

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

ALEXANDRE PERSUHN MORAWSKI

**OTIMIZAÇÃO DE SUPERESTRUTURAS PARA A RECUPERAÇÃO DE CALOR
RESIDUAL DE UMA TERMELÉTRICA BRASILEIRA À MOTORES
ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO INTERNA**

**VITÓRIA
2021**

ALEXANDRE PERSUHN MORAWSKI

**OTIMIZAÇÃO DE SUPERESTRUTURAS PARA A RECUPERAÇÃO DE CALOR
RESIDUAL DE UMA TERMELÉTRICA BRASILEIRA À MOTORES
ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO INTERNA**

Tese de doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na área de Ciências Mecânicas e na linha de pesquisa de Processos e Sistemas Térmicos.

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

Coorientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli.

VITÓRIA

2021

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

M827o Morawski, Alexandre Persuhn, 1990-
Otimização de superestruturas para a recuperação de calor residual de uma termelétrica brasileira à motores alternativos de combustão interna / Alexandre Persuhn Morawski. - 2021.
316 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. Otimização matemática. 2. Calor residual. 3. Usinas elétricas. 4. Motores 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

**“OTIMIZAÇÃO DE SUPERESTRUTURAS PARA A RECUPERAÇÃO DE CALOR
RESIDUAL DE UMA TERMELÉTRICA BRASILEIRA A MOTORES ALTERNATIVOS
DE COMBUSTÃO INTERNA”**

ALEXANDRE PERSUHN MORAWSKI

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

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
(Co-orientador – DEM/UFES)

Prof. Dr. Rogério Ramos
(Examinador interno – PPGEM/UFES)

Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora
(Examinador externo – UNIFEI)

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

Prof^a. Dr^a. Monica Carvalho
(Examinadora Externa - UFPB)

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), 31 de agosto de 2021.

ASSINATURAS (6)

Documento original assinado eletronicamente, conforme MP 2200-2/2001, art. 10, § 2º, por:

ROGÉRIO RAMOS

CIDADÃO

assinado em 22/09/2021 16:44:44 -03:00

JOÃO LUIZ MARCON DONATELLI

CIDADÃO

assinado em 01/11/2021 07:52:52 -03:00

JOSÉ JOAQUIM CONCEIÇÃO SOARES SANTOS

CIDADÃO

assinado em 22/09/2021 22:44:04 -03:00

ELECTO EDUARDO SILVA LORA

CIDADÃO

assinado em 09/12/2021 06:48:27 -03:00

MONICA CARVALHO

CIDADÃO

assinado em 22/09/2021 17:07:06 -03:00

JULIO AUGUSTO MENDES DA SILVA

CIDADÃO

assinado em 23/09/2021 15:03:50 -03:00



INFORMAÇÕES DO DOCUMENTO

Documento capturado em 09/12/2021 06:48:28 (HORÁRIO DE BRASÍLIA - UTC-3)

por ANDRÉIA GUZI EYNG (CIDADÃO)

Valor Legal: ORIGINAL | Natureza: DOCUMENTO NATO-DIGITAL

A disponibilidade do documento pode ser conferida pelo link: <https://e-docs.es.gov.br/d/2021-36WH8R>

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Alexandre dos Santos Morawski e Cristina Persuhn Morawski por sempre estarem ao meu lado, dando suporte, incentivo e permitindo-me chegar até aqui. À minha esposa Raissa Fidelli pelo apoio, companheirismo e conselhos ao longo destes anos.

Ao meu orientador José Joaquim Conceição Soares Santos pelos seus constantes ensinamentos, amizade e por ser o responsável pela minha evolução acadêmica ao longo destes anos de pesquisa. Ao meu coorientador João Luiz Marcon Donatelli por estar sempre disponível a ajudar e por seus constantes desafios propostos.

Aos outros membros do projeto SOWRICE, Carla Cunha, Leonardo Araújo, Marcelo Aiofi, Manuel Schiaffino, Letícia Ribeiro, André Chun e Renan Oliveira, pelos anos de parceria e por suas contribuições para este trabalho.

A todos os integrantes do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da Universidade Federal do Espírito Santo (UFES), pelo auxílio na minha formação acadêmica.

À CAPES e à TEVISA pelo apoio financeiro. Ainda à TEVISA pela oportunidade do projeto P&D e pela participação em congressos dentro e fora do país para divulgação do meu trabalho.

“A winner is a dreamer who never gives up.”

Nelson Mandela

RESUMO

As termelétricas brasileiras foram originalmente projetadas para servir como suporte ao sistema elétrico, suportado principalmente pelas usinas hidrelétricas. Termelétricas equipadas com motores alternativos de combustão interna (MACI) rejeitam grandes quantidades de calor residual através dos gases de exaustão e água de resfriamento. O atual cenário elétrico brasileiro tem levado ao aumento do despacho destas termelétricas. Uma solução atrativa para aumentar a potência e a eficiência nesta situação é a recuperação de calor residual. Uma variedade de tecnologias e configurações podem ser usadas para recuperação de calor. A escolha pelo melhor sistema não é uma tarefa simples e a solução não deve ser generalizada para diferentes aplicações. Neste contexto, métodos de otimização matemática apresentam vantagem de fornecer uma metodologia sistemática e independente do domínio. Nesta tese, um método de superestruturas é utilizado para otimização termoeconômica estrutural e paramétrica, visando selecionar o melhor sistema de recuperação de calor para uma termelétrica brasileira a MACI, considerando a UTE Viana como estudo de caso. As especificidades e incertezas do cenário elétrico brasileiro são estabelecidas através de diferentes condições de contorno operacionais e econômicas. A escolha da função objetivo que melhor caracterize as particularidades de uma termelétrica brasileira é analisada, assim como a influência destas funções objetivo nos resultados das otimizações. Além disso, é avaliada a influência da utilização de diferentes métodos de acoplamento na recuperação de calor e da aplicação de economia de escala. Quatro tecnologias são consideradas: ciclo Rankine convencional (CRC), ciclo de Rankine orgânico (ORC), ciclo Kalina (KA) e *chillers* por absorção para resfriar o ar de admissão do motor (ChA). As funções objetivo adotadas são: lucro operacional, potência líquida, custo específico de investimento e custo da energia elétrica gerada. Os resultados demonstram grande influência das funções objetivo nas respostas das otimizações, principalmente quando diferentes tipos de tecnologias são comparados. As análises dos resultados determinam que a utilização da função objetivo lucro operacional é a mais adequada à recuperação de calor de termelétricas brasileiras, permitindo a contabilização das incertezas do cenário brasileiro através das horas anuais de despacho e custo variável unitário (CVU). A alternativa ORC apresentou os melhores resultados para a

maximização do lucro operacional, sendo indicado como melhor alternativa para a recuperação de calor residual de termelétricas brasileiras com MACI. A importância de uma otimização termoeconômica estrutural e paramétrica completa e simultânea, utilizando o método de superestruturas, foi evidenciada com a extensa variação da síntese e parâmetros ótimos do ORC. Os resultados mostraram que as influências da função objetivo, das diferentes condições de contorno operacionais e econômicas, do método de acoplamento e da economia de escala estão presentes tanto na mudança das variáveis paramétricas, como das variáveis estruturais. Para um cenário otimista de horas de despacho e CVU, a recuperação de calor com sistemas ORC possibilita um aumento da capacidade de geração da termelétrica em 9,4%. Para um cenário mais realista das condições de contorno, a utilização de um sistema ORC possibilita um aumento na capacidade de geração de 5,4%.

Palavras-Chave: Superestruturas. Otimização termoeconômica. Recuperação de calor residual. Termelétricas brasileiras. Motores alternativos de combustão interna.

ABSTRACT

The Brazilian thermal power plants were originally designed to serve as standby energy security for the grid, which is mainly supported by hydroelectric plants. The internal combustion engine (ICE) power plants eliminate copious amounts of residual heat through exhaust gases and cooling water. The current scenario has led to an increase in the operational times of these plants. An attractive solution for increasing power and efficiency in this situation is waste heat recovery (WHR). A variety of technologies and configurations can be used for WHR. The selection of the best WHR system is not a simple task, and the solution should not be generalized for different applications. In this context, optimization approach using mathematical programming has the advantage of providing a domain-independent systematic framework. In this thesis, a superstructure method is used for structural and parametric thermoeconomic optimization, selecting the best WHR for a Brazilian ICE power plant, considering UTE Viana as case study. The specificities and uncertainties of the Brazilian electricity scenario are taken into account through different operational and economic boundary conditions. The selection of the most suitable objective function that characterize the specificities of a Brazilian power plant is analyzed, as well as the influence of these objective functions on the optimization results. Moreover, is evaluated the influence of different heat carriers and economies of scale application. Four technologies are considered: conventional Rankine cycle (CRC), organic Rankine cycle (ORC), Kalina cycle (KC), and absorption *chillers* for intake air cooling (ChA). The adopted objective functions are: operating profit, net power, specific cost of investment, and specific cost of the generated power. The results demonstrate that the optimization responses are highly influenced by the objective functions, especially when different types of technologies are compared. The results analysis showed that the operating profit is the most suitable objective function to WHR of Brazilian power plants, accounting the uncertainties of the Brazilian scenario by means of annual dispatch hours and variable unit cost (VUC). The ORC alternative presented the best results when maximizing the operating profit, being indicated as the best alternative for WHR of Brazilian ICE power plants. The importance of a complete and simultaneous structural and parametric thermoeconomic optimization using the superstructure method was verified with the extensive variation of the optimum synthesis and parameters of the ORC. The

optimization results showed that the influence of different objective functions, operational and economic boundary conditions, heat carries and economies of scale are present both in the variation of parametric variables, as in structural variables. For an optimistic scenario of dispatch and variable unit cost of electricity, the WHR using ORC systems can increase the power plant generation capacity up to 9.4%. For a more realistic scenario of boundary conditions, using an ORC system can increase the power plant generation capacity up to 5.4%.

Keywords: Superstructure. Thermo-economic optimization. Waste heat recovery. Brazilian thermal power plants. Internal combustion engines.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Ciclo Rankine simples.....	31
Figura 2.2 - Planta de recuperação de calor de um MACI utilizando ciclo Rankine convencional.....	32
Figura 2.3 - Tipos de fluidos de trabalho.....	34
Figura 2.4 - Ciclo Rankine Orgânico com regenerador.....	35
Figura 2.5 - Fluido puro e mistura zeotrópica.....	36
Figura 2.6 - Transferência de calor para ciclos subcríticos e supercríticos.....	36
Figura 2.7 - Configurações de ORC. (a) Recuperativo; (b) Regenerativo e (c) Múltiplos níveis de pressão.....	37
Figura 2.8 - Exemplo de um ORC em cascata.....	38
Figura 2.9 - (a) Troca térmica nos evaporadores de ciclos Kalina e Rankine. (b) Exemplo de diagrama T-s de um ciclo Kalina.....	41
Figura 2.10 - Diagrama de temperatura e composição para uma mistura amônia-água.....	41
Figura 2.11 - Planta de ciclo Kalina.....	42
Figura 2.12 - Configurações do ciclo Kalina: (a) baixa, (b) intermediária e (c) alta temperatura.....	44
Figura 2.13 - Esquemático de um <i>chiller</i> por absorção (simples efeito).....	47
Figura 2.14 - Efeito da contrapressão no consumo específico para diferentes cargas.....	59
Figura 2.15 - Alta e baixa contrapressão para diferentes cargas.....	60
Figura 2.16 - Consumo específico em função da contrapressão.....	61
Figura 2.17 - Redução nos ganhos do ORC devido a contrapressão.....	61
Figura 3.1 - Representação genérica das unidades geradoras.....	67
Figura 3.2 - Visão aérea da UTE Viana.....	68
Figura 3.3 - Concepção da superestrutura do ciclo Rankine convencional.....	70
Figura 3.4 - Concepção da superestrutura do ciclo Rankine orgânico.....	72
Figura 3.5 - Concepção da superestrutura do ciclo Kalina.....	75
Figura 3.6 - Concepção da superestrutura de <i>Chiller</i> por absorção de simples efeito alimentada pela água de resfriamento do motor.....	77
Figura 3.7 - Concepção da superestrutura de <i>Chiller</i> por absorção de simples efeito alimentada pelos gases de exaustão do motor.....	78
Figura 3.8 - Concepção da superestrutura de <i>Chiller</i> por absorção de duplo efeito alimentada pelos gases de exaustão.....	79
Figura 3.9 - Volume de controle de um trocador de calor de dois fluxos em contracorrente.....	80
Figura 3.10 - Volume de controle de um trocador de calor de vários fluxos.....	81
Figura 3.11 - (a) Volume de controle e (b) perfil de troca térmica de um gerador de vapor.....	84
Figura 3.12 - (a) Volume de controle e (b) perfil de troca térmica de um absorvedor.....	85

Figura 3.13 - (a) Volume de controle e (b) perfil de troca térmica do conjunto condensador de alta/gerador de baixa.....	85
Figura 3.14 - Volume de controle de uma turbina genérica.....	86
Figura 3.15 - Volume de controle de uma bomba genérica.....	87
Figura 3.16 - Volume de controle de um separador genérico.....	88
Figura 3.17 - Volume de controle de uma válvula de expansão genérica.....	88
Figura 3.18 - Volume de controle genérico de (a) uma bifurcação e (b) uma junção.....	89
Figura 3.19 - Volume de controle da torre de resfriamento.....	90
Figura 3.20 - Volume de controle do radiador.....	93
Figura 3.21 - Volume de controle da linha de exaustão e caldeira de recuperação.....	97
Figura 3.22 - Esquema da modelagem realizada para a situação atual, sem trocador de calor.....	100
Figura 3.23 - Contrapressão no motor devido a inserção de trocador de calor para várias perdas de carga e diversas temperaturas de saída.....	100
Figura 3.24 - Esquema da modelagem realizada com um trocador de calor de 66,7 mmca de perda de carga que resfria os gases até 180°C.....	101
Figura 3.25 - Configurações de acoplamento para o ORC. (a) Gases direto e (b) circuito intermediário.....	102
Figura 3.26 - Configurações da economia de escala adotada para o ORC.....	105
Figura 4.1 - Representação da integração da superestrutura de simples efeito à água quente com a UTE Viana.....	110
Figura 4.2 - Representação da superestrutura de simples/duplo efeito à gases de exaustão integrada com a UTE Viana.....	111
Figura 4.3 - Volume de controle representando (a) a serpentina e (b) o modelo de by-pass.....	112
Figura 4.4 - Volume de controle do sistema de ar condicionado.....	116
Figura 4.5 - Esquemático das possíveis posições do trocador de calor em conjunto com o radiador. (a) antes do radiador e (b) depois do radiador.....	117
Figura 4.6 - Esquema de processo de otimização adotado.....	125
Figura 4.7 - Comportamento do número de horas despachadas anuais.....	134
Figura 4.8 - Comportamento do CVU médio mensal.....	134
Figura 4.9 - Processo de otimização adotado para as superestruturas individuais.....	138
Figura 5.1 - Comparação da minimização do custo específico para motores sem caldeira.....	140
Figura 5.2 - Comparação da minimização do custo específico para motores com caldeira.....	140
Figura 5.3 - Comparação da maximização da potência líquida para motores sem caldeira.....	141
Figura 5.4 - Comparação da maximização da potência líquida para motores com caldeira.....	142

Figura 5.5 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura ORC para motor sem caldeira de recuperação.....	143
Figura 5.6 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura KA para motor sem caldeira de recuperação.....	144
Figura 5.7 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CRC para motor sem caldeira de recuperação.....	144
Figura 5.8 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CSEA.....	145
Figura 5.9 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CSEG para motor sem caldeira de recuperação.....	146
Figura 5.10 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CDEG para motor sem caldeira de recuperação.....	146
Figura 5.11 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura ORC para motor com caldeira de recuperação.....	147
Figura 5.12 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura KA para motor com caldeira de recuperação.....	148
Figura 5.13 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CRC para motor com caldeira de recuperação.....	148
Figura 5.14 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CSEG para motor com caldeira de recuperação.....	149
Figura 5.15 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CDEG para motor com caldeira de recuperação.....	150
Figura 5.16 - Comparação da maximização do lucro operacional para motores sem caldeira.....	151
Figura 5.17 - Comparação da maximização do lucro operacional para motores com caldeira.....	152
Figura 5.18 - Potência líquida resultante da minimização do custo específico para motores sem caldeira.....	153
Figura 5.19 - Lucro operacional resultante da minimização do custo específico para motores sem caldeira.....	154
Figura 5.20 - Custo específico resultante da maximização da potência líquida para motores sem caldeira.....	155
Figura 5.21 - Lucro operacional resultante da maximização da potência líquida para motores sem caldeira.....	157
Figura 5.22 - Estrutura ótima ORC para motores sem caldeira considerando (a). maximização da potência líquida e (b). minimização do custo específico.....	164
Figura 5.23 - Estrutura ótima ORC maximizando o lucro operacional em motores sem caldeira considerando (a). 8000h e 250 US\$/MWh, (b). 6000h e 200 US\$/MWh e (c). 4000h e 150 US\$/MWh.....	167
Figura 5.24 - Custo específico otimizado em função do acoplamento para a superestrutura ORC.....	168
Figura 5.25 - Potência líquida otimizada em função do acoplamento para a	

superestrutura ORC.....	169
Figura 5.26 - Lucro operacional otimizado em função do acoplamento para a superestrutura ORC.....	170
Figura 5.27 - Temperaturas de evaporação ótimas na maximização do lucro operacional por tipo de acoplamento.....	175
Figura 5.28 - Superaquecimento ótimos na maximização do lucro operacional por tipo de acoplamento.....	176
Figura 5.29 - Diferenças de temperatura no regenerador ótimas na maximização do lucro bruto por tipo de acoplamento.....	177
Figura 5.30 - Estrutura ótima ORC maximizando o lucro operacional para 8000h e 200 US\$/MWh considerando como método de acoplamento (a). gases direto, (b). óleo térmico, (c). vapor e (d). água pressurizada.....	178
Figura 5.31 - Comparação da economia de escala no custo específico mínimo.....	179
Figura 5.32 - Comparação do lucro operacional máximo dos fluidos intermediários na economia de escala de 4 UGs.....	181
Figura 5.33 - Comparação do lucro operacional máximo dos fluidos intermediários na economia de escala de 15 UGs.....	182
Figura 5.34 - Comparação do lucro operacional máximo por motor com a economia de escala utilizando água pressurizada.....	184
Figura 5.35 - Comparação do lucro operacional máximo por motor com a economia de escala utilizando vapor.....	185
Figura 5.36 - Estrutura ótima ORC, utilizando água pressurizada, maximizando o lucro bruto para 6000h e 200 US\$/MWh com economia de escala de (a). 1 UG, (b). 4 UGs e (c). 15 UGs.....	190
Figura 5.37 - Estrutura ótima ORC, utilizando vapor, maximizando o lucro operacional para 8000h e 150 US\$/MWh com economia de escala de (a). 1 UG, (b). 4 UGs, e (c). 15 UGs.....	193
Figura 5.38 - Comparação dos resultados econômicos das estruturas ótimas ORC, sem economia de escala, com instalações reais.....	198
Figura 5.39 - Comparação dos resultados econômicos das estruturas ótimas ORC, com economia de escala, com instalações reais.....	199

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Revisão de trabalhos de recuperação de calor em MACI.....	23
Tabela 3.1 - Parâmetros do motor para 100% de carga.....	66
Tabela 3.2 - Composição molar dos gases de exaustão.....	67
Tabela 3.3 - Coeficientes globais de troca térmica adotados.....	83
Tabela 3.4 - Condições ambientes médias na UTE Viana.....	90
Tabela 3.5 - Parâmetros de projeto dos radiadores da UTE Viana.....	92
Tabela 3.6 - Resultado das medições da contrapressão em alguns motores da UTE Viana.....	97
Tabela 3.7 - Parâmetros utilizados na modelagem das configurações de acoplamento.....	103
Tabela 3.8 - Fluidos de trabalhos selecionados para a superestrutura ORC.....	106
Tabela 4.1 - Condições padrão de referência segundo o teste de comissionamento.....	114
Tabela 4.2 - Parâmetros dos sistemas de ar condicionado.....	116
Tabela 4.3 - Coeficientes utilizados na técnica de custo modular para o ano de 2001.....	121
Tabela 4.4 - Parâmetros de referência para Chillers no ano de 2001.....	122
Tabela 4.5 - Parâmetros de referência de torres de resfriamento para o ano de 2001.....	122
Tabela 4.6 - Variáveis de decisão da superestrutura ORC.....	128
Tabela 4.7 - Variáveis de decisão da superestrutura KA.....	129
Tabela 4.8 - Variáveis de decisão da superestrutura CRC.....	130
Tabela 4.9 - Variáveis de decisão da superestrutura Chiller de simples efeito alimentada a água.....	131
Tabela 4.10 - Variáveis de decisão da superestrutura Chiller de simples efeito alimentada a gases.....	131
Tabela 4.11 - Variáveis de decisão da superestrutura Chiller de duplo efeito.....	132
Tabela 4.12 - Valores históricos mínimos, máximos e médios das condições de contorno.....	133
Tabela 5.1 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 8000 horas de despacho anual.....	159
Tabela 5.2 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 6000 horas de despacho anual.....	162
Tabela 5.3 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 4000 horas de despacho anual.....	163
Tabela 5.4 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 2000 horas de despacho anual.....	165
Tabela 5.5 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com óleo térmico para 8000 horas de despacho anual.....	172
Tabela 5.6 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor para 8000 horas de despacho anual.....	173

Tabela 5.7 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água pressurizada para 8000 horas de despacho anual.....	174
Tabela 5.8 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 8000 horas de despacho anual.....	187
Tabela 5.9 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 8000 horas de despacho anual.....	188
Tabela 5.10 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 8000 horas de despacho anual.....	191
Tabela 5.11 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 8000 horas de despacho anual.....	192

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	19
1.1. MOTIVAÇÕES E JUSTIFICATIVAS.....	19
1.2. OBJETIVOS	28
1.3. ESTRUTURA DO TEXTO	29
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	30
2.1. CICLO RANKINE CONVENCIONAL (CRC).....	30
2.2. CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC).....	33
2.3. CICLO KALINA (KA)	40
2.4. <i>CHILLER</i> POR ABSORÇÃO (ChA).....	45
2.5. MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO DE SUPERESTRUTURAS	48
2.6. EFEITO DA CONTRAPRESSÃO NOS MOTORES	57
2.7. MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO DE CUSTOS	62
3. MODELAGENS TERMODINÂMICAS	65
3.1. USINA TERMELÉTRICA DE VIANA	65
3.2. CONCEPÇÕES DAS SUPERESTRUTURAS.....	69
3.2.1. Superestrutura CRC.....	69
3.2.2. Superestrutura ORC.....	72
3.2.3. Superestrutura KA.....	74
3.2.4. Superestruturas ChA.....	76
3.3. BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA.....	80
3.3.1. Modelagem das Tecnologias de Recuperação de Calor.....	80
3.3.2. Modelagem da Torre de Resfriamento	89
3.3.3. Modelagem do Radiador	92
3.3.4. Modelagem do Efeito da Contrapressão	95
3.3.5. Modelagem das Configurações de Acoplamento para o ORC.....	102
3.3.6. Modelagem da Economia de Escala para o ORC	103
3.3.7. Seleção dos Fluidos de Trabalho e Propriedades Termodinâmicas	105
4. OTIMIZAÇÃO TERMOCONÔMICA DAS SUPERESTRUTURAS.....	108
4.1. BENEFÍCIOS DAS SUPERESTRUTURAS.....	108

4.1.1. Benefícios dos Ciclos de Potência	109
4.1.2. Benefícios dos <i>Chillers</i> por Absorção.....	109
4.2. MODELAGEM ECONÔMICA.....	119
4.3. O PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO	124
4.3.1. Variáveis de Decisão.....	126
4.3.2. Condições de Contorno Operacionais e Econômicas	133
4.3.3. Funções Objetivo	135
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	139
5.1. MINIMIZAÇÃO DO CUSTO ESPECÍFICO.....	139
5.2. MAXIMIZAÇÃO DA POTÊNCIA LÍQUIDA.....	141
5.3. MAXIMIZAÇÃO DO LUCRO OPERACIONAL	142
5.4. COMPARAÇÃO DAS FUNÇÕES OBJETIVO.....	153
5.5. INFLUÊNCIA DA FUNÇÃO OBJETIVO E DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO	158
5.6. INFLUÊNCIA DO MÉTODO DE ACOPLAMENTO NO MODELO DO ORC 168	
5.7. INFLUÊNCIA DA ECONOMIA DE ESCALA NO MODELO DO ORC	179
5.8. COMPARAÇÃO COM OS RESULTADOS ENCONTRADOS NA LITERATURA.....	194
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	200
6.1. SÍNTESE	200
6.2. CONTRIBUIÇÕES	204
6.3. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	205
7. REFERÊNCIAS	207
APÊNDICE A. SELEÇÃO DE SOFTWARE PARA A MODELAGEM	218
APÊNDICE B. RESULTADOS COMPLETOS DAS OTIMIZAÇÕES.....	222
APÊNDICE C. ANÁLISES DE VIABILIDADE ECONÔMICA	296
APÊNDICE D. FERRAMENTA COMPUTACIONAL DESENVOLVIDA	306

1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo introdutório são apresentados os conceitos fundamentais para a compreensão e entendimento das motivações e justificativas, que estão por trás dos objetivos da tese e que são necessários para a determinação da metodologia e obtenção dos resultados a serem apresentados.

