 variáveis de decisão, o POMO não foi capaz de realizar a otimização da superestrutura no *software* comercial, enquanto que o POSRMO viabiliza a otimização.

Os valores encontrados para a potência adicional produzida após os procedimentos de otimização das superestruturas são em torno de 7,5% da potência nominal do motor Diesel estacionário selecionado como estudo de caso. Isto representa um aumento significativo de potência para este equipamento. Além disso, os valores encontrados para o custo total e custo específico da potência adicional produzida são compatíveis com os valores encontrados na literatura.

Para o conjunto de amostras com uma quantidade maior de dados a precisão dos modelos melhora, porém esta melhoria não compensa o tempo computacional demandado pelas otimizações para confecção das superfícies, tornando-se mais

atrativo a utilização do conjunto com menor quantidade de dados. Para ambos os conjuntos de amostras o modelo de função de base radial (RBF) é selecionado como modelo de previsão devido a melhor precisão dos resultados.

A maior dificuldade encontrada na utilização do método de superfície de resposta para otimização das superestruturas é o alto custo computacional para realizar as otimizações que geram os dados do conjunto de amostras. Além disso, observa-se uma limitação no uso do método de superfície de resposta para otimização das superestruturas. Caso ocorra uma mudança na função objetivo é necessário realizar novas otimizações para definir o conjunto de amostras, o que demanda custo computacional. Isto é necessário pois as superfícies de resposta são construídas a partir de otimizações dos subsistemas que compõem a superestrutura em relação a um determinado objetivo. Logo, dependendo do objetivo as superfícies de respostas apresentam comportamentos distintos.

Apesar do alto custo computacional, conclui-se nesta tese que o POSRMO é melhor do que o POMO para otimização termoeconômica de superestruturas modeladas em *software* comercial para projeto de sistemas de recuperação de calor residual em motores Diesel estacionário, visto que para a superestrutura de médio porte (S-CRC-ORC) o POSRMO mostrar-se mais eficiente do que o POMO e para a superestrutura de grande porte (S-CRC-ORC-KC) o POSRMO viabiliza a otimização.

Para trabalhos futuros, em relação a superestruturas são sugeridas modelagens eficientes, isto é, a especificação a priori de uma superestrutura é evitada, uma vez que as metodologias apresentadas empregam regras genéricas para a geração da superestrutura. Em relação ao método de otimização sugere-se o desenvolvimento, em *software* grátis, de rotinas de otimização com novos e robustos métodos meta-heurísticos, programadas em um ambiente externo, para serem perfeitamente acopladas ao *software* comercial. Além disso, são indicados o uso de otimizadores nos algoritmos de construção das superfícies de resposta para determinação de alguns parâmetros.

Por fim, os procedimentos computacionais desenvolvidos nesta tese são recomendados para aplicação prática na recuperação de calor residual em motores a Diesel estacionários e podem ser aplicados em casos semelhantes.

REFERÊNCIAS

- AMICABILE, S.; LEE, J.-I.; KUM, D. A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 87, p. 574–585, ago. 2015.
- ANEEL. **Boletim de Informações Gerenciais - 1º Trimestre de 2019**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/documents/656877/14854008/Boletim+de+Informações+Gerenciais+-+1º+trimestre+de+2019/b860054f-79ec-6608-951a-fb2288701434>>. Acesso em: 22 jan. 2020.
- ANTHONY, A. G. **Aircraft Multidisciplinary Design Optimization Using Design of Experiments Theory and Response Surface Modeling**. 1997. Virginia Polytechnic Institute & State University - EUA, 1997.
- ARAUJO, L. R. de. **Análise Comparativa da Otimização de Sistemas de Cogeração Através de um Método de Busca Direta e um Estocástico Utilizando Superestrutura e Simulador de Processo**. 2008. Universidade Federal do Espírito Santo, 2008.
- ARAÚJO, L. R. et al. Performance Analysis of a Thermal System Optimization Using Stochastic Methods. 2015, Rio de Janeiro - Brasil: [s.n.], 2015.
- BAHLOULI, K.; SARAY, R. K.; SARABCHI, N. Parametric investigation and thermo-economic multi-objective optimization of an ammonia–water power/cooling cycle coupled with an HCCI (homogeneous charge compression ignition) engine. **Energy**, v. 86, p. 672–684, jun. 2015.
- BECQUIN, G.; FREUND, S. Comparative Performance of Advanced Power Cycles for Low Temperature Heat Sources. 2012, [S.l: s.n.], 2012.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. New York: Wiley, 1996.
- BHOSEKAR, A.; IERAPETRITOU, M. Advances in surrogate based modeling, feasibility analysis, and optimization: A review. **Computers & Chemical Engineering**, v. 108, p. 250–267, jan. 2018.
- BOEHM, R. F. **Design Analysis of Thermal Systems**. New York: [s.n.], 1987.
- BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C. M.; PIETRA, C. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 2–3, p. 212–219, fev. 2010.
- BRAIMAKIS, K. et al. Low grade waste heat recovery with subcritical and supercritical

Organic Rankine Cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures. **Energy**, v. 88, p. 80–92, ago. 2015.

BRITTO, R. F. **Análise de Sistemas Híbridos de Produção de Energia em Condomínios Residenciais Horizontais**. 2010. Universidade Estadual Paulista, 2010.

BUFI, E. A.; CAMPOREALE, S. M.; CINNELLA, P. Robust optimization of an Organic Rankine Cycle for heavy duty engine waste heat recovery. **Energy Procedia**, v. 129, p. 66–73, set. 2017.

BUTZ, T.; SIMEON, B.; STADLER, M. Optimal Design of Experiments for Estimating Parameters of a Vehicle Dynamics Simulation Model. **Journal of Computational and Nonlinear Dynamics**, v. 5, n. 3, 1 jul. 2010. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/computationalnonlinear/article/doi/10.1115/1.4001391/384903/Optimal-Design-of-Experiments-for-Estimating>>.

CHARBONNEAU, P.; KNAPP, B. **Pikaia Optimization Program**. Disponível em: <<http://www.hao.ucar.edu/modeling/pikaia/pikaia.php>>.

CHUPONG, C.; PLANGKLANG, B. Forecasting power output of PV grid connected system in Thailand without using solar radiation measurement. **Energy Procedia**, v. 9, p. 230–237, 2011.

CHYS, M. et al. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. **Energy**, v. 44, n. 1, p. 623–632, ago. 2012.

COLAÇO, M. J. et al. Response Surface Methods Applied to Scarce and Small Sets of Training Points – A Comparative Study. 2008, Rio de Janeiro - Brasil: [s.n.], 2008.

COLAÇO, M. J.; DULIKRAVICH, G. S. **Thermal Measurements and Inverse Techniques**. [S.l: s.n.], 2010.

DA SILVA, J. A. M. et al. Exergy evaluation and ORC use as an alternative for efficiency improvement in a CI-engine power plant. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 30, p. 216–223, dez. 2018.

DAHDAH, T. H.; MITSOS, A. Structural optimization of seawater desalination: I. A flexible superstructure and novel MED–MSF configurations. **Desalination**, v. 344, p. 252–265, jul. 2014.

DAI, Y.; WANG, J.; GAO, L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 3, p. 576–582, mar. 2009.

DELGADO, D. B. M. et al. Optimization of Energy Supply and Conversion in a

Northeast Brazil Hospital: Use of Photovoltaic Panels. 2015, Rio de Janeiro - Brasil: [s.n.], 2015.

DOLZ, V. et al. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy. **Applied Thermal Engineering**, v. 36, p. 269–278, abr. 2012.

DONATELLI, J. L. M. **Otimização Estrutural e Paramétrica de Sistemas de Cogeração Utilizando Superestruturas**. 2002. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2002.

DORJ, P. **Thermoeconomic analysis of a new geothermal utilization CHP plant in Tsetserleg, Mongolia**. 2005. University of Iceland, 2005.

EISENHOWER, B. et al. A methodology for meta-model based optimization in building energy models. **Energy and Buildings**, v. 47, p. 292–301, abr. 2012.

FASSHAUER, G. E.; ZHANG, J. G. On choosing “optimal” shape parameters for RBF approximation. **Numerical Algorithms**, v. 45, n. 1–4, p. 345–368, 16 ago. 2007.

FORRESTER, A. I. J.; KEANE, A. J. Recent advances in surrogate-based optimization. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 45, n. 1–3, p. 50–79, jan. 2009.

FORRESTER, A. I. J.; SÓBESTER, A.; KEANE, A. J. **Engineering Design via Surrogate Modelling A Practical Guide**. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 2008.

FRANGOPOULOS, C. A.; SPAKOVSKY, M. R. Von; SCIUBBA, E. A Brief Review of Methods for the Design and Synthesis Optimization of Energy Systems. **Energy**, v. 5, p. 151–160, 2002.

GALINDO, J. et al. Multi-objective optimization of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of gasoline engine using swash-plate expander. **Energy Conversion and Management**, v. 126, p. 1054–1065, out. 2016.

GANAPATHY, V. **Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations**. New York: Marcel Dekker Inc, 2003.

GEWALD, D. et al. Integrated system approach for increase of engine combined cycle efficiency. **Energy Conversion and Management**, v. 60, p. 36–44, ago. 2012.

GUANG-BIN HUANG et al. Extreme Learning Machine for Regression and Multiclass Classification. **IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B (Cybernetics)**, v. 42, n. 2, p. 513–529, abr. 2012.

GUO, Z. et al. Dual-pressure vaporization Kalina cycle for cascade reclaiming heat resource for power generation. **Energy Conversion and Management**, v. 106, p.

557–565, dez. 2015.

HABIBI, H. et al. Thermo-economic analysis and optimization of combined PERC - ORC - LNG power system for diesel engine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 173, p. 613–625, out. 2018.

HAJABDOLLAHI, Z. et al. Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery. **Energy**, v. 63, p. 142–151, dez. 2013.

HANAFI, A. S. et al. Thermo-Economic Analysis of Combined Cycle MED-TVC Desalination System. **Energy Procedia**, v. 75, p. 1005–1020, ago. 2015.

HAYKIN, S. **Redes Neurais: Princípios e Prática**. Porto Alegre - Brasil: Bookman, 2001.

HE, M. et al. A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. **Energy**, v. 36, n. 12, p. 6821–6829, dez. 2011.

HENAO, C. A. **A Superstructure Modeling Framework for Process Synthesis Using Surrogate models**. 2012. UNIVERSITY OF WISCONSIN-MADISON, 2012.

HENAO, C. A.; MARAVELIAS, C. T. Surrogate-based superstructure optimization framework. **AIChE Journal**, v. 57, n. 5, p. 1216–1232, maio 2011.

HOSSAIN, S. N.; BARI, S. Waste heat recovery from the exhaust of a diesel generator using Rankine Cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 75, p. 141–151, nov. 2013.

HU, J.; SHEN, E.; GU, Y. Simulating Performance Risk for Lighting Retrofit Decisions. **Buildings**, v. 5, n. 2, p. 650–667, 28 maio 2015.

JIN, S.-S.; JUNG, H.-J. Sequential surrogate modeling for efficient finite element model updating. **Computers & Structures**, v. 168, p. 30–45, maio 2016.

JONSSON, M.; YAN, J. Ammonia–water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers. **Energy**, v. 26, n. 1, p. 31–44, 2001.

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

JÚNIOR, E. P. B. et al. Assessment of a Kalina cycle for waste heat recovery in the cement industry. **Applied Thermal Engineering**, v. 147, p. 421–437, jan. 2019.

KALINA, A. I. Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 106, n. 4, p. 737–742, 1 out. 1984.

Disponível

em:

<<https://asmedigitalcollection.asme.org/gasturbinespower/article/106/4/737/407247/C>

ombinedCycle-System-With-Novel-Bottoming-Cycle>.

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

KOCH, C.; CZIESLA, F.; TSATSARONIS, G. Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 46, n. 11, p. 1151–1159, nov. 2007.

KOROBITSYN, M. A. **New and Advanced Conversion Technologies: Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles**. 1998. University of Twente, 1998.

KOSTOWSKI, W. J.; USÓN, S. Comparative evaluation of a natural gas expansion plant integrated with an IC engine and an organic Rankine cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 75, p. 509–516, nov. 2013.

KOZIEL, S.; YANG, X. S. **Computational Optimization, Methods and Algorithms**. [S.l.]: Editora Springer, 2011.

KYRIAKIDIS, F. et al. Modeling and optimization of integrated exhaust gas recirculation and multi-stage waste heat recovery in marine engines. **Energy Conversion and Management**, v. 151, p. 286–295, nov. 2017.

LARSEN, U. et al. System analysis and optimisation of a Kalina split-cycle for waste heat recovery on large marine diesel engines. **Energy**, v. 64, p. 484–494, jan. 2014.

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, set. 2014.

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

LECOMPTE, S. et al. Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system. **Applied Energy**, v. 111, p. 871–881, nov. 2013.

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

LI, Y.-R. et al. Economical evaluation and optimization of subcritical organic Rankine cycle based on temperature matching analysis. **Energy**, v. 68, p. 238–247, abr. 2014.

LIANG, Y. et al. Theoretical analysis of a novel electricity–cooling cogeneration system

(ECCS) based on cascade use of waste heat of marine engine. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 888–894, set. 2014.

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

LÜMMEN, N. et al. Comparison of organic Rankine cycle concepts for recovering waste heat in a hybrid powertrain on a fast passenger ferry. **Energy Conversion and Management**, v. 163, p. 371–383, maio 2018.

MACIÁN, V. et al. Methodology to design a bottoming Rankine cycle, as a waste energy recovering system in vehicles. Study in a HDD engine. **Applied Energy**, v. 104, p. 758–771, abr. 2013.

MAGNIER, L.; HAGHIGHAT, F. Multiobjective optimization of building design using TRNSYS simulations, genetic algorithm, and Artificial Neural Network. **Building and Environment**, v. 45, n. 3, p. 739–746, mar. 2010.

MCCULLOCH, W. S.; PITTS, W. A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity. **The Bulletin of Mathematical Biophysics**, v. 5, n. 4, p. 115–133, dez. 1943.

MEERT, K.; RIJCKAERT, M. Intelligent modelling in the chemical process industry with neural networks: a case study. **Computers & Chemical Engineering**, v. 22, p. S587–S593, mar. 1998.

MIROLLI, M. Cementing Kalina cycle effectiveness, The Kalina cycle for cement klin waste- heat-recovery power plants. **IEEE Industry Applications Magazine**, p. 60–64, 2006.

MORAWSKI, A. P. **Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica Equipada com Motores de Combustão Interna Diesel Por Meio da Recuperação de Calor Residual**. 2016. Universidade Federal do Espírito Santo, 2016.

MORAWSKI, A. P. et al. Comparison of the Repowering Alternatives Technologies for Waste Heat Recovery in a Diesel Engine Power Plant. **ECOS 2017 - The 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**, San Diego, 2017. , p. 1–15.

MUJTABA, I. M.; AZIZ, N.; HUSSAIN, M. A. Neural Network Based Modelling and Control in Batch Reactor. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 84, n. 8, p. 635–644, ago. 2006.

MÜLLER, J. et al. CH<sub>4</sub& parameter estimation in CLM4.5bgc using surrogate global optimization. **Geoscientific Model Development**, v. 8, n. 10, p. 3285–3310, 20 out. 2015.

- NEGASH, A. et al. Optimization of organic Rankine cycle used for waste heat recovery of construction equipment engine with additional waste heat of hydraulic oil cooler. **Energy**, v. 143, p. 797–811, jan. 2018.
- PALMER, K.; REALFF, M. Metamodeling Approach to Optimization of Steady-State Flowsheet Simulations. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 80, n. 7, p. 760–772, out. 2002.
- PETROV, M. P. **Steam bottoming cycles for the W20V34SG gas engine**. . Stockholm: [s.n.], 2006.
- PIRES, T. S. **Método de Superfície de Resposta Aplicado à Otimização Termoeconômica de Sistemas de Cogeração Modelados em um Simulador de Processos**. 2010. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2010.
- PIRES, T. S.; CRUZ, M. E.; COLAÇO, M. J. Response surface method applied to the thermoeconomic optimization of a complex cogeneration system modeled in a process simulator. **Energy**, v. 52, p. 44–54, abr. 2013.
- PREBEG, P.; ZANIC, V.; VAZIC, B. Application of a surrogate modeling to the ship structural design. **Ocean Engineering**, v. 84, p. 259–272, jul. 2014.
- QIU, G. Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. **Renewable Energy**, v. 48, p. 565–570, dez. 2012.
- QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168–186, jun. 2013.
- _____. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 14–15, p. 2885–2893, out. 2011.
- ROCHA, H. R. O. et al. Forecast of Distributed Electrical Generation System Capacity Based on Seasonal Micro Generators using ELM and PSO. **IEEE Latin America Transactions**, v. 16, n. 4, p. 1136–1141, abr. 2018.
- ROGERS, A.; IERAPETRITOU, M. Feasibility and flexibility analysis of black-box processes Part 1: Surrogate-based feasibility analysis. **Chemical Engineering Science**, v. 137, p. 986–1004, dez. 2015a.
- _____. Feasibility and flexibility analysis of black-box processes part 2: Surrogate-based flexibility analysis. **Chemical Engineering Science**, v. 137, p. 1005–1013, dez. 2015b.
- ROSSET, K. et al. Multi-objective optimization of turbo-ORC systems for waste heat recovery on passenger car engines. **Energy**, v. 159, p. 751–765, set. 2018.
- SAIDUR, R. et al. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion

engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 8, p. 5649–5659, out. 2012.

SARRA, S. A. Integrated multiquadric radial basis function approximation methods. **Computers & Mathematics with Applications**, v. 51, n. 8, p. 1283–1296, abr. 2006.

SCACCABAROZZI, R. et al. Comparison of working fluids and cycle optimization for heat recovery ORCs from large internal combustion engines. **Energy**, v. 158, p. 396–416, set. 2018.

SHU, G. et al. Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery. **Applied Energy**, v. 113, p. 1188–1198, jan. 2014.

SHU, G.; WANG, X.; TIAN, H. Theoretical analysis and comparison of rankine cycle and different organic rankine cycles as waste heat recovery system for a large gaseous fuel internal combustion engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 108, p. 525–537, set. 2016.

SINGH, D. V.; PEDERSEN, E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. **Energy Conversion and Management**, v. 111, p. 315–328, mar. 2016.

SOFFIATO, M. et al. Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier. **Energy Conversion and Management**, v. 92, p. 523–534, mar. 2015.

SONG, J.; GU, C. Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 995–1005, nov. 2015.

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, mar. 2015.

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

SUNG, T.; KIM, K. C. Thermodynamic analysis of a novel dual-loop organic Rankine cycle for engine waste heat and LNG cold. **Applied Thermal Engineering**, v. 100, p. 1031–1041, maio 2016.

TARTIÈRE, T.; ASTOLFI, M. A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. **Energy Procedia**, v. 129, p. 2–9, set. 2017.

- TURTON, R. A. et al. **Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes**. [S.l.]: Pearson Education, 2012.
- UCHE, J. **Thermoeconomic Analysis and Simulation of a Combined Power and Desalination Plant**. 2000. Universidad de Zaragoza, 2000.
- US DEPARTMENT OF ENERGY. **Annual Energy Outlook With Projections to 2030**. . [S.l: s.n.]. , 2009
- _____. **Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in US Industry**. . [S.l: s.n.]. , 2008
- VARIANT MARKET RESEARCH. **Waste Heat Recovery System Market Overview**.
- VÉLEZ, F. et al. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 6, p. 4175–4189, ago. 2012.
- VOLL, P. et al. Superstructure-free synthesis and optimization of distributed industrial energy supply systems. **Energy**, v. 45, n. 1, p. 424–435, set. 2012.
- WALRAVEN, D.; LAENEN, B.; D'HAESELEER, W. Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources. **Energy Conversion and Management**, v. 66, p. 220–233, fev. 2013.
- WALSH, C.; THORNLEY, P. A comparison of two low grade heat recovery options. **Applied Thermal Engineering**, v. 53, n. 2, p. 210–216, maio 2013.
- WANG, E. et al. A regenerative supercritical-subcritical dual-loop organic Rankine cycle system for energy recovery from the waste heat of internal combustion engines. **Applied Energy**, v. 190, p. 574–590, mar. 2017.
- WANG, L. et al. Parametric optimization of supercritical coal-fired power plants by MINLP and differential evolution. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 828–838, set. 2014.
- WANG, Z.; IERAPETRITOU, M. A novel feasibility analysis method for black-box processes using a radial basis function adaptive sampling approach. **AIChE Journal**, v. 63, n. 2, p. 532–550, fev. 2017.
- WANG, Z. Q. et al. Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. **Energy**, v. 40, n. 1, p. 107–115, abr. 2012.
- WÄRTSILA. **Wärtsila**. Disponível em: <<https://www.wartsila.com/search-results?indexCatalogue=global&searchQuery=W20V32&wordsMode=0>>. Acesso em: 30 jan. 2020.
- WU, W.; HENAO, C. A.; MARAVELIAS, C. T. A superstructure representation,

generation, and modeling framework for chemical process synthesis. **AIChE Journal**, v. 62, n. 9, p. 3199–3214, set. 2016.

XI, H. et al. Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm. **Energy**, v. 58, p. 473–482, set. 2013.

YANG et al. Thermoeconomic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle for exhaust waste heat recovery of a diesel engine. **Energy**, v. 93, p. 2208–2228, dez. 2015.

YANG, F. et al. Thermoeconomic multi-objective optimization of a dual loop organic Rankine cycle (ORC) for CNG engine waste heat recovery. **Applied Energy**, v. 205, p. 1100–1118, nov. 2017.

YANG, F. et al. 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, nov. 2015.

YANG, Fubin et al. Artificial neural network (ANN) based prediction and optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for diesel engine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 164, p. 15–26, maio 2018.

YANG, M.-H.; YEH, R.-H. Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. **Energy**, v. 82, p. 256–268, mar. 2015a.

_____. Thermodynamic and economic performances optimization of an organic Rankine cycle system utilizing exhaust gas of a large marine diesel engine. **Applied Energy**, v. 149, p. 1–12, jul. 2015b.

YUE, C. et al. Comparative analysis of a bottoming transcritical ORC and a Kalina cycle for engine exhaust heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 89, p. 764–774, jan. 2015.

ZARE, V. et al. Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia–water power/cooling cogeneration cycle. **Energy**, v. 47, n. 1, p. 271–283, nov. 2012.

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

ZHU, S.; DENG, K.; QU, S. Energy and exergy analyses of a bottoming Rankine cycle for engine exhaust heat recovery. **Energy**, v. 58, p. 448–457, set. 2013.

ZHU, Y. et al. Thermo-economic analysis based on objective functions of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from marine diesel engine. **Energy**, v. 158, p.

343–356, set. 2018.

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

APÊNDICE A – MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO RANKINE ORGÂNICO QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC

Neste Apêndice são descritas as equações da modelagem termodinâmica da superestrutura de ciclo Rankine orgânico que compõe a superestrutura S- CRC- ORC apresentada na Seção 3.2. Os parâmetros e variáveis de decisão considerados no desenvolvimento desta modelagem são apresentados na Tabela A.1 e Tabela A.2, respectivamente.

Tabela A.1 – Parâmetros da modelagem termodinâmica da superestrutura ORC que compõe a superestrutura S- CRC- ORC.