1.1. MOTIVAÇÕES E JUSTIFICATIVAS

As usinas termelétricas (UTES) brasileiras a motores alternativos de combustão interna (MACI) foram inicialmente projetadas como usinas simples, de baixo custo, baixo investimento e, logo, baixa eficiência. O objetivo destas termelétricas era servir para dar segurança ao sistema elétrico brasileiro (energia de *back-up*), sistema elétrico esse que é suportado, principalmente, pelas usinas hidrelétricas. No entanto, a situação atual do sistema elétrico brasileiro tem levado ao despacho contínuo dessas UTES, que vem operando com maior frequência nos últimos anos. Além disso, nas UTES equipadas com MACI, uma quantidade considerável de calor é rejeitada através da água de resfriamento e dos gases de exaustão dos motores.

Nos últimos anos, a utilização de calor residual de baixa qualidade tem atraído muito interesse, globalmente, devido ao aumento dos preços dos combustíveis e a crescente conscientização ambiental (LONG et al., 2014; JUNG et al., 2015). Além disso, a recuperação de calor residual é de grande importância para a melhoria da eficiência dos sistemas térmicos e redução do impacto ambiental (DAI et al., 2009; ZIVIANE et al., 2014). Portanto, sistemas de recuperação de calor residual surgem como uma alternativa interessante, que pode ser economicamente viável para aumentar a potência, a eficiência energética e ambiental destas termelétricas.

Neste cenário, um projeto de pesquisa e desenvolvimento (P&D), regulado pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL PD-6483-0116/2016), em parceria com a Universidade Federal do Espírito Santo e a empresa Termelétrica Viana S.A. (TEVISA), foi proposto visando o aumento da eficiência e geração de potência de motores diesel estacionários, por meio da recuperação de calor residual, utilizando diferentes tecnologias. Vários estudos utilizando a metodologia de otimização de

superestruturas foram realizados para investigar e definir a configuração mais adequada com as melhores condições paramétricas (CUNHA et al., 2018). Esta tese é um dos resultados deste citado projeto de pesquisa, desenvolvimento e inovação.

Quando as necessidades ou as oportunidades energéticas são identificadas, surgem algumas questões relacionadas à melhor solução para o sistema térmico (FRANGOPOULOS et al., 2002). Qual é o melhor tipo de tecnologia a ser utilizada? Qual a melhor configuração de componentes e interconexões para o sistema? Quais as melhores vazões, pressões e temperaturas dos vários fluidos de trabalho? Qual é o melhor ponto de projeto e operação do sistema?

De acordo com Serra e outros (2009), desenvolver um sistema térmico envolve integrar os processos energéticos considerando as análises termodinâmicas e econômicas de cada componente, individualmente e combinados, como um único sistema. Excluindo métodos heurísticos, a solução para o desenvolvimento de um sistema térmico é realizada através de duas principais abordagens tradicionais: termodinâmica, composta principalmente pela análise exérgica (KOTAS, 1995) e análise de *pinch* (LINNHOFF et al., 1982), e técnicas de otimização matemática (BIEGLER E GROSSMANN, 2004).

Segundo Grossmann (1990), o método de otimização matemática para síntese de problemas de engenharia apresenta a vantagem de fornecer uma metodologia sistemática e independente do domínio. Este método pode modelar um grande número de sistemas e oferecer garantias de otimalidade, dentre as consideradas opções adotadas na representação do problema. Como indicado por Grossmann (1985), este método considera mais rigorosamente a interação entre os componentes e o custo de investimento. A limitação desta metodologia é que, se o problema não for formulado adequadamente, pode acarretar em problemas muito complexos, que são difíceis ou impossíveis de solucionar.

Especificamente, em relação a problemas de recuperação de calor residual em termelétricas, os engenheiros buscam encontrar um sistema térmico e condições operacionais que apresentem o melhor desempenho técnico com o menor custo possível. Quando os problemas são simples, com poucas variáveis independentes, é possível realizar análises paramétricas para encontrar a melhor solução. Contudo, conforme a complexidade do sistema e o número de variáveis independentes aumentam, este tipo de solução se torna impraticável e, as vezes, até impossível. De

acordo com Frangopoulos (2018), a aplicação de métodos e procedimentos de otimização é necessária para abordar estes tipos de problemas.

Métodos de otimização definem o sistema ótimo que satisfaça um critério de otimalidade, ou seja, sistema que minimize ou maximize uma determinada função objetivo. Além disso, a otimização de sistemas térmicos pode ser considerada em três níveis que respondem as questões relacionadas à melhor solução (FRANGOPOULOS et al., 2002; SAKALIS E FRANGOPOULOS, 2018).

- Otimização de síntese: definição dos componentes necessários para um sistema, bem como suas interconexões. É a configuração estrutural do sistema.
- Otimização de design: determinação das especificações dos componentes e das propriedades das substâncias entrando e saindo de cada componente no ponto nominal do sistema. Otimização de design é normalmente incluída no primeiro nível com a otimização estrutural.
- Otimização de operação: definição dos parâmetros para uma determinada estrutura de sistema sob condições específicas. A otimização é definida pelas propriedades operacionais dos componentes e substâncias no sistema (potência produzida, vazões mássicas, pressões, temperaturas, etc.)

O primeiro nível pode também ser denominado otimização estrutural, enquanto o segundo pode ser denominado otimização paramétrica. De acordo com Sakalis e Frangopoulos (2018), se o objetivo é a otimização completa, cada nível não pode ser considerado em completo isolamento dos outros. Portanto, a otimização estrutural em conjunto com a paramétrica é necessária para uma otimização completa, na etapa preliminar de projeto de um sistema térmico.

O método de otimização de superestruturas é uma abordagem bastante difundida para a completa otimização estrutural e paramétrica de sistemas térmicos. Este método consiste em um grande sistema contendo todos os possíveis (ou necessários) componentes e interconexões. Dado um problema de otimização, formulado com uma função objetivo específica, a solução da superestrutura fornece simultaneamente a estrutura ótima do sistema e seus respectivos parâmetros ótimos. Apesar da solução da síntese ser restrita à superestrutura modelada inicialmente e, portanto, dependente do projetista, esta metodologia pode resultar em soluções não triviais que outros métodos não são capazes, especialmente em problemas complexos de larga escala.

No entanto, segundo Grossmann (1990), a dependência do projetista é uma característica que abordagens de síntese baseadas em conhecimento (*knowledge-based*) também estão sujeitas. A principal vantagem deste método é a possibilidade de adotar qualquer função objetivo porque ele automaticamente revela o projeto ótimo do sistema através de otimização estrutural e paramétrica simultânea. Uma desvantagem desta abordagem é que as estruturas de grande escala implicam em problemas de otimização de alta complexibilidade. Esta complexibilidade pode dificultar a convergência de uma solução rigorosa (SAKALIS E FRANGOPOULOS, 2018). Contudo, este problema pode ser evitado utilizando o bom senso e o conhecimento de engenharia para evitar complexidades desnecessárias na concepção da superestrutura, eliminando incoerências termodinâmicas e inviabilidades técnicas na configuração de componentes e suas interconexões (HENAO, 2012).

A respeito dos sistemas de recuperação de calor residual para termelétricas, Morawski e outros (2017a) realizaram um estudo para pesquisar tecnologias de recuperação de calor combinadas com termelétricas a MACI, visando o aumento da potência líquida gerada e da eficiência global da termelétrica. Entre as alternativas, o ciclo Rankine convencional (CRC), ciclo Rankine orgânico (ORC), ciclo Kalina (KA) e *chillers* por absorção para resfriar o ar de admissão do motor (ChA) foram selecionadas como alternativas promissoras baseado na disponibilidade comercial e mínimo impacto na operação dos motores.

Estudos de recuperação de calor em MACI, utilizando estas tecnologias, têm sido extensivamente relatados em publicações na literatura, principalmente para motores marítimos e automotivos utilizando ORC. A Tabela 1.1 apresenta uma revisão dos trabalhos encontrados para recuperação de calor em MACI, utilizando estas tecnologias.

Tabela 1.1 - Revisão de trabalhos de recuperação de calor em MACI.

Referência	Tecnologia	Análise Termodinâmica	Otimização Paramétrica	Otimização Estrutural	Otimização Termodinâmica	Otimização Termoeconômica	Aplicação
Petrov (2006)	CRC	-	✓	-	✓	-	Estacionário
Gewald e outros (2012)	CRC	-	✓	-	✓	-	Estacionário
Kyriakidis e outros (2017)	CRC	-	✓	-	✓	-	Marítimo
Lecompte e outros (2013)	ORC	-	✓	-	-	✓	Cogeração
Yang e outros (2015a)	ORC	-	✓	-	✓	✓	Marítimo
Yang e outros (2015b)	ORC	-	✓	-	-	✓	Marítimo
Song e outros (2015)	ORC	-	✓	-	✓	-	Marítimo
Amicabile e outros (2015)	ORC	-	✓	-	✓	-	Automotivo
Soffiato e outros (2015)	ORC	-	✓	-	✓	-	Marítimo
Galindo e outros (2016)	ORC	-	✓	-	-	✓	Automotivo
Yang e outros (2017a)	ORC	-	✓	-	-	✓	Automotivo
Habibi e outros (2018)	ORC	-	✓	-	-	✓	Cogeração
Zhu e outros (2018)	ORC	-	✓	-	✓	-	Marítimo
Scaccabarozzi e outros (2018)	ORC	-	✓	-	✓	-	Marítimo
Yang e outros (2018)	ORC	-	✓	-	✓	-	Automotivo
Lümmen e outros (2018)	ORC	-	✓	-	✓	-	Ferrovário
Dumont e outros (2018)	ORC	-	✓	-	-	✓	Termelétrica
Özahi e outros (2018)	ORC	-	✓	-	-	✓	Termelétrica
Silva e outros (2018)	ORC	-	✓	-	✓	-	Termelétrica
Larsen e outros (2014a)	KA	-	✓	-	✓	-	Marítimo
Bahlouli e outros (2015)	KA	-	✓	-	✓	-	Cogeração
Talbi e Agnew (2002)	ChA	✓	-	-	-	-	Estacionário
Manzela e outros (2010)	ChA	✓	-	-	-	-	Automotivo
Kadunic e outros (2014)	ChA	✓	-	-	-	-	Automotivo
Novella e outros (2017)	ChA	✓	-	-	-	-	Automotivo
Macián e outros (2013)	CRC + ORC	-	✓	-	✓	-	Automotivo
Zhu e outros (2013)	CRC + ORC	-	✓	-	✓	-	Marítimo
Shu e outros (2016)	CRC + ORC	✓	-	-	-	-	-
Wang e outros (2017)	CRC + ORC	✓	-	-	-	-	Automotivo
Bombarda e outros (2010)	ORC + KA	-	✓	-	✓	-	Marítimo
Yue e outros (2015)	ORC + KA	✓	-	-	-	-	Estacionário
He e outros (2011)	ORC + KA	✓	-	-	-	-	Automotivo
Jonsson e Yan (2001a)	KA + CRC	✓	-	-	-	-	Termelétrica
Larsen e outros (2014b)	CRC + ORC + KA	-	✓	-	✓	-	Marítimo

Tendo em vista a ausência de um trabalho de recuperação de calor residual de MACI, na literatura, que analisasse todas as quatro alternativas (CRC, ORC, KA e ChA) simultaneamente para um mesmo motor, Morawski e outros (2017b) compararam, através de análise termo-econômica, as alternativas citadas utilizando o mesmo estudo de caso (motor). No entanto, a estrutura e os parâmetros foram previamente definidos, baseados em diferentes trabalhos encontrados na literatura. Portanto, neste trabalho não foram realizadas otimizações termoeconômicas e sim simulações termodinâmicas seguidas de análises econômicas convencionais.

Apesar de otimizações paramétricas terem sido publicadas extensivamente, como visto na Tabela 1.1, estudos de otimização completa, estrutural e paramétrica, para sistemas de recuperação de calor em MACI, ainda são muito escassos na literatura. A integração de um MACI e um ORC, em uma planta de expansão de gás natural, foi investigada por Kostowski e Usón (2013) utilizando a metodologia de superestruturas. Os autores utilizaram o *software Engineering Equation Solver* para modelar a superestrutura composta de MCI, ORC, caldeira de recuperação e válvula de expansão. Apesar de não ter sido usado otimização no estudo, os resultados evidenciaram as vantagens do método de superestruturas e a configuração MACI/ORC foi a mais eficiente do ponto de vista termodinâmico.

Em Sakalis e Frangopoulos (2018), uma metodologia de superestrutura foi proposta para completa otimização estrutural, paramétrica e operacional de um sistema térmico marítimo. O calor residual dos motores diesel principais foi recuperado por caldeiras recuperativas, produzindo vapor em dois níveis de pressão. O vapor de alta pressão era expandido em turbinas a vapor e o vapor de baixa pressão era usado em demandas térmicas. A potência gerada pela turbina podia ser alocada em propulsão complementar ou em geradores elétricos. As demandas térmicas poderiam ser também supridas por vapor gerado em caldeiras auxiliares. O método do algoritmo genético foi adotado devido às características do problema de otimização. Os resultados mostraram a versatilidade da metodologia e a importância do CRC.

Embora um estudo de otimização estrutural e paramétrica com motores marítimos já tenha sido apresentado na literatura, estudos de otimização termoeconômica completa para recuperação de calor residual de termelétricas equipadas com MACI não foram encontrados, especialmente utilizando a metodologia de superestruturas. Diferente de motores de navios, termelétricas brasileiras equipadas com MACI estão

sujeitas a condições de contorno variáveis, como horas anuais de despacho da usina e custo variável unitário (CVU) de comercialização da eletricidade. Custo variável unitário é o termo comumente utilizado para o valor pago para cobrir todos os custos operacionais da termelétrica, definido pela ANEEL. De acordo com Sakalis e Frangopoulos (2018), um sistema normalmente opera sob condições técnicas e econômicas que variam com o tempo, fato que precisa ser levado em consideração na etapa de projeto do sistema, para seu melhor desempenho ao longo de sua vida útil. A decisão de qual função objetivo utilizar nos problemas de otimização é de crucial importância e a resposta depende da aplicação específica (FRANGOPOULOS et al., 2002). Portanto, a escolha da função objetivo deve levar em conta todas estas condições de contorno variáveis. Se a função objetivo for mal selecionada ou imprecisa, a solução da otimização será inútil (TURTON et al., 2012).

Em relação a seleção da função objetivo para otimização na recuperação de calor de motores, várias opções são encontradas em trabalhos na literatura e não há um consenso na função objetivo mais adequada. Alguns estudos abordam apenas a primeira e segunda lei da termodinâmica, utilizando a maximização da potência líquida ou maximização das eficiências energéticas e exergéticas, como encontrado em Larsen e outros (2014b), Bombarda e outros (2010), Petrov (2006), Soffiato e outros (2015) e Yang e outros (2018). Outros estudos encontrados utilizam essas funções objetivo de carácter termodinâmico e, posteriormente à otimização, aplicam equações de custo para estimar o custo de investimento e/ou outros indicadores econômicos, como visto em Gewald e outros (2012), Larsen e outros (2014a), Song e Gu (2015) e Amicable e outros (2015). No entanto, nesta abordagem a variação nos custos dos equipamentos, devido às suas respectivas capacidades, não influenciam a função objetivo a ser otimizada. Outros estudos focam em funções objetivo termoeconômicas, como minimização do custo específico de investimento, minimização do custo da energia elétrica gerada, ou otimizações multi-objetivo maximizando a potência líquida e minimizando o custo de investimento, como descrito em Bahlouli e outros (2015), Dumont e outros (2018), Lecompte e outros (2013), Galindo e outros (2016), Yang e outros (2017a), Yang e outros (2017b) e Özahi e outros (2018). Contudo, nenhuma das funções objetivo citadas consideram as condições de contorno variáveis que uma termelétrica brasileira está sujeita. A incerteza do número de horas anuais de despacho e valor do custo variável unitário no cenário brasileiro, determinam que

estas condições precisam ser analisadas pela função objetivo. A maximização da taxa de lucro operacional é uma alternativa de função objetivo que aborda apropriadamente as horas anuais de despacho e o custo variável unitário, simultaneamente. É importante também salientar que funções objetivo como minimização do custo específico, ou funções multi-objetivo de maximização da potência e minimização do custo específico, não são suficientes para avaliar a viabilidade econômica do sistema otimizado, sendo necessária uma análise de viabilidade econômica após a otimização. Por outro lado, a otimização por meio da maximização da taxa de lucro operacional já possui a viabilização econômica de forma implícita, apesar de ser indicado o cálculo posterior de indicadores econômicos de viabilidade para uma melhor avaliação do investimento.

Mesmo não havendo consenso na função objetivo a ser utilizada, só foi encontrado um trabalho que analisasse a influência da função objetivo nos resultados de recuperação de calor em motores. Dumont e outros (2018) utilizaram diferentes indicadores econômicos (valor presente líquido, taxa de retorno de investimento, *payback* e indicador de lucratividade) como função objetivo na otimização da recuperação de calor residual de um motor utilizando ORC. Os resultados para os indicadores valor presente líquido, taxa de retorno de investimento e indicador de lucratividade apresentaram resultados muito similares, pois são indicadores baseados no tempo de vida da planta, resultando em soluções com alto custo de investimento. Os resultados do indicador *payback* apresentaram resultados paramétricos diferentes, pois é um indicador que leva a uma análise de curto prazo. No entanto, a estrutura ótima resultante para todos os indicadores foi a mesma. Sendo assim, não foi encontrado estudo de otimização para aproveitamento de calor residual de MACI que analisasse a influência de diferentes funções objetivo de comportamento independentes nos resultados apresentados das otimizações, tanto no caráter paramétrico como no estrutural.

Outro fato importante referente à recuperação de calor residual de motores é relativo ao método de acoplamento do sistema de recuperação com a fonte de calor. A recuperação de calor pode ser realizada de duas maneiras: (i) através de troca direta de calor entre a fonte quente e o fluido de trabalho e (ii) através de um circuito intermediário de transferência de calor entre a fonte quente e o fluido de trabalho.

Troca direta é mais eficiente do ponto de vista termodinâmico. Um circuito intermediário de transferência de calor introduz ainda mais irreversibilidades inerentes da transferência de calor, diminuindo assim a eficiência de recuperação de calor. Além disso, a troca direta é mais simples do ponto de vista estrutural, havendo a necessidade de apenas um trocador de calor entre a fonte quente e o fluido de trabalho. Tecnologias de recuperação de calor mais consolidadas, como o CRC, utilizam a troca direta de calor em suas configurações. Contudo, a troca direta apresenta algumas desvantagens. Em temperaturas elevadas (por exemplo, durante a partida), o fluido de trabalho pode deteriorar se atingir sua temperatura máxima de estabilidade química, ou então se pontos quentes aparecem no trocador de calor. O controle e a estabilidade dos sistemas são mais difíceis de atingir no caso de troca direta. Em contrapartida, um circuito intermediário amortece as variações rápidas de temperatura da fonte de calor e permite uma operação mais uniforme do ciclo (QUOILIN et al., 2013).

Como consequência, muitas empresas de ORC e ChA comercializam sistemas com acoplamento por circuito intermediário. Isto também possibilita a produção e comercialização de um número restrito de configurações ou unidades comerciais, por um valor de mercado menor. Além disto, em melhorias de sistemas térmicos já existentes, onde a disposição física dos equipamentos já está definida e fixa, existe o problema do espaço disponível. Sistemas com circuito intermediário podem ser instalados a uma distância maior da fonte quente com mais facilidade. Apesar disso, a maioria dos trabalhos encontrados de recuperação de calor residual em motores, citados anteriormente, só analisam a recuperação de calor dos motores por troca direta. Sendo assim, se faz necessário um estudo para analisar a influência da configuração de acoplamento e técnicas de economia de escala na otimização termoeconômica de aproveitamento de calor de MACI.

Por fim, o aproveitamento de calor implica direta ou indiretamente, na inserção de trocadores de calor no sistema de exaustão de gases desses motores. Esta presença de um trocador de calor no sistema de exaustão de gases de um motor, normalmente, provoca um aumento na contrapressão do motor. Conforme aumenta a contrapressão provocada no motor, maior é o trabalho necessário para expulsar os gases queimados da câmara de combustão e isto gera um impacto negativo na potência líquida do motor. Esta contrapressão gera aumento de gases residuais, atraso na combustão e

aumento da transferência de calor nos cilindros. (AGHAALI; ANGSTRÖM, 2015; SINGH; PEDERSEN, 2016; HOUNTALAS; MAVROPOULOS, 2010). Apesar disso, nenhum dos trabalhos encontrados de otimização da recuperação de calor de motores considera o efeito adverso desta contrapressão.

1.2. OBJETIVOS

Neste contexto, o objetivo principal desta tese é o uso da metodologia de superestruturas para a otimização termoeconômica de sistemas térmicos, visando o aproveitamento de calor de termelétricas brasileiras equipadas com MACI, tendo a usina termelétrica de Viana (UTE Viana) como estudo de caso. As alternativas de aproveitamento de calor consideradas são: ciclo Rankine convencional, ciclo Rankine orgânico, ciclo Kalina e *chillers* por absorção para resfriar o ar de admissão do motor. Tais superestruturas são utilizadas para uma completa otimização estrutural e paramétrica simultânea, aproveitando o calor dos gases de exaustão e água de resfriamento do motor. As especificidades e incertezas do cenário elétrico brasileiro são caracterizadas por diferentes condições de contorno operacionais e econômicas e levados em conta na otimização. A influência da contrapressão nos motores, resultante da recuperação de calor, é modelada e incluída na otimização das superestruturas. Para as otimizações, são utilizadas as seguintes funções objetivo: maximização da taxa de lucro operacional; minimização do custo específico de investimento; minimização do custo da energia elétrica gerada e maximização da potência líquida adicional. Através das respostas das otimizações é definida a alternativa tecnológica, ou a combinação delas, mais viável do ponto de vista termoeconômico para o aproveitamento de calor da UTE Viana.