Parâmetro	Símbolo
Rendimento isentrópico da bomba	η_B^{ORC}
Rendimento isentrópico da turbina	η_T^{ORC}
Coeficiente global de transferência de calor no economizador	U_{eco}^{ORC}
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador	U_{evap}^{ORC}
Coeficiente global de transferência de calor no superaquecedor	U_{sup}^{ORC}
Coeficiente global de transferência de calor no regenerador	U_{reg}^{ORC}
Coeficiente global de transferência de calor no pré-aquecedor	U_{pa}^{ORC}
Coeficiente global de transferência de calor no condensador	U_{cond}^{ORC}
Vazão dos gases de exaustão	$\dot{m}_g$
Temperatura dos gases de exaustão	T_g
Pressão dos gases de exaustão	P_g
Concentração molar de CO ₂	y_{CO_2}
Concentração molar de H ₂ O	y_{H_2O}
Concentração molar de O ₂	y_{O_2}
Concentração molar de Ar	y_{Ar}
Concentração molar de N ₂	y_{N_2}

Parâmetro	Símbolo
Concentração molar de SO ₂	y_{SO_2}
Vazão da água de resfriamento do motor	$\dot{m}_a$
Temperatura da água de resfriamento do motor	T_a
Pressão da água de resfriamento do motor	P_a
Temperatura da água de condensação na entrada do condensadore	$T_{cond,e}$
Temperatura da água de condensação na saída do condensador	$T_{cond,s}$
Pressão da água de condensação	P_{cond}

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela A.2 - Variáveis de decisão da modelagem termodinâmica da superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.

Variável de Decisão	Símbolo
Fluido	f^{ORC}
Temperatura de evaporação	T_{evap}^{ORC}
Temperatura de <i>Pinch Point</i>	ΔT_{pp}^{ORC}
Superaquecimento	ΔT_{sup}^{ORC}
Efetividade do regenerador	ε_{reg}^{ORC}
Efetividade do pré-aquecedor	ε_{pa}^{ORC}
Temperatura de condensação	T_{cond}^{ORC}

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Dado que o fluido de trabalho (f^{ORC}) na saída do economizador (ponto 1) encontra-se como líquido saturado ($x_1^{ORC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de evaporação ($T_1^{ORC} = T_{evap}^{ORC}$), a pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (A.1) e (A.2).

$$P_1^{ORC} = P(f^{ORC}; T_1^{ORC}; x_1^{ORC}) \quad (A.1)$$

$$h_1^{ORC} = h(f^{ORC}; T_1^{ORC}; x_1^{ORC}) \quad (A.2)$$

No ponto 2 o fluido de trabalho se encontra como vapor saturado ($x_2^{ORC} = 1$) e temperatura igual a temperatura de evaporação ($T_2^{ORC} = T_{evap}^{ORC}$). A pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (A.3) e (A.4).

$$P_2^{ORC} = P_1^{ORC} \quad (A.3)$$

$$h_2^{ORC} = h(f^{ORC}; T_2^{ORC}; x_2^{ORC}) \quad (A.4)$$

Na saída do superaquecedor (ponto 3) os valores da temperatura, pressão e entalpia específica são dados pelas Equações (A.5), (A.6) e (A.7).

$$T_3^{ORC} = T_2^{ORC} + \Delta T_{sup}^{ORC} \quad (A.5)$$

$$P_3^{ORC} = P_2^{ORC} \quad (A.6)$$

$$h_3^{ORC} = h(f^{ORC}; T_3^{ORC}; P_3^{ORC}) \quad (A.7)$$

Na saída do condensador o fluido de trabalho se encontra como líquido saturado ($x_6^{ORC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de condensação ($T_6^{ORC} = T_{cond}^{ORC}$). Deste modo, sua pressão e entalpia específica são dadas pelas Equações (A.8) e (A.9).

$$P_6^{ORC} = P(f^{ORC}; T_6^{ORC}; x_6^{ORC}) \quad (A.8)$$

$$h_6^{ORC} = h(f^{ORC}; T_6^{ORC}; x_6^{ORC}) \quad (A.9)$$

Na saída da bomba o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (A.10), (A.11) e (A.12). O termo $h_{7,iso}^{ORC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 7 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{7,iso}^{ORC} = h(f^{ORC}; P_7^{ORC}; s_7^{ORC} = s_6^{ORC})$).

$$P_7^{ORC} = P_1^{ORC} \quad (A.10)$$

$$h_7^{ORC} = h_6^{ORC} + (h_{7,iso}^{ORC} - h_6^{ORC}) / \eta_B^{ORC} \quad (A.11)$$

$$T_7^{ORC} = T(f^{ORC}; P_7^{ORC}; h_7^{ORC}) \quad (A.12)$$

A água que entra no pré-aquecedor possui o mesmo estado termodinâmico e vazão iguam a vazão da água de resfriamento do motor. A pressão, temperatura, entalpia específica e vazão desta água podem ser obtidas pelas Equações (A.13), (A.14), (A.15) e (A.16).

$$P_{15}^{ORC} = P_a \quad (A.13)$$

$$T_{15}^{ORC} = T_a \quad (A.14)$$

$$h_{15}^{ORC} = h(\text{água}; T_{15}^{ORC}; P_{15}^{ORC}) \quad (A.15)$$

$$\dot{m}_{15}^{ORC} = \dot{m}_a \quad (A.16)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no pré-aquecedor se obtém por meio da Equação (A.17) a temperatura no ponto 8. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (A.18) e (A.19).

$$\varepsilon_{pa_a}^{ORC} = \frac{(T_8^{ORC} - T_7^{ORC})}{(T_{15}^{ORC} - T_7^{ORC})} \quad (A.17)$$

$$P_8^{ORC} = P_7^{ORC} \quad (A.18)$$

$$h_8^{ORC} = h(f^{ORC}; T_8^{ORC}; P_8^{ORC}) \quad (A.19)$$

Na saída da turbina o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (A.20), (A.21) e (A.22). O termo $h_{4,iso}^{ORC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 4 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{4,iso}^{ORC} = h(f^{ORC}; P_4^{ORC}; s_4^{ORC} = s_3^{ORC})$).

$$P_4^{ORC} = P_6^{ORC} \quad (A.20)$$

$$h_4^{ORC} = h_3^{ORC} - (h_3^{ORC} - h_{4,iso}^{ORC}) \eta_T^{ORC} \quad (A.21)$$

$$T_4^{ORC} = T(f^{ORC}; P_4^{ORC}; h_4^{ORC}) \quad (A.22)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no regenerador se obtém por meio da Equação (A.23) a temperatura no ponto 9. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (A.24) e (A.25).

$$\varepsilon_{reg-a}^{ORC} = \frac{(T_9^{ORC} - T_8^{ORC})}{(T_4^{ORC} - T_8^{ORC})} \quad (A.23)$$

$$P_9^{ORC} = P_7^{ORC} \quad (A.24)$$

$$h_9^{ORC} = h(f^{ORC}; T_9^{ORC}; P_9^{ORC}) \quad (A.25)$$

Realizando um balanço de energia no regenerador se obtém por meio da Equação (A.26) a entalpia específica no ponto 5. A pressão e temperatura neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (A.27) e (A.28).

$$h_4^{ORC} - h_5^{ORC} = h_9^{ORC} - h_8^{ORC} \quad (A.26)$$

$$P_5^{ORC} = P_4^{ORC} \quad (A.27)$$

$$T_5^{ORC} = T(f^{ORC}; P_5^{ORC}; h_5^{ORC}) \quad (A.28)$$

Dada a temperatura e composição molar dos gases de exaustão as Equações (A.29), (A.30) e (A.31) podem ser utilizadas para estimarem a entalpia específica de cada elemento químico da mistura de gases, a massa molecular e a entalpia específica da mistura. Para estas equações o símbolo M representa massa molar e i o elemento químico da mistura ($CO_2, H_2O, O_2, Ar, N_2, SO_2$).

$$h_i = h(i; T) \quad (A.29)$$

$$M_g = \sum y_i \cdot M_i \quad (A.30)$$

$$h_g = \left(\sum y_i \cdot h_i \cdot M_i \right) / M_g \quad (\text{A.31})$$

Na entrada do superaquecedor (ponto 11) a pressão, temperatura e entalpia específica dos gases são dadas pelas Equações (A.32), (A.33) e (A.34).

$$P_{11}^{ORC} = P_g \quad (\text{A.32})$$

$$T_{11}^{ORC} = T_g \quad (\text{A.33})$$

$$h_{11}^{ORC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{11}^{ORC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (\text{A.34})$$

Dada a temperatura de *Pinch Point* pode-se estimar a temperatura e entalpia específica dos gases na saída do evaporador (ponto 13). A pressão, temperatura e entalpia específica neste ponto são dadas pelas Equações (A.35), (A.36) e (A.37).

$$P_{13}^{ORC} = P_g \quad (\text{A.35})$$

$$T_{13}^{ORC} = T_{evap}^{ORC} + \Delta T_{pp}^{ORC} \quad (\text{A.36})$$

$$h_{13}^{ORC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{13}^{ORC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (\text{A.37})$$

A vazão mássica do fluido de trabalho ($\dot{m}^{ORC}$) pode ser obtida pela Equação (A.38) por meio de um balanço de energia em um volume de controle contendo o superaquecedor e o evaporador.

$$\dot{m}^{ORC} (h_3^{ORC} - h_1^{ORC}) = \dot{m}_g (h_{11}^{ORC} - h_{13}^{ORC}) \quad (\text{A.38})$$

Um balanço de energia no evaporador determina a entalpia específica no ponto 12 e consequentemente sua temperatura. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (A.39), (A.40) e (A.41).

$$P_{12}^{ORC} = P_g \quad (\text{A.39})$$

$$\dot{m}^{ORC} (h_2^{ORC} - h_1^{ORC}) = \dot{m}_g (h_{12}^{ORC} - h_{13}^{ORC}) \quad (A.40)$$

$$h_{12}^{ORC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{12}^{ORC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (A.41)$$

Similar ao ponto 12, a entalpia específica do ponto 14 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no economizador. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (A.42), (A.43) e (A.44).

$$P_{14}^{ORC} = P_g \quad (A.42)$$

$$\dot{m}^{ORC} (h_1^{ORC} - h_9^{ORC}) = \dot{m}_g (h_{13}^{ORC} - h_{14}^{ORC}) \quad (A.43)$$

$$h_{14}^{ORC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{14}^{ORC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (A.44)$$

Aplicando um balanço de energia no pré-aquecedor pode ser obtida a entalpia específica da água na saída deste equipamento (ponto 16). As Equações (A.45), (A.46) e (A.47) determinam a pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto.

$$P_{16}^{ORC} = P_a \quad (A.45)$$

$$\dot{m}_a^{ORC} (h_8^{ORC} - h_7^{ORC}) = \dot{m}_{15}^{ORC} (h_{15}^{ORC} - h_{16}^{ORC}) \quad (A.46)$$

$$T_{16}^{ORC} = T(\text{água}; P_{16}^{ORC}; h_{16}^{ORC}) \quad (A.47)$$

O estado termodinâmico da água que entra e sai do condensador (ponto 33 e 34) é dado pelas Equações (A.48), (A.49), (A.50), (A.51), (A.52) e (A.53).

$$P_{33}^{ORC} = P_{cond} \quad (A.48)$$

$$T_{33}^{ORC} = T_{cond,e} \quad (A.49)$$

$$h_{33}^{ORC} = h(\text{água}; T_{33}^{ORC}; P_{33}^{ORC}) \quad (A.50)$$

$$P_{34}^{ORC} = P_{cond} \quad (A.51)$$

$$T_{34}^{ORC} = T_{cond,s} \quad (A.52)$$

$$h_{34}^{ORC} = h(\text{água}; T_{34}^{ORC}; P_{34}^{ORC}) \quad (A.53)$$

Aplicando um balanço de energia no condensador se obtém pela Equação (A.54) a vazão mássica da água de condensação ($\dot{m}_{cond}^{ORC}$).

$$\dot{m}_a^{ORC} (h_5^{ORC} - h_6^{ORC}) = \dot{m}_{cond}^{ORC} (h_{34}^{ORC} - h_{33}^{ORC}) \quad (A.54)$$

As taxas de transferência de calor nos trocadores de calor são dadas pelas Equações (A.55), (A.56), (A.57), (A.58), (A.59) e (A.60).

$$\dot{Q}_{eco}^{ORC} = \dot{m}^{ORC} (h_1^{ORC} - h_9^{ORC}) \quad (A.55)$$

$$\dot{Q}_{evap}^{ORC} = \dot{m}^{ORC} (h_2^{ORC} - h_1^{ORC}) \quad (A.56)$$

$$\dot{Q}_{sup}^{ORC} = \dot{m}^{ORC} (h_3^{ORC} - h_2^{ORC}) \quad (A.57)$$

$$\dot{Q}_{reg}^{ORC} = \dot{m}^{ORC} (h_4^{ORC} - h_5^{ORC}) \quad (A.58)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{ORC} = \dot{m}^{ORC} (h_5^{ORC} - h_6^{ORC}) \quad (A.59)$$

$$\dot{Q}_{pa}^{ORC} = \dot{m}^{ORC} (h_8^{ORC} - h_7^{ORC}) \quad (A.60)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica (*DTML*) é adotado nesta modelagem para cálculo das áreas dos trocadores de calor. As Equações (A.61), (A.62), (A.63), (A.64), (A.65) e (A.66) fornecem o *DTML* dos trocadores de calor.

$$DTML_{eco}^{ORC} = \frac{\left[(T_{13}^{ORC} - T_1^{ORC}) - (T_{14}^{ORC} - T_9^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{13}^{ORC} - T_1^{ORC})}{(T_{14}^{ORC} - T_9^{ORC})} \right]} \quad (A.61)$$

$$DTML_{evap}^{ORC} = \frac{\left[(T_{12}^{ORC} - T_2^{ORC}) - (T_{13}^{ORC} - T_1^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{12}^{ORC} - T_2^{ORC})}{(T_{13}^{ORC} - T_1^{ORC})} \right]} \quad (A.62)$$

$$DTML_{sup}^{ORC} = \frac{\left[(T_{11}^{ORC} - T_3^{ORC}) - (T_{12}^{ORC} - T_2^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{11}^{ORC} - T_3^{ORC})}{(T_{12}^{ORC} - T_2^{ORC})} \right]} \quad (A.63)$$

$$DTML_{reg}^{ORC} = \frac{\left[(T_4^{ORC} - T_9^{ORC}) - (T_5^{ORC} - T_8^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_4^{ORC} - T_9^{ORC})}{(T_5^{ORC} - T_8^{ORC})} \right]} \quad (A.64)$$

$$DTML_{cond}^{ORC} = \frac{\left[(T_5^{ORC} - T_{34}^{ORC}) - (T_6^{ORC} - T_{33}^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_5^{ORC} - T_{34}^{ORC})}{(T_6^{ORC} - T_{33}^{ORC})} \right]} \quad (A.65)$$

$$DTML_{pa}^{ORC} = \frac{\left[(T_{15}^{ORC} - T_8^{ORC}) - (T_{16}^{ORC} - T_7^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{15}^{ORC} - T_8^{ORC})}{(T_{16}^{ORC} - T_7^{ORC})} \right]} \quad (A.66)$$

As áreas dos trocadores de calor são dadas pelas Equações (A.67), (A.68), (A.69), (A.70), (A.71) e (A.72).

$$A_{eco}^{ORC} = \frac{\dot{m}^{ORC} (h_1^{ORC} - h_9^{ORC})}{U_{eco}^{ORC} . DTML_{eco}^{ORC}} \quad (A.67)$$

$$A_{evap}^{ORC} = \frac{\dot{m}^{ORC} (h_2^{ORC} - h_1^{ORC})}{U_{evap}^{ORC} . DTML_{evap}^{ORC}} \quad (A.68)$$

$$A_{sup}^{ORC} = \frac{\dot{m}^{ORC} (h_3^{ORC} - h_2^{ORC})}{U_{sup}^{ORC} . DTML_{sup}^{ORC}} \quad (A.69)$$

$$A_{reg}^{ORC} = \frac{\dot{m}^{ORC} (h_4^{ORC} - h_5^{ORC})}{U_{reg}^{ORC} . DTML_{reg}^{ORC}} \quad (A.70)$$

$$A_{cond}^{ORC} = \frac{\dot{m}^{ORC} (h_5^{ORC} - h_6^{ORC})}{U_{cond}^{ORC} . DTML_{cond}^{ORC}} \quad (A.71)$$

$$A_{pa}^{ORC} = \frac{\dot{m}^{ORC} (h_8^{ORC} - h_7^{ORC})}{U_{pa}^{ORC} . DTML_{pa}^{ORC}} \quad (A.72)$$

A potência requerida pela bomba e gerada pela turbina (expansor) pode ser estimada pelas Equações (A.73) e (A.74).

$$\dot{W}_b^{ORC} = \dot{m}^{ORC} (h_7^{ORC} - h_6^{ORC}) \quad (A.73)$$

$$\dot{W}_t^{ORC} = \dot{m}^{ORC} (h_3^{ORC} - h_4^{ORC}) \quad (A.74)$$

A potência líquida, a quantidade de calor recebida e a eficiência energética da superestrutura ORC podem ser obtidas pelas Equações (A.75), (A.76) e (A.77).

$$\dot{W}_{liq}^{ORC} = \dot{W}_t^{ORC} - \dot{W}_b^{ORC} - \dot{W}_{TR} \quad (A.75)$$

$$\dot{Q}_{rec}^{ORC} = \dot{Q}_{pa}^{ORC} + \dot{Q}_{eco}^{ORC} + \dot{Q}_{evap}^{ORC} + \dot{Q}_{sup}^{ORC} \quad (A.76)$$

$$\eta^{ORC} = \frac{\dot{W}_{liq}^{ORC}}{\dot{Q}_{rec}^{ORC}} \quad (A.77)$$

APÊNDICE B – MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO RANKINE CONVENCIONAL QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC

Neste Apêndice são descritas as equações da modelagem termodinâmica da superestrutura de ciclo Rankine convencional (CRC) que compõe a superestrutura S- CRC-ORC apresentada na Seção 3.2. Os parâmetros e variáveis de decisão considerados no desenvolvimento desta modelagem são apresentados na Tabela B.1 e Tabela B.2.

Tabela B.1 - Parâmetros da modelagem termodinâmica da superestrutura CRC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC.

Parâmetro	Símbolo
Rendimento isentrópico da bomba	η_B^{CRC}
Rendimento isentrópico da turbina	η_T^{CRC}
Coeficiente global de transferência de calor no economizador	U_{eco}^{CRC}
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador	U_{evap}^{CRC}
Coeficiente global de transferência de calor no superaquecedor	U_{sup}^{CRC}
Coeficiente global de transferência de calor no pré-aquecedor de água (PA_1)	$U_{pa_1}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no condensador	U_{cond}^{CRC}
Vazão dos gases de exaustão	$\dot{m}_g$
Temperatura dos gases de exaustão	T_g
Pressão dos gases de exaustão	P_g
Concentração molar de CO ₂	y_{CO_2}
Concentração molar de H ₂ O	y_{H_2O}
Concentração molar de O ₂	y_{O_2}
Concentração molar de Ar	y_{Ar}
Concentração molar de N ₂	y_{N_2}
Concentração molar de SO ₂	y_{SO_2}

Parâmetro	Símbolo
Vazão da água de resfriamento do motor	$\dot{m}_a$
Temperatura da água de resfriamento do motor	T_a
Pressão da água de resfriamento do motor	P_a
Temperatura da água de condensação na entrada dos condensadores	$T_{cond,e}$
Temperatura da água de condensação na saída dos condensadores	$T_{cond,s}$
Pressão da água de condensação	P_{cond}

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela B.2 – Variáveis de decisão da modelagem termodinâmica da superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC.

Variável de Decisão	Símbolo
Temperatura de evaporação	T_{evap}^{CRC}
Temperatura de <i>Pinch Point</i>	ΔT_{pp}^{CRC}
Superaquecimento	ΔT_{sup}^{CRC}
Efetividade do pré-aquecedor de água	$\varepsilon_{pa_1}^{CRC}$
Temperatura de condensação	T_{cond}^{CRC}
Pressão do desaerador	P_{des}^{CRC}

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Dado que o fluido de trabalho na saída do economizador (ponto 6) encontra-se como líquido saturado ($x_6^{CRC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de evaporação ($T_6^{CRC} = T_{evap}^{CRC}$), a pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (B.1) e (B.2).

$$P_6^{CRC} = P(\text{água}; T_6^{CRC}; x_6^{CRC}) \quad (\text{B.1})$$

$$h_6^{CRC} = h(\text{água}; T_6^{CRC}; x_6^{CRC}) \quad (\text{B.2})$$

Após o evaporador (ponto 7) os valores da temperatura, pressão e entalpia específica são dados pelas Equações (B.3), (B.4) e (B.5).

$$T_7^{CRC} = T_6^{CRC} \quad (B.3)$$

$$P_7^{CRC} = P_6^{CRC} \quad (B.4)$$

$$h_7^{CRC} = h(\acute{a}gua; P_7^{CRC}; x_7^{CRC} = 1) \quad (B.5)$$

Na entrada da turbina de média pressão (ponto 8) o fluido de trabalho possui temperatura, pressão e entalpia específica dadas pelas Equações (B.6), (B.7) e (B.8).

$$T_8^{CRC} = T_7^{CRC} + \Delta T_{sup}^{CRC} \quad (B.6)$$

$$P_8^{CRC} = P_7^{CRC} \quad (B.7)$$

$$h_8^{CRC} = h(\acute{a}gua; P_8^{CRC}; T_8^{CRC}) \quad (B.8)$$

Na saída da turbina de média pressão o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (B.9), (B.10) e (B.11). O termo $h_{9,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 9 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{9,iso}^{CRC} = h(\acute{a}gua; P_9^{CRC}; s_9^{CRC} = s_8^{CRC})$).

$$P_9^{CRC} = P_{des}^{CRC} \quad (B.9)$$

$$h_9^{CRC} = h_8^{CRC} - (h_8^{CRC} - h_{9,iso}^{CRC}) \cdot \eta_T^{CRC} \quad (B.10)$$

$$T_9^{CRC} = T(\acute{a}gua; P_9^{CRC}; h_9^{CRC}) \quad (B.11)$$

Na entrada da turbina de baixa pressão, o ponto 10 possui o mesmo estado termodinâmico do ponto 9. A pressão, temperatura e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (B.12), (B.13) e (B.14).

$$P_{10}^{CRC} = P_9^{CRC} \quad (B.12)$$

$$T_{10}^{CRC} = T_9^{CRC} \quad (B.13)$$

$$h_{10}^{CRC} = h_9^{CRC} \quad (B.14)$$

Na saída da turbina de baixa pressão o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (B.15), (B.16) e (B.17). O termo $h_{11,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 11 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{11,iso}^{CRC} = h(\text{água}; P_{11}^{CRC}; s_{11}^{CRC} = s_{10}^{CRC})$).

$$P_{11}^{CRC} = P_{cond}^{CRC} \quad (B.15)$$

$$h_{11}^{CRC} = h_{10}^{CRC} - (h_{10}^{CRC} - h_{11,iso}^{CRC}) \cdot \eta_T^{CRC} \quad (B.16)$$

$$T_{11}^{CRC} = T(\text{água}; P_{11}^{CRC}; h_{11}^{CRC}) \quad (B.17)$$

Na saída do condensador (ponto 12) o fluido de trabalho se encontra como líquido saturado ($x_{12}^{CRC} = 0$) e possui temperatura igual a temperatura de condensação ($T_{12}^{CRC} = T_{cond}^{CRC}$). Sendo assim a pressão e entalpia específica neste ponto são fornecidas pelas Equações (B.18) e (B.19).

$$P_{12}^{CRC} = P(\text{água}, T_{12}^{CRC}, x_{12}^{CRC}) \quad (B.18)$$

$$h_{12}^{CRC} = h(\text{água}; T_{12}^{CRC}; x_{12}^{CRC}) \quad (B.19)$$

Na saída da bomba B_1 (ponto 13) o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (B.20), (B.21) e (B.22). O termo $h_{13,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 13 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{13,iso}^{CRC} = h(\text{água}; P_{13}^{CRC}; s_{13}^{CRC} = s_{12}^{CRC})$).

$$P_{13}^{CRC} = P_{des}^{CRC} \quad (B.20)$$

$$h_{13}^{CRC} = h_{12}^{CRC} + (h_{13,iso}^{CRC} - h_{12}^{CRC}) / \eta_B^{CRC} \quad (B.21)$$

$$T_{13}^{CRC} = T(\text{água}; P_{13}^{CRC}; h_{13}^{CRC}) \quad (B.22)$$

A água que entra no pré-aquecedor de água possui o mesmo estado termodinâmico da água de resfriamento do motor. A pressão, temperatura, entalpia específica e vazão desta água podem ser obtidas pelas Equações (B.23), (B.24), (B.25) e (B.26).

$$P_{41}^{CRC} = P_a \quad (B.23)$$

$$T_{41}^{CRC} = T_a \quad (B.24)$$

$$h_{41}^{CRC} = h(\text{água}; T_{41}^{CRC}; P_{41}^{CRC}) \quad (B.25)$$

$$\dot{m}_{41}^{CRC} = \dot{m}_a \quad (B.26)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no pré-aquecedor de água se obtém por meio da Equação (B.27) a temperatura no ponto 14. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (B.28) e (B.29).

$$\varepsilon_{pa_1}^{CRC} = \frac{(T_{14}^{CRC} - T_{13}^{CRC})}{(T_{41}^{CRC} - T_{13}^{CRC})} \quad (B.27)$$

$$P_{14}^{CRC} = P_{13}^{CRC} \quad (B.28)$$

$$h_{14}^{CRC} = h(\text{água}; T_{14}^{CRC}; P_{14}^{CRC}) \quad (B.29)$$

O fluido de trabalho ao deixar o desaerador possui estado termodinâmico definido pelas Equações (B.30), (B.31), (B.32) e (B.33).

$$P_{15}^{CRC} = P_{des}^{CRC} \quad (B.30)$$

$$x_{15}^{CRC} = 0 \quad (B.31)$$

$$T_{15}^{CRC} = T(\text{água}; P_{15}^{CRC}; x_{15}^{CRC}) \quad (B.32)$$

$$h_{15}^{CRC} = h(\text{água}; P_{15}^{CRC}; x_{15}^{CRC}) \quad (B.33)$$

Na saída da bomba de alimentação da caldeira (ponto 5) o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (B.34), (B.35) e (B.36). O termo $h_{5,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 5 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{5,iso}^{CRC} = h(\acute{a}gua; P_5^{CRC}; s_5^{CRC} = s_{15}^{CRC})$).

$$P_5^{CRC} = P_6^{CRC} \quad (B.34)$$

$$h_5^{CRC} = h_{15}^{CRC} + (h_{5,iso}^{CRC} - h_{15}^{CRC}) / \eta_B^{CRC} \quad (B.35)$$

$$T_5^{CRC} = T(\acute{a}gua; P_5^{CRC}; h_5^{CRC}) \quad (B.36)$$

Dada a temperatura e composição molar dos gases de exaustão as Equações (B.37), (B.38) e (B.39) podem ser utilizadas para estimarem a entalpia específica de cada elemento químico da mistura de gases, a massa molecular e a entalpia específica da mistura. Para estas equações o símbolo M representa massa molar e i o elemento químico da mistura ($CO_2, H_2O, O_2, Ar, N_2, SO_2$).

$$h_i = h(i; T) \quad (B.37)$$

$$M_g = \sum y_i \cdot M_i \quad (B.38)$$

$$h_g = \left(\sum y_i \cdot h_i \cdot M_i \right) / M_g \quad (B.39)$$

Na entrada do superaquecedor (ponto 1) a pressão, temperatura e entalpia específica dos gases são dadas pelas Equações (B.40), (B.41) e (B.42).

$$P_1^{CRC} = P_g \quad (B.40)$$

$$T_1^{CRC} = T_g \quad (B.41)$$

$$h_1^{CRC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{31}^{CRC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (B.42)$$

Dada a temperatura de *Pinch Point* pode-se estimar a temperatura e entalpia específica dos gases na saída do evaporador (ponto 3). A pressão, temperatura e entalpia específica neste ponto são dadas pelas Equações (B.43), (B.44) e (B.45).

$$P_3^{CRC} = P_g \quad (B.43)$$

$$T_3^{CRC} = T_6^{CRC} + \Delta T_{pp}^{CRC} \quad (B.44)$$

$$h_3^{CRC} = \left(\sum y_i . h(i; T_3^{CRC}) . M_i \right) / M_g \quad (B.45)$$

A vazão mássica do fluido de trabalho do CRC ($\dot{m}^{CRC}$) pode ser obtida pela Equação (B.46) por meio de um balanço de energia em um volume de controle contendo o superaquecedor e o evaporador.

$$\dot{m}^{CRC} . (h_8^{CRC} - h_6^{CRC}) = \dot{m}_g . (h_1^{CRC} - h_3^{CRC}) \quad (B.46)$$

A partir de um balanço de energia no superaquecedor é determinada a entalpia específica no ponto 2 e consequentemente sua temperatura. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (B.47), (B.48) e (B.49).

$$P_2^{CRC} = P_g \quad (B.47)$$

$$\dot{m}^{CRC} . (h_8^{CRC} - h_7^{CRC}) = \dot{m}_g . (h_1^{CRC} - h_2^{CRC}) \quad (B.48)$$

$$h_2^{CRC} = \left(\sum y_i . h(i; T_2^{CRC}) . M_i \right) / M_g \quad (B.49)$$

A entalpia específica do ponto 4 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no economizador. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (B.50), (B.51) e (B.52).

$$P_4^{CRC} = P_g \quad (B.50)$$

$$\dot{m}^{CRC} . (h_6^{CRC} - h_5^{CRC}) = \dot{m}_g . (h_3^{CRC} - h_4^{CRC}) \quad (B.51)$$

$$h_4^{CRC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_4^{CRC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (B.52)$$

Por meio de um balanço de energia no desaerador a Equação (B.53) determina a fração mássica do fluido de trabalho (y_{des}^{CRC}) encaminhada ao equipamento.

$$y_{des}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot h_9^{CRC} + (1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot h_{14}^{CRC} = \dot{m}^{CRC} \cdot h_{15}^{CRC} \quad (B.53)$$

Para o pré-aquecedor de água um balanço de energia fornece a entalpia específica do ponto 42. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (B.54), (B.55) e (B.56).

$$P_{42}^{CRC} = P_{41}^{CRC} \quad (B.54)$$

$$(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{14}^{CRC} - h_{13}^{CRC}) = \dot{m}_{41}^{CRC} \cdot (h_{41}^{CRC} - h_{42}^{CRC}) \quad (B.55)$$

$$T_{42}^{CRC} = T(\text{água}; P_{42}^{CRC}; h_{42}^{CRC}) \quad (B.56)$$

O estado termodinâmico da água que entra e sai do condensador (ponto 43 e 44) são dados pelas Equações (B.57), (B.58), (B.59), (B.60), (B.61) e (B.62).

$$P_{43}^{CRC} = P_{cond} \quad (B.57)$$

$$T_{43}^{CRC} = T_{cond,e} \quad (B.58)$$

$$h_{43}^{CRC} = h(\text{água}; T_{43}^{CRC}; P_{43}^{CRC}) \quad (B.59)$$

$$P_{44}^{CRC} = P_{cond} \quad (B.60)$$

$$T_{44}^{CRC} = T_{cond,s} \quad (B.61)$$

$$h_{44}^{CRC} = h(\text{água}; T_{44}^{CRC}; P_{44}^{CRC}) \quad (B.62)$$

Aplicando um balanço de energia no condensador se obtém pela Equação (B.63) a vazão mássica da água de condensação ($\dot{m}_{cond}^{CRC}$).

$$(1 - y_{des}^{CRC}).\dot{m}^{CRC}.(h_{11}^{CRC} - h_{12}^{CRC}) = \dot{m}_{cond}^{CRC}.(h_{44}^{CRC} - h_{43}^{CRC}) \quad (B.63)$$

As taxas de transferência de calor nos trocadores de calor são dadas pelas Equações (B.64), (B.65), (B.66), (B.67) e (B.68).

$$\dot{Q}_{eco}^{CRC} = \dot{m}^{CRC}.(h_6^{CRC} - h_5^{CRC}) \quad (B.64)$$

$$\dot{Q}_{evap}^{CRC} = \dot{m}^{CRC}.(h_7^{CRC} - h_6^{CRC}) \quad (B.65)$$

$$\dot{Q}_{sup}^{CRC} = \dot{m}^{CRC}.(h_8^{CRC} - h_7^{CRC}) \quad (B.66)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}).\dot{m}^{CRC}.(h_{11}^{CRC} - h_{12}^{CRC}) \quad (B.67)$$

$$\dot{Q}_{pa_1}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}).\dot{m}^{CRC}.(h_{14}^{CRC} - h_{13}^{CRC}) \quad (B.68)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica (*DTML*) é adotado nesta modelagem para cálculo das áreas dos trocadores de calor. As Equações (B.69), (B.70), (B.71), (B.72) e (B.73) fornecem o *DTML* para cada trocador de calor.

$$DTML_{eco}^{CRC} = \frac{\left[(T_3^{CRC} - T_6^{CRC}) - (T_4^{CRC} - T_5^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_3^{CRC} - T_6^{CRC})}{(T_4^{CRC} - T_5^{CRC})} \right]} \quad (B.69)$$

$$DTML_{evap}^{CRC} = \frac{\left[(T_2^{CRC} - T_7^{CRC}) - (T_3^{CRC} - T_6^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_2^{CRC} - T_7^{CRC})}{(T_3^{CRC} - T_6^{CRC})} \right]} \quad (B.70)$$

$$DTML_{sup}^{CRC} = \frac{\left[(T_1^{CRC} - T_8^{CRC}) - (T_2^{CRC} - T_7^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_1^{CRC} - T_8^{CRC})}{(T_2^{CRC} - T_7^{CRC})} \right]} \quad (B.71)$$

$$DTML_{cond}^{CRC} = \frac{\left[\left(T_{11}^{CRC} - T_{44}^{CRC} \right) - \left(T_{12}^{CRC} - T_{43}^{CRC} \right) \right]}{\ln \left[\frac{\left(T_{11}^{CRC} - T_{44}^{CRC} \right)}{\left(T_{12}^{CRC} - T_{43}^{CRC} \right)} \right]} \quad (B.72)$$

$$DTML_{pa_1}^{CRC} = \frac{\left[\left(T_{41}^{CRC} - T_{14}^{CRC} \right) - \left(T_{42}^{CRC} - T_{13}^{CRC} \right) \right]}{\ln \left[\frac{\left(T_{41}^{CRC} - T_{14}^{CRC} \right)}{\left(T_{42}^{CRC} - T_{13}^{CRC} \right)} \right]} \quad (B.73)$$

As áreas dos trocadores de calor são dadas pelas Equações (B.74), (B.75), (B.76), (B.77) e (B.78).

$$A_{eco}^{CRC} = \frac{\dot{m}^{CRC} \cdot (h_6^{CRC} - h_5^{CRC})}{U_{eco}^{CRC} \cdot DTML_{eco}^{CRC}} \quad (B.74)$$

$$A_{evap}^{CRC} = \frac{\dot{m}^{CRC} \cdot (h_7^{CRC} - h_6^{CRC})}{U_{evap}^{CRC} \cdot DTML_{evap}^{CRC}} \quad (B.75)$$

$$A_{sup}^{CRC} = \frac{\dot{m}^{CRC} \cdot (h_8^{CRC} - h_7^{CRC})}{U_{sup}^{CRC} \cdot DTML_{sup}^{CRC}} \quad (B.76)$$

$$A_{cond}^{CRC} = \frac{(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{11}^{CRC} - h_{12}^{CRC})}{U_{cond}^{CRC} \cdot DTML_{cond}^{CRC}} \quad (B.77)$$

$$A_{pa_1}^{CRC} = \frac{(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{14}^{CRC} - h_{13}^{CRC})}{U_{pa_1}^{CRC} \cdot DTML_{pa_1}^{CRC}} \quad (B.78)$$

As potências requeridas pelas bombas e geradas pelas turbinas podem ser estimadas pelas Equações (B.79), (B.80), (B.81) e (B.82).

$$\dot{W}_{b_1}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{13}^{CRC} - h_{12}^{CRC}) \quad (B.79)$$

$$\dot{W}_{b_2}^{CRC} = \dot{m}^{CRC} \cdot (h_5^{CRC} - h_{15}^{CRC}) \quad (B.80)$$

$$\dot{W}_{t_m}^{CRC} = \dot{m}^{CRC} \cdot (h_8^{CRC} - h_9^{CRC}) \quad (B.81)$$

$$\dot{W}_{t_b}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{10}^{CRC} - h_{11}^{CRC}) \quad (B.82)$$

A potência líquida, a quantidade de calor recebida e a eficiência energética da superestrutura CRC podem ser obtidas pelas Equações (B.83), (B.84) e (B.85)

$$\dot{W}_{liq}^{CRC} = (\dot{W}_{t_m}^{CRC} + \dot{W}_{t_b}^{CRC}) - (\dot{W}_{b_1}^{CRC} + \dot{W}_{b_2}^{CRC}) - \dot{W}_{TR} \quad (B.83)$$

$$\dot{Q}_{rec}^{CRC} = \dot{Q}_{eco}^{CRC} + \dot{Q}_{evap}^{CRC} + \dot{Q}_{sup}^{CRC} + \dot{Q}_{pa_1}^{CRC} \quad (B.84)$$

$$\eta^{CRC} = \frac{\dot{W}_{liq}^{CRC}}{\dot{Q}_{rec}^{CRC}} \quad (B.85)$$

APÊNDICE C – MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO RANKINE ORGÂNICO QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC-KC

Neste Apêndice são descritas as equações da modelagem termodinâmica da superestrutura de ciclo Rankine orgânico (ORC) que compõe a superestrutura S- CRC- ORC-KC apresentada na Seção 3.2. Os parâmetros e variáveis de decisão considerados no desenvolvimento desta modelagem são apresentados na Tabela C.1 e Tabela C.2, respectivamente. As siglas CAT e CBT significam ciclo de alta temperatura e ciclo de baixa temperatura, respectivamente.

Tabela C.1 – Parâmetros da modelagem termodinâmica da superesrutura ORC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC.

Parâmetro	Símbolo
Rendimento isentrópico da bomba	η_B^{ORC}
Rendimento isentrópico da turbina	η_T^{ORC}
Coeficiente global de transferência de calor no economizador do CAT	$U_{eco_a}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador do CAT	$U_{evap_a}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no superaquecedor do CAT	$U_{sup_a}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no regenerador do CAT	$U_{reg_a}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no pré-aquecedor do CAT	$U_{pa_a}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no condensador do CAT	$U_{cond_a}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no economizador do CBT	$U_{eco_b}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador do CBT	$U_{evap_b}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no superaquecedor do CBT	$U_{sup_b}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no regenerador do CBT	$U_{reg_b}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no condensador do CBT	$U_{cond_b}^{ORC}$
Vazão dos gases de exaustão	$\dot{m}_g$
Temperatura dos gases de exaustão	T_g

Parâmetro	Símbolo
Pressão dos gases de exaustão	P_g
Concentração molar de CO ₂	y_{CO_2}
Concentração molar de H ₂ O	y_{H_2O}
Concentração molar de O ₂	y_{O_2}
Concentração molar de Ar	y_{Ar}
Concentração molar de N ₂	y_{N_2}
Concentração molar de SO ₂	y_{SO_2}
Vazão da água de resfriamento do motor	$\dot{m}_a$
Temperatura da água de resfriamento do motor	T_a
Pressão da água de resfriamento do motor	P_a
Temperatura da água de condensação na entrada dos condensadores	$T_{cond,e}$
Temperatura da água de condensação na saída dos condensadores	$T_{cond,s}$
Pressão da água de condensação	P_{cond}

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela C.2 - Variáveis de decisão da modelagem termodinâmica da superestrutura ORC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.

Ciclo de Alta Temperatura (CAT)	
Variável de Decisão	Símbolo
Fração mássica de água do pré-aquecedor	$y_{pa_a}^{ORC}$
Fluido	f_a^{ORC}
Temperatura de evaporação	$T_{evap_a}^{ORC}$
Temperatura de <i>Pinch Point</i>	$\Delta T_{pp_a}^{ORC}$
Superaquecimento	$\Delta T_{sup_a}^{ORC}$
Efetividade do regenerador	$\epsilon_{reg_a}^{ORC}$
Efetividade do pré-aquecedor	$\epsilon_{pa_a}^{ORC}$
Temperatura de condensação	$T_{cond_a}^{ORC}$

Ciclo de Baixa Temperatura (CBT)	
Variável de Decisão	Símbolo
Fluido	f_b^{ORC}
Temperatura de evaporação	$T_{evap_b}^{ORC}$
Temperatura de <i>Pinch Point</i>	$\Delta T_{pp_b}^{ORC}$
Superaquecimento	$\Delta T_{sup_b}^{ORC}$
Efetividade do regenerador	$\varepsilon_{reg_b}^{ORC}$
Temperatura de condensação	$T_{cond_b}^{ORC}$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Dado que o fluido de trabalho (f_a^{ORC}) na saída do economizador do CAT (ponto 1) encontra-se como líquido saturado ($x_1^{ORC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de evaporação do CAT ($T_1^{ORC} = T_{evap_a}^{ORC}$), a pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (C.1) e (C.2).

$$P_1^{ORC} = P(f_a^{ORC}; T_1^{ORC}; x_1^{ORC}) \quad (C.1)$$

$$h_1^{ORC} = h(f_a^{ORC}; T_1^{ORC}; x_1^{ORC}) \quad (C.2)$$

No ponto 2 o fluido de trabalho se encontra como vapor saturado ($x_2^{ORC} = 1$) e temperatura igual a temperatura de evaporação do CAT ($T_2^{ORC} = T_{evap_a}^{ORC}$). A pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (C.3) e (C.4).

$$P_2^{ORC} = P_1^{ORC} \quad (C.3)$$

$$h_2^{ORC} = h(f_a^{ORC}; T_2^{ORC}; x_2^{ORC}) \quad (C.4)$$

Na saída do superaquecedor do CAT (ponto 3) os valores da temperatura, pressão e entalpia específica são dados pelas Equações (C.5), (C.6) e (C.7).

$$T_3^{ORC} = T_2^{ORC} + \Delta T_{sup_a}^{ORC} \quad (C.5)$$

$$P_3^{ORC} = P_2^{ORC} \quad (C.6)$$

$$h_3^{ORC} = h(f_a^{ORC}; T_3^{ORC}; P_3^{ORC}) \quad (C.7)$$

Na saída do condensador do CAT o fluido de trabalho se encontra como líquido saturado ($x_6^{ORC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de condensação do CAT ($T_6^{ORC} = T_{cond_a}^{ORC}$). Deste modo, sua pressão e entalpia específica são dadas pelas Equações (C.8) e (C.9).

$$P_6^{ORC} = P(f_a^{ORC}; T_6^{ORC}; x_6^{ORC}) \quad (C.8)$$

$$h_6^{ORC} = h(f_a^{ORC}; T_6^{ORC}; x_6^{ORC}) \quad (C.9)$$

Na saída da bomba do CAT o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (C.10), (C.11) e (C.12). O termo $h_{7,iso}^{ORC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 7 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{7,iso}^{ORC} = h(f_a^{ORC}; P_7^{ORC}; s_7^{ORC} = s_6^{ORC})$).

$$P_7^{ORC} = P_1^{ORC} \quad (C.10)$$

$$h_7^{ORC} = h_6^{ORC} + (h_{7,iso}^{ORC} - h_6^{ORC}) / \eta_B^{ORC} \quad (C.11)$$

$$T_7^{ORC} = T(f_a^{ORC}; P_7^{ORC}; h_7^{ORC}) \quad (C.12)$$

A água que entra no pré-aquecedor do CAT possui o mesmo estado termodinâmico da água de resfriamento do motor. A pressão, temperatura e entalpia específica desta água podem ser obtidas pelas Equações (C.13), (C.14) e (C.15). Entretanto sua vazão mássica corresponde a uma fração da água de resfriamento do motor e pode ser obtida pela Equação (C.16).

$$P_{15}^{ORC} = P_a \quad (C.13)$$

$$T_{15}^{ORC} = T_a \quad (C.14)$$

$$h_{15}^{ORC} = h(\text{água}; T_{15}^{ORC}; P_{15}^{ORC}) \quad (C.15)$$

$$\dot{m}_{15}^{ORC} = y_{pa_a}^{ORC} \cdot \dot{m}_a \quad (C.16)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no pré-aquecedor do CAT se obtém por meio da Equação (C.17) a temperatura no ponto 8. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (C.18) e (C.19).

$$\varepsilon_{pa_a}^{ORC} = \frac{(T_8^{ORC} - T_7^{ORC})}{(T_{15}^{ORC} - T_7^{ORC})} \quad (C.17)$$

$$P_8^{ORC} = P_7^{ORC} \quad (C.18)$$

$$h_8^{ORC} = h(f_a^{ORC}; T_8^{ORC}; P_8^{ORC}) \quad (C.19)$$

Na saída da turbina do CAT o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (C.20), (C.21) e (C.22). O termo $h_{4,iso}^{ORC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 4 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{4,iso}^{ORC} = h(f_a^{ORC}; P_4^{ORC}; s_4^{ORC} = s_3^{ORC})$).

$$P_4^{ORC} = P_6^{ORC} \quad (C.20)$$

$$h_4^{ORC} = h_3^{ORC} - (h_3^{ORC} - h_{4,iso}^{ORC}) \eta_T^{ORC} \quad (C.21)$$

$$T_4^{ORC} = T(f_a^{ORC}; P_4^{ORC}; h_4^{ORC}) \quad (C.22)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no regenerador do CAT se obtém por meio da Equação (C.23) a temperatura no ponto 9. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (C.24) e (C.25).

$$\varepsilon_{reg_a}^{ORC} = \frac{(T_9^{ORC} - T_8^{ORC})}{(T_4^{ORC} - T_8^{ORC})} \quad (C.23)$$

$$P_9^{ORC} = P_7^{ORC} \quad (C.24)$$

$$h_9^{ORC} = h(f_a^{ORC}; T_9^{ORC}; P_9^{ORC}) \quad (C.25)$$

Realizando um balanço de energia no regenerador do CAT se obtém por meio da Equação (C.26) a entalpia específica no ponto 5. A pressão e temperatura neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (C.27) e (C.28).

$$h_4^{ORC} - h_5^{ORC} = h_9^{ORC} - h_8^{ORC} \quad (C.26)$$

$$P_5^{ORC} = P_4^{ORC} \quad (C.27)$$

$$T_5^{ORC} = T(f_a^{ORC}; P_5^{ORC}; h_5^{ORC}) \quad (C.28)$$

Dada a temperatura e composição molar dos gases de exaustão as Equações (C.29), (C.30) e (C.31) podem ser utilizadas para estimarem a entalpia específica de cada elemento químico da mistura de gases, a massa molecular e a entalpia específica da mistura. Para estas equações o símbolo M representa massa molar e i o elemento químico da mistura ($CO_2, H_2O, O_2, Ar, N_2, SO_2$).

$$h_i = h(i; T) \quad (C.29)$$

$$M_g = \sum y_i \cdot M_i \quad (C.30)$$

$$h_g = \left(\sum y_i \cdot h_i \cdot M_i \right) / M_g \quad (C.31)$$

Na entrada do superaquecedor do CAT (ponto 11) a pressão, temperatura e entalpia específica dos gases são dadas pelas Equações (C.32), (C.33) e (C.34).