Para complementar os resultados obtidos com o objetivo principal, esta tese possui como objetivos secundários: (i) analisar a influência das funções objetivo nos resultados estruturais e paramétricos, em função das particularidades do cenário elétrico brasileiro, (ii) avaliar os tipos métodos de acoplamento e a aplicação de economia de escala para a alternativa ORC e analisar as respectivas influências na otimização da superestrutura.

1.3. ESTRUTURA DO TEXTO

Além deste capítulo de introdução, onde foram apresentadas as motivações, justificativas e objetivos, esta tese contém mais cinco outros capítulos, que integram o corpo deste trabalho, além de um apêndice:

- No Capítulo 2 é apresentada a fundamentação teórica e revisão bibliográfica no que diz respeito às alternativas de recuperação de calor para motores, métodos de otimização de superestruturas, efeito da contrapressão nos motores e métodos de estimativa de custos.
- No Capítulo 3 são apresentados os modelos termodinâmicos das superestruturas, com a concepção inicial das superestruturas e balanços de massa e energia.
- No Capítulo 4 são apresentados o modelo econômico, os benefícios da integração das alternativas de recuperação de calor à UTE Viana e o problema de otimização com suas respectivas condições de contorno e funções objetivo selecionadas para avaliação.
- No Capítulo 5 são apresentados os resultados da tese, referentes à otimização das superestruturas utilizando as diferentes funções objetivo, avaliação da influência destas funções objetivo nos resultados das superestruturas e avaliação da influência do método de acoplamento e aplicação de economia de escala para a superestrutura ORC.
- No Capítulo 6 são realizadas a síntese e algumas considerações finais a respeito dos resultados obtidos, as contribuições da tese e são apresentadas também sugestões para trabalhos futuros.
- No Apêndice são apresentados os motivos detalhados pela escolha do software EES; outros resultados obtidos nas otimizações propostas nesta tese, omitidos do Capítulo 5 para evitar excessos em volume de informação no corpo do trabalho; resultados de índices econômicos das estruturas otimizadas pela maximização do lucro operacional, para subsidiar uma análise de viabilidade econômica; além da apresentação da ferramenta computacional gerada pela tese para o projeto de P&D citado.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

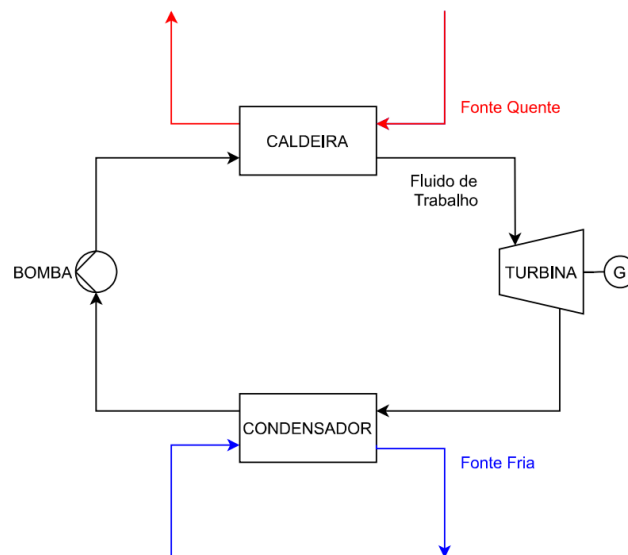
Neste capítulo são apresentadas as fundamentações teóricas das alternativas de aproveitamento de calor residual de motores alternativos de combustão interna e seus estudos relacionados. São abordados também conceitos de métodos de otimização de superestruturas, os quais são necessários para o entendimento do motivo desta tese utilizar o *software* EES em conjunto com o algoritmo genético como método de otimização. Por fim, os efeitos da contrapressão nos motores e uma revisão dos métodos de estimativa de custo são apresentados e servem de subsídios para a modelagem do efeito da contrapressão e para a modelagem econômica, que são desenvolvidas nos capítulos subsequentes.

2.1. CICLO RANKINE CONVENCIONAL (CRC)

O ciclo Rankine convencional (a vapor de água) é um ciclo de potência utilizado em inúmeras aplicações de ciclo combinado para a geração de potência, através da recuperação de calor de gases de exaustão. Esta alternativa é mais utilizada e difundida combinando turbinas a gás e turbinas a vapor em plantas de geração termelétrica, devido às altas temperaturas e vazões dos gases de exaustão das turbinas a gás, temperaturas essas muitas vezes maiores que 600 °C. Os gases de exaustão de motores alternativos (Otto e Diesel) possuem temperatura entre 300 e 500 °C e, portanto, esse calor pode ser também aproveitado em uma caldeira recuperativa. No entanto, os MACI liberam uma vazão menor de gases de exaustão, quando comparados às turbinas a gás, pois requerem menor quantidade de ar durante sua operação. As turbinas a gás, necessitam de uma vazão considerável de ar para resfriamento dos gases produzidos na combustão, o que não é necessário nos MACI. No caso específico de motores Diesel, a relação ar-combustível é geralmente de 30 a 40% maior que a estequiométrica, bastante inferior aos 200 a 350% das turbinas a gás. Além disso, o desempenho do ciclo Rankine cai rapidamente com a diminuição da temperatura dos gases de exaustão do ciclo *topping* (PAANU et al., 2012). Contudo, segundo Korobitsyn (1998), para níveis de média temperatura (200 a 400 °C), o vapor de água ainda é um fluido indicado, devido às suas propriedades.

O ciclo Rankine, representado na Figura 2.1, em um ciclo combinado é composto basicamente de quatro componentes: a turbina que gera a potência, o condensador que rejeita o calor ao ambiente, a bomba de alimentação que é acionada, geralmente, por um motor elétrico e um trocador de calor (caldeira de recuperação) que aproveita o calor rejeitado pelo ciclo a gás (Otto, Diesel ou Brayton).

Figura 2.1 - Ciclo Rankine simples.

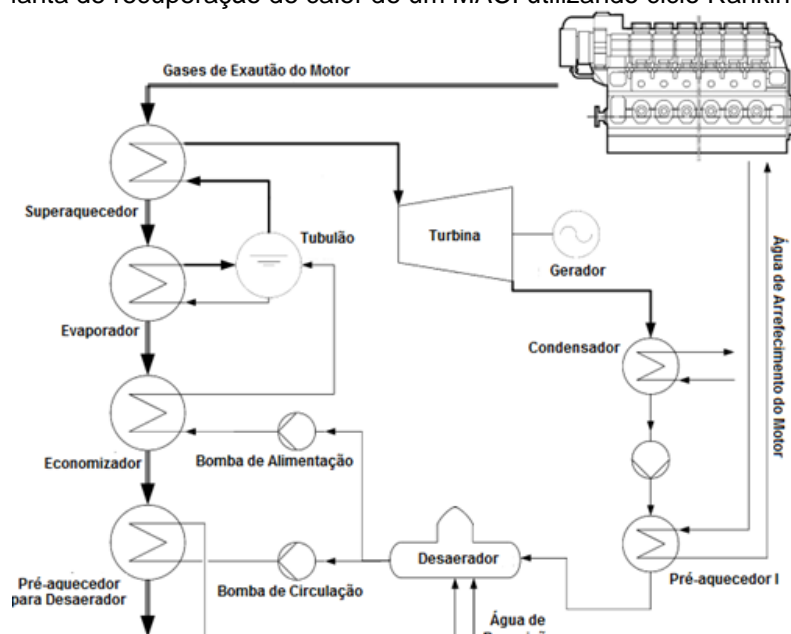


A água é utilizada como fluido de trabalho na maioria dos sistemas de potência utilizando ciclo Rankine por ser abundante e de baixo custo, não tóxica, quimicamente estável e relativamente não corrosiva. A água apresenta uma variação de entalpia específica relativamente elevada quando evapora às pressões comumente encontradas nas caldeiras de recuperação, o que implica em uma menor vazão mássica necessária para uma determinada potência de saída. No entanto, essa elevada variação de entalpia também gera uma elevada variação de entropia no processo de vaporização. As propriedades da água líquida e do vapor de água também são tais que a *BWR* (relação entre o trabalho da bomba e o trabalho da turbina) é tipicamente bem pequena (MORAN et al., 2014).

Vários estudos foram realizados nos últimos anos para analisar a utilização do CRC para recuperação de calor residual de motores alternativos de combustão interna. Petrov (2006) avaliou a utilização de diferentes configurações de CRC para recuperação dos gases de exaustão e água de resfriamento de um motor a gás Wärtsilä W20V34SG de 8730 kW de potência líquida. Os resultados mostraram um potencial de geração adicional de potência de 847 kW para um ciclo simples e até 1270 kW para um ciclo de configuração mais complexa.

Gewald e outros (2012) modelaram um ciclo Rankine mais avançado para recuperar calor da água e dos gases de exaustão de três tipos de motores, um Diesel (Figura 2.2) e dois a gás. O calor dos gases de exaustão é recuperado em uma caldeira de recuperação que, além do evaporador, contém superaquecedor, economizador e desaerador integrado. Um único ciclo aproveita as duas fontes de calor do motor, uma vez que o condensado é pré-aquecido pelo calor da água de resfriamento do motor no pré-aquecedor I. Depois do desaerador, a água pré-aquecida passa pelo economizador, evaporador e superaquecedor, todos em contracorrente com os gases de exaustão. O vapor superaquecido é expandido na turbina que aciona o gerador para gerar potência elétrica. O resultado do melhor sistema apresentou um potencial de redução do custo de geração de energia elétrica em até 5%.

Figura 2.2 - Planta de recuperação de calor de um MACI utilizando ciclo Rankine convencional.



Fonte: Modificado de Gewalt e outros (2012).

Larsen e outros (2014b) estudaram a utilização de CRC 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 863 kW, o que representa um aumento na potência de 5,1%.

Kyriakidis e outros (2017) estudaram recuperação de calor combinada com recirculação dos gases de exaustão em um motor diesel marítimo usando duas configurações distintas de CRC: dois e três níveis de pressão. Os autores utilizaram dados experimentais adquiridos de um motor dois tempos de grande porte, produzindo

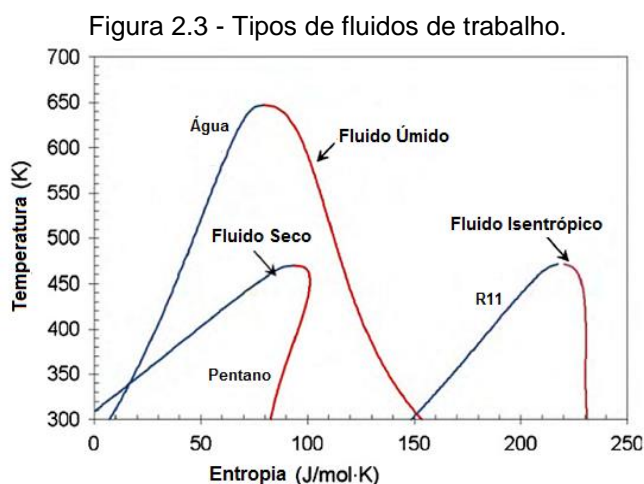
23 MW de potência. No entanto, detalhes do motor e das condições operacionais não foram apresentados. Os gases de exaustão estavam disponíveis a 420 °C antes do turbocompressor e 220 °C após o turbocompressor. Os autores realizaram uma otimização termodinâmica paramétrica, de cada configuração separadamente, utilizando um algoritmo genético. A função objetivo adotada foi a maximização da potência líquida. Os resultados mostraram um aumento na eficiência do sistema em 6,8% para a configuração com dois níveis de pressão e 7,1% para a configuração com três níveis de pressão.

A Wärtsilä utiliza o ciclo Rankine a vapor de água em ciclos combinados com MACI em plantas denominadas Flexicycle™. De acordo com a Wärtsilä, uma termoelétrica Flexicycle™ é uma usina de ciclo combinado com características únicas, com base em motores a gás ou duplo-combustível Wärtsilä. Devido ao fato de motores alternativos de combustão interna converterem boa parte da energia do combustível em trabalho mecânico, eles representam a tecnologia que alcança as maiores eficiências em ciclo simples, próximas a 50%. Os gases de exaustão de MACI turboalimentados possuem temperatura em torno de 360 °C, que é um patamar de temperatura mais baixo quando comparado aos gases de uma turbina a gás. Devido às baixas temperaturas do gás de exaustão, as caldeiras recuperativas projetadas para plantas com MACI são muito mais simples, gerando vapor em apenas um nível de pressão (aproximadamente, 15 bar). Ainda segundo a Wärtsilä, a utilização da planta Flexicycle™ em conjunto com termelétricas de ciclo simples, possibilita um aumento de até 10% da eficiência sem aumentar o consumo de combustível (WÄRTSILÄ, 2018).

2.2. CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)

Conceitualmente, o ciclo Rankine orgânico é similar ao ciclo Rankine convencional. No entanto, o fluido de trabalho é um composto orgânico caracterizado por uma temperatura de evaporação mais baixa que a da água. Esta característica permite a geração de potência através da recuperação de calor à baixa temperatura. Além disso, um sistema ORC pode ser usado, com poucas modificações, combinando várias fontes de calor de diferentes temperaturas (QUOILIN et al., 2013).

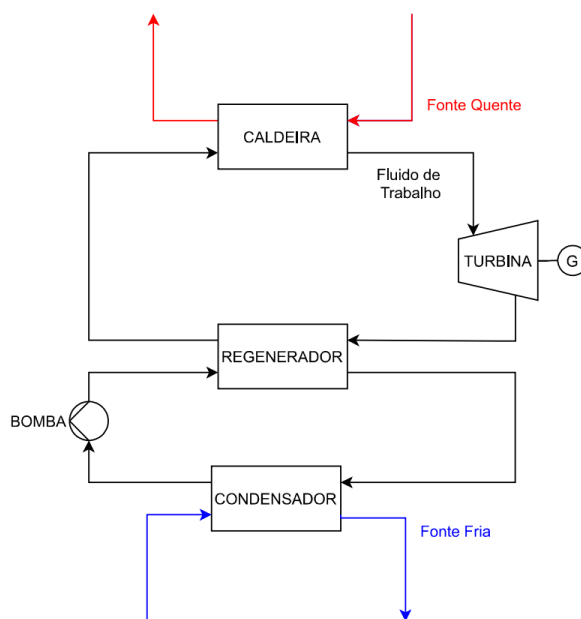
São vários os fluidos orgânicos com potencial para uso como fluido de trabalho em um ORC. Os fluidos de trabalho são categorizados segundo a inclinação da linha de vapor saturado, em diagramas T-s (temperatura-entropia). Fluidos úmidos têm a inclinação positiva, fluidos secos possuem a inclinação negativa e fluidos isentrópicos, uma linha de vapor saturado aproximadamente vertical, como exemplificado na Figura 2.3. Os fluidos úmidos geram gotículas nos estágios finais do expensor e requerem superaquecimento para evitar danos ao equipamento. Já os fluidos secos permanecem na condição de superaquecidos, até mesmo depois da expansão. Para fluidos isentrópicos, o vapor saturado permanece nesta condição e gotículas não são formadas durante a expansão (ROY et al., 2010). Entre as principais características necessárias a esses fluidos, estão: desempenho termodinâmico, estabilidade química, baixo impacto ambiental, disponibilidade e baixo custo.



Fonte: Adaptado de Saidur e outros (2012).

De acordo com Quoilin e outros (2013), apesar da multiplicidade de estudos sobre fluidos de trabalho, nenhum dos fluidos estudados foi ainda identificado como fluido ótimo para ORC. No entanto, fluidos isentrópicos e secos são comumente preferíveis em ciclos ORC pelo fato de não ser necessário superaquecer o fluido de trabalho nos ciclos subcríticos, procedimento comum nos ciclos Rankine convencionais. Porém, ao final da expansão dos fluidos secos, a temperatura é ainda relativamente alta comparada à temperatura de condensação. Isto acarreta em uma alta temperatura média termodinâmica de rejeição de calor, o que contribui para reduzir a eficiência do ciclo. Para melhorar essa eficiência, os ORC utilizam um trocador de calor que retira calor do fluido de trabalho na saída da turbina e pré-aquece o fluido de trabalho que sai da bomba, também denominado regenerador, como mostra a Figura 2.4.

Figura 2.4 - Ciclo Rankine orgânico com regenerador.



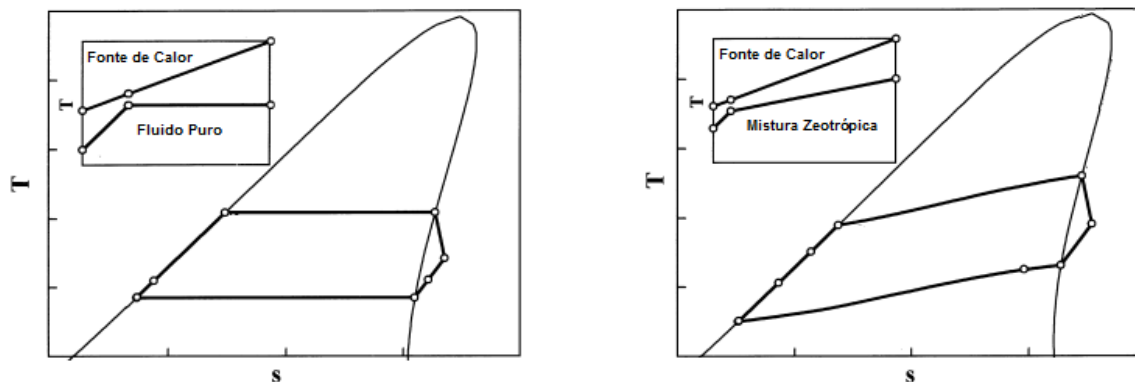
O dimensionamento de sistemas ORC requer decisões sobre a configuração da planta e o fluido de trabalho utilizado. Assim como no ciclo Rankine convencional, são possíveis várias configurações, como ciclos regenerativos, ciclos supercríticos ou ciclos com mais de um nível de pressão. Apesar de haver uma vasta literatura neste tópico, regras gerais ainda estão longe de ser alcançadas. Segundo Amicabile e outros (2015), o desempenho, tamanho e custo de plantas ORC estão extremamente ligados ao tipo de fluido de trabalho e à máxima pressão do ciclo. Portanto, a escolha destas variáveis e sua influência no desempenho devem ser consideradas para uma otimização adequada da planta.

Inicialmente, eram consideradas principalmente substâncias puras para fluidos de trabalho dos sistemas ORC, analogamente ao ciclo Rankine convencional. No entanto, a maior desvantagem de utilizar um fluido puro é o fato de as mudanças de fase ocorrerem à temperatura constante para uma determinada pressão. Como resultado, os perfis de temperatura da fonte de quente e da fonte fria não podem ser muito aproximados pelos perfis de temperatura do fluido na evaporação e condensação, levando a grandes irreversibilidades.

Segundo Korobitsyn (1998), a mudança de fase à temperatura constante implica em uma séria desvantagem em aplicações de ciclo *bottoming* para os ciclos Rankine (orgânico ou convencional). O uso de misturas de componentes adequadamente escolhidas pode resolver este problema, conforme mostra a Figura 2.5. Misturas

zeotrópicas caracterizam-se por mudanças de fase com temperatura variável à pressão constante. Esses fluidos são excelentes candidatos para aproximar os perfis de temperatura e com isso reduzir as irreversibilidades, promovendo um melhor desempenho do sistema ORC no aproveitamento da fonte de calor (CHYS et al., 2012).

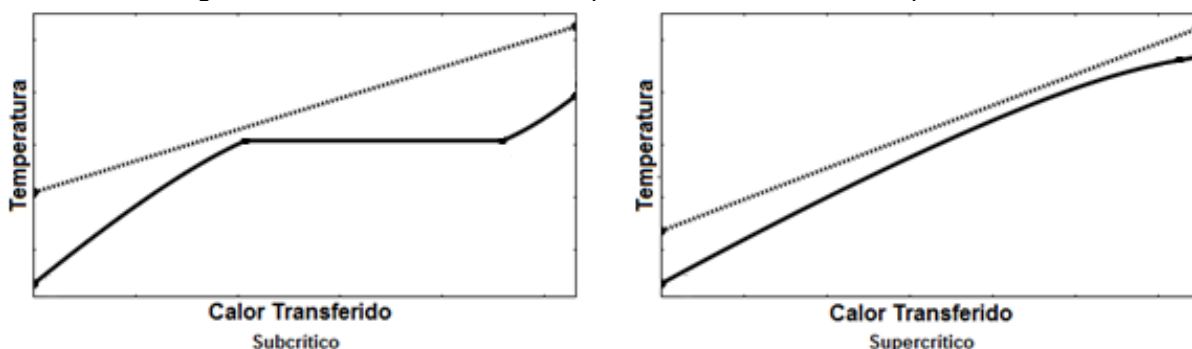
Figura 2.5 - Fluido puro e mistura zeotrópica.



Fonte: Adaptado de Gianfranco e Paliano (1998).

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. O processo de aquecimento de um ORC supercrítico não passa por uma região distinta de duas fases como um ciclo subcrítico, obtendo assim uma melhor adequação térmica com menores irreversibilidades (Figura 2.6). Esta configuração está se tornando uma nova tendência devido a suas vantagens na eficiência térmica e simplicidade na configuração (CHEN, 2011). Segundo Wei e outros (2011) a eficiência do ORC aumenta com o aumento na pressão de circulação, tornando o ORC supercrítico uma boa escolha para recuperação de calor.

Figura 2.6 - Transferência de calor para ciclos subcríticos e supercríticos.



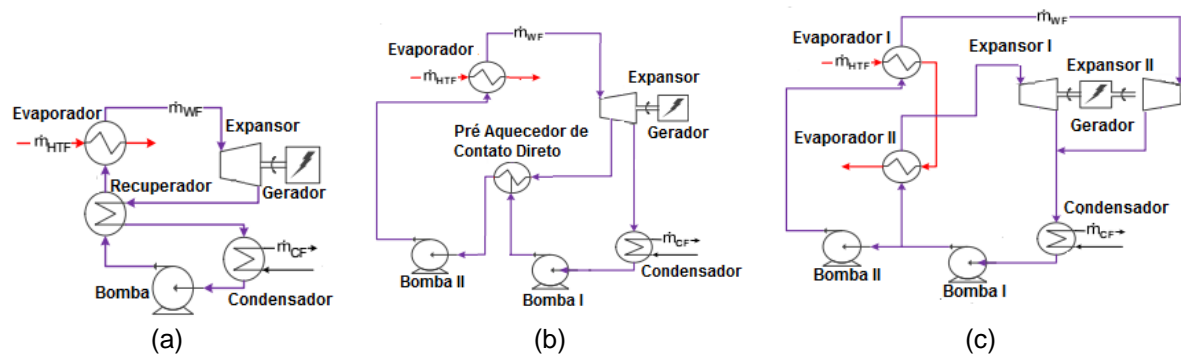
Fonte: Adaptado de Walraven e outros (2013).

Braimakis e outros (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 ciclopentano e propano.

Os sistemas ORCs podem apresentar diferentes configurações, dependendo da temperatura da fonte de calor, do número de fontes disponíveis e do espaço disponível para implantação deste sistema. Estas configurações são adotadas visando aumentar a temperatura média termodinâmica de adição de calor no ciclo e, com isto, elevar a eficiência do mesmo. Lecompte e outros (2015) realizaram uma extensa revisão das possíveis configurações de ORC para recuperação de calor. Entre as citadas, destacam-se:

- ORC com Recuperador (Figura 2.7(a));
- ORC Regenerativo (Figura 2.7(b));
- ORC Supercrítico;
- ORC com Múltiplos Níveis de Pressão (Figura 2.7(c)).

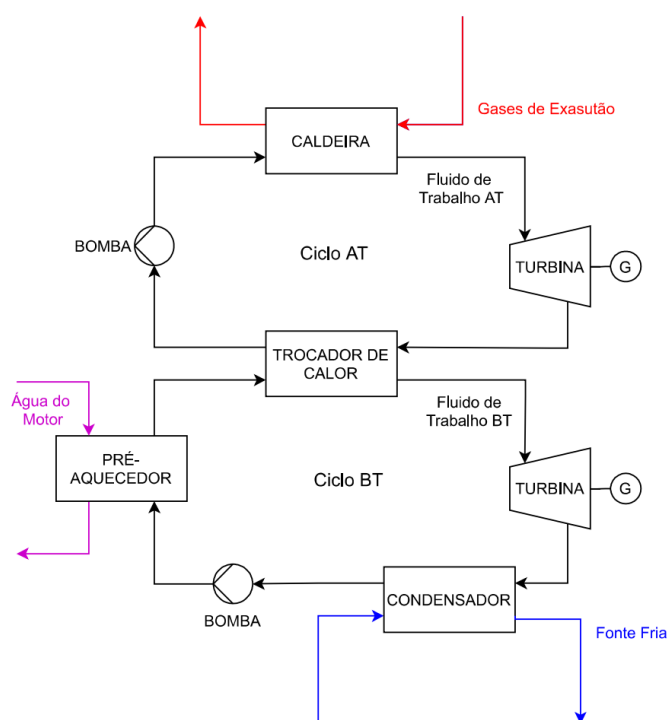
Figura 2.7 - Configurações de ORC. (a) Recuperativo; (b) Regenerativo e (c) Múltiplos níveis de pressão.



Fonte: Adaptado de Lecompte e outros (2015).

Recentemente, os ORC em cascata têm sido amplamente analisados na recuperação de calor residual de MACI (Figura 2.8). Nesta configuração, o ciclo de alta temperatura (AT) recupera o calor dos gases de exaustão, enquanto o ciclo de baixa temperatura (BT) recupera tanto o calor da água de resfriamento do motor, como o calor rejeitado pelo ciclo AT (SONG; GU, 2015).

Figura 2.8 - Exemplo de um ORC em cascata.



Nos últimos anos é extenso o número de estudos relacionados à utilização do ORC para o aproveitamento de calor residual de motores. Bombarda e outros (2010) compararam configurações de ORC e KA para a recuperação de calor dos gases de um motor Wärtsilä 20V32, com uma potência elétrica nominal de 8,9 MW. Os gases de exaustão estavam disponíveis à 346 °C com uma vazão mássica de 17,5 kg/s por motor. Os autores aplicaram uma otimização paramétrica e a função objetivo adotada era a maximização da potência líquida. Os resultados da otimização apresentaram uma potência líquida adicional de 1615 kW para o KA e 1603 kW para o ORC, recuperando o calor dos gases de dois motores. Contudo, apesar da pequena vantagem na potência líquida gerada, o sistema KA resultante apresentou uma pressão máxima muito superior, uma estrutura mais complexa e maiores áreas dos trocadores de calor.

Larsen e outros (2014b) também realizaram uma otimização termodinâmica paramétrica para aplicação de recuperação de calor em motores marítimos. Um modelo de um motor diesel dois tempos 7L70 MC MAN B&W foi utilizado com potência produzida de 16,93 MW e vazão mássica de gases de exaustão de 42,1 kg/s à 234 °C. Os autores compararam diferentes ciclos de potência, incluindo ORC, KA e CRC. O método de otimização escolhido foi o algoritmo genético e a função objetivo foi a maximização da potência líquida. Os resultados da otimização indicam que o KA não

apresenta vantagens para o caso estudado, comparado ao CRC e ORC. Além disso, o ORC apresentou o maior potencial para geração de potência líquida adicional, com um aumento de 7% na potência do motor.

Soffiato e outros (2015) examinaram o aproveitamento de parte do calor residual na água de resfriamento do motor, do óleo do motor e do resfriamento do ar de admissão 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 820 kW, o que representa um aumento da potência produzida em 3,5%.

Dumont e outros (2018) aplicaram uma metodologia de otimização termoeconômica paramétrica de um sistema de recuperação de calor residual, utilizando ORC, para o aproveitamento do calor de uma termelétrica equipada com motores a biogás de 500 kWe. A termelétrica é considerada operando 7971 horas por ano, rejeitando gases de exaustão à 470 °C e água de resfriamento do motor à 88 °C. Empregando um algoritmo genético, os autores compararam a otimização de diferentes configurações e fluidos de trabalho, utilizando critérios econômicos como funções objetivo. Os resultados mostraram que soluções ótimas de ORC com potencial de economia de energia de até 600 MWh por ano e com um período de *payback* inferior à três anos eram possíveis.

Zhu e outros (2018) apresentaram uma otimização paramétrica multi-objetivo de uma configuração simples de ORC para aproveitamento de calor dos gases de exaustão de um motor marítimo. O motor estudado foi um Zichai 6210ZLC-5 com uma potência produzida de 662 kW. A temperatura dos gases de exaustão e sua vazão mássica foram adotados como 350 °C e 1,62 kg/s. Diferentes fluidos de trabalho foram utilizados nas otimizações e seus respectivos resultados foram comparados. R141b apresentou o melhor desempenho com uma eficiência térmica de 19,87%, eficiência exergética de 45,84% e máxima potência líquida de 97 kW.

Silva e outros (2018), realizaram uma otimização paramétrica de um sistema ORC para recuperação de calor de uma usina termelétrica equipada com motores diesel. A usina é composta por 120 motores Diesel turboalimentados, com potência de 2480 kWe por motor. Cada motor rejeita 5,35 kg/s de gases de exaustão a 269°C. As condições de operação da usina não foram apresentadas pelos autores. As otimizações foram realizadas separadamente para condições subcríticas e

supercríticas, configurações regenerativas e não regenerativas, utilizando sete fluidos de trabalho diferentes. As condições de operação foram otimizadas, visando o aumento da potência líquida gerada, utilizando um algoritmo genético. Os autores concluíram que a exergia dos gases de escape representa 6,5% do insumo exergia e pode ser totalmente recuperada para produção de energia do ponto de vista termodinâmico. Utilizando ciclos regenerativos supercríticos, os fluidos R123 e Novec649 apresentaram os melhores resultados, com um aumento na potência líquida gerada de 7,2% e 6,8%, respectivamente.

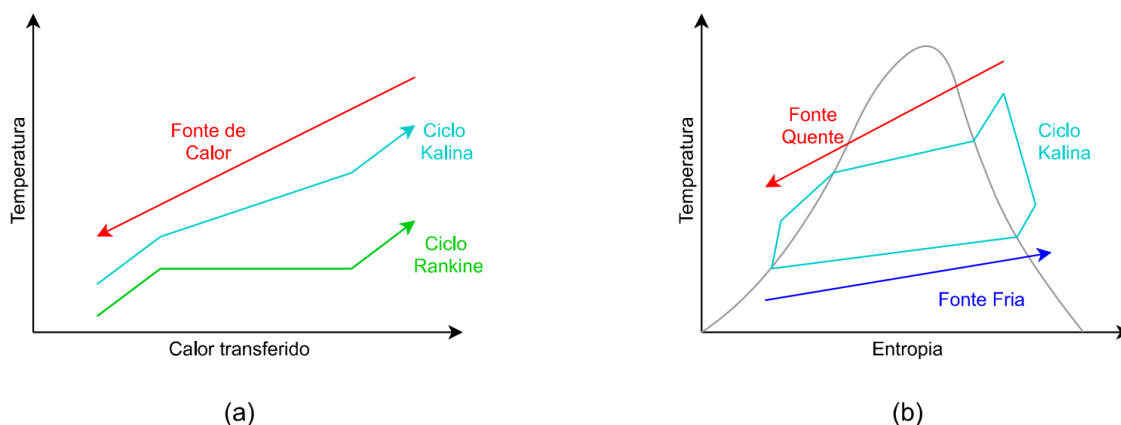
2.3. CICLO KALINA (KA)

Os ciclos Rankine possui uma série de desvantagem em aplicações como ciclo do tipo *bottoming* para o aproveitamento de calor de baixas e médias temperaturas em ciclos combinados, bem como para a geração de eletricidade a partir de recursos de calor de baixa temperatura, devido à temperatura de vaporização de fluidos puros ser constante. A fim de contornar estas desvantagens, Alexander I. Kalina desenvolveu um novo ciclo de potência em que a mistura amônia e água é utilizada como fluido de trabalho (KALINA, 1984).

O motivo de usar uma mistura binária como fluido de trabalho em um ciclo de potência é a redução das irreversibilidades inerentes dos processos de troca de calor, devido à diferença entre os perfis de temperatura. Misturas binários evaporam e condensam a temperaturas variáveis sob pressão constante, enquanto fluidos puros evaporam e condensam a temperaturas constantes. A variação de temperatura, durante a mudança de fase, permite manter o perfil de temperatura do fluido de trabalho mais próximo dos perfis das fontes quentes e frias, como pode ser visto na Figura 2.9 (THORIN, 2000). Conseqüentemente, o ciclo Kalina pode ser mais eficiente que o Rankine, para a mesma fonte quente e fria, devido à maior temperatura média termodinâmica de adição de calor e à menor temperatura média termodinâmica de rejeição de calor do ciclo Kalina em relação a um ciclo Rankine.

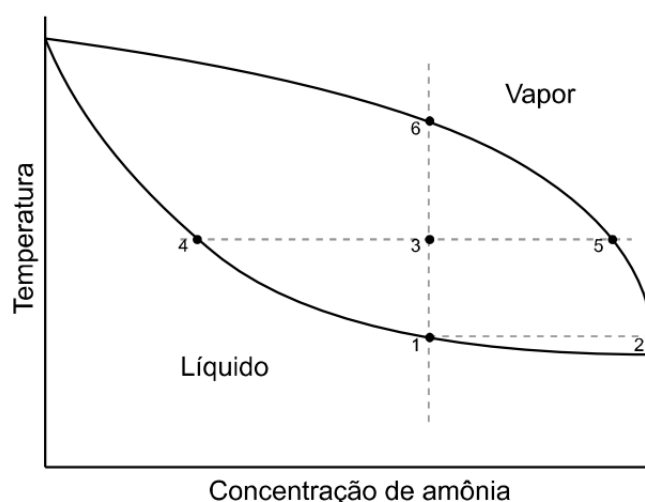
Segundo Jonsson (2003), amônia e água formam uma mistura zeotrópica. Misturas zeotrópicas ao passarem por mudança de fase apresentam composições distintas em suas parcelas de vapor e líquido. Conforme a temperatura varia, a composição das parcelas também varia, como ilustrado pelos pontos 1 a 6 na Figura 2.10.

Figura 2.9 - (a) Troca térmica nos evaporadores de ciclos Kalina e Rankine. (b) Exemplo de diagrama T-s de um ciclo Kalina.



Quando a mistura começa a evaporar à temperatura de ponto de bolha, dado pelo ponto 1, um vapor que é mais rico em amônia (componente mais volátil) é formado com a composição do ponto 2. Conforme a mistura eleva sua temperatura e continua a evaporar, a mistura atinge o ponto 3, onde as concentrações do líquido remanescente e do vapor são dadas pelos pontos 4 e 5, respectivamente. Eventualmente o ponto 6 é atingido, onde a mistura é totalmente vapor saturado à temperatura de ponto de orvalho e a concentração do vapor é idêntica à concentração do líquido no início do processo. O processo de condensação é realizado de modo análogo e inverso ao processo de evaporação.

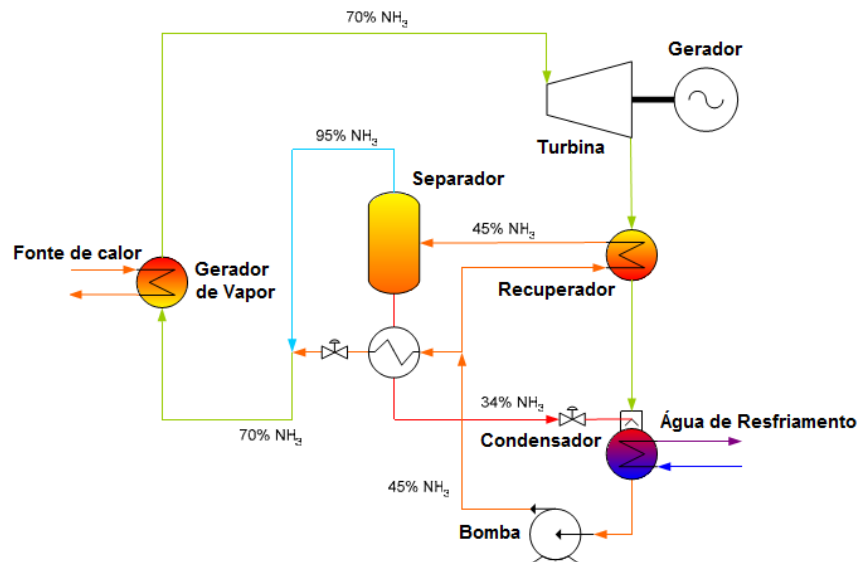
Figura 2.10 - Diagrama de temperatura e composição para uma mistura amônia-água.



De acordo com Thorin (2000), uma troca de calor interna ainda mais eficiente pode ser obtida através da variação da composição da mistura ao longo do ciclo. Este fenômeno pode ser realizado através da inserção de um ou mais separadores no ciclo. O separador ao receber uma mistura bifásica de determinada concentração, produz

(separando as fases) dois fluxos: um fluxo de líquido com baixa concentração de amônia e um fluxo de vapor com alta concentração de amônia. Um exemplo de ciclo Kalina com esta característica é ilustrado na Figura 2.11.

Figura 2.11 - Planta de ciclo Kalina.



Fonte: Adaptado de Mlcak (1996).

Segundo Jonsson (2003), um fluxo de alta concentração de amônia na saída da turbina, necessitaria de uma água de resfriamento com temperatura extremamente baixa, para pressões convencionais de condensação. Uma alternativa é utilizar turbinas com grandes contrapressões, para aumentar a temperatura de condensação. No entanto, isso diminui a potência líquida gerada pelo ciclo. O processo de separação pode reduzir a concentração do fluxo de entrada no condensador, ao misturar uma solução de baixa concentração de amônia com o fluxo de saída da turbina. Este artifício permite a expansão na turbina até pressões menores.

Como a mistura amônia-água possui uma temperatura relativamente alta na saída da turbina, a condensação desta mistura nestas condições aumentaria a temperatura média termodinâmica de rejeição de calor e, conseqüentemente, diminuiria a eficiência do ciclo. A inclusão de um recuperador (regenerador) possibilita a diminuição da temperatura do fluido de trabalho na entrada do condensador e aproveita este calor para pré-aquecer o fluido de trabalho após a saída da bomba.

Estas características inerentes da mistura zeotrópica diminuem as irreversibilidades nas trocas térmicas, sem a necessidade das plantas Kalina apresentarem complexos sistemas multipressão. Nos ciclos Rankine convencionais, é comum os projetistas

desenvolverem ciclos com dois ou até três níveis de pressão para melhorar a eficiência do ciclo. (MLCAK, 1996).

Segundo Singh e Pedersen (2016), em comparação com o CRC, as plantas Kalina têm a vantagem de utilizar turbinas de contrapressão ao invés de condensação, reduzindo o volume específico na saída da turbina. Além disso, plantas Kalina podem usar turbinas convencionais a vapor, devido a similaridade do peso molecular da água e da amônia. Em relação ao material de construção, as plantas Kalina não necessitam de requerimentos especiais e aço carbono pode ser utilizado para aplicações de recuperação de calor. No entanto, de acordo com Bombarda e outros (2010), comparado aos ciclos Rankine orgânicos, os ciclos Kalina necessitam de pressões de evaporação muito maiores para atingir desempenho equivalente. Esta alta pressão de evaporação requer equipamentos mais resistentes e conseqüentemente mais caros, comparados ao ORC.

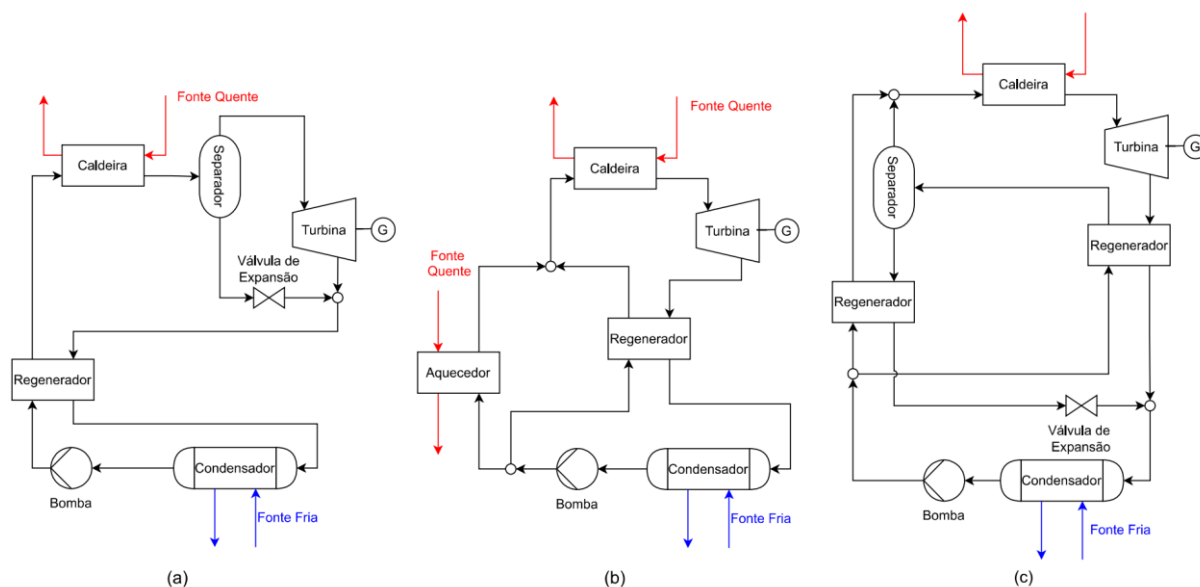
Em relação às questões ambientais e de segurança, a amônia é uma substância muito comum que é regularmente utilizada industrialmente. A amônia é ecologicamente segura, não apresenta dano à camada de ozônio e nem gera aquecimento global. Devido ao forte odor e capacidade de causar irritação ao contato, a amônia é autoalarmante e serve como próprio controlador de estanqueidade (MLCAK, 1996).

Segundo Zhang (2012), os ciclos Kalina possuem diversas configurações possíveis baseado na aplicação específica. Cada sistema Kalina (KCS) no conjunto de configurações é identificado por um determinado número, por exemplo KCS 1. De acordo com Srinivas e outros (2019) os KCS possuem grande flexibilidade para se adequar ao range de temperatura da fonte de calor. A Figura 2.12 a seguir exemplifica sistemas Kalina para baixas, médias e altas temperaturas (BECQUIN E FREUND, 2012; SRINIVAS et al., 2019; SINGH E PEDERSEN, 2016).

Apesar de plantas Kalina não serem tão difundidas quanto plantas ORC, vários estudos acerca de recuperação de calor em MACI utilizando sistemas Kalina foram realizados ultimamente. Jonsson (2003) estudou a aplicação de ciclo Kalina para o aproveitamento de calor de motores diesel Wärtsilä 18V32GD e 18V46GD, de 6,5 e 15,7 MW de potência respectivamente. Diversas configurações do ciclo Kalina foram estudadas, aproveitando os gases de exaustão e a água de resfriamento. Para uma configuração simples, aproveitando somente os gases, a aplicação do ciclo Kalina resultou em um aumento de 5,1 e 6,3% na eficiência elétrica dos motores 18V32GD

e 18V46GD, respectivamente. Utilizando uma configuração mais avançada e aproveitando tanto a água do motor quanto os gases, a utilização do ciclo Kalina resultou em um aumento de 8 e 7,2% na eficiência elétrica dos motores 18V32GD e 18V46GD, respectivamente

Figura 2.12 - Configurações do ciclo Kalina: (a) baixa, (b) intermediária e (c) alta temperatura.



Bombarda e outros (2010) estudaram o aproveitamento dos gases de exaustão de um motor Wärtsilä 20V32 de 8,9 MW de potência, através de um sistema Kalina. Aproveitando os gases de exaustão de dois motores, o sistema Kalina apresentou uma potência adicional de 1615 kW, o que representa um aumento de 9% na geração de potência.

Larsen e outros (2014b) 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 825 kW, que representa um aumento na potência de 4,9%.

Larsen e outros (2014a) também 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 tem potencial de produzir até 1943 kW de potência adicional, o que representa um aumento na potência de 10,9%.

Bahlouli e outros (2015) realizaram uma otimização paramétrica multi-objetivo considerando um sistema KA visando trigeração combinado com um motor de ignição

por compressão com carga homogênea (HCCI). Os autores desenvolveram um modelo utilizando dados experimentais do motor Volvo TD100 com uma potência produzida de 180 kW. Detalhes das condições de operação não foram apresentados pelos autores. Dois cenários diferentes foram estudados para determinar os melhores parâmetros utilizando um algoritmo evolucionário. Para o primeiro cenário, a eficiência exergética foi maximizada e o custo unitário minimizado. Este cenário apresentou um aumento de 16% na eficiência exergética e uma redução de 10% no custo unitário. No entanto, a capacidade de refrigeração foi reduzida em 83%. As funções objetivo do segundo cenário foram maximização da potência líquida e minimização do custo unitário e da exergia específica do fluxo de refrigeração. Este cenário melhorou tanto a geração de potência, quanto a capacidade de refrigeração, promovendo um aumento da eficiência exergética de 5,6%.

2.4. CHILLER POR ABSORÇÃO (ChA)

O princípio para o aumento da potência empregando sistemas de refrigeração por absorção é o resfriamento do ar de admissão do motor utilizando a energia (ou o calor) rejeitada pelo próprio motor alternativo de combustão interna. Resfriar o ar de admissão o torna mais denso (menor volume específico) e, assim, o MACI opera com uma maior quantidade mássica de oxigênio com uma temperatura menor, o que aumenta a eficiência do processo de combustão. Isto implica em uma maior geração de potência de eixo, mas, geralmente, também em uma maior demanda de combustível. No caso específico de motores turboalimentados, o resfriamento do ar de admissão promove um trabalho de compressão mais eficiente. Além disso, se o limite da pressão média efetiva nos cilindros não tiver sido atingido, o resfriamento do ar de admissão permite aumentar a pressão média efetiva nos cilindros, aumentando assim a potência produzida pelo motor. Contudo, isso só é possível se o turbocompressor continuar dentro da sua faixa de operação e a abertura da válvula *waste-gate* ainda permanecer em controle. A eficiência do motor será influenciada por um balanço destas tendências, podendo aumentar ou não. Entretanto, a potência do motor sempre aumenta. Nos casos de termelétricas equipadas com motores há ainda a possibilidade de reduzir o consumo de potência dos radiadores e dos sistemas de ar condicionado através do uso da água gelada produzida pelo *chiller*.

Além disso, os sistemas de refrigeração por absorção podem operar com várias fontes de calor e isto é ideal para aplicações de recuperação de resíduos térmicos em motores (TALBI; AGNEW, 2002).