$$P_{11}^{ORC} = P_g \quad (C.32)$$

$$T_{11}^{ORC} = T_g \quad (C.33)$$

$$h_{11}^{ORC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{11}^{ORC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (C.34)$$

Dada a temperatura de *Pinch Point* pode-se estimar a temperatura e entalpia específica dos gases na saída do evaporador (ponto 13) do CAT. A pressão,

temperatura e entalpia específica neste ponto são dadas pelas Equações (C.35), (C.36) e (C.37).

$$P_{13}^{ORC} = P_g \quad (C.35)$$

$$T_{13}^{ORC} = T_{evap_a}^{ORC} + \Delta T_{pp_a}^{ORC} \quad (C.36)$$

$$h_{13}^{ORC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{13}^{ORC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (C.37)$$

A vazão mássica do fluido de trabalho do CAT ($\dot{m}_a^{ORC}$) pode ser obtida pela Equação (C.38) por meio de um balanço de energia em um volume de controle contendo o superaquecedor e o evaporador do CAT.

$$\dot{m}_a^{ORC} (h_3^{ORC} - h_1^{ORC}) = \dot{m}_g (h_{11}^{ORC} - h_{13}^{ORC}) \quad (C.38)$$

Um balanço de energia no evaporador do CAT determina a entalpia específica no ponto 12 e consequentemente sua temperatura. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (C.39), (C.40) e (C.41).

$$P_{12}^{ORC} = P_g \quad (C.39)$$

$$\dot{m}_a^{ORC} (h_2^{ORC} - h_1^{ORC}) = \dot{m}_g (h_{12}^{ORC} - h_{13}^{ORC}) \quad (C.40)$$

$$h_{12}^{ORC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{12}^{ORC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (C.41)$$

Similar ao ponto 12, a entalpia específica do ponto 14 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no economizador do CAT. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (C.42), (C.43) e (C.44).

$$P_{14}^{ORC} = P_g \quad (C.42)$$

$$\dot{m}_a^{ORC} (h_1^{ORC} - h_9^{ORC}) = \dot{m}_g (h_{13}^{ORC} - h_{14}^{ORC}) \quad (C.43)$$

$$h_{14}^{ORC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{14}^{ORC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (C.44)$$

Aplicando um balanço de energia no pré-aquecedor do CAT pode ser obtida a entalpia específica da água na saída deste equipamento (ponto 16). As Equações (C.45), (C.46) e (C.47) determinam a pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto.

$$P_{16}^{ORC} = P_a \quad (C.45)$$

$$\dot{m}_a^{ORC} (h_8^{ORC} - h_7^{ORC}) = \dot{m}_{15}^{ORC} (h_{15}^{ORC} - h_{16}^{ORC}) \quad (C.46)$$

$$T_{16}^{ORC} = T(\text{água}; P_{16}^{ORC}; h_{16}^{ORC}) \quad (C.47)$$

O estado termodinâmico da água que entra e sai do condensador do CAT (ponto 33 e 34) é dado pelas Equações (C.48), (C.49), (C.50), (C.51), (C.52) e (C.53).

$$P_{33}^{ORC} = P_{cond} \quad (C.48)$$

$$T_{33}^{ORC} = T_{cond,e} \quad (C.49)$$

$$h_{33}^{ORC} = h(\text{água}; T_{33}^{ORC}; P_{33}^{ORC}) \quad (C.50)$$

$$P_{34}^{ORC} = P_{cond} \quad (C.51)$$

$$T_{34}^{ORC} = T_{cond,s} \quad (C.52)$$

$$h_{34}^{ORC} = h(\text{água}; T_{34}^{ORC}; P_{34}^{ORC}) \quad (C.53)$$

Aplicando um balanço de energia no condensador do CAT se obtém pela Equação (C.54) a vazão mássica da água de condensação ($\dot{m}_{cond_a}^{ORC}$).

$$\dot{m}_a^{ORC} (h_5^{ORC} - h_6^{ORC}) = \dot{m}_{cond_a}^{ORC} (h_{34}^{ORC} - h_{33}^{ORC}) \quad (C.54)$$

As taxas de transferência de calor nos trocadores de calor do CAT são dadas pelas Equações (C.55), (C.56), (C.57), (C.58), (C.59) e (C.60).

$$\dot{Q}_{eco_a}^{ORC} = \dot{m}_a^{ORC} (h_1^{ORC} - h_9^{ORC}) \quad (C.55)$$

$$\dot{Q}_{evap_a}^{ORC} = \dot{m}_a^{ORC} (h_2^{ORC} - h_1^{ORC}) \quad (C.56)$$

$$\dot{Q}_{sup_a}^{ORC} = \dot{m}_a^{ORC} (h_3^{ORC} - h_2^{ORC}) \quad (C.57)$$

$$\dot{Q}_{reg_a}^{ORC} = \dot{m}_a^{ORC} (h_4^{ORC} - h_5^{ORC}) \quad (C.58)$$

$$\dot{Q}_{cond_a}^{ORC} = \dot{m}_a^{ORC} (h_5^{ORC} - h_6^{ORC}) \quad (C.59)$$

$$\dot{Q}_{pa_a}^{ORC} = \dot{m}_a^{ORC} (h_8^{ORC} - h_7^{ORC}) \quad (C.60)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica (*DTML*) é adotado nesta modelagem para cálculo das áreas dos trocadores de calor. As Equações (C.61), (C.62), (C.63), (C.64), (C.65) e (C.66) fornecem o *DTML* para cada trocador de calor do CAT.

$$DTML_{eco_a}^{ORC} = \frac{\left[(T_{13}^{ORC} - T_1^{ORC}) - (T_{14}^{ORC} - T_9^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{13}^{ORC} - T_1^{ORC})}{(T_{14}^{ORC} - T_9^{ORC})} \right]} \quad (C.61)$$

$$DTML_{evap_a}^{ORC} = \frac{\left[(T_{12}^{ORC} - T_2^{ORC}) - (T_{13}^{ORC} - T_1^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{12}^{ORC} - T_2^{ORC})}{(T_{13}^{ORC} - T_1^{ORC})} \right]} \quad (C.62)$$

$$DTML_{sup_a}^{ORC} = \frac{\left[(T_{11}^{ORC} - T_3^{ORC}) - (T_{12}^{ORC} - T_2^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{11}^{ORC} - T_3^{ORC})}{(T_{12}^{ORC} - T_2^{ORC})} \right]} \quad (C.63)$$

$$DTML_{reg_a}^{ORC} = \frac{\left[(T_4^{ORC} - T_9^{ORC}) - (T_5^{ORC} - T_8^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_4^{ORC} - T_9^{ORC})}{(T_5^{ORC} - T_8^{ORC})} \right]} \quad (C.64)$$

$$DTML_{cond_a}^{ORC} = \frac{\left[(T_5^{ORC} - T_{34}^{ORC}) - (T_6^{ORC} - T_{33}^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_5^{ORC} - T_{34}^{ORC})}{(T_6^{ORC} - T_{33}^{ORC})} \right]} \quad (C.65)$$

$$DTML_{pa_a}^{ORC} = \frac{\left[(T_{15}^{ORC} - T_8^{ORC}) - (T_{16}^{ORC} - T_7^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{15}^{ORC} - T_8^{ORC})}{(T_{16}^{ORC} - T_7^{ORC})} \right]} \quad (C.66)$$

As áreas dos trocadores de calor do CAT são dadas pelas Equações (C.67), (C.68), (C.69), (C.70), (C.71) e (C.72).

$$A_{eco_a}^{ORC} = \frac{\dot{m}_a^{ORC} (h_1^{ORC} - h_9^{ORC})}{U_{eco_a}^{ORC} \cdot DTML_{eco_a}^{ORC}} \quad (C.67)$$

$$A_{evap_a}^{ORC} = \frac{\dot{m}_a^{ORC} (h_2^{ORC} - h_1^{ORC})}{U_{evap_a}^{ORC} \cdot DTML_{evap_a}^{ORC}} \quad (C.68)$$

$$A_{sup_a}^{ORC} = \frac{\dot{m}_a^{ORC} (h_3^{ORC} - h_2^{ORC})}{U_{sup_a}^{ORC} \cdot DTML_{sup_a}^{ORC}} \quad (C.69)$$

$$A_{reg_a}^{ORC} = \frac{\dot{m}_a^{ORC} (h_4^{ORC} - h_5^{ORC})}{U_{reg_a}^{ORC} \cdot DTML_{reg_a}^{ORC}} \quad (C.70)$$

$$A_{cond_a}^{ORC} = \frac{\dot{m}_a^{ORC} (h_5^{ORC} - h_6^{ORC})}{U_{cond_a}^{ORC} \cdot DTML_{cond_a}^{ORC}} \quad (C.71)$$

$$A_{pa_a}^{ORC} = \frac{\dot{m}_a^{ORC} (h_8^{ORC} - h_7^{ORC})}{U_{pa_a}^{ORC} \cdot DTML_{pa_a}^{ORC}} \quad (C.72)$$

A potência requerida pela bomba e gerada pela turbina (expansor) no CAT pode ser estimada pelas Equações (C.73) e (C.74), respectivamente.

$$\dot{W}_{b_a}^{ORC} = \dot{m}_a^{ORC} (h_7^{ORC} - h_6^{ORC}) \quad (C.73)$$

$$\dot{W}_{t_a}^{ORC} = \dot{m}_a^{ORC} (h_3^{ORC} - h_4^{ORC}) \quad (C.74)$$

A modelagem termodinâmica do CBT é similar à modelagem do CAT. Dado que o fluido de trabalho (f_b^{ORC}) na saída do economizador do CBT (ponto 21) encontra-se como líquido saturado ($x_{21}^{ORC} = 0$) e temperatura igual à temperatura de evaporação do CBT ($T_{21}^{ORC} = T_{evap_b}^{ORC}$), a pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (C.75) e (C.76).

$$P_{21}^{ORC} = P(f_b^{ORC}; T_{21}^{ORC}; x_{21}^{ORC}) \quad (C.75)$$

$$h_{21}^{ORC} = h(f_b^{ORC}; T_{21}^{ORC}; x_{21}^{ORC}) \quad (C.76)$$

No ponto 22 o fluido de trabalho se encontra como vapor saturado ($x_{22}^{ORC} = 1$) e temperatura igual a temperatura de evaporação do CBT ($T_{22}^{ORC} = T_{evap_b}^{ORC}$). A pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (C.77) e (C.78).

$$P_{22}^{ORC} = P_{21}^{ORC} \quad (C.77)$$

$$h_{22}^{ORC} = h(f_b^{ORC}; T_{22}^{ORC}; x_{22}^{ORC}) \quad (C.78)$$

Na saída do superaquecedor do CBT (ponto 23) os valores da temperatura, pressão e entalpia específica são dados pelas Equações (C.79), (C.80) e (C.81).

$$T_{23}^{ORC} = T_{22}^{ORC} + \Delta T_{sup_b}^{ORC} \quad (C.79)$$

$$P_{23}^{ORC} = P_{22}^{ORC} \quad (C.80)$$

$$h_{23}^{ORC} = h(f_b^{ORC}; T_{23}^{ORC}; P_{23}^{ORC}) \quad (C.81)$$

Na saída do condensador do CBT o fluido de trabalho se encontra como líquido saturado ($x_{26}^{ORC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de condensação do CBT ($T_{26}^{ORC} = T_{cond_b}^{ORC}$). Deste modo, sua pressão e entalpia específica são dadas pelas Equações (C.82) e (C.83).

$$P_{26}^{ORC} = P(f_b^{ORC}; T_{26}^{ORC}; x_{26}^{ORC}) \quad (C.82)$$

$$h_{26}^{ORC} = h(f_b^{ORC}; T_{26}^{ORC}; x_{26}^{ORC}) \quad (C.83)$$

Na saída da bomba do CBT o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (C.84), (C.85) e (C.86). O termo $h_{27,iso}^{ORC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 27 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{27,iso}^{ORC} = h(f_b^{ORC}; P_{27}^{ORC}; s_{27}^{ORC} = s_{26}^{ORC})$).

$$P_{27}^{ORC} = P_{21}^{ORC} \quad (C.84)$$

$$h_{27}^{ORC} = h_{26}^{ORC} + (h_{27,iso}^{ORC} - h_{26}^{ORC}) / \eta_B^{ORC} \quad (C.85)$$

$$T_{27}^{ORC} = T(f_b^{ORC}; P_{27}^{ORC}; h_{27}^{ORC}) \quad (C.86)$$

Na saída da turbina do CBT o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (C.87), (C.88) e (C.89). O termo $h_{24,iso}^{ORC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 24 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{24,iso}^{ORC} = h(f_b^{ORC}; P_{24}^{ORC}; s_{24}^{ORC} = s_{23}^{ORC})$).

$$P_{24}^{ORC} = P_{26}^{ORC} \quad (C.87)$$

$$h_{24}^{ORC} = h_{23}^{ORC} - (h_{23}^{ORC} - h_{24,iso}^{ORC}) \cdot \eta_T^{ORC} \quad (C.88)$$

$$T_{24}^{ORC} = T(f_b^{ORC}; P_{24}^{ORC}; h_{24}^{ORC}) \quad (C.89)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no regenerador do CBT se obtém por meio da Equação (C.90) a temperatura no ponto 28. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (C.91) e (C.92).

$$\varepsilon_{reg_b}^{ORC} = \frac{(T_{28}^{ORC} - T_{27}^{ORC})}{(T_{24}^{ORC} - T_{27}^{ORC})} \quad (C.90)$$

$$P_{28}^{ORC} = P_{27}^{ORC} \quad (C.91)$$

$$h_{28}^{ORC} = h(f_b^{ORC}; T_{28}^{ORC}; P_{28}^{ORC}) \quad (C.92)$$

Realizando um balanço de energia no regenerador do CBT se obtém por meio da Equação (C.93) a entalpia específica no ponto 25. A pressão e temperatura neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (C.94) e (C.95).

$$h_{24}^{ORC} - h_{25}^{ORC} = h_{28}^{ORC} - h_{27}^{ORC} \quad (C.93)$$

$$P_{25}^{ORC} = P_{24}^{ORC} \quad (C.94)$$

$$T_{25}^{ORC} = T(f_b^{ORC}; P_{25}^{ORC}; h_{25}^{ORC}) \quad (C.95)$$

A água que entra no superaquecedor do CBT (ponto 17) possui o mesmo estado termodinâmico da água de resfriamento do motor. A temperatura, pressão e entalpia específica desta água podem ser obtidas pelas Equações (C.96), (C.97) e (C.98). Entretanto sua vazão mássica corresponde a diferença entre a vazão de água do motor e a fração de água que foi encaminhada ao pré-aquecedor do CAT. Esta vazão pode ser obtida pela Equação (C.99).

$$P_{17}^{ORC} = P_a \quad (C.96)$$

$$T_{17}^{ORC} = T_a \quad (C.97)$$

$$h_{17}^{ORC} = h(\text{água}; T_{17}^{ORC}; P_{17}^{ORC}) \quad (C.98)$$

$$\dot{m}_{17}^{ORC} = (1 - y_{pa_a}^{ORC}) \cdot \dot{m}_a \quad (C.99)$$

Dada a temperatura de *Pinch Point* pode-se estimar a temperatura e entalpia específica da água na saída do evaporador (ponto 19) do CBT. A pressão, temperatura e entalpia específica neste ponto são dadas pelas Equações (C.100), (C.101) e (C.102).

$$P_{19}^{ORC} = P_a \quad (C.100)$$

$$T_{19}^{ORC} = T_{evap_b}^{ORC} + \Delta T_{pp_b}^{ORC} \quad (C.101)$$

$$h_{19}^{ORC} = h(\acute{a}gua; T_{19}^{ORC}; P_{19}^{ORC}) \quad (C.102)$$

A vazão mássica do fluido de trabalho do CBT ($\dot{m}_b^{ORC}$) pode ser obtida pela Equação (C.103) por meio de um balanço de energia em um volume de controle contendo o superaquecedor e o evaporador do CBT.

$$\dot{m}_b^{ORC} (h_{23}^{ORC} - h_{21}^{ORC}) = \dot{m}_{17}^{ORC} (h_{17}^{ORC} - h_{19}^{ORC}) \quad (C.103)$$

Um balanço de energia no evaporador do CBT determina a entalpia específica no ponto 18 e consequentemente sua temperatura. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (C.104), (C.105) e (C.106).

$$P_{18}^{ORC} = P_a \quad (C.104)$$

$$\dot{m}_b^{ORC} (h_{22}^{ORC} - h_{21}^{ORC}) = \dot{m}_{17}^{ORC} (h_{18}^{ORC} - h_{19}^{ORC}) \quad (C.105)$$

$$T_{18}^{ORC} = T(\acute{a}gua; h_{18}^{ORC}; P_{18}^{ORC}) \quad (C.106)$$

Similar ao ponto 18, a entalpia específica do ponto 20 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no economizador do CBT. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (C.107), (C.108) e (C.109).

$$P_{20}^{ORC} = P_a \quad (C.107)$$

$$\dot{m}_b^{ORC} (h_{21}^{ORC} - h_{28}^{ORC}) = \dot{m}_{17}^{ORC} (h_{19}^{ORC} - h_{20}^{ORC}) \quad (C.108)$$

$$T_{20}^{ORC} = T(\acute{a}gua; h_{20}^{ORC}; P_{20}^{ORC}) \quad (C.109)$$

O estado termodinâmico da água que entra e sai do condensador do CBT (ponto 35 e 36) são dados pelas Equações (C.110), (C.111), (C.112), (C.113), (C.114) e (C.115).

$$P_{35}^{ORC} = P_{cond} \quad (C.110)$$

$$T_{35}^{ORC} = T_{cond,e} \quad (C.111)$$

$$h_{35}^{ORC} = h(\acute{a}gua; T_{35}^{ORC}; P_{35}^{ORC}) \quad (C.112)$$

$$P_{36}^{ORC} = P_{cond} \quad (C.113)$$

$$T_{36}^{ORC} = T_{cond,s} \quad (C.114)$$

$$h_{36}^{ORC} = h(\acute{a}gua; T_{36}^{ORC}; P_{36}^{ORC}) \quad (C.115)$$

Aplicando um balanço de energia no condensador do CBT se obtém pela Equação (C.116) a vazão mássica da água de condensação ($\dot{m}_{cond_b}^{ORC}$).

$$\dot{m}_b^{ORC} (h_{25}^{ORC} - h_{26}^{ORC}) = \dot{m}_{cond_b}^{ORC} (h_{36}^{ORC} - h_{35}^{ORC}) \quad (C.116)$$

As taxas de transferência de calor nos trocadores de calor do CBT são dadas pelas Equações (C.117), (C.118), (C.119), (C.120) e (C.121).

$$\dot{Q}_{eco_b}^{ORC} = \dot{m}_b^{ORC} (h_{21}^{ORC} - h_{28}^{ORC}) \quad (C.117)$$

$$\dot{Q}_{evap_b}^{ORC} = \dot{m}_b^{ORC} (h_{22}^{ORC} - h_{21}^{ORC}) \quad (C.118)$$

$$\dot{Q}_{sup_b}^{ORC} = \dot{m}_b^{ORC} (h_{23}^{ORC} - h_{22}^{ORC}) \quad (C.119)$$

$$\dot{Q}_{reg_b}^{ORC} = \dot{m}_b^{ORC} (h_{24}^{ORC} - h_{25}^{ORC}) \quad (C.120)$$

$$\dot{Q}_{cond_b}^{ORC} = \dot{m}_b^{ORC} (h_{25}^{ORC} - h_{26}^{ORC}) \quad (C.121)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica (*DTML*) é adotado nesta modelagem para cálculo das áreas dos trocadores de calor. As Equações (C.122), (C.123), (C.124), (C.125) e (C.126) fornecem o *DTML* para cada trocador de calor do CBT.

$$DTML_{eco_b}^{ORC} = \frac{\left[(T_{19}^{ORC} - T_{21}^{ORC}) - (T_{20}^{ORC} - T_{28}^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{19}^{ORC} - T_{21}^{ORC})}{(T_{20}^{ORC} - T_{28}^{ORC})} \right]} \quad (C.122)$$

$$DTML_{evap_b}^{ORC} = \frac{\left[(T_{18}^{ORC} - T_{22}^{ORC}) - (T_{19}^{ORC} - T_{21}^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{18}^{ORC} - T_{22}^{ORC})}{(T_{19}^{ORC} - T_{21}^{ORC})} \right]} \quad (C.123)$$

$$DTML_{sup_b}^{ORC} = \frac{\left[(T_{17}^{ORC} - T_{23}^{ORC}) - (T_{18}^{ORC} - T_{22}^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{17}^{ORC} - T_{23}^{ORC})}{(T_{18}^{ORC} - T_{22}^{ORC})} \right]} \quad (C.124)$$

$$DTML_{reg_b}^{ORC} = \frac{\left[(T_{24}^{ORC} - T_{28}^{ORC}) - (T_{25}^{ORC} - T_{27}^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{24}^{ORC} - T_{28}^{ORC})}{(T_{25}^{ORC} - T_{27}^{ORC})} \right]} \quad (C.125)$$

$$DTML_{cond_b}^{ORC} = \frac{\left[(T_{25}^{ORC} - T_{36}^{ORC}) - (T_{26}^{ORC} - T_{35}^{ORC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{25}^{ORC} - T_{36}^{ORC})}{(T_{26}^{ORC} - T_{35}^{ORC})} \right]} \quad (C.126)$$

As áreas dos trocadores de calor do CBT são dadas pelas Equações (C.127), (C.128), (C.129), (C.130) e (C.131).

$$A_{eco_b}^{ORC} = \frac{\dot{m}_b^{ORC} (h_{21}^{ORC} - h_{28}^{ORC})}{U_{eco_b}^{ORC} \cdot DTML_{eco_b}^{ORC}} \quad (C.127)$$

$$A_{evap_b}^{ORC} = \frac{\dot{m}_b^{ORC} (h_{22}^{ORC} - h_{21}^{ORC})}{U_{evap_b}^{ORC} \cdot DTML_{evap_b}^{ORC}} \quad (C.128)$$

$$A_{sup_b}^{ORC} = \frac{\dot{m}_b^{ORC} (h_{23}^{ORC} - h_{22}^{ORC})}{U_{sup_b}^{ORC} \cdot DTML_{sup_b}^{ORC}} \quad (C.129)$$

$$A_{reg_b}^{ORC} = \frac{\dot{m}_b^{ORC} (h_{24}^{ORC} - h_{25}^{ORC})}{U_{reg_b}^{ORC} \cdot DTML_{reg_b}^{ORC}} \quad (C.130)$$

$$A_{cond_b}^{ORC} = \frac{\dot{m}_b^{ORC} (h_{25}^{ORC} - h_{26}^{ORC})}{U_{cond_b}^{ORC} \cdot DTML_{cond_b}^{ORC}} \quad (C.131)$$

A potência requerida pela bomba e gerada pela turbina (expansor) no CBT pode ser estimada pelas Equações (C.132) e (C.133), respectivamente.

$$\dot{W}_{b_b}^{ORC} = \dot{m}_b^{ORC} (h_{27}^{ORC} - h_{26}^{ORC}) \quad (C.132)$$

$$\dot{W}_{t_b}^{ORC} = \dot{m}_b^{ORC} (h_{23}^{ORC} - h_{24}^{ORC}) \quad (C.133)$$

A água do motor após ser utilizada no CAT e CBT é enviada para resfriamento no radiador. A pressão, entalpia específica e temperatura desta água são determinadas pelas Equações (C.134), (C.135) e (C.136).

$$P_{30}^{ORC} = P_a \quad (C.134)$$

$$h_{30}^{ORC} = y_{pa_a}^{ORC} h_{16}^{ORC} + (1 - y_{pa_a}^{ORC}) h_{20}^{ORC} \quad (C.135)$$

$$T_{30}^{ORC} = h(\text{água}; h_{30}^{ORC}; P_{30}^{ORC}) \quad (C.136)$$

A potência líquida, a quantidade de calor recebida e a eficiência energética da superestrutura ORC podem ser obtidas pelas Equações (C.137), (C.138) e (C.139).

$$\dot{W}_{liq}^{ORC} = (\dot{W}_{t_a}^{ORC} + \dot{W}_{t_b}^{ORC}) - (\dot{W}_{b_a}^{ORC} + \dot{W}_{b_b}^{ORC}) - \dot{W}_{TR} \quad (C.137)$$

$$\dot{Q}_{rec}^{ORC} = \dot{Q}_{pa_a}^{ORC} + \dot{Q}_{eco_a}^{ORC} + \dot{Q}_{evap_a}^{ORC} + \dot{Q}_{sup_a}^{ORC} + \dot{Q}_{eco_b}^{ORC} + \dot{Q}_{evap_b}^{ORC} + \dot{Q}_{sup_b}^{ORC} \quad (C.138)$$

$$\eta^{ORC} = \frac{\dot{W}_{liq}^{ORC}}{\dot{Q}_{rec}^{ORC}} \quad (C.139)$$

APÊNDICE D - MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO KALINA QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC-KC

Neste Apêndice são descritas as equações da modelagem termodinâmica da superestrutura de ciclo Kalina (KC) que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC apresentada na Seção 3.2. Os parâmetros e variáveis de decisão considerados no desenvolvimento desta modelagem são apresentados na Tabela D.1 e Tabela D.2. As siglas CAT, CBT e NH_3H_2O significam ciclo de alta temperatura, ciclo de baixa temperatura e mistura água-amônia utilizada como fluido de trabalho, respectivamente.