De acordo com Moran e outros (2014), os ciclos de refrigeração por absorção possuem algumas características em comum com os ciclos de compressão de vapor, mas diferenciam-se em dois detalhes importantes:

- (i) Natureza do processo de compressão: ao invés de usar um compressor mecânico acionado por um motor elétrico, o refrigerante de um sistema por absorção é absorvido por uma substância secundária, chamada absorvente. A solução líquida resultante é bombeada para uma pressão mais elevada no gerador de vapor. A utilização de uma bomba faz com que os sistemas de refrigeração por absorção demandem uma mínima potência de acionamento, quando comparados com os sistemas por compressão de vapor;
- (ii) A força motriz: é o calor de uma fonte quente (água quente, vapor e gases de exaustão) transferida para o gerador de vapor. Neste equipamento, o refrigerante passa por um processo de dessorção e é encaminhado para o condensador, enquanto uma solução com fraca concentração do refrigerante retorna para o absorvedor através de uma válvula redutora de pressão.

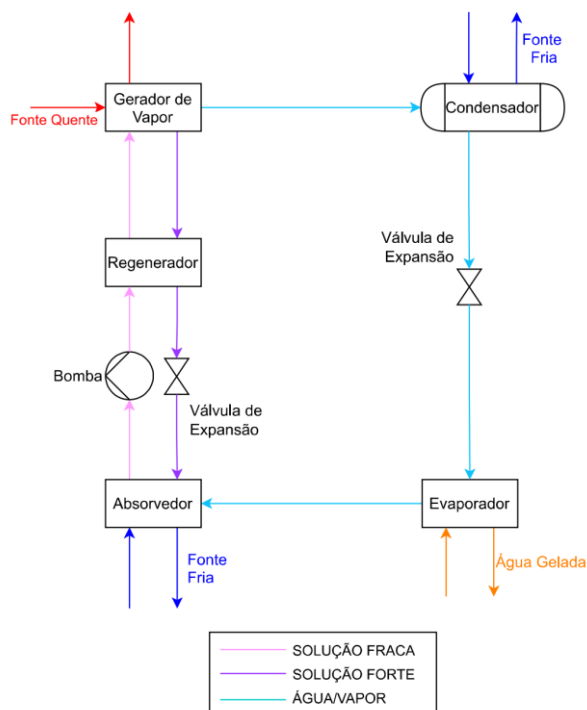
Um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito se encontra representado na Figura 2.13, mostrando os seus principais componentes. Existem também os sistemas de duplo efeito, que são mais eficientes e usados para fontes quentes de alta temperatura, como vapor e gases de exaustão.

O refrigerante circula pelo condensador, válvula de expansão e evaporador como em um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Nos sistemas de simples efeito, a fonte quente utilizada normalmente é água quente ou vapor, mas gases de exaustão também podem ser utilizados. Assim como o condensador, o absorvedor também precisa ser resfriado com água de resfriamento ou ar.

A água gelada para o resfriamento do ar de admissão do motor é produzida no evaporador. Na Figura 2.13 há também um trocador de calor (regenerador) para pré-aquecer a solução fraca, que vai para o gerador de vapor, com o calor retirado da solução forte, que volta para o absorvedor. As duas principais combinações de fluidos utilizados em *chillers* são: amônia e água ou água e brometo de lítio. Porém, na

primeira a água é absorvente e na segunda é refrigerante. Por isso, para produção de água gelada visando o condicionamento de ar, usa-se a segunda combinação.

Figura 2.13 - Esquemático de um chiller por absorção (simples efeito).



O resfriamento do ar de admissão para aumentar a potência é muito comum em plantas que utilizam turbinas a gás. Nestes casos, uma caldeira de recuperação pode ser utilizada para gerar vapor para fornecer calor para os *chillers* por absorção que resfriam o ar das turbinas. Em plantas que empregam MACI, este artifício não é muito difundido. No entanto, exemplos de utilização em conjunto de MACI e sistemas de refrigeração por absorção (*chillers*) são muito encontrados na indústria, principalmente nas plantas de trigeriação (produção de potência elétrica, calor e capacidade de refrigeração). Além do uso de vapor, é possível fornecer calor para os *chillers* diretamente com os gases de exaustão ou com a água quente do resfriamento do motor.

Talbi e Agnew (2002) analisaram a utilização de um sistema de refrigeração por absorção para recuperar o calor dos gases de exaustão de um motor diesel turboalimentado e resfriar o ar de admissão do motor. Os resultados apresentados indicam que, resfriando o ar de admissão antes e após a turbocompressão, obtém-se um aumento de 8% na potência do motor e ainda o condicionamento do ambiente.

Bouazzaoui e outros (2008) estudaram a utilização de *chillers* de duplo efeito para aproveitar o calor proveniente da água de resfriamento do bloco do motor e dos gases

de exaustão. Os resultados demonstraram uma maior capacidade de refrigeração do que se fosse utilizado um *chiller* de simples efeito.

Salviano e Modesto (2011) pesquisaram a combinação de um ciclo de refrigeração por absorção com um motor diesel turboalimentado. Concluíram que a energia térmica contida na água de resfriamento do motor é suficiente para acionar um sistema de refrigeração por absorção para resfriar o ar pós-compressão a níveis convencionais.

Kadunic e outros (2014) realizaram um estudo baseado no projeto Abgaswärmenutzung II da empresa Heat2Cool, em que analisavam o aumento da eficiência de um motor turboalimentado ao resfriar o ar de admissão. A fonte quente utilizada pelo sistema era gases de exaustão. Entre os resultados, mostrou-se um aumento da eficiência em 13% e uma redução no consumo específico de combustível de até 10,5%, através do resfriamento do ar de admissão em conjunto com mudança nos parâmetros de controle do motor (tempo de ignição, mistura ar-combustível).

2.5. MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO DE SUPERESTRUTURAS

De acordo com Frangopoulos (2003), otimização é o processo de encontrar as condições, ou seja, os valores das variáveis, que fornecem o mínimo (ou máximo) de determinada meta. Esta meta é denominada função objetivo, a qual é especificada e expressa por meio de funções matemáticas de determinadas variáveis.

No caso específico de otimização de sistemas térmicos existem duas principais vertentes: otimização termodinâmica e otimização termoeconômica. Na otimização termodinâmica a função objetivo e a modelagem do sistema térmico são realizadas apenas por meio da primeira e segunda lei da termodinâmica. Portanto, os resultados deste tipo de otimização são de caráter apenas energético e exergético, possuindo embasamento somente para análises termodinâmicas. Já na otimização termoeconômica, além da modelagem termodinâmica, é realizada a modelagem econômica, ou seja, são modelados os custos envolvidos no sistema térmico. A função objetivo neste tipo de otimização é influenciada tanto pelo modelo termodinâmico quanto pelo modelo econômico. Logo, os resultados provenientes deste tipo de otimização possibilitam tanto análises termodinâmicas, quanto econômicas do sistema, podendo permitir também análises de viabilidade econômica.

As otimizações de sistemas térmicos podem ser também classificadas como problemas de demanda fixa ou de insumo fixo. Problemas de demanda fixa são caracterizados por problemas de otimização onde os produtos do sistema térmico são conhecidos e fixos. O caso mais comum de um problema de otimização de demanda fixa é o conhecido problema CGAM (VALERO et al., 1994) que consiste na otimização de um sistema de cogeração composto de turbina a gás e caldeira de recuperação onde a potência líquida e o vapor saturado produzidos eram pré-definidos e invariáveis. Portanto, neste problema a otimização termoeconômica visou à minimização dos custos da planta, os quais englobam os custos dos equipamentos e custo do combustível (insumo). Por outro lado, os casos de problemas de insumo fixo são caracterizados por apresentarem a fonte energética (insumo) definida. Esse tipo de problema de otimização é exemplificado pelos problemas de recuperação de calor residual, tema de estudo desta tese. Os motores alternativos de combustão interna, funcionando em um ponto operacional fixo, produzem uma quantidade definida de calor residual na forma de gases de exaustão e água de resfriamento. Portanto, um problema de otimização de recuperação de calor residual visa à otimização do sistema térmico de recuperação para a produção de um determinado objetivo, por exemplo, produção de potência adicional.

Em um projeto ótimo de sistemas térmicos, a relação de equipamentos e suas interconexões deve ser otimizada (DONATELLI, 2002), isto é, a melhor configuração para o sistema térmico deve ser sempre investigada e definida. Esse problema constitui a otimização estrutural, também chamado de problema de síntese. No entanto, cada configuração deve ser sujeita à otimização paramétrica ou de parâmetros, que envolve as variáveis relacionadas às dimensões dos equipamentos e aos parâmetros operacionais.

Segundo Grossmann (1990), o problema de síntese é uma das atividades mais importantes nas etapas preliminares de projeto de sistemas térmicos. Na etapa de síntese as decisões têm um grande impacto nos custos, qualidade e influência nos resultados da etapa de design (parâmetros).

Os problemas de otimização podem realizar separadamente as otimizações estrutural ou paramétrica. Neste primeiro caso é realizada a definição da estrutura do sistema por meio da otimização estrutural, pois esta possui um impacto maior nos resultados do sistema. No entanto, muitos estudos encontrados na literatura não realizam a

otimização estrutural, comparando diretamente resultados de várias otimizações paramétricas de diferentes configurações estruturais, por exemplo, Soffiato e outros (2015), Scaccabarozzi e outros (2018), Rosset e outros (2018), Negash e outros (2018) e Lümme e outros (2018). Contudo, Frangopoulos (2018) afirma que se o objetivo é uma otimização completa, a otimização paramétrica não pode ser realizada de forma isolada da otimização estrutural.

Frangopoulos e outros (2002), em seu trabalho, comentam e classificam os métodos obtidos na literatura para a síntese ótima de sistemas térmicos. Entretanto, dentre os três grupos de métodos para a síntese ótima de sistemas térmicos, encontra-se o método baseado em superestruturas. Este método, em princípio, pode resolver simultaneamente o problema de otimização completo, isto é, obter simultaneamente a estrutura e os parâmetros ótimos do sistema térmico.

De acordo com Wang e outros (2019), o método de superestrutura tem como objetivo encontrar uma solução ótima dentre todas as alternativas encontradas em um grande sistema térmico, que considera todos os componentes e interconexões possíveis. Os fundamentos do método de superestruturas envolvem três aspectos: concepção da superestrutura, modelagem da superestrutura e formulação do problema de otimização. Na literatura são encontrados alguns trabalhos de otimização de sistemas térmicos utilizando superestruturas, dentre os quais pode-se citar: Frangopoulos (1990), Ballestieri (1994), Floudas (1995), Maia e outros (1995), Manolas e outros (1996), Olsommer e outros (1999), Munoz e Von Spakovsky (2000), Munoz e Von Spakovsky (2001a), Munoz e Von Spakovsky (2001b), Donatelli (2002) e Araújo (2008).

A concepção de uma superestrutura adequada ao projeto do sistema térmico é de vital importância, pois todas as flexibilidades de configuração possíveis do sistema são incorporadas na mesma. Segundo Wang e outros (2019), em princípio, a concepção de uma superestrutura excessivamente grande pode incluir todas as possíveis alternativas. No entanto, isto pode levar a um grande número de soluções inviáveis, que podem acarretar em um esforço computacional proibitivo, visto que a complexibilidade computacional quase sempre aumenta exponencialmente com o número de componentes da superestrutura. Contudo, para a maioria das aplicações, as superestruturas consideram apenas um número limitado de alternativas baseado em métodos de conhecimento de engenharia.

A modelagem da superestrutura deve incluir modelos físicos e econômicos dos componentes, além das interligações entre eles e o meio externo. De acordo com Pires e outros (2013), os sistemas térmicos modernos tendem a ser termodinamicamente e estruturalmente complexos, com um grande número de componentes, interconexões e fluxos, modelados por sistemas de equações não lineares. Sendo assim, a modelagem utilizando um simulador de processos profissional é desejável para conseguir eficiência computacional, pois este irá cuidar de todas as equações termodinâmicas, propriedades, modelos de componentes e balanços de massa e energia.

Segundo Wang e outros (2019), as superestruturas são normalmente modeladas utilizando variáveis binárias para determinar a existência ou não de componentes. Quando o valor da variável é zero, o componente não existe, quando o valor é um, o componente existe. Problemas de otimização desta natureza são generalizados em problemas de programação não linear mista inteira (MINLP - *Mixed-Integer Non-Linear Programming*) ou programação linear mista inteira (MILP - *Mixed-Integer Linear Programming*), a depender se as equações algébricas são de natureza não linear ou linear. Como estes modelos são normalmente difíceis de resolver, várias técnicas de aceleração têm sido desenvolvidas para diferentes aplicações. Por exemplo, diversas técnicas de decomposição podem ser utilizadas para dividir a superestruturas em problemas menores (Frangopoulos, 2002). Outra técnica é a modelagem estrutural implícita através de variáveis contínuas, por exemplo, usar vazão mássica nula através de um componente para determinar sua não existência (LANG E BIEGLER, 2002; STEIN et al., 2004). Desta forma, as variáveis binárias são eliminadas e os problemas se tornam problemas de programação não linear (NLP - *Nonlinear Programming*) ou programação linear (LP - *Linear Programming*). A maioria das aplicações de superestruturas utilizam as variáveis binárias devido à essência combinatória do problema em questão. Por exemplo, um tipo de reator pode ser selecionado entre vários candidatos considerados na superestrutura. No entanto, quando a análise combinatória não é mandatória na modelagem da superestrutura, o uso da técnica de modelagem estrutural implícita pode evitar as dificuldades inerentes dos processos combinatórios (UMEDA et al., 1972).

Após a modelagem da superestrutura, deve ser realizada a formulação do problema de otimização. Segundo Edgar e outros (2001), todo problema de otimização contém três categorias essenciais:

- 1) Ao menos uma função objetivo a ser otimizada;
- 2) Restrições de igualdade (equações);
- 3) Restrições de desigualdade (inequações).

As categorias 2 e 3 constituem os modelos dos processos ou equipamentos e a categoria 1 é muitas vezes chamada de modelo econômico. Em uma otimização, busca-se encontrar uma solução que minimize ou maximize a função objetivo e que simultaneamente atenda às restrições, ou seja, a solução encontrada deve pertencer à região viável. Para que as condições ótimas sejam alcançadas, o sistema deve ter liberdade para manipular as variáveis de decisão, também denominadas variáveis de projeto. Ou seja, algumas condições do sistema são modificadas de forma que o ponto ótimo viável seja alcançado.

Frangopoulos e outros (2002) fornecem uma formulação matemática geral para um problema de otimização de sistemas térmicos. A função objetivo do problema de otimização, isto é, síntese, projeto e operação, é descrita conforme (2.1).

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar } F(x, w, z) \\
 & \text{Sujeito a:} \\
 & h_i(x) = 0; i = 1, 2, \dots, I \\
 & g_j(x) \leq 0; j = 1, 2, \dots, J
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

Onde,

- x = conjunto de variáveis independentes para otimização da operação, tais como, o fator de carga de componentes, as taxas de fluxo de massa, as pressões e as temperaturas, dentre outras;
- w = conjunto de variáveis independentes para otimização do projeto, como a capacidade nominal de componentes, a geometria, as taxas de fluxo de massa, as pressões, as temperaturas de fluxos, etc...;
- z = variáveis independentes para a otimização de síntese. Entretanto, existe apenas uma variável deste tipo para cada componente, que indica se o mesmo existe na configuração ótima ou não. Pode ser um binário (0 ou 1), um número inteiro ou uma variável contínua, como por exemplo, a potência nominal de um

componente, com um valor igual a zero, indicando a inexistência de um componente na configuração final;

- $h_i(x)$ = funções de restrição de igualdade que constituem o modelo de simulação do sistema e são derivados de uma análise do sistema, como balanço de massa, balanço energético, balanço exergético, análise econômica, etc...;
- $g_j(x)$ = funções de restrições de desigualdade, correspondentes aos limites de projeto e de operação, aos regulamentos estaduais, aos requisitos de segurança, etc...

Vários objetivos pertinentes a sistemas térmicos podem ser escritos na forma de (2.1). Por exemplo, a função objetivo (f) pode ser o consumo de combustível, a destruição de exergia, o custo anual incluindo aquisição, operação e manutenção, o custo do ciclo de vida (incluindo considerações ambientais, se necessário), etc. Na otimização multi-objetivo, os problemas envolvem duas ou mais funções objetivo conflitantes, ou seja, o benefício de uma função é dado em detrimento de outra. Segundo Wang e outros (2019), os problemas multiobjetivo possuem muitas soluções, conhecidas como soluções Pareto-ótimas, e seu conjunto é denominado de fronteira Pareto. Existem diversos métodos para gerar as fronteiras Pareto, entre os clássicos é possível citar: métodos da soma ponderada, método ϵ -restrito e método da restrição normalizada.

Portanto, a formulação de um problema de otimização de uma superestrutura é, em resumo, a definição da função objetivo a ser minimizada ou maximizada, as restrições de igualdade, que normalmente são as equações do modelo 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 o problema escolhendo-se um método de otimização adequado.

De acordo com Bejan e outros (1996), como não há nenhum método matemático geral para realizar a busca de um valor ótimo, muitos métodos foram desenvolvidos para a solução eficiente de determinadas classes de problemas. Os métodos de otimização podem ser categorizados de acordo com a natureza da função objetivo, as restrições e as variáveis de decisão envolvidas. A função objetivo pode conter somente uma variável de decisão ou muitas variáveis de decisão, ser contínua ou conter descontinuidades e ser linear ou não linear. As restrições do problema de otimização

podem ser expressas como equações lineares ou não lineares (ou inequações). As variáveis de decisão podem ser contínuas, números inteiros, ou uma combinação.

De acordo com Wang e outros (2019), os problemas de otimização de sistemas térmicos são normalmente em sua natureza não lineares sujeitos a várias restrições, pertencendo às classes NLP ou MINLP. A não linearidade e descontinuidade são podem ser oriundas das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, características operacionais e de *design* de componentes, equações de custo de equipamentos, equações de balanço de energia, etc. Portanto, dadas essas características, o método de otimização deve ser capaz, em princípio, de resolver tal problema de otimização. Outra possível solução é a utilização de técnicas de linearização na modelagem que transformam problemas NLP ou MINLP em LP ou MILP, sem a perda significativa de precisão nos resultados, como por exemplo nos trabalhos de Carvalho e outros (2014), Pina e outros (2019) e Correia e outros (2021).

Devido a estas peculiaridades, para problemas de otimização de sistemas térmicos não lineares, métodos computacionais utilizando gradientes podem não ser viáveis ou de bom desempenho, de modo que os métodos de busca e os métodos evolucionários podem se tornar mais atraentes (PIRES et al., 2013). Ultimamente, algoritmos evolucionários têm sido empregados para procurar soluções realistas ótimas para sistemas térmicos. Esses algoritmos usam uma estratégia de busca estocástica para encontrar e comparar soluções viáveis até que a melhor solução seja determinada ou que um critério de finalização seja cumprido. As derivadas das equações do modelo não são exploradas no processo de busca e as modificações de processo só dependem do valor da função objetivo, facilitando assim o uso de simuladores de processo. Segundo Frangopoulos e outros (2002), estes métodos são indicados para estudos preliminares de otimização, antes de investir um maior esforço em soluções mais sofisticadas e dispendiosas.

O tipo da função objetivo, modelagem e restrições da otimização de sistemas térmicos resultam em problemas de otimização multimodais (não convexos), ou seja, problemas com muitos ótimos locais. Muitos métodos de otimização localizam um ótimo local mais próximo do ponto de partida. Métodos evolucionários ou estocásticos, vasculham o espaço de busca a partir de vários pontos distintos e são propensos a localizar o ótimo global (FRANGOPOULOS, 2018). Vários destes métodos estocásticos e *softwares* de otimização podem ser utilizados. Um dos métodos

estocásticos presente em vários *softwares* e simuladores de processos é o método do algoritmo genético, que é capaz de manusear variáveis contínuas e discretas e equações algébricas lineares e não lineares. De acordo com Frangopoulos (2003), algoritmos genéticos (AGs) foram desenvolvidos por J. Holland na tentativa de simular o crescimento e a decadência de organismos vivos em um ambiente natural. Embora projetado originalmente como simuladores, os AGs provaram-se ser uma técnica de otimização robusta. Filosoficamente, os AGs baseiam-se sobre os conceitos de evolução biológica (natural genética e seleção natural) e na teoria de Darwin da sobrevivência do mais apto. Os elementos básicos da genética natural, ou seja, reprodução, *crossover* e mutação são utilizados no processo de pesquisa genética. As principais características dos AGs são as seguintes:

- 1) Uma população de pontos (em vez de um único ponto) dentro do espaço de otimização, selecionados aleatoriamente, é usada para iniciar o procedimento. Uma vez que vários pontos são usados como candidatos a soluções, os AGs são menos propensos a serem presos em um ótimo local;
- 2) Os AGs utilizam apenas os valores da função objetivo. As derivadas não são usadas.
- 3) Nos AGs, as variáveis de decisão são representadas como sequências de variáveis binárias que correspondem aos cromossomos da genética natural. Qualquer tipo de variável, tanto discreta ou contínua, pode ser manipulada. Para as variáveis contínuas, a sequência de caracteres pode ser selecionada para que a resolução desejada seja alcançada.
- 4) O valor da função objetivo de cada sequência em uma população desempenha o papel de seleção da genética natural.
- 5) Uma nova população é gerada (reprodução) aplicando um *crossover* randômico e mutação sobre a outra. O valor da função objetivo é usado para que as sequências de caracteres fracas sejam descartadas, enquanto as sequências fortes fornecem mais proles na nova população. O procedimento é repetido até que nenhuma melhoria adicional seja alcançada.

As características mencionadas acima, evidenciam que os AGs são apropriados para problemas não lineares e espaços de decisão descontínuo e não-convexo (multimodais). Além disso, na maioria dos casos, apresentam uma alta probabilidade

de encontrar o ótimo global. Segundo Coley (1999), os AGs provaram ser capazes de solucionar problemas complexos de larga escala onde outros métodos apresentaram dificuldades.

Como foi mencionado anteriormente, os simuladores de processos são ferramentas essenciais atualmente na modelagem e otimização de sistemas complexos. Contudo, o maior problema usualmente encontrado na utilização dos simuladores de processos é a seleção adequada do simulador para um tipo específico de aplicação, pois cada programa para simulação de processos apresenta características próprias. Atualmente tem-se disponibilidade no mercado de vários simuladores de processos, dentre os quais se podem citar: *IPSEpro*, *ASPEN Plus*, *Thermoflex*, *GateCycle*, *Epsilon Professional*, *GAMS*, *JACOBIAN* e *EES*. Encontram-se na literatura vários trabalhos de modelagem superestruturas de sistemas térmicos utilizando simuladores de processos, podendo citar os trabalhos de Koch e outros (2007), Kostowski e Usón (2013), Wang e outros (2014) e Dahdah e Mitsos (2014).

Para avaliação dos softwares supracitados, foram estabelecidos os seguintes critérios para a escolha do simulador de processos para modelagem da superestrutura:

- i. Possuir biblioteca programável;
- ii. Possuir ferramentas (algoritmos) de otimização;
- iii. Boa relação custo-benefício (preços de aquisição/atualização e duração das licenças);
- iv. Já utilizados em outros trabalhos de pesquisa.

O software EES foi escolhido após uma profunda pesquisa dos softwares disponíveis no mercado. Maiores detalhes da pesquisa são apresentados no Apêndice A. O EES é um solucionador de equações. Diferente de linguagens formais de programação, o EES utiliza equações ao invés de atribuições. Esta característica permite os usuários criarem facilmente equações matemáticas para a modelagem dos equipamentos, que é um dos principais requisitos para o presente estudo. Outra característica importante é o uso de programação procedural e não sequencial, o que facilita a modelagem das superestruturas quando são definidos conjuntos de equações. Além disso, o EES soluciona automaticamente sistema de equações, sem a necessidade de desenvolver técnicas iterativas. Uma das grandes vantagens do EES é sua biblioteca de propriedades termodinâmicas de alta precisão, a qual abrange centenas de

substâncias e é particularmente essencial para a modelagem da superestrutura ORC. Outra vantagem é o software possuir em seu próprio pacote alguns métodos de otimização (KLEIN, 2018; KLEIN e NELLIS, 2012). Por fim, um dos objetivos do projeto de P&D citado foi o desenvolvimento de uma ferramenta computacional que pudesse otimizar a recuperação de calor da usina em diferentes cenários operacionais e econômicos. O EES permite o desenvolvimento de um programa de distribuição, que pode ser empregado por usuários que não têm o EES instalado em seu computador e não exige uma licença comercial. O EES tem sido amplamente utilizado em recentes estudos de otimização na área de sistemas térmicos (QUOILIN et al., 2011; YARI et al., 2015; NAMI et al., 2016; MOHTARAM et al., 2017; GHAEBI et al., 2017; SILVA et al., 2018; WANG et al., 2018; PARIKHANI et al., 2019; HOLIK et al., 2019; MOREIRA e ARRIETA, 2019).

Em relação ao uso do EES para otimizações de superestruturas, não são encontradas muitas referências na literatura. Como visto anteriormente, a maioria das modelagens de superestruturas utiliza variáveis binárias, resultando em problemas de ordem MINLP e MILP. No entanto, o EES não é capaz de implementar variáveis binárias em sua programação, o que impossibilita o seu uso para este determinado tipo de metodologia. Contudo, o uso do EES para otimização de superestruturas utilizando modelagem estrutural implícita, através de variáveis contínuas, é perfeitamente viável. Através desta metodologia, o problema de otimização de superestruturas se torna um problema NLP. Este tipo de problema de otimização já foi amplamente estudado e validado na literatura utilizando o EES, como citado acima. Esta metodologia de otimização de superestruturas no EES utilizando a abordagem implícita foi publicada recentemente em importantes revistas da área de sistemas térmicos, como em Chun e outros (2021) e em Morawski e outros (2021). Apesar dos algoritmos de otimização do EES não serem tão robustos quanto em outros softwares comerciais disponíveis, as otimizações deste presente estudo foram realizadas com sucesso.

2.6. EFEITO DA CONTRAPRESSÃO NOS MOTORES

As tecnologias adotadas nesta tese para a recuperação de calor residual dos gases de exaustão de motores Diesel visando algum efeito útil como, por exemplo, a geração de potência adicional, preveem a inserção de trocadores de calor no sistema de exaustão de gases desses motores. Os gases ao escoarem através desses

trocadores de calor são submetidos a uma perda de carga. Entretanto, os gases são submetidos também a uma diminuição de temperatura, que por sua vez, proporciona uma redução da perda de carga no trecho a jusante do trocador de calor. Assim, quando a redução de perda de carga no trecho a jusante do trocador de calor for maior que a perda de carga no trocador de calor, ocorre, de forma aparentemente paradoxal, uma redução da contrapressão no motor. Contudo, normalmente a inserção de um trocador de calor no sistema de exaustão de gases de um motor provoca um aumento na contrapressão. O efeito adverso desta contrapressão é a elevação do consumo específico de combustível, também podendo ocorrer de forma combinada, uma redução de potência, caso o limite de *derating* do motor seja atingido. No caso de motores turboalimentados, o comportamento do tipo de turbocompressor utilizado pode amenizar de forma diferente o efeito da contrapressão no desempenho do motor. Segundo Bazzo (1992), é possível contornar este problema através da tiragem artificial dos gases, utilizando ventiladores e exaustores em conjunto com a chaminé. No entanto, a termelétrica adotada como estudo de caso neste trabalho não utiliza deste artifício nos motores equipados com caldeira de recuperação. Além disso, a potência elétrica demandada nestes equipamentos pode ser maior que o efeito adverso no motor da recuperação de calor. Portanto, neste trabalho não será abordado a utilização de tiragem artificial.

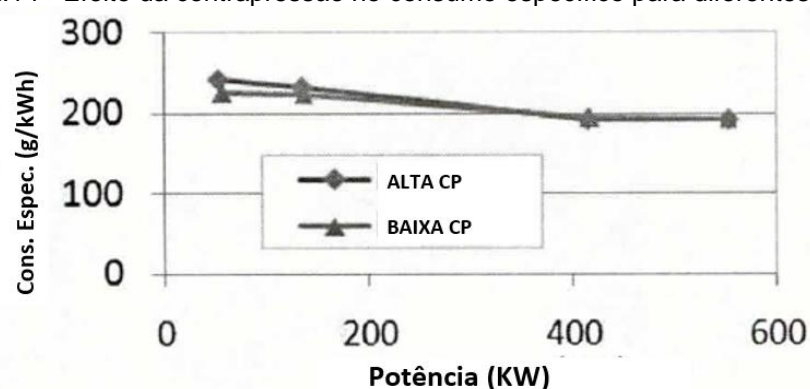
Logo, torna-se evidente a necessidade de considerar o efeito da contrapressão no desempenho de motores Diesel, na otimização das superestruturas das tecnologias de recuperação de calor analisadas. Este pequeno efeito adverso da contrapressão deve ser descontado dos benefícios obtidos com a recuperação de calor. Desta forma, é possível realizar de forma mais precisa uma análise de viabilidade da implantação destas tecnologias de recuperação de calor.

Modelagens capazes de quantificar os efeitos da contrapressão no desempenho do motor são mais complexas, necessitando normalmente de *softwares* específicos para motores alternativos de combustão interna como, por exemplo, o Ricardo Wave e o GT-Power. Porém, a aquisição, o domínio e o uso apropriado destes softwares específicos demandam recursos e tempo que nem sempre estão disponíveis. Assim neste trabalho, informações teóricas e experimentais de literaturas sobre o efeito adverso da contrapressão no desempenho de motores Diesel foram levantadas, organizadas, analisadas e adaptadas criteriosamente para serem usadas no

desenvolvimento de uma modelagem para avaliação do efeito adverso da contrapressão no desempenho dos motores. Este modelo será descrito no Capítulo 3 e será utilizado na otimização das superestruturas das tecnologias de recuperação de calor propostas neste trabalho.

Mittal e outros (2015) avaliaram a influência da contrapressão no desempenho de um motor Diesel estacionário aplicado à geração de energia elétrica, com seis cilindros em linha, turboalimentado, com *intercooler* e potência nominal de 568 kW a 1800 rpm. Na Figura 2.14, extraída dessa referência, nota-se que o consumo específico de combustível no motor é mais influenciado pela contrapressão em cargas baixas. Na carga de 97,4 % (553,4 kW) a variação no consumo específico de combustível, para uma variação na contrapressão de cerca 500 mmca (5 kPa), é muito pequena. Embora o autor não tenha apresentado valores numéricos, a Figura 2.14 apresenta um aumento da ordem de 1 a 2 %.

Figura 2.14 - Efeito da contrapressão no consumo específico para diferentes cargas.



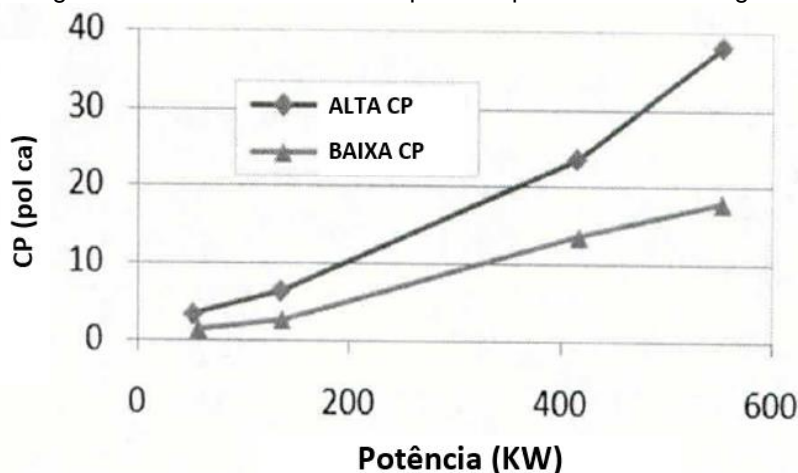
Fonte: Adaptado de Mittal e outros (2015).

Mittal e outros (2015) definiram como uma baixa contrapressão, para o motor a carga nominal, um valor de cerca de 450 mmca e, 960 mmca uma alta contrapressão, como mostrado na Figura 2.15. Além disso, a potência do motor a plena carga não foi afetada pela variação de contrapressão ensaiada.

Usman e outros (2016) avaliaram a influência de um ciclo Rankine orgânico (ORC) no desempenho de um veículo de trabalho leve levando em conta os efeitos adversos, como os provocados pelo aumento da contrapressão no desempenho do motor e aumento de peso do veículo, que foi o principal efeito adverso. Valores de referência obtidos em literatura foram usados por Usman e outros (2016), como um aumento de 2% no consumo específico de combustível para cada 10 kPa (1000 mmca) a mais de contrapressão no motor, atribuído a Horst e outros (2014). Uma perda de carga de

2,4 kPa (240 mmca) foi calculada para o lado gases de exaustão no trocador de calor (evaporador do ORC).

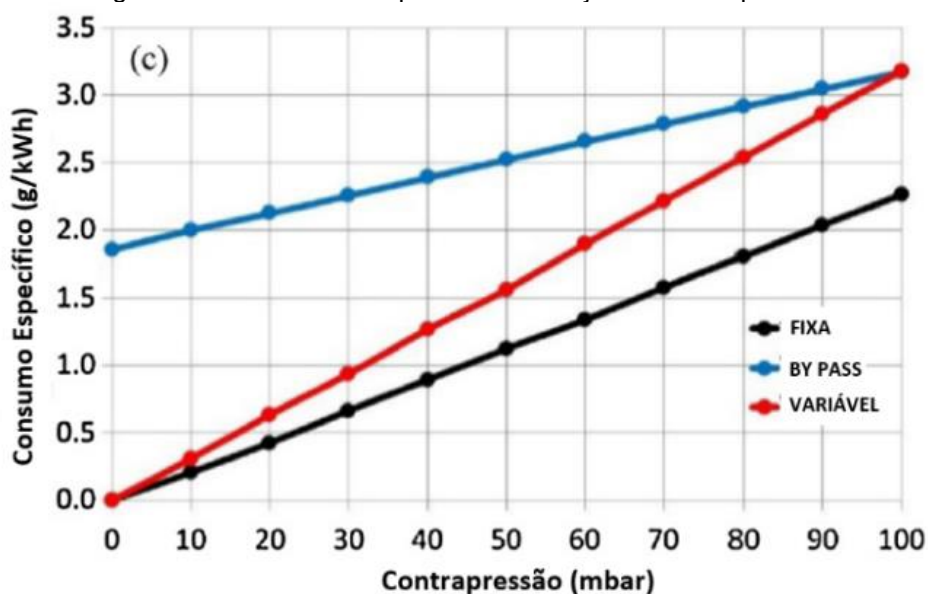
Figura 2.15 - Alta e baixa contrapressão para diferentes cargas.



Fonte: Adaptado de Mittal e outros (2015).

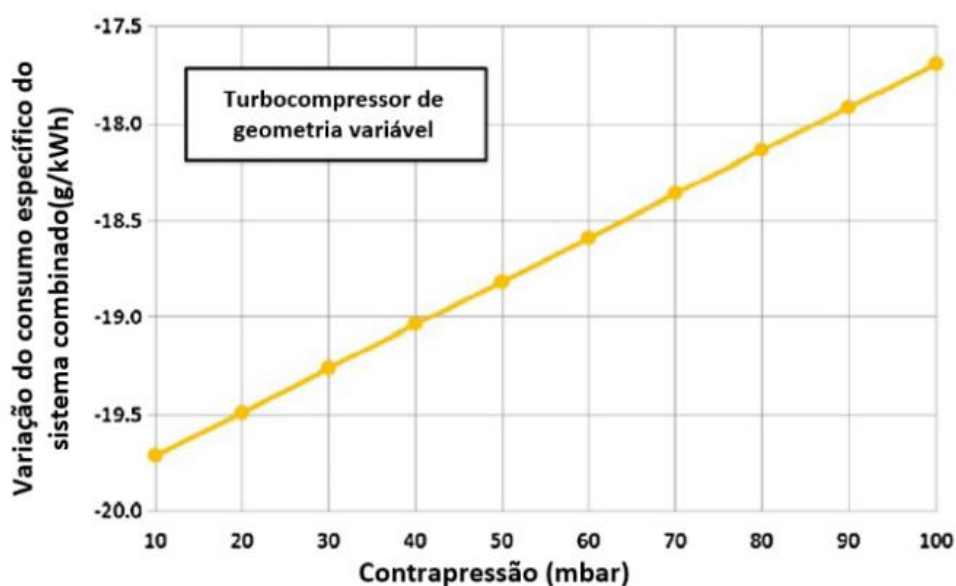
Michos e outros (2017) investigaram, usando o software comercial Ricardo Wave, o efeito adverso do aumento da contrapressão no desempenho do motor. A contrapressão adicional estudada era oriunda da inserção de um evaporador de um ciclo Rankine orgânico (ORC) no sistema de exaustão de um motor Diesel de trabalho pesado, com 12 cilindros em “V”, turboalimentado para aplicações típicas marítimas e geração de potência. O tipo de turbocompressor usado influencia no aumento das perdas de bombeamento do motor, devido ao aumento da perda de carga no sistema de exaustão do motor. Foi avaliado o comportamento de um turbocompressor com turbina de geometria fixa, de um turbocompressor com válvula de by-pass da turbina (*Waste Gate Valve*) e de um turbocompressor com turbina de geometria variável (VGT). Na Figura 2.16 pode-se observar uma variação de cerca 2,3 g/kWh (1,2 %) no consumo específico do motor para cada 10 kPa de variação na contrapressão do mesmo, considerando o turbocompressor com turbina de geometria fixa, igual ao usado nos motores da UTE Viana. Ocorre uma considerável redução nos ganhos provenientes da instalação do ORC devido ao aumento da contrapressão no motor, como mostrado na Figura 2.17.

Figura 2.16 - Consumo específico em função da contrapressão.



Fonte: Adaptado de Michos e outros (2017).

Figura 2.17 - Redução nos ganhos do ORC devido a contrapressão.



Fonte: Adaptado de Michos e outros (2017).

Ainda sobre a influência da contrapressão no consumo de combustível dos motores, segundo Jääskeläinen (2007), uma contrapressão de 10 kPa implica em um aumento de consumo de combustível de aproximadamente 1,5 a 2,5% para motores turboalimentados e de 3 a 4,5% para motores aspirados, a depender das características dos motores.

Com base nas referências levantadas, o equacionamento de toda a modelagem do efeito da contrapressão nos motores e considerações necessárias serão apresentadas no Capítulo 3, no item Modelagem do Efeito da Contrapressão.

2.7. MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO DE CUSTOS

A realização de um projeto de sistema térmico requer a estimativa dos principais custos envolvidos para estudos de viabilidade econômica e/ou otimização. Portanto, uma boa estimativa de custos é um fator chave para a definição de um projeto de sistemas térmicos (BEJAN et al., 1996).

De acordo com Lora e Nascimento (2004), os custos para as plantas termelétricas classificam-se em custos de investimento e custos de geração, ou seja, operação e manutenção (O&M). Os custos de investimento abrangem as despesas com equipamentos, instalação, construções civis, custos indiretos e outros.

Segundo a literatura, o valor do investimento pode ser obtido por meio de três abordagens (BEJAN et al., 1996; LORA; NASCIMENTO, 2004; TURTON et al., 2012):

- 1) Cotação direta com os fabricantes. É a maneira mais precisa, a mais trabalhosa e a mais demorada. É ideal para tecnologias dominadas e consolidadas no mercado, como o CRC e o ChA. No entanto, para as tecnologias que vêm sendo mais estudadas e aperfeiçoadas nos últimos anos, como os ORC e KA, o uso desta alternativa se torna complicado devido à dificuldade de obtenção de orçamentos detalhados, junto aos fabricantes, de vários modelos distintos de equipamentos a serem utilizados no processo de otimização.
- 2) Custos de investimentos anteriores. É a segunda melhor opção. No entanto, similar à primeira abordagem, para tecnologias recentes e ainda em desenvolvimento, esta alternativa é dificultada pela escassez de orçamentos detalhados de plantas em operação que contenham tais tecnologias mais inovadoras.
- 3) Equações paramétricas ou cartas de custo. Quando informações dos fabricantes são escassas ou um estudo preliminar está sendo realizado, esta opção é a mais indicada.

Os custos dos equipamentos dados por equações ou cartas, são obtidos através de uma extensa pesquisa de custos de equipamentos e correlação com sua capacidade e configuração. Apesar desta alternativa não ser extremamente precisa, como a cotação direta, ela é uma ferramenta extremamente útil na estimativa preliminar de custos e comparação de resultados (BEJAN et al., 1996). Na otimização de superestruturas, objetivo principal desta tese, são testados “centenas” de equipamentos. E esta diversidade é a principal dificuldade de realizar orçamentos ou utilizar orçamentos já realizados anteriormente. Para isto, seria necessário realizar um orçamento detalhado a cada conjunto de dados levantados, ou seja, a cada iteração da otimização, o que seria impossível de ser efetuado. Assim, as cartas e equações de custo permitem “varrer” todas as possibilidades de uma forma eficiente. Cabe ainda ressaltar que esta metodologia não exclui a cotação direta com os fabricantes. Ou seja, após a otimização utilizando-se as equações de custos, pode-se eleger as melhores alternativas e solicitar os orçamentos detalhados junto aos fabricantes, o que permitirá atingir a cotação real.

O uso de equações paramétricas para a estimativa dos custos de equipamentos é a técnica mais utilizada em recentes trabalhos com o ciclo Rankine orgânico, por exemplo, Khvajani e outros (2016); Li (2016); Oliveira Neto (2016); Shu e outros (2014); Shu e outros (2016); Yu e outros (2016); Yang e outros (2015a); Yang e Yeh (2016); Xiao e outros (2015); Toffolo e outros (2014). Esta técnica também é muito utilizada em trabalhos recentes com o ciclo Kalina, por exemplo, Ashouri e outros (2015); Shokati e outros (2015); Zare e outros (2015); Yari e outros (2015); Nguyen e outros (2014); Li e Dai (2014); Gerber e Maréchal (2012). Muitos desses estudos utilizam como referência as equações de custos apresentadas em Turton e outros (2012), por exemplo, Li (2016); Oliveira Neto (2016); Shu e outros (2016); Yu e outros (2016); Xiao e outros (2015); Ashouri e outros (2015); Yang e outros (2015a); Shu e outros (2014); Nguyen e outros (2014); Toffolo e outros (2014); Li e Dai (2014); Gerber e Maréchal (2012). As equações paramétricas descritas por Turton e outros (2012) são, na verdade, ajustes de curvas (*curve fitting*) das cartas de custos. Isto permite uma modelagem econômica na otimização, evitando o trabalho manual de levantar os custos nas cartas.

No entanto, para uma estimativa de custos mais realista, somente o custo de aquisição dos equipamentos não é suficiente e outros custos indiretos precisam ser avaliados.

A instalação dos equipamentos requer materiais adicionais, como tubulações, instrumentação e estruturas, além de mão de obra. Os custos indiretos, também necessários na estimativa, abrangem os custos de transporte, seguros, impostos, custos de engenharia e gerenciamento. Uma técnica que agrega tanto os custos diretos como os custos indiretos de investimento é a chamada *module costing technique* (MCT), ou técnica de custo modular (BEJAN et al., 1996; TURTON et al., 2012). Portanto, esta metodologia é adotada para o modelo econômico das tecnologias ORC, KA e CRC.

Para o caso específico das alternativas ChA, as características particulares dos equipamentos destas tecnologias não são abordadas pela metodologia dada em Turton e outros (2012). No entanto, os custos de investimentos de cada componente existente são mensurados em diversos trabalhos científicos publicados anteriormente. Alguns autores como Misra e outros (2003), Misra, Sahoo e Gupta (2005) e Dixit, Arora e Kaushik (2017) desenvolveram trabalhos relacionados com otimização termoeconômica em sistemas de refrigeração por absorção. Nesses trabalhos, a metodologia de cálculo do custo dos equipamentos de ChA são baseadas em equações de correlação de custo baseadas no tamanho ou capacidade dos equipamentos em relação a tamanhos e custos de referência, apresentadas em Boehm (1987) e Bejan e outros (1996). A contribuição desses três estudos científicos está na metodologia de equacionamentos do modelo econômico dos componentes de ChA, especialmente, Misra e outros (2003) que atualizaram os custos de referências de cada equipamento de Chillers por absorção, extraídos de Christian (1977), para o ano de 2000. Portanto, para os ChA o modelo utilizado por estes estudos é adotado nesta tese. O equacionamento de toda a modelagem econômica, assim como todas as considerações e observações necessárias serão apresentadas no Capítulo 4, no item Modelagem Econômica.

3. MODELAGENS TERMODINÂMICAS

Neste capítulo é inicialmente apresentada a usina termelétrica de Viana (UTE Viana), utilizada para os estudos de caso desta tese. Em seguida, são apresentadas as modelagens termodinâmicas na forma de balanço de massa e energia generalizado para as tecnologias das superestruturas e sistemas auxiliares.

Todos os modelos foram desenvolvidos no software EES adotando o seguinte conjunto de hipótese: (1) condição de regime permanente; (2) as variações de energia cinética e potencial foram desprezadas; (3) os componentes dos sistemas foram considerados adiabáticos; (4) estado saturado na saída de condensadores, economizadores e evaporadores; (5) os gases de exaustão foram considerados como uma mistura de gases perfeitos; (6) as perdas de carga no lado do fluido de trabalho foram desconsideradas.

Estas hipóteses simplificadoras foram adotadas pois este é um estudo preliminar de projeto de sistema. Comparando com a realidade, as hipóteses assumidas tendem a superestimar a potência líquida adicional gerada e subestimar as áreas dos trocadores de calor e do custo total, o que acarreta em resultados finais superestimados. No entanto, todas as hipóteses adotadas são assumidas como válidas, pois estão em concordância com os estudos encontrados na literatura (KYRIAKIDIS et al., 2017; LARSEN et al., 2014b; BOMBARDA et al., 2010; DUMONT et al., 2018; SILVA et al., 2018). Além disso, as hipóteses adotadas afetam similarmente todas as tecnologias, o que implica em sua influência nos resultados ser de ordem quantitativa e não qualitativa. Contudo, é importante ressaltar que estas simplificações só podem ser realizadas nos estágios preliminares de um projeto de sistema térmico. Nos estágios subsequentes, onde a otimização deve especificar cada componente, é necessária uma análise mais detalhada e criteriosa.