Tabela D.1 - Parâmetros da modelagem termodinâmica da superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC.

Parâmetro	Símbolo
Rendimento isentrópico da bomba	η_B^{KC}
Rendimento isentrópico da turbina	η_T^{KC}
Coeficiente global de transferência de calor no economizador do CAT	$U_{eco_a}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador do CAT	$U_{evap_a}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no superaquecedor do CAT	$U_{sup_a}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no regenerador do CAT	$U_{reg_a}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no pré-aquecedor do CAT	$U_{pa_a}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no condensador do CAT	$U_{cond_a}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no economizador do CBT	$U_{eco_b}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador do CBT	$U_{evap_b}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no regenerador do CBT	$U_{reg_b}^{KC}$
Coeficiente global de transferência de calor no condensador do CBT	$U_{cond_b}^{KC}$
Vazão dos gases de exaustão	$\dot{m}_g$
Temperatura dos gases de exaustão	T_g
Pressão dos gases de exaustão	P_g

Parâmetro	Símbolo
Concentração molar de CO ₂	y_{CO_2}
Concentração molar de H ₂ O	y_{H_2O}
Concentração molar de O ₂	y_{O_2}
Concentração molar de Ar	y_{Ar}
Concentração molar de N ₂	y_{N_2}
Concentração molar de SO ₂	y_{SO_2}
Vazão da água de resfriamento do motor	$\dot{m}_a$
Temperatura da água de resfriamento do motor	T_a
Pressão da água de resfriamento do motor	P_a
Temperatura da água de condensação na entrada dos condensadores	$T_{cond,e}$
Temperatura da água de condensação na saída dos condensadores	$T_{cond,s}$
Pressão da água de condensação	P_{cond}

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela D.2 - Variáveis de decisão da modelagem termodinâmica da superestrutura KC que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC.

Ciclo de Alta Temperatura (CAT)	
Variável de Decisão	Símbolo
Fração mássica de água do pré-aquecedor	$y_{pa_a}^{KC}$
Concentração de amônia	c_a^{KC}
Temperatura de evaporação	$T_{evap_a}^{KC}$
Temperatura de <i>Pinch Point</i>	$\Delta T_{pp_a}^{KC}$
Superaquecimento	$\Delta T_{sup_a}^{KC}$
Efetividade do regenerador	$\varepsilon_{reg_a}^{KC}$
Efetividade do pré-aquecedor	$\varepsilon_{pa_a}^{KC}$
Temperatura de condensação	$T_{cond_a}^{KC}$

Ciclo de Baixa Temperatura (CBT)	
Variável de Decisão	Símbolo
Concentração de amônia	c_b^{KC}
Temperatura de evaporação	$T_{evap_b}^{KC}$
Temperatura de <i>Pinch Point</i>	$\Delta T_{pp_b}^{KC}$
Temperatura do separador	$T_{sep_b}^{KC}$
Efetividade do regenerador	$\varepsilon_{reg_b}^{KC}$
Temperatura de condensação	$T_{cond_b}^{KC}$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Dado que o fluido de trabalho possui concentração de amônia conhecida em todo o CAT (c_a^{KC}) e que na saída do economizador (ponto 1) encontra-se como líquido saturado ($x_1^{KC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de evaporação ($T_1^{KC} = T_{evap_a}^{KC}$), a pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (D.1) e (D.2).

$$P_1^{KC} = P(NH_3H_2O; c_a^{KC}; T_1^{KC}; x_1^{KC}) \quad (D.1)$$

$$h_1^{KC} = h(NH_3H_2O; c_a^{KC}; T_1^{KC}; x_1^{KC}) \quad (D.2)$$

No ponto 2 o fluido de trabalho se encontra como vapor saturado ($x_2^{KC} = 1$). A pressão, temperatura e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (D.3), (D.4) e (D.5).

$$P_2^{KC} = P_1^{KC} \quad (D.3)$$

$$T_2^{KC} = T(NH_3H_2O; c_a^{KC}; P_2^{KC}; x_2^{KC}) \quad (D.4)$$

$$h_2^{KC} = h(NH_3H_2O; c_a^{KC}; P_2^{KC}; x_2^{KC}) \quad (D.5)$$

Na saída do superaquecedor do CAT (ponto 3) os valores da temperatura, pressão e entalpia específica são dados pelas Equações (D.6), (D.7) e (D.8).

$$T_3^{KC} = T_2^{KC} + \Delta T_{\text{sup}_a}^{KC} \quad (\text{D.6})$$

$$P_3^{KC} = P_2^{KC} \quad (\text{D.7})$$

$$h_3^{KC} = h(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; c_a^{KC}; T_3^{KC}; P_3^{KC}) \quad (\text{D.8})$$

Na saída do condensador do CAT o fluido de trabalho se encontra como líquido saturado ($x_6^{KC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de condensação do CAT ($T_6^{KC} = T_{\text{cond}_a}^{KC}$). Deste modo, sua pressão e entalpia específica são dadas pelas Equações (D.9) e (D.10).

$$P_6^{KC} = P(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; c_a^{KC}; T_6^{KC}; x_6^{KC}) \quad (\text{D.9})$$

$$h_6^{KC} = h(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; c_a^{KC}; T_6^{KC}; x_6^{KC}) \quad (\text{D.10})$$

Na saída da bomba do CAT o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (D.11), (D.12) e (D.13). O termo $h_{7,\text{iso}}^{KC}$ representa a entalpia que o fluido de trabalho teria no ponto 7 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{7,\text{iso}}^{KC} = h(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; c_a^{KC}; P_7^{KC}; s_7^{KC} = s_6^{KC})$).

$$P_7^{KC} = P_1^{KC} \quad (\text{D.11})$$

$$h_7^{KC} = h_6^{KC} + (h_{7,\text{iso}}^{KC} - h_6^{KC}) / \eta_B^{KC} \quad (\text{D.12})$$

$$T_7^{KC} = T(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; c_a^{KC}; P_7^{KC}; h_7^{KC}) \quad (\text{D.13})$$

A água que entra no pré-aquecedor do CAT possui o mesmo estado termodinâmico da água de resfriamento do motor. A temperatura, pressão e entalpia específica desta água podem ser obtidas pelas Equações (D.14), (D.15) e (D.16). Entretanto sua vazão mássica corresponde a uma fração da água de resfriamento do motor e pode ser obtida pela Equação (D.17).

$$P_{15}^{KC} = P_a \quad (\text{D.14})$$

$$T_{15}^{KC} = T_a \quad (D.15)$$

$$h_{15}^{KC} = h(\acute{a}gua; T_{15}^{KC}; P_{15}^{KC}) \quad (D.16)$$

$$\dot{m}_{15}^{KC} = y_{pa_a}^{KC} \dot{m}_a \quad (D.17)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no pré-aquecedor do CAT se obtém por meio da Equação (D.18) a temperatura no ponto 8. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (D.19) e (D.20).

$$\varepsilon_{pa_a}^{KC} = \frac{(T_8^{KC} - T_7^{KC})}{(T_{15}^{KC} - T_7^{KC})} \quad (D.18)$$

$$P_8^{KC} = P_7^{KC} \quad (D.19)$$

$$h_8^{KC} = h(NH_3H_2O; c_a^{KC}; T_8^{KC}; P_8^{KC}) \quad (D.20)$$

Na saída da turbina do CAT o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (D.21), (D.22) e (D.23). O termo $h_{4,iso}^{KC}$ representa a entalpia que o fluido de trabalho teria no ponto 4 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{4,iso}^{KC} = h(NH_3H_2O; c_a^{KC}; P_4^{KC}; s_4^{KC} = s_3^{KC})$).

$$P_4^{KC} = P_6^{KC} \quad (D.21)$$

$$h_4^{KC} = h_3^{KC} - (h_3^{KC} - h_{4,iso}^{KC}) \eta_T^{KC} \quad (D.22)$$

$$T_4^{KC} = T(NH_3H_2O; c_a^{KC}; P_4^{KC}; h_4^{KC}) \quad (D.23)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no regenerador do CAT se obtém por meio da Equação (D.24) a temperatura no ponto 9. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (D.25) e (D.26).

$$\varepsilon_{reg_a}^{KC} = \frac{(T_9^{KC} - T_8^{KC})}{(T_4^{KC} - T_8^{KC})} \quad (D.24)$$

$$P_9^{KC} = P_7^{KC} \quad (D.25)$$

$$h_9^{KC} = h(NH_3H_2O; c_a^{KC}; T_9^{KC}; P_9^{KC}) \quad (D.26)$$

Realizando um balanço de energia no regenerador do CAT se obtém por meio da Equação (D.27) a entalpia específica no ponto 5. A pressão e temperatura neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (D.28) e (D.29).

$$h_4^{KC} - h_5^{KC} = h_9^{KC} - h_8^{KC} \quad (D.27)$$

$$P_5^{KC} = P_4^{KC} \quad (D.28)$$

$$T_5^{KC} = T(NH_3H_2O; c_a^{KC}; P_5^{KC}; h_5^{KC}) \quad (D.29)$$

Dada a temperatura e composição molar dos gases de exaustão as Equações (D.30), (D.31) e (D.32) podem ser utilizadas para estimarem a entalpia específica de cada elemento químico da mistura de gases, a massa molecular e a entalpia específica da mistura. Para estas equações o símbolo M representa massa molar e i o elemento químico da mistura ($CO_2, H_2O, O_2, Ar, N_2, SO_2$).

$$h_i = h(i; T) \quad (D.30)$$

$$M_g = \sum y_i \cdot M_i \quad (D.31)$$

$$h_g = \left(\sum y_i \cdot h_i \cdot M_i \right) / M_g \quad (D.32)$$

Na entrada do superaquecedor do CAT (ponto 11) a pressão, temperatura e entalpia específica dos gases são dadas pelas Equações (D.33), (D.34) e (D.35).

$$P_{11}^{KC} = P_g \quad (D.33)$$

$$T_{11}^{KC} = T_g \quad (D.34)$$

$$h_{11}^{KC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{11}^{KC}) . M_i \right) / M_g \quad (D.35)$$

Dada a temperatura de *Pinch Point* pode-se estimar a temperatura e entalpia específica dos gases na saída do evaporador (ponto 13) do CAT. A pressão, temperatura e entalpia específica neste ponto são dadas pelas Equações (D.36), (D.37) e (D.38).

$$P_{13}^{KC} = P_g \quad (D.36)$$

$$T_{13}^{KC} = T_{evap_a}^{KC} + \Delta T_{pp_a}^{KC} \quad (D.37)$$

$$h_{13}^{KC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{13}^{KC}) . M_i \right) / M_g \quad (D.38)$$

A vazão mássica do fluido do CAT ($\dot{m}_a^{KC}$) pode ser obtida pela Equação (D.39) por meio de um balanço de energia em um volume de controle contendo o superaquecedor e o evaporador do CAT.

$$\dot{m}_a^{KC} (h_3^{KC} - h_1^{KC}) = \dot{m}_g (h_{11}^{KC} - h_{13}^{KC}) \quad (D.39)$$

Um balanço de energia no evaporador do CAT determina a entalpia específica no ponto 12 e consequentemente sua temperatura. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (D.40), (D.41) e (D.42).

$$P_{12}^{KC} = P_g \quad (D.40)$$

$$\dot{m}_a^{KC} (h_2^{KC} - h_1^{KC}) = \dot{m}_g (h_{12}^{KC} - h_{13}^{KC}) \quad (D.41)$$

$$h_{12}^{KC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{12}^{KC}) . M_i \right) / M_g \quad (D.42)$$

Similar ao ponto 12, a entalpia específica do ponto 14 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no economizador do CAT. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (D.43), (D.44) e (D.45).

$$P_{14}^{KC} = P_g \quad (D.43)$$

$$\dot{m}_a^{KC} (h_1^{KC} - h_9^{KC}) = \dot{m}_g (h_{13}^{KC} - h_{14}^{KC}) \quad (D.44)$$

$$h_{14}^{KC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{14}^{KC}) . M_i \right) / M_g \quad (D.45)$$

Aplicando um balanço de energia no pré-aquecedor do CAT pode ser obtida a entalpia específica da água na saída deste equipamento (ponto 16). As Equações (D.46), (D.47) e (D.48) determinam a pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto.

$$P_{16}^{KC} = P_a \quad (D.46)$$

$$\dot{m}_a^{KC} (h_8^{KC} - h_7^{KC}) = \dot{m}_{15}^{KC} (h_{15}^{KC} - h_{16}^{KC}) \quad (D.47)$$

$$T_{16}^{KC} = T(\text{água}; P_{16}^{KC}; h_{16}^{KC}) \quad (D.48)$$

O estado termodinâmico da água que entra e sai do condensador do CAT (ponto 33 e 34) são dados pelas Equações (D.49), (D.50), (D.51), (D.52), (D.53) e (D.54).

$$P_{33}^{KC} = P_{cond} \quad (D.49)$$

$$T_{33}^{KC} = T_{cond,e} \quad (D.50)$$

$$h_{33}^{KC} = h(\text{água}; T_{33}^{KC}; P_{33}^{KC}) \quad (D.51)$$

$$P_{34}^{KC} = P_{cond} \quad (D.52)$$

$$T_{34}^{KC} = T_{cond,s} \quad (D.53)$$

$$h_{34}^{KC} = h(\text{água}; T_{34}^{KC}; P_{34}^{KC}) \quad (D.54)$$

Aplicando um balanço de energia no condensador do CAT se obtém pela Equação (D.55) a vazão mássica da água de condensação ($\dot{m}_{cond_a}^{KC}$).

$$\dot{m}_a^{KC} (h_5^{KC} - h_6^{KC}) = \dot{m}_{cond_a}^{KC} (h_{34}^{KC} - h_{33}^{KC}) \quad (D.55)$$

As taxas de transferência de calor nos trocadores de calor do CAT são dadas pelas Equações (D.56), (D.57), (D.58), (D.59), (D.60) e (D.61).

$$\dot{Q}_{eco_a}^{KC} = \dot{m}_a^{KC} (h_1^{KC} - h_9^{KC}) \quad (D.56)$$

$$\dot{Q}_{evap_a}^{KC} = \dot{m}_a^{KC} (h_2^{KC} - h_1^{KC}) \quad (D.57)$$

$$\dot{Q}_{sup_a}^{KC} = \dot{m}_a^{KC} (h_3^{KC} - h_2^{KC}) \quad (D.58)$$

$$\dot{Q}_{reg_a}^{KC} = \dot{m}_a^{KC} (h_4^{KC} - h_5^{KC}) \quad (D.59)$$

$$\dot{Q}_{cond_a}^{KC} = \dot{m}_a^{KC} (h_5^{KC} - h_6^{KC}) \quad (D.60)$$

$$\dot{Q}_{pa_a}^{KC} = \dot{m}_a^{KC} (h_8^{KC} - h_7^{KC}) \quad (D.61)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica (*DTML*) é adotado nesta modelagem para cálculo das áreas dos trocadores de calor. As Equações (D.62), (D.63), (D.64), (D.65), (D.66) e (D.67) fornecem o *DTML* para cada trocador de calor do CAT.

$$DTML_{eco_a}^{KC} = \frac{\left[(T_{13}^{KC} - T_1^{KC}) - (T_{14}^{KC} - T_9^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{13}^{KC} - T_1^{KC})}{(T_{14}^{KC} - T_9^{KC})} \right]} \quad (D.62)$$

$$DTML_{evap_a}^{KC} = \frac{\left[(T_{12}^{KC} - T_2^{KC}) - (T_{13}^{KC} - T_1^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{12}^{KC} - T_2^{KC})}{(T_{13}^{KC} - T_1^{KC})} \right]} \quad (D.63)$$

$$DTML_{sup_a}^{KC} = \frac{\left[(T_{11}^{KC} - T_3^{KC}) - (T_{12}^{KC} - T_2^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{11}^{KC} - T_3^{KC})}{(T_{12}^{KC} - T_2^{KC})} \right]} \quad (D.64)$$

$$DTML_{reg_a}^{KC} = \frac{\left[(T_4^{KC} - T_9^{KC}) - (T_5^{KC} - T_8^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_4^{KC} - T_9^{KC})}{(T_5^{KC} - T_8^{KC})} \right]} \quad (D.65)$$

$$DTML_{cond_a}^{KC} = \frac{\left[(T_5^{KC} - T_{34}^{KC}) - (T_6^{KC} - T_{33}^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_5^{KC} - T_{34}^{KC})}{(T_6^{KC} - T_{33}^{KC})} \right]} \quad (D.66)$$

$$DTML_{pa_a}^{KC} = \frac{\left[(T_{15}^{KC} - T_8^{KC}) - (T_{16}^{KC} - T_7^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{15}^{KC} - T_8^{KC})}{(T_{16}^{KC} - T_7^{KC})} \right]} \quad (D.67)$$

As áreas dos trocadores de calor do CAT são dadas pelas Equações (D.68), (D.69), (D.70), (D.71), (D.72) e (D.73).

$$A_{eco_a}^{KC} = \frac{\dot{m}_a^{KC} (h_1^{KC} - h_9^{KC})}{U_{eco_a}^{KC} \cdot DTML_{eco_a}^{KC}} \quad (D.68)$$

$$A_{evap_a}^{KC} = \frac{\dot{m}_a^{KC} (h_2^{KC} - h_1^{KC})}{U_{evap_a}^{KC} \cdot DTML_{evap_a}^{KC}} \quad (D.69)$$

$$A_{sup_a}^{KC} = \frac{\dot{m}_a^{KC} (h_3^{KC} - h_2^{KC})}{U_{sup_a}^{KC} \cdot DTML_{sup_a}^{KC}} \quad (D.70)$$

$$A_{reg_a}^{KC} = \frac{\dot{m}_a^{KC} (h_4^{KC} - h_5^{KC})}{U_{reg_a}^{KC} \cdot DTML_{reg_a}^{KC}} \quad (D.71)$$

$$A_{cond_a}^{KC} = \frac{\dot{m}_a^{KC} (h_5^{KC} - h_6^{KC})}{U_{cond_a}^{KC} \cdot DTML_{cond_a}^{KC}} \quad (D.72)$$

$$A_{pa_a}^{KC} = \frac{\dot{m}_a^{KC} (h_8^{KC} - h_7^{KC})}{U_{pa_a}^{KC} \cdot DTML_{pa_a}^{KC}} \quad (D.73)$$

A potência requerida pela bomba e gerada pela turbina (expansor) no CAT podem ser estimadas pelas Equações (D.74) e (D.75).

$$\dot{W}_{b_a}^{KC} = \dot{m}_a^{KC} (h_7^{KC} - h_6^{KC}) \quad (D.74)$$

$$\dot{W}_{t_a}^{KC} = \dot{m}_a^{KC} (h_3^{KC} - h_4^{KC}) \quad (D.75)$$

Parte da modelagem física do ciclo de baixa temperatura é similar ao ciclo de alta temperatura. Dado que o fluido de trabalho no economizador possui concentração de amônia conhecida ($c_{21}^{KC} = c_b^{KC}$), encontra-se como líquido saturado ($x_{21}^{KC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de evaporação ($T_{21}^{KC} = T_{evap_b}^{KC}$), a pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (D.76) e (D.77).

$$P_{21}^{KC} = P(NH_3H_2O; c_b^{KC}; T_{21}^{KC}; x_{21}^{KC}) \quad (D.76)$$

$$h_{21}^{KC} = h(NH_3H_2O; c_b^{KC}; T_{21}^{KC}; x_{21}^{KC}) \quad (D.77)$$

No ponto 22 o fluido de trabalho possui concentração de amônia conhecida ($c_{22}^{KC} = c_b^{KC}$). A pressão, temperatura e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (D.78), (D.79) e (D.80).

$$P_{22}^{KC} = P_{21}^{KC} \quad (D.78)$$

$$T_{22}^{KC} = T_{sep_b}^{KC} \quad (D.79)$$

$$h_{22}^{KC} = h(NH_3H_2O; c_b^{KC}; P_{22}^{KC}; T_{22}^{KC}) \quad (D.80)$$

No separador do CBT parte da solução de amônia é encaminhada para turbina (ponto 23) e a outra parte é direcionada ao regenerador (ponto 25). Os valores da temperatura, pressão, entalpia específica e concentração de amônia nestes pontos são dados pelas Equações (D.81), (D.82), (D.83), (D.84), (D.85), (D.86), (D.87) e (D.88).

$$T_{23}^{KC} = T_{22}^{KC} \quad (D.81)$$

$$P_{23}^{KC} = P_{22}^{KC} \quad (D.82)$$

$$c_{23}^{KC} = c(NH_3H_2O; T_{23}^{KC}; P_{23}^{KC}; x_{23}^{KC} = 1) \quad (D.83)$$

$$h_{23}^{KC} = h(NH_3H_2O; T_{23}^{KC}; P_{23}^{KC}; x_{23}^{KC} = 1) \quad (D.84)$$

$$T_{25}^{KC} = T_{22}^{KC} \quad (D.85)$$

$$P_{25}^{KC} = P_{22}^{KC} \quad (D.86)$$

$$c_{25}^{KC} = c(NH_3H_2O; T_{25}^{KC}; P_{25}^{KC}; x_{25}^{KC} = 0) \quad (D.87)$$

$$h_{25}^{KC} = h(NH_3H_2O; T_{25}^{KC}; P_{25}^{KC}; x_{25}^{KC} = 0) \quad (D.88)$$

Sendo a vazão mássica encaminhada à turbina uma fração da vazão mássica do CBT ($\dot{m}_{23}^{KC} = y_{sep_b}^{KC} \cdot \dot{m}_{22}^{KC}$), o balanço de energia no separador dado pela Equação (D.89) pode determinar a fração da vazão mássica encaminhada à turbina ($y_{sep_b}^{KC}$).

$$y_{sep_b}^{KC} \cdot h_{23}^{KC} + (1 - y_{sep_b}^{KC}) \cdot h_{25}^{KC} = h_{22}^{KC} \quad (D.89)$$

Na saída do condensador do CBT o fluido de trabalho se encontra como líquido saturado ($x_{29}^{KC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de condensação do CBT ($T_{29}^{KC} = T_{cond_b}^{KC}$). Deste modo sua concentração de amônia, pressão e entalpia específica são dadas pelas Equações (D.91), (D.92) e (D.93).

$$c_{29}^{KC} = c_b^{KC} \quad (D.90)$$

$$P_{29}^{KC} = P(NH_3H_2O; c_{29}^{KC}; T_{29}^{KC}; x_{29}^{KC}) \quad (D.91)$$

$$h_{29}^{KC} = h(NH_3H_2O; c_{29}^{KC}; T_{29}^{KC}; x_{29}^{KC}) \quad (D.92)$$

Na saída da bomba do CBT o fluido de trabalho possui concentração de amônia, pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (D.93), (D.94), (D.95) e (D.96). O termo $h_{30,iso}^{KC}$ representa a entalpia que o fluido de trabalho teria no ponto 30 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{30,iso}^{KC} = h(NH_3H_2O; c_b^{KC}; P_{30}^{KC}; s_{30}^{KC} = s_{29}^{KC})$).

$$c_{30}^{KC} = c_b^{KC} \quad (D.93)$$

$$P_{30}^{KC} = P_{21}^{KC} \quad (D.94)$$

$$h_{30}^{KC} = h_{29}^{KC} + (h_{30,iso}^{KC} - h_{29}^{KC}) / \eta_B^{KC} \quad (D.95)$$

$$T_{30}^{KC} = T(NH_3H_2O; c_{30}^{KC}; P_{30}^{KC}; h_{30}^{KC}) \quad (D.96)$$

Na saída da turbina do CBT o fluido de trabalho possui concentração de amônia, pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (D.97), (D.98), (D.99) e (D.100). O termo $h_{24,iso}^{KC}$ representa a entalpia que o fluido de trabalho teria no ponto 24 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{24,iso}^{KC} = h(NH_3H_2O; c_{24}^{KC}; P_{24}^{KC}; s_{24}^{KC} = s_{23}^{KC})$).

$$c_{24}^{KC} = c_{23}^{KC} \quad (D.97)$$

$$P_{24}^{KC} = P_{29}^{KC} \quad (D.98)$$

$$h_{24}^{KC} = h_{23}^{KC} - (h_{23}^{KC} - h_{24,iso}^{KC}) \cdot \eta_T^{KC} \quad (D.99)$$

$$T_{24}^{KC} = T(NH_3H_2O; c_{24}^{KC}; P_{24}^{KC}; h_{24}^{KC}) \quad (D.100)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no regenerador do CBT se obtém por meio da Equação (D.101) a temperatura no ponto 26. A concentração de amônia, pressão e entalpia específica neste ponto pode ser determinada pelas Equações (D.102), (D.103) e (D.104).

$$\varepsilon_{reg_b}^{KC} = \frac{(T_{25}^{KC} - T_{26}^{KC})}{(T_{25}^{KC} - T_{30}^{KC})} \quad (D.101)$$

$$c_{26}^{KC} = c_{25}^{KC} \quad (D.102)$$

$$P_{26}^{KC} = P_{25}^{KC} \quad (D.103)$$

$$h_{26}^{KC} = h(NH_3H_2O; c_{26}^{KC}; T_{26}^{KC}; P_{26}^{KC}) \quad (D.104)$$

Após o fluido de trabalho sair do regenerador, este é encaminhado a uma válvula de expansão. A concentração, pressão, entalpia específica e temperatura após a válvula de expansão podem ser dadas pelas Equações (D.105), (D.106), (D.107) e (D.108)

$$c_{27}^{KC} = c_{26}^{KC} \quad (D.105)$$

$$P_{27}^{KC} = P_{26}^{KC} \quad (D.106)$$

$$h_{27}^{KC} = h_{26}^{KC} \quad (D.107)$$

$$T_{27}^{KC} = T(NH_3H_2O; c_{27}^{KC}; P_{27}^{KC}; h_{27}^{KC}) \quad (D.108)$$

Um balanço de energia na junção dos fluxos do fluido de trabalho proveniente da turbina e da válvula de expansão determina por meio da Equação (D.109) a entalpia específica no ponto 28. A pressão, concentração de amônia e a temperatura deste ponto podem ser dadas pelas Equações (D.110), (D.111) e (D.112).

$$(1 - y_{sep_b}^{KC}) \cdot h_{27}^{KC} + y_{sep_b}^{KC} \cdot h_{24}^{KC} = h_{28}^{KC} \quad (D.109)$$

$$P_{28}^{KC} = P_{27}^{KC} \quad (D.110)$$

$$c_{28}^{KC} = c_b^{KC} \quad (D.111)$$

$$T_{28}^{KC} = T(NH_3H_2O; c_{28}^{KC}; P_{28}^{KC}; h_{28}^{KC}) \quad (D.112)$$

A entalpia específica do ponto 31 pode ser obtida pela Equação (D.113) por meio de um balanço de energia no regenerador. A concentração de amônia, pressão e temperatura neste ponto podem ser dadas pelas Equações (D.114), (D.115) e (D.116).

$$h_{31}^{KC} - h_{30}^{KC} = (1 - y_{sep_b}^{KC}) \cdot (h_{25}^{KC} - h_{26}^{KC}) \quad (D.113)$$

$$c_{31}^{KC} = c_{30}^{KC} \quad (D.114)$$

$$P_{31}^{KC} = P_{30}^{KC} \quad (D.115)$$

$$T_{31}^{KC} = T(NH_3H_2O; c_{31}^{KC}; P_{31}^{KC}; h_{31}^{KC}) \quad (D.116)$$

A água que entra no evaporador do CBT (ponto 17) possui o mesmo estado termodinâmico da água de resfriamento do motor. A temperatura, pressão e entalpia específica desta água podem ser obtidas pelas Equações (D.117), (D.118) e (D.119). Entretanto sua vazão mássica corresponde a diferença entre a vazão de água do motor e a fração de água enviada ao pré-aquecedor. Esta vazão pode ser obtida pela Equação (D.120).

$$P_{17}^{KC} = P_a \quad (D.117)$$

$$T_{17}^{KC} = T_a \quad (D.118)$$

$$h_{17}^{KC} = h(\text{água}; T_{17}^{KC}; P_{17}^{KC}) \quad (D.119)$$

$$\dot{m}_{17}^{KC} = (1 - y_{pa_a}^{KC}) \cdot \dot{m}_a \quad (D.120)$$

Dada a temperatura de *Pinch Point* pode-se estimar a temperatura e entalpia específica da água na saída do evaporador (ponto 18) do CBT. A pressão, temperatura e entalpia específica neste ponto são dadas pelas Equações (D.121), (D.122) e (D.123).

$$P_{18}^{KC} = P_a \quad (D.121)$$

$$T_{18}^{KC} = T_{evap_b}^{KC} + \Delta T_{pp_b}^{KC} \quad (D.122)$$

$$h_{18}^{KC} = h(\acute{a}gua; T_{18}^{KC}; P_{18}^{KC}) \quad (D.123)$$

A vazão mássica do fluido de trabalho do CBT ($\dot{m}_b^{KC}$) pode ser obtida pela Equação (D.124) por meio de um balanço de energia no evaporador do CBT.

$$\dot{m}_b^{KC} (h_{22}^{KC} - h_{21}^{KC}) = \dot{m}_{17}^{KC} (h_{17}^{KC} - h_{18}^{KC}) \quad (D.124)$$

Um balanço de energia no economizador do CBT determina a entalpia específica no ponto 19 e consequentemente sua temperatura. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (D.125), (D.126) e (D.127).

$$P_{19}^{KC} = P_a \quad (D.125)$$

$$\dot{m}_b^{KC} (h_{21}^{KC} - h_{31}^{KC}) = \dot{m}_{17}^{KC} (h_{18}^{KC} - h_{19}^{KC}) \quad (D.126)$$

$$T_{19}^{KC} = T(\acute{a}gua; h_{19}^{KC}; P_{19}^{KC}) \quad (D.127)$$

O estado termodinâmico da água que entra e sai do condensador do CBT (ponto 35 e 36) são dados pelas Equações (D.128), (D.129), (D.130), (D.131), (D.132) e (D.133).

$$P_{35}^{KC} = P_{cond} \quad (D.128)$$

$$T_{35}^{KC} = T_{cond,e} \quad (D.129)$$

$$h_{35}^{KC} = h(\acute{a}gua; T_{35}^{KC}; P_{35}^{KC}) \quad (D.130)$$

$$P_{36}^{KC} = P_{cond} \quad (D.131)$$

$$T_{36}^{KC} = T_{cond,s} \quad (D.132)$$

$$h_{36}^{KC} = h(\acute{a}gua; T_{36}^{KC}; P_{36}^{KC}) \quad (D.133)$$

Aplicando um balanço de energia no condensador do CBT se obtém pela Equação (D.134) a vazão mássica da água de condensação ($\dot{m}_{cond_b}^{KC}$).

$$\dot{m}_b^{KC} (h_{28}^{KC} - h_{29}^{KC}) = \dot{m}_{cond_b}^{KC} (h_{36}^{KC} - h_{35}^{KC}) \quad (D.134)$$

As taxas de transferência de calor nos trocadores de calor do CBT são dadas pelas Equações (D.135), (D.136), (D.137) e (D.138).

$$\dot{Q}_{eco_b}^{KC} = \dot{m}_b^{KC} (h_{21}^{KC} - h_{31}^{KC}) \quad (D.135)$$

$$\dot{Q}_{evap_b}^{KC} = \dot{m}_b^{KC} (h_{22}^{KC} - h_{21}^{KC}) \quad (D.136)$$

$$\dot{Q}_{reg_b}^{KC} = \dot{m}_b^{KC} (h_{25}^{KC} - h_{26}^{KC}) \quad (D.137)$$

$$\dot{Q}_{cond_b}^{KC} = \dot{m}_b^{KC} (h_{28}^{KC} - h_{29}^{KC}) \quad (D.138)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica (*DTML*) é adotado nesta modelagem para cálculo das áreas dos trocadores de calor. As Equações (D.139), (D.140), (D.141) e (D.142) fornecem o *DTML* para cada trocador de calor do CBT.

$$DTML_{eco_b}^{KC} = \frac{\left[(T_{18}^{KC} - T_{21}^{KC}) - (T_{19}^{KC} - T_{31}^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{18}^{KC} - T_{21}^{KC})}{(T_{19}^{KC} - T_{31}^{KC})} \right]} \quad (D.139)$$

$$DTML_{evap_b}^{KC} = \frac{\left[(T_{17}^{KC} - T_{22}^{KC}) - (T_{18}^{KC} - T_{21}^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{17}^{KC} - T_{22}^{KC})}{(T_{18}^{KC} - T_{21}^{KC})} \right]} \quad (D.140)$$

$$DTML_{reg_b}^{KC} = \frac{\left[(T_{25}^{KC} - T_{31}^{KC}) - (T_{26}^{KC} - T_{30}^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{25}^{KC} - T_{31}^{KC})}{(T_{26}^{KC} - T_{30}^{KC})} \right]} \quad (D.141)$$

$$DTML_{cond_b}^{KC} = \frac{\left[(T_{28}^{KC} - T_{36}^{KC}) - (T_{29}^{KC} - T_{35}^{KC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{28}^{KC} - T_{36}^{KC})}{(T_{29}^{KC} - T_{35}^{KC})} \right]} \quad (D.142)$$

As áreas dos trocadores de calor do CBT são dadas pelas Equações (D.143), (D.144), (D.145) e (D.146).

$$A_{eco_b}^{KC} = \frac{\dot{m}_b^{KC} (h_{21}^{KC} - h_{31}^{KC})}{U_{eco_b}^{KC} \cdot DTML_{eco_b}^{KC}} \quad (D.143)$$

$$A_{evap_b}^{KC} = \frac{\dot{m}_b^{KC} (h_{22}^{KC} - h_{21}^{KC})}{U_{evap_b}^{KC} \cdot DTML_{evap_b}^{KC}} \quad (D.144)$$

$$A_{reg_b}^{KC} = \frac{\dot{m}_b^{KC} (h_{25}^{KC} - h_{26}^{KC})}{U_{reg_b}^{KC} \cdot DTML_{reg_b}^{KC}} \quad (D.145)$$

$$A_{cond_b}^{KC} = \frac{\dot{m}_b^{KC} (h_{28}^{KC} - h_{29}^{KC})}{U_{cond_b}^{KC} \cdot DTML_{cond_b}^{KC}} \quad (D.146)$$

A potência requerida pela bomba e gerada pela turbina (expansor) no CBT podem ser estimadas pelas Equações (D.147) e (D.148).

$$\dot{W}_{b_b}^{KC} = \dot{m}_b^{KC} (h_{30}^{KC} - h_{29}^{KC}) \quad (D.147)$$

$$\dot{W}_{t_b}^{KC} = \dot{m}_b^{KC} (h_{23}^{KC} - h_{24}^{KC}) \quad (D.148)$$

A água do motor após ser utilizada no CAT e CBT é enviada para resfriamento no radiador. A pressão, entalpia específica e temperatura desta água são determinadas pelas Equações (D.149), (D.150) e (D.151).

$$P_{20}^{KC} = P_a \quad (D.149)$$

$$h_{20}^{KC} = y_{pa_a}^{KC} \cdot h_{16}^{KC} + (1 - y_{pa_a}^{KC}) \cdot h_{19}^{KC} \quad (D.150)$$

$$T_{20}^{KC} = h(\text{água}; h_{20}^{KC}; P_{20}^{KC}) \quad (D.151)$$

A potência líquida, a quantidade de calor recebida e a eficiência energética da superestrutura KC podem ser obtidas pelas Equações (D.152), (D.153) e (D.154)

$$\dot{W}_{liq}^{KC} = (\dot{W}_{t_a}^{KC} + \dot{W}_{t_b}^{KC}) - (\dot{W}_{b_a}^{KC} + \dot{W}_{b_b}^{KC}) + \dot{W}_{RAD} - \dot{W}_{TR} \quad (D.152)$$

$$\dot{Q}_{rec}^{KC} = \dot{Q}_{pa_a}^{KC} + \dot{Q}_{eco_a}^{KC} + \dot{Q}_{evap_a}^{KC} + \dot{Q}_{sup_a}^{KC} + \dot{Q}_{eco_b}^{KC} + \dot{Q}_{evap_b}^{KC} \quad (D.153)$$

$$\eta^{KC} = \frac{\dot{W}_{liq}^{KC}}{\dot{Q}_{rec}^{KC}} \quad (\text{D.154})$$

APÊNDICE E - MODELAGEM TERMODINÂMICA DA SUPERESTRUTURA DE CICLO RANKINE CONVENCIONAL QUE COMPÕEM A SUPERESTRUTURA S- CRC- ORC-KC

Neste Apêndice são descritas as equações da modelagem termodinâmica da superestrutura de ciclo Rankine convencional (CRC) que compõe a superestrutura S- CRC-ORC-KC apresentada na Seção 3.2. Os parâmetros e variáveis de decisão considerados no desenvolvimento desta modelagem são apresentados na Tabela E.1 e Tabela E.2. As siglas 1P e 2P significam primeiro e segundo nível de pressão.

Tabela E.1 - Parâmetros da modelagem termodinâmica da superestrutura CRC que compõe a superestrutura S- CRC- ORC- KC.

Parâmetro	Símbolo
Rendimento isentrópico da bomba	η_B^{CRC}
Rendimento isentrópico da turbina	η_T^{CRC}
Coeficiente global de transferência de calor no economizador do 1P	$U_{eco_1P}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador do 1P	$U_{evap_1P}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no superaquecedor do 1P	$U_{sup_1P}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no economizador do 2P	$U_{eco_2P}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador do 2P	$U_{evap_2P}^{ORC}$
Coeficiente global de transferência de calor no superaquecedor do 2P	$U_{sup_2P}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no evaporador do desaerador	$U_{evap_des}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no pré-aquecedor de gases (PA_2)	$U_{pa_2}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no pré-aquecedor de água (PA_1)	$U_{pa_1}^{CRC}$
Coeficiente global de transferência de calor no condensador	U_{cond}^{CRC}
Vazão dos gases de exaustão	$\dot{m}_g$
Temperatura dos gases de exaustão	T_g
Pressão dos gases de exaustão	P_g
Concentração molar de CO ₂	y_{CO_2}
Concentração molar de H ₂ O	y_{H_2O}

Parâmetro	Símbolo
Concentração molar de O ₂	y_{O_2}
Concentração molar de Ar	y_{Ar}
Concentração molar de N ₂	y_{N_2}
Concentração molar de SO ₂	y_{SO_2}
Vazão da água de resfriamento do motor	$\dot{m}_a$
Temperatura da água de resfriamento do motor	T_a
Pressão da água de resfriamento do motor	P_a
Temperatura da água de condensação na entrada dos condensadores	$T_{cond,e}$
Temperatura da água de condensação na saída dos condensadores	$T_{cond,s}$
Pressão da água de condensação	P_{cond}

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela E.2 - Variáveis de decisão da modelagem termodinâmica da superestrutura CRC que compõe a superestrutura S-CRC-ORC-KC.

Variável de Decisão	Símbolo
Fração mássica de água do 2P	y_{2P}^{CRC}
Temperatura de evaporação do 2P	$T_{evap_2P}^{CRC}$
Temperatura de evaporação do 1P	$T_{evap_1P}^{CRC}$
Temperatura de <i>Pinch Point</i> do 1P	$\Delta T_{pp_1P}^{CRC}$
Superaquecimento do 1P	$\Delta T_{sup_1P}^{CRC}$
Superaquecimento do 2P	$\Delta T_{sup_2P}^{CRC}$
Efetividade do pré-aquecedor de água	$\varepsilon_{pa_1}^{CRC}$
Aquecimento do fluido de trabalho no pré-aquecedor de gases	$\Delta T_{pa_2}^{CRC}$
Temperatura de condensação	T_{cond}^{CRC}
Pressão do desaerador	P_{des}^{CRC}
Fração mássica enviada ao desaerador	y_{des}^{CRC}

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Dado que o fluido de trabalho na saída do economizador do 1P (ponto 1) encontra-se como líquido saturado ($x_1^{CRC} = 0$) e temperatura igual a temperatura de evaporação do 1P ($T_1^{CRC} = T_{evap_1P}^{CRC}$), a pressão e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (E.1) e (E.2).

$$P_1^{CRC} = P(\text{água}; T_1^{CRC}; x_1^{CRC}) \quad (E.1)$$

$$h_1^{CRC} = h(\text{água}; T_1^{CRC}; x_1^{CRC}) \quad (E.2)$$

Na saída da bifurcação, o ponto 2 possui o mesmo estado termodinâmico do ponto 1. A pressão, temperatura e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (E.3), (E.4) e (E.5).

$$P_2^{CRC} = P_1^{CRC} \quad (E.3)$$

$$T_2^{CRC} = T_1^{CRC} \quad (E.4)$$

$$h_2^{CRC} = h_1^{CRC} \quad (E.5)$$

Após o evaporador do 1P (ponto 3) os valores da temperatura, pressão e entalpia específica são dados pelas Equações (E.6), (E.7) e (E.8).

$$T_3^{CRC} = T_2^{CRC} \quad (E.6)$$

$$P_3^{CRC} = P_2^{CRC} \quad (E.7)$$

$$h_3^{CRC} = h(\text{água}; P_3^{CRC}; x_3^{CRC} = 1) \quad (E.8)$$

Na entrada da bomba do 2P (ponto 4) o fluido de trabalho possui o mesmo estado termodinâmico do ponto 1. A pressão, temperatura e a entalpia específica deste ponto podem ser calculadas pelas Equações (E.9), (E.10) e (E.11).

$$P_4^{CRC} = P_1^{CRC} \quad (E.9)$$

$$T_4^{CRC} = T_1^{CRC} \quad (E.10)$$

$$h_4^{CRC} = h_1^{CRC} \quad (E.11)$$

Na saída da bomba do 2P (ponto 5) o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (E.12), (E.13) e (E.14). O termo $h_{5,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 5 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{5,iso}^{CRC} = h(\text{água}; P_5^{CRC}; s_5^{CRC} = s_4^{CRC})$).

$$P_5^{CRC} = P_{sat}(\text{água}; T_{evap_2P}^{CRC}) \quad (E.12)$$

$$h_5^{CRC} = h_4^{CRC} + (h_{5,iso}^{CRC} - h_4^{CRC}) / \eta_B^{CRC} \quad (E.13)$$

$$T_5^{CRC} = T(\text{água}; P_5^{CRC}; h_5^{CRC}) \quad (E.14)$$

Após o economizador do 2P (ponto 6) os valores da temperatura, pressão e entalpia específica são dados pelas Equações (E.15), (E.16) e (E.17).

$$T_6^{CRC} = T_{evap_2P}^{CRC} \quad (E.15)$$

$$P_6^{CRC} = P_5^{CRC} \quad (E.16)$$

$$h_6^{CRC} = h(\text{água}; P_6^{CRC}; x_6^{CRC} = 0) \quad (E.17)$$

O fluido de trabalho ao sair do evaporador do 2P (ponto 7) possui temperatura, pressão e entalpia específica dadas pelas Equações (E.18), (E.19) e (E.20).

$$T_7^{CRC} = T_6^{CRC} \quad (E.18)$$

$$P_7^{CRC} = P_6^{CRC} \quad (E.19)$$

$$h_7^{CRC} = h(\text{água}; P_7^{CRC}; x_7^{CRC} = 1) \quad (E.20)$$

Na entrada da turbina de alta pressão (ponto 8) o fluido de trabalho possui temperatura, pressão e entalpia específica dadas pelas Equações (E.21), (E.22) e (E.23).

$$T_8^{CRC} = T_7^{CRC} + \Delta T_{\text{sup_2P}}^{CRC} \quad (\text{E.21})$$

$$P_8^{CRC} = P_7^{CRC} \quad (\text{E.22})$$

$$h_8^{CRC} = h(\text{água}; P_8^{CRC}; T_8^{CRC}) \quad (\text{E.23})$$

Na saída da turbina de alta pressão o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (E.24), (E.25) e (E.26). O termo $h_{9,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 9 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{9,iso}^{CRC} = h(\text{água}; P_9^{CRC}; s_9^{CRC} = s_8^{CRC})$).

$$P_9^{CRC} = P_3^{CRC} \quad (\text{E.24})$$

$$h_9^{CRC} = h_8^{CRC} - (h_8^{CRC} - h_{9,iso}^{CRC}) \cdot \eta_T^{CRC} \quad (\text{E.25})$$

$$T_9^{CRC} = T(\text{água}; P_9^{CRC}; h_9^{CRC}) \quad (\text{E.26})$$

Pode-se determinar a entalpia específica do ponto 10 pela Equação (E.27) por meio de um balanço de energia na junção dos fluxos provenientes do evaporador do 1P e da turbina de alta pressão. A pressão e temperatura deste ponto podem ser determinadas pelas Equações (E.28) e (E.29)

$$h_{10}^{CRC} = y_{2P}^{CRC} \cdot h_9^{CRC} + (1 - y_{2P}^{CRC}) \cdot h_3^{CRC} \quad (\text{E.27})$$

$$P_{10}^{CRC} = P_9^{CRC} \quad (\text{E.28})$$

$$T_{10}^{CRC} = T(\text{água}; P_{10}^{CRC}; h_{10}^{CRC}) \quad (\text{E.29})$$

Na saída do superaquecedor do 1P (ponto 11) o fluido de trabalho tem pressão, temperatura e entalpia específica determinadas pelas Equações (E.30), (E.31) e (E.32).

$$P_{11}^{CRC} = P_{10}^{CRC} \quad (\text{E.30})$$

$$T_{11}^{CRC} = T_{10}^{CRC} + \Delta T_{\text{sup_1P}}^{CRC} \quad (\text{E.31})$$

$$h_{11}^{CRC} = h(\text{água}; P_{11}^{CRC}; T_{11}^{CRC}) \quad (\text{E.32})$$