3.1. USINA TERMELÉTRICA DE VIANA

Em Wärtsilä (2009) foram obtidas as características e dados da UTE Viana, uma termelétrica modular equipada com motores alternativos de combustão interna, fundada em 2007 pela Wärtsilä com o intuito de construir, operar e explorar uma planta

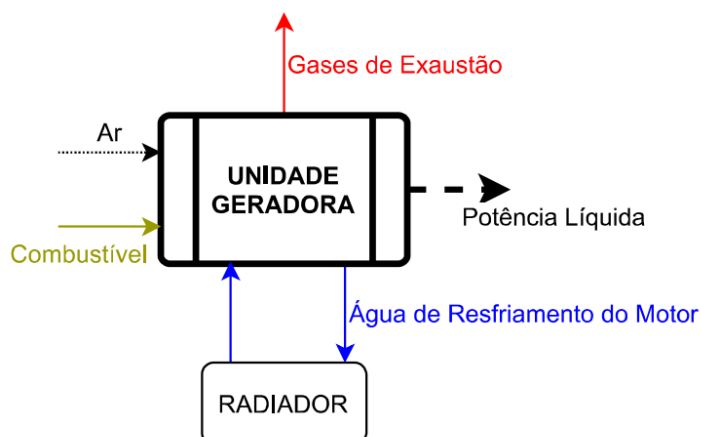
de geração termelétrica a partir de unidades geradoras, ciclo Diesel, a óleo combustível de baixa viscosidade e baixo teor de enxofre (OCB1). Localizada na região de Grande Vitória, no estado do Espírito Santo, a termelétrica dispõe de 20 unidades geradoras (UGs) constituídas por motores Wärtsilä W20V32 de 9.000 kW e geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g/10, 13,8 kV - 10.913 kVA.

O motor Wärtsilä W20V32 é turboalimentado com resfriamento pós-compressão (*intercooler*), de quatro tempos com injeção direta de combustível. Cada UG é configurada para produzir 8.730 kW de potência elétrica com uma eficiência elétrica de 46%, totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW. Informações adicionais do motor para 100% de carga são apresentadas na Tabela 3.1 e uma representação das UGs pode ser vista na Figura 3.1.

Tabela 3.1 - Parâmetros do motor para 100% de carga.

Parâmetros do motor	Valor
Potência de eixo (kW)	9000
Potência elétrica (kW)	8730
Consumo específico de combustível (g/kWh)	183
Emissões de NOx (ppm)	970
Pressão média efetiva (bar)	23,3
Temperatura do ar após o intercooler (°C)	50-60
Vazão mássica do ar de admissão (kg/s)	16,2
Temperatura dos gases de exaustão após o turbocompressor (°C)	345
Vazão mássica dos gases de exaustão (kg/s)	16,7
Razão combustível-ar (-)	0,309
Temperatura de água de resfriamento na entrada do Radiador (°C)	78,4
Vazão mássica da água de resfriamento no radiador (kg/s)	27,02
Calor retirado do bloco de motor (kW)	1333
Calor retirado do ar de admissão (kW)	2667
Calor retirado do óleo lubrificante (kW)	1067
Perda por radiação (kW)	225
Calor contido nos gases de exaustão (kW)	5600

Figura 3.1 - Representação genérica das unidades geradoras.



A termelétrica conta ainda com cinco caldeiras de recuperação de calor e duas caldeiras auxiliares para fornecimento de vapor demandado nos processos de aquecimento do óleo combustível. As 15 UGs sem caldeira de recuperação liberam os gases de exaustão com uma vazão de 16,7 kg/s e temperatura de aproximadamente 345 °C. As caldeiras de recuperação aproveitam o calor dos gases dos cinco motores remanescentes, produzindo vapor mais que suficiente para atender toda a termelétrica. Estes gases de exaustão são liberados das caldeiras com uma temperatura de 240 °C, ainda com calor residual disponível para aproveitamento. No entanto, há uma temperatura mínima crítica que limita o aproveitamento dos gases de exaustão. Devido ao teor de enxofre no combustível, evitando assim a formação de H_2SO_4 . Geralmente essa temperatura se encontra em torno de 180°C no caso do óleo pesado. A composição dos gases de exaustão, apresentada na Tabela 3.2, foi calculada anteriormente por Morawski (2016), utilizando um modelo de uma combustão completa com excesso de ar úmido.

Tabela 3.2 - Composição molar dos gases de exaustão.

Componentes	Composição molar (%)
CO ₂	6,36
H ₂ O	5,58
N ₂	75,53
O ₂	11,60
Ar	0,90
SO ₂	0,03

Os motores são alinhados lado a lado dentro da casa de máquinas e os sistemas de exaustão dos gases agrupam cinco motores por chaminé. A distribuição espacial dos motores na planta pode ser visualizada pela visão aérea da Figura 3.2. Mais detalhes das UGs e da termelétrica podem ser encontrados em Morawski (2016) e Ribeiro (2014).

Figura 3.2 - Visão aérea da UTE Viana.



O sistema da água de resfriamento das unidades geradoras é composto de um circuito fechado de baixa temperatura (circuito LT) e um de alta temperatura (circuito HT). O circuito HT é responsável pelo resfriamento do bloco do motor (cilindros e cabeçotes), enquanto o circuito LT resfria o ar de combustão no *intercooler* e o trocador de calor de resfriamento do óleo lubrificante. A água de resfriamento dos circuitos HT e LT se mistura antes de ser direcionada para um banco de radiadores, onde é resfriada até a temperatura de entrada no motor. Cada unidade geradora conta com dois radiadores para resfriar $100 \text{ m}^3/\text{h}$ de água quente a $78,4 \text{ }^\circ\text{C}$ até $41,4 \text{ }^\circ\text{C}$. A temperatura de entrada no motor deve ser mantida, para não alterar o sistema de controle do circuito de resfriamento da unidade geradora.

3.2. CONCEPÇÕES DAS SUPERESTRUTURAS

As superestruturas destinadas a otimizações, para recuperação do calor residual dos gases de exaustão e água de resfriamento dos motores da UTE Viana, consideram todos os equipamentos necessários, componentes e interconexões capazes de transformar a energia térmica dos resíduos em potência elétrica. Portanto, o objetivo básico da superestrutura é incorporar as flexibilidades de configuração a serem exploradas na obtenção do sistema térmico ideal, bem como fornecer os balanços de massa e energia para todos os pontos (viáveis ou não) cobertos no processo de otimização, sem incorrer em falhas de simulação.

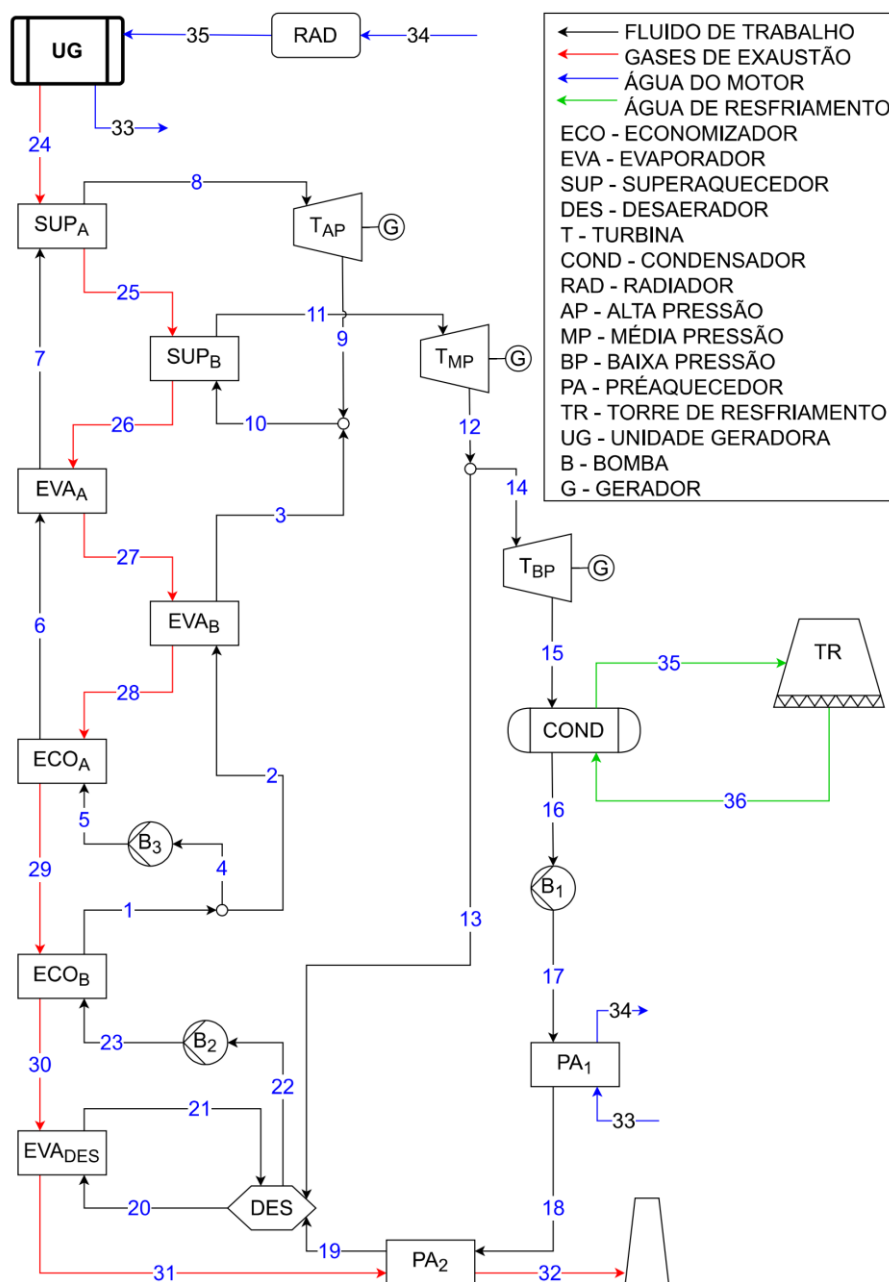
A concepção das superestruturas apresentada nesta tese é adotada com base em configurações estudadas previamente na literatura e que sejam disponíveis comercialmente. Além disso, foi utilizado discernimento de engenharia para evitar complexidades desnecessárias na geração das superestruturas, o que poderia acarretar em dificuldade de convergência das soluções.

3.2.1. Superestrutura CRC

A superestrutura do ciclo Rankine convencional, apresentada na Figura 3.3, foi desenvolvida visando recuperar o calor residual proveniente dos gases de exaustão e da água de resfriamento dos MACI da UTE Viana em um único ciclo. Sua concepção é baseada em configurações de CRC encontradas, por exemplo, em Petrov (2006), Gewalt e outros (2012) e Wärtsilä (2018).

O calor residual dos gases de exaustão é recuperado na caldeira de recuperação de calor, que pode apresentar um ou dois níveis de pressão. Cada um desses níveis de pressão, nível de alta (A) e nível de baixa (B), são compostos pelos evaporadores (EVA_A e EVA_B) e têm a possibilidade de apresentar economizadores (ECO_A e ECO_B) e superaquecedores (SUP_A e SUP_B). Além disso, o calor residual dos gases de exaustão ainda pode ser recuperado de duas maneiras. Por meio de um pré-aquecedor (PA_2), que pré-aquece o fluido de trabalho direcionado ao desaerador, e através de um evaporador adicional (EVA_{DES}). Este evaporador adicional integra o desaerador (DES) à caldeira de recuperação de calor, responsável por evaporar uma parcela de líquido saturado extraída do desaerador, que posteriormente retorna ao mesmo equipamento.

Figura 3.3 - Concepção da superestrutura do ciclo Rankine convencional.



A existência ou não dos economizadores é determinada pela temperatura de entrada do fluido de trabalho. Os superaquecedores, por sua vez, existem ou não dependendo do grau de superaquecimento do vapor em cada um deles e, de maneira semelhante, a existência do pré-aquecedor PA₂ é função da variação de temperatura do fluido de trabalho através do equipamento. O evaporador adicional integrado ao des aerador existe caso seja extraída uma fração de líquido saturado do des aerador (ponto 20).

O uso de um ou dois níveis de pressão na caldeira de recuperação de calor é determinado pela bifurcação do ponto 1. Esta bifurcação direciona uma parcela do

fluido de trabalho para o nível de alta por meio da bomba B_3 e outra para o nível de baixa pelo evaporador de baixa pressão EVA_B . Uma caldeira de um nível de pressão é obtida quando todo o fluido de trabalho é direcionado ao nível de alta ou todo ele direcionado ao nível de baixa pressão. Quando o fluxo se divide, parte para o nível de alta pressão e parte para o de baixa pressão, significa que a superestrutura contempla uma caldeira com dois níveis de pressão.

A superestrutura conta ainda com a possibilidade de três estágios de expansão na turbina, a saber, turbina de alta (T_{AP}), de média (T_{MP}) e de baixa pressão (T_{BP}). As possíveis configurações em relação aos estágios de expansão dependem dos níveis de pressão da caldeira. Caso o ciclo apresente dois níveis de pressão, o vapor de alta pressão que se expande no primeiro estágio da T_{AP} é misturado ao vapor saturado que deixa o tubulão do EVA_B . O fluxo então segue para um superaquecimento no SUP_B e posteriormente se expande nos estágios da T_{MP} e T_{BP} . No caso de a caldeira apresentar apenas o nível de baixa pressão, o fluido de trabalho segue para o evaporador de baixa pressão, superaquece ou não no SUP_B e se expande nos estágios de média e baixa pressão. Nesse caso a turbina de alta não existe. O último caso ocorre quando a caldeira de recuperação de calor apresenta apenas o nível de alta pressão. Nesse caso, o fluido de trabalho, que pode ser aquecido e superaquecido no economizador e superaquecedor de alta pressão (ECO_A e SUP_A), respectivamente, se expande nos estágios de alta, média e baixa pressão, podendo ainda ser reaquecido no SUP_B . Parte do fluxo que se expande no estágio de média pressão da turbina ainda é extraída para o desaerador para pré-aquecer o fluido de trabalho. Essa quantidade é determinada pela pressão do desaerador. O restante do fluxo segue para o último estágio de expansão (T_{BP}).

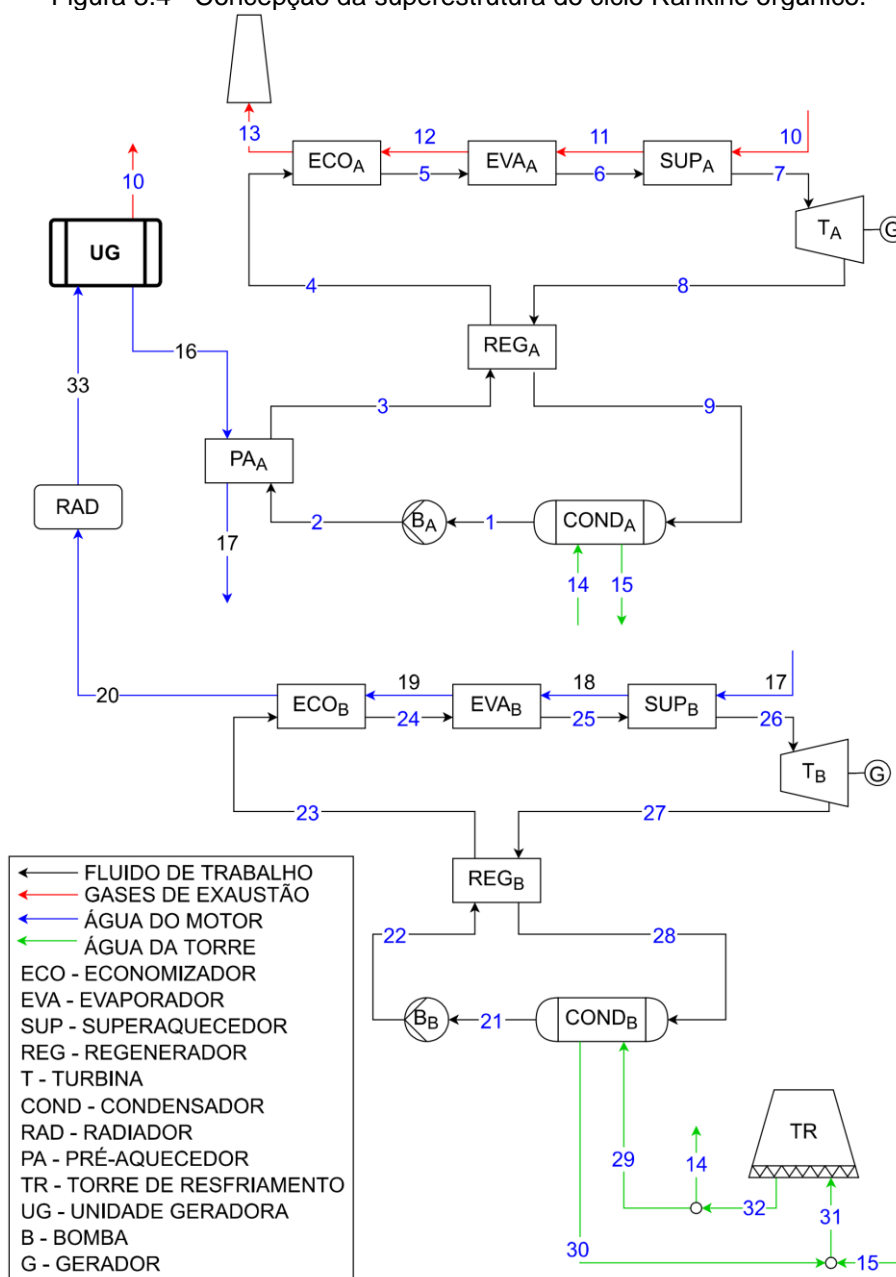
A fim de aproximar a superestrutura CRC de configurações existentes no mercado, adicionou-se também um trocador de calor PA_1 com a finalidade de aproveitar a energia da água de resfriamento do motor, assim como no ciclo combinado Flexcycle™ produzidos pela Wärtsilä (WÄRTSILÄ, 2018). Portanto, para a superestrutura CRC o calor contido na água de resfriamento do motor pode ser aproveitado apenas para pré-aquecer o fluido de trabalho, sendo os gases de exaustão a única fonte quente primária do ciclo termodinâmico. O condensado é bombeado para este pré-aquecedor, que pré-aquece o fluido de trabalho aproveitando assim a energia da água de resfriamento dos motores que seria dissipada nos

radiadores. A existência ou não desse pré-aquecedor é determinada pela variação de temperatura do fluido de trabalho. Caso não exista, a energia da água de resfriamento é totalmente dissipada nos radiadores.

3.2.2. Superestrutura ORC

A Figura 3.4 apresenta a superestrutura ORC, que foi modelada visando a recuperação de calor dos gases de exaustão e da água de resfriamento dos motores. Sua concepção foi baseada em configurações de ORCs encontradas, por exemplo, em Bombarda (2010), Song e outros (2015) e Lümme (2018).

Figura 3.4 - Concepção da superestrutura do ciclo Rankine orgânico.



A superestrutura ORC é composta por um ciclo Rankine orgânico de alta temperatura (A) e outro de baixa temperatura (B). O calor residual dos gases de exaustão dos motores pode ser aproveitado somente na caldeira de recuperação do ciclo Rankine orgânico de alta temperatura. Por sua vez, o calor residual da água de resfriamento do motor pode ser aproveitado de duas maneiras: na caldeira de recuperação do ciclo Rankine orgânico de baixa temperatura, como fonte quente primária do ciclo; ou através do pré-aquecedor do ciclo Rankine orgânico de alta (PA_A). No entanto, é possível que todo o ciclo de baixa temperatura seja eliminado da estrutura se a variação de temperatura da água do motor for nula ao passar pela caldeira de baixa temperatura.

As caldeiras de recuperação são compostas por economizador, evaporador e superaquecedor, permitindo flexibilidades de configuração pela existência ou não do economizador e do superaquecedor. A existência do economizador depende da temperatura de entrada do fluido de trabalho, enquanto que a existência do superaquecedor depende do valor do grau de superaquecimento no equipamento. Os gases de exaustão, depois que saem da caldeira, são encaminhados a uma chaminé e liberados no ambiente externo acima de uma temperatura limite. A água do motor utilizada no PA_A e na caldeira do ciclo de baixa é encaminhada ao radiador, para que a energia remanescente seja dissipada. A configuração da superestrutura permite a produção de potência tanto na turbina do ciclo Rankine orgânico de alta temperatura (T_A) quanto na turbina do ciclo Rankine orgânico de baixa temperatura (T_B).

Em cada ciclo, após o fluido de trabalho expandir na turbina, este segue para o regenerador (REG) que utiliza parte do calor contido no fluido de trabalho pós-expansão para aquecer o mesmo fluido antes de entrar no economizador da caldeira. No ciclo de alta ainda há a presença de um pré-aquecedor (PA_A), onde parte do calor disponível na água de resfriamento do motor pré-aquece o fluido de trabalho após sair da bomba. A possibilidade da existência ou não do REG_A , REG_B e PA_A depende da respectiva variação de temperatura do fluido ao atravessar o trocador de calor.

Os fluidos de trabalho nos ciclos de alta e de baixa temperatura rejeitam calor para a água de resfriamento por meio dos condensadores (COND). Para os dois ciclos o condensador deverá resfriar o fluido de trabalho até o estado de líquido saturado. A água de resfriamento após passar nos condensadores se encaminha para a torre de resfriamento, onde o calor rejeitado é dissipado.

Nas bombas de alta (B_A) e de baixa (B_B) os fluidos de trabalho provenientes dos condensadores dos respectivos ciclos são bombeados até às pressões de evaporação, o que demanda potência. A demanda de potência na bomba de cada ciclo depende da pressão de condensação, pressão de evaporação, eficiência isentrópica e vazão mássica do fluido de trabalho.

A pressão de condensação em um ciclo de potência pode ser acima ou abaixo da pressão atmosférica, dependendo das características do fluido de trabalho e da temperatura de condensação. Normalmente, quanto menor a pressão de condensação, maior é a potência líquida produzida para condições fixas de entrada na turbina. Segundo Macchi e Astolfi (2016), para os ORCs, geralmente são evitadas pressões abaixo da atmosférica no condensador devido à possibilidade de entrada de ar no sistema. Nos CRC é utilizado um desaerador para remover estes gases não condensáveis. No entanto, no caso dos ORC não é possível utilizar um desaerador, pois os vapores dos fluidos orgânicos não podem ser eliminados na atmosfera devido: (1) ao seu potencial de aquecimento global, (2) à normas de segurança relacionadas a inflamabilidade e toxicidade, (3) e até mesmo devido ao custo do fluido. Portanto, as superestruturas ORC desta tese são condicionadas a apresentarem pressões de condensação maiores ou iguais à pressão atmosférica.