Após o fluido de trabalho expandir na turbina de média pressão, grande parte da vazão é encaminhada para a turbina de baixa pressão (ponto 13) e uma pequena parte para o desaerador (ponto 12). A pressão, entalpia específica e temperatura destes pontos são fornecidas pelas Equações (E.33), (E.34), (E.35), (E.36), (E.37) e (E.38). O termo $h_{13,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 13 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{13,iso}^{CRC} = h(\text{água}; P_{13}^{CRC}; s_{13}^{CRC} = s_{11}^{CRC})$).

$$P_{13}^{CRC} = P_{des}^{CRC} \quad (\text{E.33})$$

$$h_{13}^{CRC} = h_{11}^{CRC} - (h_{11}^{CRC} - h_{13,iso}^{CRC}) \cdot \eta_T^{CRC} \quad (\text{E.34})$$

$$T_{13}^{CRC} = T(\text{água}; P_{13}^{CRC}; h_{13}^{CRC}) \quad (\text{E.35})$$

$$P_{12}^{CRC} = P_{13}^{CRC} \quad (\text{E.36})$$

$$h_{12}^{CRC} = h_{13}^{CRC} \quad (\text{E.37})$$

$$T_{12}^{CRC} = T_{13}^{CRC} \quad (\text{E.38})$$

O fluido de trabalho depois que expande na turbina de baixa pressão (ponto 14) possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (E.39), (E.40) e (E.41). O termo $h_{14,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 14 caso ele sofresse uma expansão isentrópica ($h_{14,iso}^{CRC} = h(\text{água}; P_{14}^{CRC}; s_{14}^{CRC} = s_{13}^{CRC})$).

$$P_{14}^{CRC} = P_{_sat}(\text{água}; T_{cond}^{CRC}) \quad (\text{E.39})$$

$$h_{14}^{CRC} = h_{13}^{CRC} - (h_{13}^{CRC} - h_{14,iso}^{CRC}) \cdot \eta_T^{CRC} \quad (\text{E.40})$$

$$T_{14}^{CRC} = T(\text{água}; P_{14}^{CRC}; h_{14}^{CRC}) \quad (\text{E.41})$$

Na saída do condensador (ponto 15) o fluido de trabalho se encontra como líquido saturado ($x_{15}^{CRC} = 0$) e possui temperatura igual a temperatura de condensação do ciclo ($T_{15}^{CRC} = T_{cond}^{CRC}$). Sendo assim a pressão e entalpia específica neste ponto são fornecidas pelas Equações (E.42) e (E.43).

$$P_{15}^{CRC} = P_{14}^{CRC} \quad (E.42)$$

$$h_{15}^{CRC} = h(\text{água}; T_{15}^{CRC}; x_{15}^{CRC}) \quad (E.43)$$

Na saída da bomba B_1 (ponto 16) o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (E.44), (E.45) e (E.46). O termo $h_{16,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 16 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{16,iso}^{CRC} = h(\text{água}; P_{16}^{CRC}; s_{16}^{CRC} = s_{15}^{CRC})$).

$$P_{16}^{CRC} = P_{des}^{CRC} \quad (E.44)$$

$$h_{16}^{CRC} = h_{15}^{CRC} + (h_{16,iso}^{CRC} - h_{15}^{CRC}) / \eta_B^{CRC} \quad (E.45)$$

$$T_{16}^{CRC} = T(\text{água}; P_{16}^{CRC}; h_{16}^{CRC}) \quad (E.46)$$

A água que entra no pré-aquecedor de água possui o mesmo estado termodinâmico da água de resfriamento do motor. A pressão, temperatura, entalpia específica e vazão desta água podem ser obtidas pelas Equações (E.47), (E.48), (E.49) e (E.50).

$$P_{41}^{CRC} = P_a \quad (E.47)$$

$$T_{41}^{CRC} = T_a \quad (E.48)$$

$$h_{41}^{CRC} = h(\text{água}; T_{41}^{CRC}; P_{41}^{CRC}) \quad (E.49)$$

$$\dot{m}_{41}^{CRC} = \dot{m}_a \quad (E.50)$$

Aplicando o conceito de efetividade térmica no pré-aquecedor de água se obtém por meio da Equação (E.51) a temperatura no ponto 17. A pressão e entalpia específica neste ponto podem ser determinadas pelas Equações (E.52) e (E.53).

$$\varepsilon_{pa_1}^{CRC} = \frac{(T_{17}^{CRC} - T_{16}^{CRC})}{(T_{41}^{CRC} - T_{16}^{CRC})} \quad (E.51)$$

$$P_{17}^{CRC} = P_{16}^{CRC} \quad (E.52)$$

$$h_{17}^{CRC} = h(\text{água}; T_{17}^{CRC}; P_{17}^{CRC}) \quad (E.53)$$

O fluido de trabalho após ser aquecido no pré-aquecedor de gases (ponto 18) possui pressão, temperatura e entalpia específica dadas pelas Equações (E.54), (E.55) e (E.56).

$$P_{18}^{CRC} = P_{17}^{CRC} \quad (E.54)$$

$$T_{18}^{CRC} = T_{17}^{CRC} + \Delta T_{pa_2}^{CRC} \quad (E.55)$$

$$h_{18}^{CRC} = h(\text{água}; T_{18}^{CRC}; P_{18}^{CRC}) \quad (E.56)$$

As Equações (E.57), (E.58), (E.59), (E.60), (E.61), (E.62), (E.63) e (E.64) fornecem as propriedades do fluido de trabalho ao entrar e sair do evaporador do desaerador.

$$P_{19}^{CRC} = P_{des}^{CRC} \quad (E.57)$$

$$x_{19}^{CRC} = 0 \quad (E.58)$$

$$T_{19}^{CRC} = T(\text{água}; P_{19}^{CRC}; x_{19}^{CRC}) \quad (E.59)$$

$$h_{19}^{CRC} = h(\text{água}; P_{19}^{CRC}; x_{19}^{CRC}) \quad (E.60)$$

$$P_{20}^{CRC} = P_{des}^{CRC} \quad (E.61)$$

$$x_{20}^{CRC} = 1 \quad (E.62)$$

$$T_{20}^{CRC} = T(\acute{a}gua; P_{20}^{CRC}; x_{20}^{CRC}) \quad (E.63)$$

$$h_{20}^{CRC} = h(\acute{a}gua; P_{20}^{CRC}; x_{20}^{CRC}) \quad (E.64)$$

O fluido de trabalho ao deixar o desaerador possui estado termodinâmico definido pelas Equações (E.65), (E.66), (E.67) e (E.68).

$$P_{21}^{CRC} = P_{des}^{CRC} \quad (E.65)$$

$$x_{21}^{CRC} = 0 \quad (E.66)$$

$$T_{21}^{CRC} = T(\acute{a}gua; P_{21}^{CRC}; x_{21}^{CRC}) \quad (E.67)$$

$$h_{21}^{CRC} = h(\acute{a}gua; P_{21}^{CRC}; x_{21}^{CRC}) \quad (E.68)$$

Na saída da bomba de alimentação da caldeira (ponto 22) o fluido de trabalho possui pressão, entalpia específica e temperatura dadas pelas Equações (E.69), (E.70) e (E.71). O termo $h_{22,iso}^{CRC}$ representa a entalpia que o fluido teria no ponto 22 caso ele sofresse uma compressão isentrópica ($h_{22,iso}^{CRC} = h(\acute{a}gua; P_{22}^{CRC}; s_{22}^{CRC} = s_{21}^{CRC})$).

$$P_{22}^{CRC} = P_1^{CRC} \quad (E.69)$$

$$h_{22}^{CRC} = h_{21}^{CRC} + (h_{22,iso}^{CRC} - h_{21}^{CRC}) / \eta_B^{CRC} \quad (E.70)$$

$$T_{22}^{CRC} = T(\acute{a}gua; P_{22}^{CRC}; h_{22}^{CRC}) \quad (E.71)$$

Dada a temperatura e composição molar dos gases de exaustão as Equações (E.72), (E.73) e (E.74) podem ser utilizadas para estimarem a entalpia específica de cada elemento químico da mistura de gases, a massa molecular e a entalpia específica da mistura. Para estas equações o símbolo M representa massa molar e i o elemento químico da mistura ($CO_2, H_2O, O_2, Ar, N_2, SO_2$).

$$h_i = h(i; T) \quad (\text{E.72})$$

$$M_g = \sum y_i . M_i \quad (\text{E.73})$$

$$h_g = \left(\sum y_i . h_i . M_i \right) / M_g \quad (\text{E.74})$$

Na entrada do superaquecedor do 2P (ponto 31) a pressão, temperatura e entalpia específica dos gases são dadas pelas Equações (E.75), (E.76) e (E.77).

$$P_{31}^{CRC} = P_g \quad (\text{E.75})$$

$$T_{31}^{CRC} = T_g \quad (\text{E.76})$$

$$h_{31}^{CRC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{31}^{CRC}) . M_i \right) / M_g \quad (\text{E.77})$$

Dada a temperatura de *Pinch Point* do 1P pode-se estimar a temperatura e entalpia específica dos gases na saída do evaporador (ponto 35). A pressão, temperatura e entalpia específica neste ponto são dadas pelas Equações (E.78), (E.79) e (E.80).

$$P_{35}^{CRC} = P_g \quad (\text{E.78})$$

$$T_{35}^{CRC} = T_2^{CRC} + \Delta T_{pp_1P}^{CRC} \quad (\text{E.79})$$

$$h_{35}^{CRC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{35}^{CRC}) . M_i \right) / M_g \quad (\text{E.80})$$

A vazão mássica do fluido de trabalho do CRC ($\dot{m}^{CRC}$) pode ser obtida pela Equação (E.81) por meio de um balanço de energia em um volume de controle contendo os superaquecedores e os evaporadores.

$$(1 - y_{2P}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_3^{CRC} - h_2^{CRC}) + y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_7^{CRC} - h_6^{CRC}) + \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{11}^{CRC} - h_{10}^{CRC}) + y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_8^{CRC} - h_7^{CRC}) = \dot{m}_g \cdot (h_{31}^{CRC} - h_{35}^{CRC}) \quad (E.81)$$

A partir de um balanço de energia no superaquecedor do 2P é determinada a entalpia específica no ponto 32 e consequentemente sua temperatura. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (E.82), (E.83) e (E.84).

$$P_{32}^{CRC} = P_g \quad (E.82)$$

$$y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_8^{CRC} - h_7^{CRC}) = \dot{m}_g \cdot (h_{31}^{CRC} - h_{32}^{CRC}) \quad (E.83)$$

$$h_{32}^{CRC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{32}^{CRC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (E.84)$$

Um balanço de energia no superaquecedor do 1P determina a entalpia específica no ponto 33 e consequentemente sua temperatura. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (E.85), (E.86) e (E.87).

$$P_{33}^{CRC} = P_g \quad (E.85)$$

$$\dot{m}^{CRC} \cdot (h_{11}^{CRC} - h_{10}^{CRC}) = \dot{m}_g \cdot (h_{32}^{CRC} - h_{33}^{CRC}) \quad (E.86)$$

$$h_{33}^{CRC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{33}^{CRC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (E.87)$$

A entalpia específica do ponto 34 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no evaporador do 2P. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (E.88), (E.89) e (E.90).

$$P_{34}^{CRC} = P_g \quad (E.88)$$

$$y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_7^{CRC} - h_6^{CRC}) = \dot{m}_g \cdot (h_{33}^{CRC} - h_{34}^{CRC}) \quad (E.89)$$

$$h_{34}^{CRC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{34}^{CRC}) . M_i \right) / M_g \quad (E.90)$$

A entalpia específica do ponto 36 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no economizador do 2P. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (E.91), (E.92) e (E.93).

$$P_{36}^{CRC} = P_g \quad (E.91)$$

$$y_{2P}^{CRC} . \dot{m}^{CRC} . (h_6^{CRC} - h_5^{CRC}) = \dot{m}_g . (h_{35}^{CRC} - h_{36}^{CRC}) \quad (E.92)$$

$$h_{36}^{CRC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{36}^{CRC}) . M_i \right) / M_g \quad (E.93)$$

A entalpia específica do ponto 37 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no economizador do 1P. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (E.94), (E.95) e (E.96).

$$P_{37}^{CRC} = P_g \quad (E.94)$$

$$\dot{m}^{CRC} . (h_1^{CRC} - h_{22}^{CRC}) = \dot{m}_g . (h_{36}^{CRC} - h_{37}^{CRC}) \quad (E.95)$$

$$h_{37}^{CRC} = \left(\sum y_i . h(i; T_{37}^{CRC}) . M_i \right) / M_g \quad (E.96)$$

Por meio de um balanço de energia no desaerador a Equação (E.97) determina a vazão mássica do fluido de trabalho encaminhada ao evaporador do desaerador ($\dot{m}_{evap_des}^{CRC}$).

$$y_{des}^{CRC} . \dot{m}^{CRC} . h_{12}^{CRC} + (1 - y_{des}^{CRC}) . \dot{m}^{CRC} . h_{18}^{CRC} + \dot{m}_{evap_des}^{CRC} . h_{20}^{CRC} = \dot{m}_{evap_des}^{CRC} . h_{19}^{CRC} + \dot{m}^{CRC} . h_{21}^{CRC} \quad (E.97)$$

Sendo assim, a entalpia específica do ponto 38 pode ser obtida por meio de um balanço de energia no evaporador do desaerador. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (E.98), (E.99) e (E.100).

$$P_{38}^{CRC} = P_g \quad (E.98)$$

$$\dot{m}_{evap_des}^{CRC} \cdot (h_{20}^{CRC} - h_{19}^{CRC}) = \dot{m}_g \cdot (h_{37}^{CRC} - h_{38}^{CRC}) \quad (E.99)$$

$$h_{38}^{CRC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{38}^{CRC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (E.100)$$

Um balanço de energia no pré-aquecedor de gases fornece a entalpia específica do ponto 39. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (E.101), (E.102) e (E.103).

$$P_{39}^{CRC} = P_g \quad (E.101)$$

$$(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{18}^{CRC} - h_{17}^{CRC}) = \dot{m}_g \cdot (h_{38}^{CRC} - h_{39}^{CRC}) \quad (E.102)$$

$$h_{39}^{CRC} = \left(\sum y_i \cdot h(i; T_{39}^{CRC}) \cdot M_i \right) / M_g \quad (E.103)$$

Para o pré-aquecedor de água um balanço de energia fornece a entalpia específica do ponto 42. A pressão, entalpia específica e temperatura neste ponto são dadas pelas Equações (E.104), (E.105) e (E.106).

$$P_{42}^{CRC} = P_{41}^{CRC} \quad (E.104)$$

$$(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{17}^{CRC} - h_{16}^{CRC}) = \dot{m}_{41}^{CRC} \cdot (h_{41}^{CRC} - h_{42}^{CRC}) \quad (E.105)$$

$$T_{42}^{CRC} = T(\acute{a}gua; P_{42}^{CRC}; h_{42}^{CRC}) \quad (E.106)$$

O estado termodinâmico da água que entra e sai do condensador (ponto 43 e 44) são dados pelas Equações (E.107), (E.108), (E.109), (E.110), (E.111) e (E.112).

$$P_{43}^{CRC} = P_{cond} \quad (E.107)$$

$$T_{43}^{CRC} = T_{cond,e} \quad (E.108)$$

$$h_{43}^{CRC} = h(\acute{a}gua; T_{43}^{CRC}; P_{43}^{CRC}) \quad (E.109)$$

$$P_{44}^{CRC} = P_{cond} \quad (E.110)$$

$$T_{44}^{CRC} = T_{cond,s} \quad (E.111)$$

$$h_{44}^{CRC} = h(\acute{a}gua; T_{44}^{CRC}; P_{44}^{CRC}) \quad (E.112)$$

Aplicando um balanço de energia no condensador se obtém pela Equação (E.113) a vazão mássica da água de condensação ($\dot{m}_{cond}^{CRC}$).

$$(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{14}^{CRC} - h_{15}^{CRC}) = \dot{m}_{cond}^{CRC} \cdot (h_{44}^{CRC} - h_{43}^{CRC}) \quad (E.113)$$

As taxas de transferência de calor nos trocadores de calor são dadas pelas Equações (E.114), (E.115), (E.116), (E.117), (E.118), (E.119), (E.120), (E.121), (E.122) e (E.123),

$$\dot{Q}_{eco_1P}^{CRC} = \dot{m}^{CRC} (h_1^{CRC} - h_{22}^{CRC}) \quad (E.114)$$

$$\dot{Q}_{evap_1P}^{CRC} = (1 - y_{2P}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_3^{CRC} - h_2^{CRC}) \quad (E.115)$$

$$\dot{Q}_{sup_1P}^{CRC} = \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{11}^{CRC} - h_{10}^{CRC}) \quad (E.116)$$

$$\dot{Q}_{eco_2P}^{CRC} = y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_6^{CRC} - h_5^{CRC}) \quad (E.117)$$

$$\dot{Q}_{evap_2P}^{CRC} = y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_7^{CRC} - h_6^{CRC}) \quad (E.118)$$

$$\dot{Q}_{sup_2P}^{CRC} = y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_8^{CRC} - h_7^{CRC}) \quad (E.119)$$

$$\dot{Q}_{cond}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{14}^{CRC} - h_{15}^{CRC}) \quad (E.120)$$

$$\dot{Q}_{pa_1}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{17}^{CRC} - h_{16}^{CRC}) \quad (E.121)$$

$$\dot{Q}_{pa_2}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{18}^{CRC} - h_{17}^{CRC}) \quad (E.122)$$

$$\dot{Q}_{evap_des}^{CRC} = \dot{m}_{evap_des}^{CRC} (h_{20}^{CRC} - h_{19}^{CRC}) \quad (E.123)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica (*DTML*) é adotado nesta modelagem para cálculo das áreas dos trocadores de calor. As Equações (E.124), (E.125), (E.126), (E.127), (E.128), (E.129), (E.130), (E.131), (E.132) e (E.133) fornecem o *DTML* para cada trocador de calor.

$$DTML_{eco_1P}^{CRC} = \frac{\left[(T_{36}^{CRC} - T_1^{CRC}) - (T_{37}^{CRC} - T_{22}^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{36}^{CRC} - T_1^{CRC})}{(T_{37}^{CRC} - T_{22}^{CRC})} \right]} \quad (E.124)$$

$$DTML_{evap_1P}^{CRC} = \frac{\left[(T_{34}^{CRC} - T_3^{CRC}) - (T_{35}^{CRC} - T_2^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{34}^{CRC} - T_3^{CRC})}{(T_{35}^{CRC} - T_2^{CRC})} \right]} \quad (E.125)$$

$$DTML_{sup_1P}^{CRC} = \frac{\left[(T_{32}^{CRC} - T_{11}^{CRC}) - (T_{33}^{CRC} - T_{10}^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{32}^{CRC} - T_{11}^{CRC})}{(T_{33}^{CRC} - T_{10}^{CRC})} \right]} \quad (E.126)$$

$$DTML_{eco_2P}^{CRC} = \frac{\left[(T_{35}^{CRC} - T_6^{CRC}) - (T_{36}^{CRC} - T_5^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{35}^{CRC} - T_6^{CRC})}{(T_{36}^{CRC} - T_5^{CRC})} \right]} \quad (E.127)$$

$$DTML_{evap_2P}^{CRC} = \frac{\left[(T_{33}^{CRC} - T_7^{CRC}) - (T_{34}^{CRC} - T_6^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{33}^{CRC} - T_7^{CRC})}{(T_{34}^{CRC} - T_6^{CRC})} \right]} \quad (E.128)$$

$$DTML_{sup_2P}^{CRC} = \frac{\left[(T_{31}^{CRC} - T_8^{CRC}) - (T_{32}^{CRC} - T_7^{CRC}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{31}^{CRC} - T_8^{CRC})}{(T_{32}^{CRC} - T_7^{CRC})} \right]} \quad (E.129)$$

$$DTML_{cond}^{CRC} = \frac{\left[\left(T_{14}^{CRC} - T_{44}^{CRC} \right) - \left(T_{15}^{CRC} - T_{43}^{CRC} \right) \right]}{\ln \left[\frac{\left(T_{14}^{CRC} - T_{44}^{CRC} \right)}{\left(T_{15}^{CRC} - T_{43}^{CRC} \right)} \right]} \quad (E.130)$$

$$DTML_{pa_1}^{CRC} = \frac{\left[\left(T_{41}^{CRC} - T_{16}^{CRC} \right) - \left(T_{42}^{CRC} - T_{17}^{CRC} \right) \right]}{\ln \left[\frac{\left(T_{41}^{CRC} - T_{16}^{CRC} \right)}{\left(T_{42}^{CRC} - T_{17}^{CRC} \right)} \right]} \quad (E.131)$$

$$DTML_{pa_2}^{CRC} = \frac{\left[\left(T_{38}^{CRC} - T_{18}^{CRC} \right) - \left(T_{39}^{CRC} - T_{17}^{CRC} \right) \right]}{\ln \left[\frac{\left(T_{38}^{CRC} - T_{18}^{CRC} \right)}{\left(T_{39}^{CRC} - T_{17}^{CRC} \right)} \right]} \quad (E.132)$$

$$DTML_{evap_des}^{CRC} = \frac{\left[\left(T_{37}^{CRC} - T_{19}^{CRC} \right) - \left(T_{38}^{CRC} - T_{20}^{CRC} \right) \right]}{\ln \left[\frac{\left(T_{37}^{CRC} - T_{19}^{CRC} \right)}{\left(T_{38}^{CRC} - T_{20}^{CRC} \right)} \right]} \quad (E.133)$$

As áreas dos trocadores de calor são dadas pelas Equações (E.134), (E.135), (E.136), (E.137), (E.138), (E.139), (E.140), (E.141), (E.142) e (E.143).

$$A_{eco_1P}^{CRC} = \frac{\dot{m}^{CRC} (h_1^{CRC} - h_{22}^{CRC})}{U_{eco_1P}^{CRC} \cdot DTML_{eco_1P}^{CRC}} \quad (E.134)$$

$$A_{evap_1P}^{CRC} = \frac{(1 - y_{2P}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_3^{CRC} - h_2^{CRC})}{U_{evap_1P}^{CRC} \cdot DTML_{evap_1P}^{CRC}} \quad (E.135)$$

$$A_{sup_1P}^{CRC} = \frac{\dot{m}^{CRC} (h_{11}^{CRC} - h_{10}^{CRC})}{U_{sup_1P}^{CRC} \cdot DTML_{sup_1P}^{CRC}} \quad (E.136)$$

$$A_{eco_2P}^{CRC} = \frac{y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_6^{CRC} - h_5^{CRC})}{U_{eco_2P}^{CRC} \cdot DTML_{eco_2P}^{CRC}} \quad (E.137)$$

$$A_{evap_2P}^{CRC} = \frac{y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_7^{CRC} - h_6^{CRC})}{U_{evap_2P}^{CRC} \cdot DTML_{evap_2P}^{CRC}} \quad (E.138)$$

$$A_{sup_2P}^{CRC} = \frac{y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_8^{CRC} - h_7^{CRC})}{U_{sup_2P}^{CRC} \cdot DTML_{sup_2P}^{CRC}} \quad (E.139)$$

$$A_{cond}^{CRC} = \frac{(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{14}^{CRC} - h_{15}^{CRC})}{U_{cond}^{CRC} \cdot DTML_{cond}^{CRC}} \quad (E.140)$$

$$A_{pa_1}^{CRC} = \frac{(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{17}^{CRC} - h_{16}^{CRC})}{U_{pa_1}^{CRC} \cdot DTML_{pa_1}^{CRC}} \quad (E.141)$$

$$A_{pa_2}^{CRC} = \frac{(1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{18}^{CRC} - h_{17}^{CRC})}{U_{pa_2}^{CRC} \cdot DTML_{pa_2}^{CRC}} \quad (E.142)$$

$$A_{evap_des}^{CRC} = \frac{\dot{m}_{evap_des}^{CRC} \cdot (h_{20}^{CRC} - h_{19}^{CRC})}{U_{evap_des}^{CRC} \cdot DTML_{evap_des}^{CRC}} \quad (E.143)$$

As potências requeridas pelas bombas e geradas pelas turbinas podem ser estimadas pelas Equações (E.144), (E.145), (E.146), (E.147), (E.148) e (E.149).

$$\dot{W}_{b_1}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{16}^{CRC} - h_{15}^{CRC}) \quad (E.144)$$

$$\dot{W}_{b_2}^{CRC} = \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{22}^{CRC} - h_{21}^{CRC}) \quad (E.145)$$

$$\dot{W}_{b_3}^{CRC} = y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_5^{CRC} - h_4^{CRC}) \quad (E.146)$$

$$\dot{W}_{t_a}^{CRC} = y_{2P}^{CRC} \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_8^{CRC} - h_9^{CRC}) \quad (E.147)$$

$$\dot{W}_{t_m}^{CRC} = \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{11}^{CRC} - h_{12}^{CRC}) \quad (E.148)$$

$$\dot{W}_{t_b}^{CRC} = (1 - y_{des}^{CRC}) \cdot \dot{m}^{CRC} \cdot (h_{13}^{CRC} - h_{14}^{CRC}) \quad (E.149)$$

A potência líquida, a quantidade de calor recebida e a eficiência energética da superestrutura CRC podem ser obtidas pelas Equações (E.150), (E.151) e (E.152).

$$\dot{W}_{liq}^{CRC} = (\dot{W}_{t_a}^{CRC} + \dot{W}_{t_m}^{CRC} + \dot{W}_{t_b}^{CRC}) - (\dot{W}_{b_1}^{CRC} + \dot{W}_{b_2}^{CRC} + \dot{W}_{b_3}^{CRC}) - \dot{W}_{TR} \quad (E.150)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rec}^{CRC} = & \dot{Q}_{eco_1P}^{CRC} + \dot{Q}_{evap_1P}^{CRC} + \dot{Q}_{sup_1P}^{CRC} + \dot{Q}_{eco_2P}^{CRC} + \dot{Q}_{evap_2P}^{CRC} + \dot{Q}_{sup_2P}^{CRC} + \\ & + \dot{Q}_{pa_1}^{CRC} + \dot{Q}_{pa_2}^{CRC} + \dot{Q}_{evap_des}^{CRC}\end{aligned}\quad (E.151)$$

$$\eta^{CRC} = \frac{\dot{W}_{liq}^{CRC}}{\dot{Q}_{rec}^{CRC}}\quad (E.152)$$

APÊNDICE F - MODELAGEM TERMODINÂMICA DO RADIADOR

Neste Apêndice são apresentadas as equações que compõem a modelagem termodinâmica do radiador utilizado para resfriamento da água do motor. Os parâmetros considerados nesta modelagem são apresentados na Tabela F.1.

Tabela F.1 - Parâmetros da modelagem termodinâmica do radiador.

Parâmetro	Símbolo
Coeficiente global de transferência de calor do radiador	U_{RAD}
Área do radiador	A_{RAD}
Rotação do radiador na condição de projeto	N_{proj}^{RAD}
Potência consumida no radiador na condição de projeto	$\dot{W}_{proj}^{RAD}$
Temperatura ambiente	T_0
Temperatura do ar na entrada do radiador	$T_{ar,e}^{RAD}$
Vazão da água de resfriamento do motor	$\dot{m}_a$
Temperatura da água de resfriamento do motor	T_a
Temperatura da água de resfriamento do motor após o uso na superestrutura	T_a^{SUP}
Temperatura mínima da água de resfriamento do motor	$T_{a,min}$
Pressão da água de resfriamento do motor	P_a

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Devido as condições de projeto a água de resfriamento deve retornar ao motor com uma determinada temperatura ($T_{a,min}$). A quantidade de calor dissipada no radiador na condição de projeto pode ser estimada pela Equação (F.1).

$$\dot{Q}_{RAD} = \dot{m}_a \cdot (h(\text{água}; T_a; P_a) - h(\text{água}; T_{a,min}; P_a)) \quad (F.1)$$

A diferença de temperatura média logarítmica do radiador é determinada pela Equação (F.2).

$$DTML_{RAD} = \frac{\dot{Q}_{RAD}}{U_{RAD} \cdot A_{RAD}} \quad (F.2)$$

Dado o valor do $DTML_{RAD}$ e considerando que a temperatura do ar na entrada no radiador é igual à temperatura do ambiente ($T_{ar,e}^{RAD} = T_0$) é possível obter a temperatura de saída do ar no radiador ($T_{ar,s}^{RAD}$) pela Equação (F.3).

$$DTML_{RAD} = \frac{\left[(T_a^{SUP} - T_{ar,s}^{RAD}) - (T_{a,min} - T_{ar,e}^{RAD}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_a^{SUP} - T_{ar,s}^{RAD})}{(T_{a,min} - T_{ar,e}^{RAD})} \right]} \quad (F.3)$$

Dado o valor da $T_{ar,e}^{RAD}$ e $T_{ar,s}^{RAD}$ as entalpias específicas do ar na entrada e saída do radiador são fornecidas pelas Equações (F.4) e (F.5).

$$h_{ar,e}^{RAD} = h(ar; T_{ar,e}^{RAD}) \quad (F.4)$$

$$h_{ar,s}^{RAD} = h(ar; T_{ar,s}^{RAD}) \quad (F.5)$$

A Equação (F.6) fornece a vazão mássica de ar do radiador para condição de projeto e a Equação (F.7) determina a vazão de ar necessária para resfriar a água após o uso na superestrutura.

$$\dot{m}_{ar,proj}^{RAD} = \frac{\dot{m}_a \cdot (h(\text{água}; T_a; P_a) - h(\text{água}; T_{a,min}; P_a))}{h_{ar,s}^{RAD} - h_{ar,e}^{RAD}} \quad (F.6)$$

$$\dot{m}_{ar,real}^{RAD} = \frac{\dot{m}_a \cdot (h(\text{água}; T_a^{SUP}; P_a) - h(\text{água}; T_{a,min}; P_a))}{h_{ar,s}^{RAD} - h_{ar,e}^{RAD}} \quad (F.7)$$

Aplicando as leis de semelhança para ventiladores pode-se estimar a rotação e potência necessária para o radiador resfriar a água do motor após o uso na superestrutura. As Equações (F.8) e (F.9) fornecem a rotação e potência.

$$N_{real}^{RAD} = \frac{\dot{m}_{ar,real}^{RAD}}{\dot{m}_{ar,proj}^{RAD}} \cdot N_{proj}^{RAD} \quad (F.8)$$

$$\dot{W}_{real}^{RAD} = \left(\frac{\dot{m}_{ar,real}^{RAD}}{\dot{m}_{ar,proj}^{RAD}} \right)^3 \cdot \dot{W}_{proj}^{RAD} \quad (F.9)$$

A potência economizada no radiador ($\dot{W}_{RAD}$) é fornecida pela Equação (F.10), onde $\dot{m}_a^{art}$ é a vazão mássica de água do motor fornecida ou consumida pelo dispositivo artificial. Observe que $\left(1 - \frac{\dot{m}_a^{art}}{\dot{m}_a}\right)^2$ é um termo de penalidade inserido na potência economizada no radiador toda vez que o dispositivo artificial for acionado.

$$\dot{W}_{RAD} = (\dot{W}_{proj}^{RAD} - \dot{W}_{real}^{RAD}) \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}_a^{art}}{\dot{m}_a}\right)^2 \quad (F.10)$$

APÊNDICE G - MODELAGEM TERMODINÂMICA DA TORRE DE RESFRIAMENTO

Neste Apêndice é apresentado o conjunto de equações que compõem a modelagem termodinâmica da torre de resfriamento utilizada para resfriamento da água de condensação da superestrutura. Os parâmetros considerados nesta modelagem são apresentados na Tabela G.1.

Tabela G.1 - Parâmetros da modelagem termodinâmica da torre de resfriamento.

Parâmetro	Símbolo
Vazão da água da torre de resfriamento	$\dot{m}_a^{TR}$
Pressão da água da torre de resfriamento	P_a^{TR}
Temperatura da água na entrada da torre de resfriamento	$T_{a,e}^{TR}$
Temperatura da água na saída da torre de resfriamento	$T_{a,s}^{TR}$
Temperatura do ar na entrada da torre de resfriamento	$T_{ar,e}^{TR}$
Pressão do ar na entrada da torre de resfriamento	$P_{ar,e}^{TR}$
Umidade relativa do ar na entrada da torre de resfriamento	$UR_{ar,e}^{TR}$
Temperatura ambiente	T_0
Pressão ambiente	P_0
Umidade relativa ambiente	UR_0
Eficiência da bomba de condensação	η_B^{TR}
Eficiência do ventilador	η_V^{TR}
Perda de carga da bomba de condensação	ΔP_B^{TR}
Perda de carga do ventilador	ΔP_V^{TR}
Eficiência de saturação da torre de resfriamento	η_{sat}^{TR}
Umidade relativa do ar na saída da torre de resfriamento	$UR_{ar,s}^{TR}$
Pressão do ar na saída da torre de resfriamento	$P_{ar,s}^{TR}$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Dada a eficiência de saturação da torre de resfriamento (η_{sat}^{TR}), a temperatura de saída da água ($T_{\acute{a}gua,s}^{TR}$) e considerando que o ar na entrada da torre de resfriamento se encontra nas condições ambientes ($T_{ar,e}^{TR} = T_0, P_{ar,e}^{TR} = P_0, UR_{ar,e}^{TR} = UR_0$) é possível encontrar a temperatura de saída do ar ($T_{ar,s}^{TR}$) por meio da Equação (G.1).

$$\eta_{sat}^{TR} = \frac{T_{\acute{a}gua,s}^{TR} - T_{ar,e}^{TR}}{T_{ar,s}^{TR} - T_{ar,e}^{TR}} \quad (G.1)$$

Dada a temperatura, umidade relativa e pressão do ar na entrada e saída da torre de resfriamento pode-se determinar a umidade absoluta nestes pontos utilizando as Equações (G.2) e (G.3).

$$w_{ar,e}^{TR} = w(T_{ar,e}^{TR}; UR_{ar,e}^{TR}; P_{ar,e}^{TR}) \quad (G.2)$$

$$w_{ar,s}^{TR} = w(T_{ar,s}^{TR}; UR_{ar,s}^{TR}; P_{ar,s}^{TR}) \quad (G.3)$$

Devido $w_{ar,s}^{TR} > w_{ar,e}^{TR}$ é necessária uma reposição de água na torre de resfriamento. Aqui adota-se que a água de reposição da torre terá uma temperatura igual a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada ($TBU_{ar,e}^{TR}$).

Além da temperatura, umidade relativa e absoluta do ar na entrada e saída da torre de resfriamento é necessário saber a entalpia destes fluxos para realizar um balanço de energia e determinar a vazão mássica de ar ($\dot{m}_{ar}^{TR}$). A entalpia de entrada e saída do ar na torre são fornecidas pelas Equações (G.4) e (G.5).

$$h_{ar,e}^{TR} = h(ar \acute{u}mido; T_{ar,e}^{TR}; UR_{ar,e}^{TR}; P_{ar,e}^{TR}) \quad (G.4)$$

$$h_{ar,s}^{TR} = h(ar \acute{u}mido; T_{ar,s}^{TR}; UR_{ar,s}^{TR}; P_{ar,s}^{TR}) \quad (G.5)$$

Desta forma a vazão mássica de ar ($\dot{m}_{ar}^{TR}$) é dada pela Equação (G.6).

$$\dot{m}_{ar}^{TR} = \frac{\dot{m}_a^{TR} (h(\acute{a}gua; T_{a,e}^{TR}; P_a^{TR}) - h(\acute{a}gua; T_{a,s}^{TR}; P_a^{TR}))}{(h_{ar,s}^{TR} - h_{ar,e}^{TR}) - (w_{ar,s}^{TR} - w_{ar,e}^{TR}) \cdot h(\acute{a}gua; TBU_{ar,e}^{TR}; P_a^{TR})} \quad (G.6)$$

Os valores dos volumes específicos para o ar na entrada e para a água na saída da torre de resfriamento podem ser obtidos pelas Equações (G.7) e (G.8).

$$v_{ar,e}^{TR} = v(ar\ úmido; T_{ar,e}^{TR}; P_{ar,e}^{TR}; UR_{ar,e}^{TR}) \quad (G.7)$$

$$v_{a,s}^{TR} = v(água; T_{a,s}^{TR}; P_a^{TR}) \quad (G.8)$$

A potência consumida pelo ventilador e bomba da torre de resfriamento podem ser determinadas pelas Equações (G.9) e (G.10).

$$\dot{W}_V^{TR} = (\dot{m}_{ar}^{TR} \cdot v_{ar,e}^{TR} \cdot \Delta P_V) / \eta_V \quad (G.9)$$

$$\dot{W}_B^{TR} = (\dot{m}_a^{TR} \cdot v_{a,s}^{TR} \cdot \Delta P_B) / \eta_B \quad (G.10)$$

A potência total consumida pela torre de resfriamento é dada pela Equação (G.11).

$$\dot{W}_{TR} = \dot{W}_V^{TR} + \dot{W}_B^{TR} \quad (G.11)$$

APÊNDICE H –CONSTANTES E EQUAÇÕES DE CUSTO DOS EQUIPAMENTOS

Neste Apêndice são apresentadas e discutidas as constantes e equações de custo utilizadas na avaliação econômica deste trabalho, a qual foi baseada na técnica de custo modular (TURTON et al., 2012).

Segundo TURTON et al. (2012), para trocadores de calor de tubo em U, com área entre $10m^2$ e $1000m^2$, o custo de aquisição nas condições de base é dado pela Equação (H.1). Porém, durante o processo de otimização da superestrutura a área do trocador de calor pode ser menor que $10m^2$ ou até mesmo zero caso a configuração da superestrutura não contemple o uso deste equipamento, o que impossibilita o uso da Equação (H.1). Desta forma, esta tese propõe a Equação (H.2) para estimativa do custo de aquisição de trocador de calor de tubo em U com área menor que $10m^2$. Os valores das constantes da equação de custo de aquisição (A, B, C) desses trocadores de calor nas condições de base são apresentados na Tabela H.1.

$$C_{A_TC} = 10^{\left\{A-B*\log_{10}(A_{TC})+C\cdot[\log_{10}(A_{TC})]^2\right\}} \quad 10m^2 \leq A_{TC} \leq 1000m^2 \quad (H.1)$$

$$C_{A_TC} = A.(A_{TC}) \quad A_{TC} < 10m^2 \quad (H.2)$$

Onde:

C_{A_TC} : Custo do trocador de calor de tubo em U [US\$] .

A_{TC} : Área do trocador de calor de tubo em U [m^2] .

Tabela H.1 - Constantes da equação do custo de aquisição nas condições de base para trocadores de calor de tubo em U.

Área	A	B	C
$\geq 10m^2$	4,1884	0,2503	0,1974
$< 10m^2$	1366,2	-	-

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

De acordo com TURTON et al. (2012), o custo de aquisição nas condições de base para turbina e bomba centrífuga pode ser estimado pelas Equações (H.3) e (H.4), respectivamente. Entretanto, durante o processo de otimização da superestrutura a potência gerada pela turbina pode ser menor que 100kW, a potência consumida pela bomba pode ser menor que 1kW ou até mesmo zero caso a configuração da

superestrutura não contemple o uso destes equipamentos, o que impossibilita o uso das Equações (H.3) e (H.4). Para solucionar este problema, é sugerido o uso das equações do custo de aquisição de turbina e bomba do trabalho de UCHE (2000), Equações (H.5) e (H.11). Porém os valores das constantes da equação de custo (A, B, C, D, E) são determinadas por meio do ajuste de curva entre as Equações (H.3) e (H.5) e entre as Equações (H.4) e (H.1). Os valores destas constantes são apresentados na Tabela H.2 a Tabela H.6.

$$C_{A_T} = 10^{\left\{2,2476+1,4965\log_{10}(\dot{W}_T)-0,1618\left[\log_{10}(\dot{W}_T)\right]^2\right\}} \quad 100kW \leq \dot{W}_T \leq 1500kW \quad (H.3)$$

$$C_{A_B} = 10^{\left\{3,3892+0,0536\log_{10}(\dot{W}_B)+0,1538\left[\log_{10}(\dot{W}_B)\right]^2\right\}} \quad 1kW \leq \dot{W}_B \leq 300kW \quad (H.4)$$

$$C_{A_T} = A \cdot e^{B \cdot \ln C \cdot FB1 \cdot (D \cdot F2T + E \cdot F2P)} \cdot FBN \cdot FBT \quad (H.5)$$

$$FB1 = \eta_T \cdot \dot{m}_T \quad (H.6)$$

$$F2T = T_e - T_s - T_s \cdot \ln \frac{T_e}{T_s} \quad (H.7)$$

$$F2P = T_s \cdot \ln \frac{P_e}{P_s} \quad (H.8)$$

$$FBN = 1 + \left(\frac{1-0.9}{1-\eta_T} \right)^3 \quad (H.9)$$

$$FBT = 1 + 5 \cdot e^{\left(\frac{T_e - 1100}{18,75} \right)} \quad (H.10)$$

$$C_{A_B} = A \cdot e^{\left\{ B \cdot \ln [C \cdot \dot{m}_B \cdot D \cdot (P_s - P_e)] \right\}} \cdot FDN \quad (H.11)$$

$$FDN = 1 + \left(\frac{1-0.8}{1-\eta_B} \right)^3 \quad (H.12)$$

Onde:

C_{A_T} : Custo de aquisição da turbina [US\$].

$\dot{W}_T$: Potência da turbina [kW].

C_{A_B} : Custo de aquisição da bomba [US\$].

$\dot{W}_B$: Potência da bomba [kW].

$FB1$: Fator de correção.

$F2T$: Fator de correção.

$F2P$: Fator de correção.

FBN : Fator de correção.

FBT : Fator de correção.

FDN : Fator de correção.

η_T : Rendimento isentrópico da turbina.

η_B : Rendimento isentrópico da bomba.

$\dot{m}_T$: Vazão mássica da turbina [kg / s] .

$\dot{m}_B$: Vazão mássica da bomba [kg / s] .

T_e : Temperatura de entrada [°C].

T_s : Temperatura de saída [°C].

P_e : Pressão de entrada [bar].

P_s : Pressão de saída [bar].

Tabela H.2 - Constantes da equação do custo de aquisição nas condições de base para as turbinas de ciclo Rankine orgânico.

Fluido	A	B	C	D	E
Benzeno	60109	0,749	0,000967	0,0011	0,9916
Isobutano	26278	0,7555	0,0007869	0,0152	4,462
Isopentano	22224	0,7584	0,000516	0,01411	7,334
Tolueno	7079	0,519	0,007463	0,9875	7,034
R134a	15061	0,9019	0,007783	0,001012	0,4118
R141b	21332	0,8322	0,0008064	0,01142	2,974
R245fa	16416	0,8018	0,001419	0,9879	2,009
R236ea	1998	0,8841	0,004217	0,2347	6,137

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela H.3 - Constantes da equação do custo de aquisição nas condições de base para turbinas de ciclo Rankine convencional.

Pressão de entrada [bar]	A	B	C	D	E
$P_e \geq 15$	49951	0,2245	0,009998	10,13	1,649
$5 < P_e < 15$	49998	0,137	0,011	9,997	9,99
$P_e \leq 5$	49973	0,3609	0,008601	10,01	1,009

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela H.4 - Constantes da equação do custo de aquisição nas condições de base para turbinas de ciclo Kalina.

Pressão de entrada [bar]	Concentração	A	B	C	D	E
$P_e \leq 50$	$x_{NH_3H_2O} \leq 0,75$	34896	0,49	0,0036525	9,991	4,21
	$0,75 < x_{NH_3H_2O} \leq 0,85$	33164	0,5052	0,003047	0,0212	5,208
	$0,85 < x_{NH_3H_2O} \leq 0,95$	45848	0,5225	0,009485	0,0132	0,818
	$x_{NH_3H_2O} > 0,95$	20634	0,5228	0,004006	0,011	8,85
$P_e > 50$	$x_{NH_3H_2O} \leq 0,75$	42037	0,3557	0,005236	0,011	5,683
	$0,75 < x_{NH_3H_2O} \leq 0,85$	43279	0,3701	0,00293	0,0101	7,82
	$0,85 < x_{NH_3H_2O} \leq 0,95$	43161	0,3743	0,00342	0,0105	6,024
	$x_{NH_3H_2O} > 0,95$	40701	0,36	0,003954	0,0120	6,186

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela H.5 - Constantes da equação do custo de aquisição nas condições de base para bombas de ciclo Rankine orgânico e convencional.

Fluido	A	B	C	D
Benzeno	2793	0,02009	0,00008107	0,05742
Isobutano	9540	0,1321	0,00009871	0,05142
Isopentano	4147	0,05208	0,00006947	0,04186
Tolueno	2196	0,000107	0,0008145	0,02602
R134a	2387	0,000111	0,002186	0,003234
R141b	5034	0,07972	0,00007868	0,04978
R245fa	4618	0,06235	0,00004571	0,01541
R236ea	4133	0,0521	0,00002201	0,02265
Água	2024	0,2881	0,008574	7,225

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela H.6 - Constantes da equação do custo de aquisição nas condições de base para bombas de ciclo Kalina.

Pressão de saída [bar]	Concentração de amônia	A	B	C	D
$P_s \leq 50$	$x_{NH_3H_2O} \leq 0,65$	3157	0,3977	0,01519	1,851
	$0,65 < x_{NH_3H_2O} \leq 0,7$	2389	0,4306	0,07358	0,7032
	$0,75 < x_{NH_3H_2O} \leq 0,8$	1641	0,4305	0,09725	1,329
	$x_{NH_3H_2O} > 0,85$	5177	0,4307	0,005329	1,889
$P_s > 50$	$x_{NH_3H_2O} \leq 0,65$	4951	0,6876	0,001281	5,476
	$0,65 < x_{NH_3H_2O} \leq 0,7$	8115	0,6907	0,03074	0,1157
	$0,75 < x_{NH_3H_2O} \leq 0,8$	297,8	0,7003	0,07344	5,733
	$x_{NH_3H_2O} > 0,85$	1092	0,7102	0,021	3,215

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Para estimativa do custo total de aquisição (C_{TA}) dos equipamentos é necessário determinar o fator de custo modular (F_{BM}). Entretanto, para bombas e trocadores de calor este fator depende dos coeficientes B_i , c_i e F_M apresentados na Tabela H.7. Adota-se neste trabalho bombas centrífugas contruídas em aço carbono e trocadores de calor de tubo em U construídos em aço carbono e aço inox. Para as turbinas o fator de custo modular (F_{BM}) é igual a 3,4, considerando as turbinas do tipo a vapor e construídas em aço carbono.

Tabela H.7 - Constantes para estimativa do fator de custo modular.

Equipamento	Pressão [bar]	B_1	B_2	F_M	c_1	c_2	c_3
Bomba	$P < 10$	1,89	1,35	1,6	0	0	0
	$P \geq 10$	1,89	1,35	1,6	-0,3935	0,3957	-0,00226
Trocador de calor	$P < 5$	1,63	1,66	1,8	0	0	0
	$P \geq 5$	1,63	1,66	1,8	0,03881	-0,11272	0,08183

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.