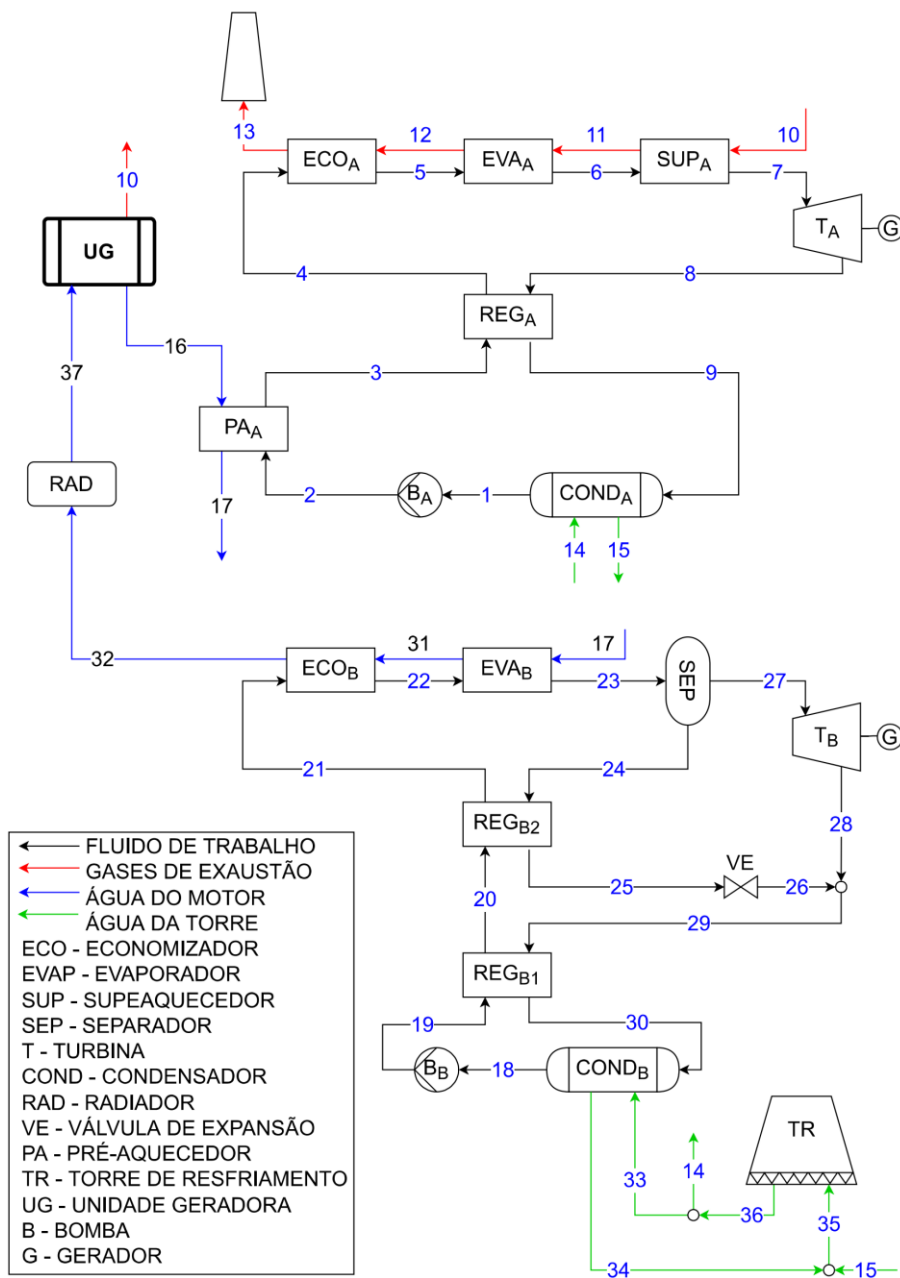
Outra consideração importante para as superestruturas ORC é a utilização de ciclos subcríticos na modelagem. De acordo com Macchi e Astolfi (2016), o ciclo subcrítico é a configuração mais comumente encontrada em ORCs nas áreas de recuperação de calor residual, geotérmicas, biomassa e cogeração doméstica. Além disso, as configurações comerciais em que a superestrutura CRC foi baseada também são subcríticas, o que implica em uma base de comparação mais próxima entre os ciclos de potência.

3.2.3. Superestrutura KA

Na Figura 3.5 é apresentada a superestrutura Kalina composta de dois ciclos Kalina: um ciclo de alta temperatura (A) para aproveitamento dos gases de exaustão com a possibilidade de aproveitar a água de resfriamento do motor e um ciclo de baixa temperatura (B) para aproveitamento apenas da água de resfriamento do motor. Sua concepção é baseada em configurações de KA encontradas, por exemplo, em

Kalina (2003), Kalex (2010), Zhang e outros (2012), Becquin e Freund (2012) e Srinivas e outros (2019).

Figura 3.5 - Concepção da superestrutura do ciclo Kalina.



Os gases de exaustão ao saírem do motor são encaminhados à caldeira do ciclo de alta temperatura. Após o aproveitamento do calor na caldeira de do ciclo de alta são direcionados a chaminé e liberados no ambiente externo, com uma temperatura acima de uma temperatura limite estabelecida. A caldeira do ciclo de alta temperatura possui economizador (ECO_A), evaporador (EVA_A) e superaquecedor (SUP_A), assim como a superestrutura ORC. A flexibilidade da configuração está na existência do economizador e do superaquecedor, dependendo respectivamente da temperatura do

fluido na entrada do economizador e do grau de superaquecimento. Analogamente a superestrutura ORC, o ciclo de alta temperatura também tem a flexibilidade de existência do regenerador (REG_A) e do pré-aquecedor (PA_A). A existência do regenerador é função da variação de temperatura do fluido no equipamento e a presença do pré-aquecedor na estrutura depende da variação de temperatura da água do motor através do equipamento.

Assim como a superestrutura ORC, a existência do ciclo de baixa temperatura está condicionada a variação da temperatura da água do motor ao passar pela caldeira de baixa temperatura. Na saída da caldeira de baixa, a água do motor é encaminhada ao radiador para que a energia remanescente seja dissipada.

As flexibilidades da estrutura do ciclo de baixa temperatura são em função da existência ou não do economizador (ECO_B) e dos regeneradores (REG_{B1} e REG_{B2}). A presença do economizador na estrutura é função da temperatura do fluido na entrada do economizador, enquanto que a presença dos regeneradores é função das variações de temperatura do fluido através dos próprios equipamentos. Novamente, de forma similar a superestrutura ORC, ambos os ciclos utilizam água proveniente de uma torre de resfriamento, para retirar calor dos ciclos nos condensadores.

Analogamente ao que foi detalhado na concepção da superestrutura ORC, os ciclos da superestrutura KA foram modelados como subcríticos e com pressão de condensação maior ou igual a atmosférica.

3.2.4. Superestruturas ChA

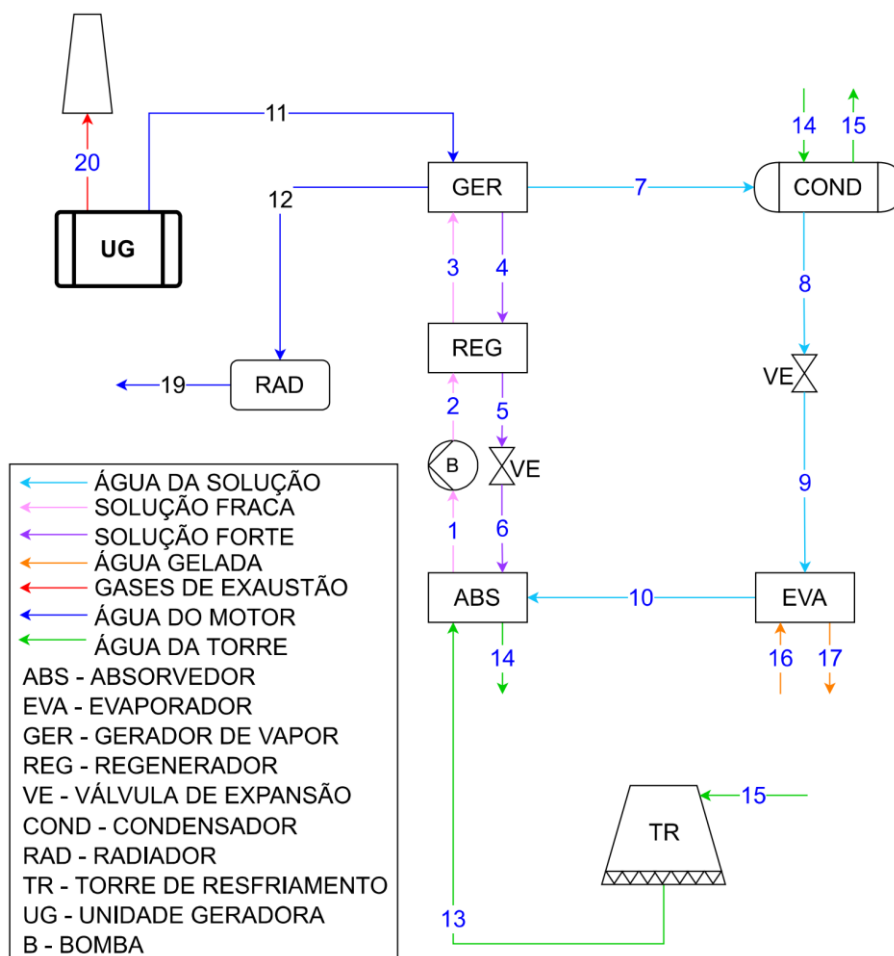
Na concepção da superestrutura de *Chiller* por Absorção foram modeladas três superestruturas distintas, conforme as Figuras 3.6 a 3.8.

- Superestrutura *Chiller* simples efeito alimentada pela água de resfriamento (CSEA);
- Superestrutura *Chiller* simples efeito alimentada pelos gases de exaustão (CSEG);
- Superestrutura *Chiller* duplo efeito alimentada pelos gases de exaustão (CDEG).

O fluido de trabalho nas três superestruturas é a mistura brometo de lítio e água (LiBr- H_2O). Sua concepção foi baseada em configurações de ChA encontradas, por exemplo, em Misra e outros (2003), Misra, Sahoo e Gupta (2005), Manzela e outros (2010) e Novella e outros (2017).

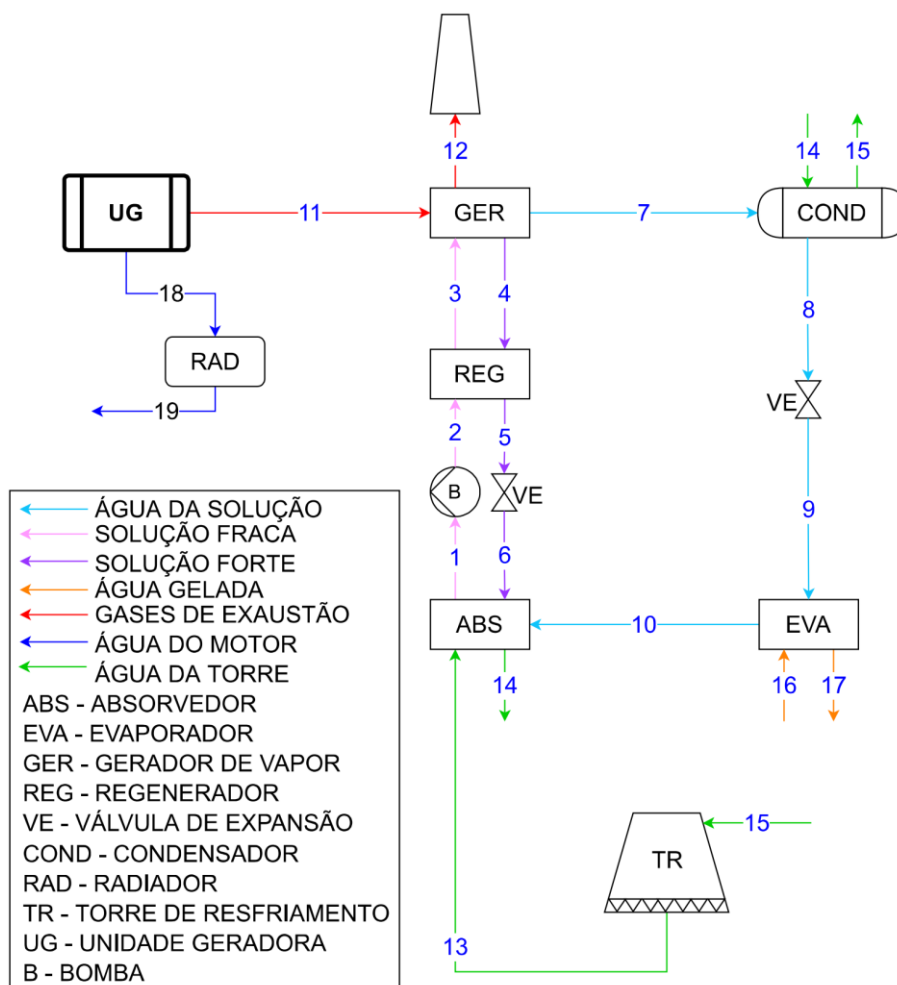
Nas superestruturas de *Chiller* simples efeito o calor residual é aproveitado por meio do gerador de vapor (GER), que evapora parte da água presente na solução fraca. Este vapor de água é condensado no condensador (COND) que utiliza água de resfriamento proveniente de uma torre de resfriamento. Este líquido condensado é direcionado à válvula de expansão onde se expande até a pressão do evaporador. No evaporador (EVA) é retirado calor do fluxo de água gelada mantendo a temperatura desta entre os valores de projeto. O fluido de trabalho é então encaminhado ao absorvedor (ABS), onde é misturado com a solução forte oriunda do gerador de vapor. Esta reação exotérmica é resfriada também através de água de resfriamento proveniente da torre de resfriamento. A solução fraca é então bombeada através da bomba até a pressão do gerador e é pré-aquecida no regenerador (REG) aproveitando o calor da solução forte.

Figura 3.6 - Concepção da superestrutura de Chiller por absorção de simples efeito alimentada pela água de resfriamento do motor.



A flexibilidade das superestruturas apresentadas nas Figuras 3.6 e 3.7 permite apenas a existência ou não do regenerador, sendo definida pela variação de temperatura da solução fraca que passa pelo equipamento. Além disso, a variação de temperatura no gerador de vapor permite determinar se o *Chiller* por absorção irá existir ou não, a ser determinada através dos resultados das otimizações.

Figura 3.7 - Concepção da superestrutura de Chiller por absorção de simples efeito alimentada pelos gases de exaustão do motor.

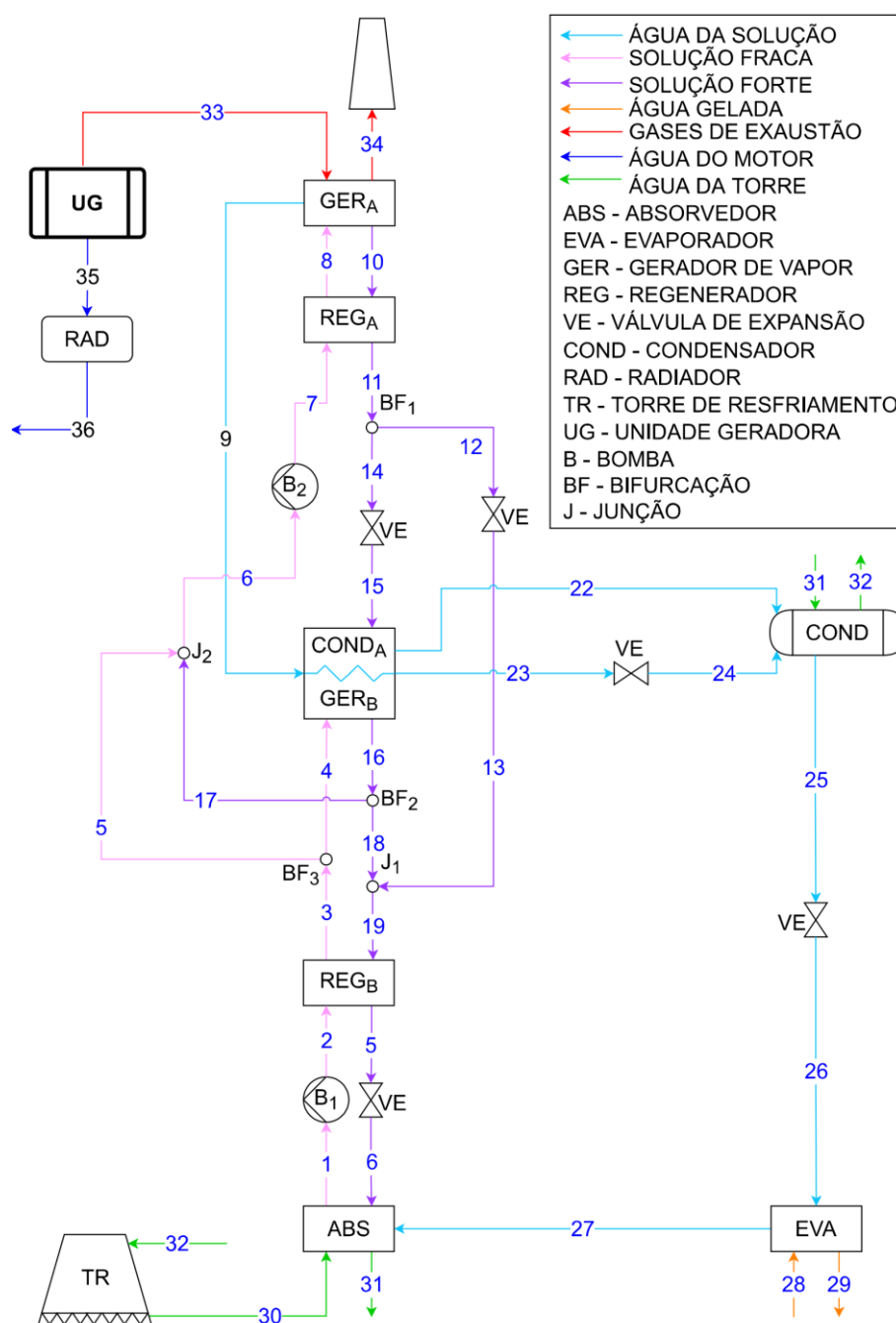


Os equipamentos considerados na superestrutura de duplo efeito, mostrada na Figura 3.8, são basicamente os mesmos utilizados na superestrutura de *Chiller* de simples efeito. Adicionalmente, a superestrutura de duplo efeito considera alguns equipamentos adicionais como outra bomba, outra válvula de expansão, um gerador de baixa (GER_B) em conjunto com um condensador de alta e mais um regenerador (REG_A).

A superestrutura de duplo efeito envolve uma complexidade maior, permitindo a existência de dois regeneradores e também três configurações comerciais; fluxo em

paralelo, fluxo em série com solução para o gerador de baixa e fluxo em série com solução para o gerador de alta. Somado a isso, essa superestrutura de duplo efeito permite a existência de configurações híbridas, onde as bifurcações BF₁, BF₂ e BF₃ admitem valores reais e não somente valores inteiros. Isto é, durante as otimizações pode ocorrer a existência de uma estrutura ótima que contenha uma divisão dos fluxos de solução nas bifurcações.

Figura 3.8 - Concepção da superestrutura de Chiller por absorção de duplo efeito alimentada pelos gases de exaustão.



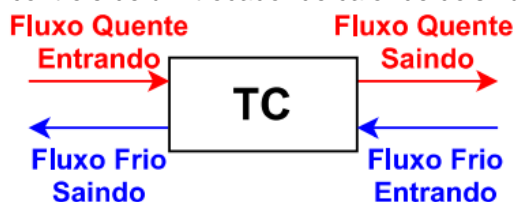
3.3. BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA

Neste item são apresentadas as modelagens termodinâmicas por meio de balanços de massa e energia das superestruturas conforme suas respectivas concepções apresentadas no item 3.2. Para evitar redundância, serão apresentadas as modelagens termodinâmicas de uma forma generalizada para as superestruturas, não exemplificando todos os equipamentos, mas sim cada tipo de equipamento. Além disso, será apresentada separadamente a modelagem do radiador, da torre de resfriamento e da contrapressão no motor imposta pela recuperação de calor dos gases de exaustão.

3.3.1. Modelagem das Tecnologias de Recuperação de Calor

O tipo de equipamento mais presente nas superestruturas são os trocadores de calor. Estes equipamentos essenciais são responsáveis pela adição de calor na superestrutura por meio dos economizadores, evaporadores, geradores de vapor, superaquecedores e pré-aquecedores. São também responsáveis pela rejeição de calor nas superestruturas através dos condensadores e absorvedores. Em algumas tecnologias, como o ORC, Kalina e *Chillers*, estão presentes também no aproveitamento interno de calor na forma de regeneradores. Estes equipamentos são, em sua maioria, modelados admitindo dois fluxos de massa em contracorrente: uma fonte quente de onde o calor é retirado e uma fonte fria onde o calor é adicionado. Na Figura 3.9 é apresentado um volume de controle generalizado, exemplificando um trocador de calor com dois fluxos em contracorrente.

Figura 3.9 - Volume de controle de um trocador de calor de dois fluxos em contracorrente.



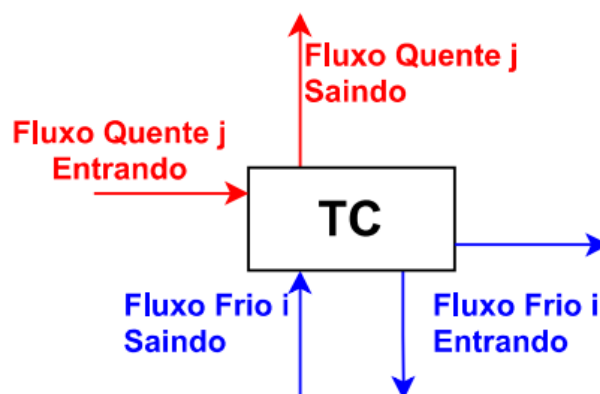
Aplicando um balanço de energia neste volume de controle (adiabático) é obtida a taxa de calor trocada entre as fontes e a relação entre elas, dada por (3.1).

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_{FQ} \cdot (h_{FQ,e} - h_{FQ,s}) = \dot{m}_{FF} \cdot (h_{FF,s} - h_{FF,e}) \quad (3.1)$$

Onde os índices FQ e FF representam os fluxos quentes e frios respectivamente, e e e s representam os pontos de entrada e saída e h_i é a entalpia específica do fluxo i . Algumas hipóteses são adotadas com relação aos trocadores de calor presentes nas superestruturas. Como descrito na introdução deste capítulo, o fluido de trabalho na saída dos economizadores e na saída dos condensadores é admitido como líquido saturado (título $q=0$). Na saída dos evaporadores (geradores de vapor) o fluido de trabalho é considerado como vapor saturado (título $q=1$), com exceção ao evaporador da superestrutura Kalina, que pode ter sua saída conectada a um separador. Portanto, nestes pontos a definição do estado termodinâmico necessita, nos casos de fluidos puros, somente mais uma propriedade intensiva, o que facilita o desenvolvimento do modelo computacional. Devido a esta característica, nas modelagens são utilizadas as temperaturas de evaporação e condensação como variáveis de decisão, pois somente com elas os estados termodinâmicos destes pontos são definidos. No caso de misturas de fluidos, como no ciclo Kalina e nos *Chillers*, a fração mássica de determinado componente da mistura é a terceira propriedade termodinâmica necessária e também é utilizada como variável de decisão.

Nas superestruturas de *Chillers*, alguns trocadores de calor podem apresentar mais de um fluxo de entrada e/ou saída para as fontes quente e fria, como é o caso dos geradores de vapor e absorvedores. Um volume de controle genérico, exemplificado na Figura 3.10, representa estes tipos de trocadores de calor e seu balanço de energia é apresentado de forma genérica por (3.2). Como neste tipo de trocador de calor há mistura e/ou separação de fluxos é necessário realizar também os balanços de massa de LiBr-H₂O dados por (3.3) e (3.4).

Figura 3.10 - Volume de controle de um trocador de calor de vários fluxos.



$$\dot{Q}_{TC} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{FQ,j}^e \cdot h_{FQ,j}^e - \sum_{j=1}^n \dot{m}_{FQ,j}^s \cdot h_{FQ,j}^s = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{FF,i}^s \cdot h_{FF,i}^s - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{FF,i}^e \cdot h_{FF,i}^e \quad (3.2)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{FF,i}^e = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{FF,i}^s \quad (3.3)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{FF,i}^e \cdot x_{FF,i}^e = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{FF,i}^s \cdot x_{FF,i}^s \quad (3.4)$$

Onde x_i é a fração mássica de brometo de lítio na mistura do fluxo i . Após o cálculo da taxa de transferência de calor do trocador, sua área de troca térmica é obtida por (3.5).

$$A_{TC} = \frac{\dot{Q}_{TC}}{U_{TC} \cdot \Delta T_{ml,TC}} \quad (3.5)$$

Onde U_{TC} é o coeficiente global de troca térmica do trocador e $\Delta T_{ml,TC}$ é a diferença de temperatura média logarítmica do trocador de calor. Os coeficientes globais influenciam diretamente nos valores obtidos das áreas dos trocadores de calor e, portanto, nos seus respectivos custos. Por isso, os valores adotados para os coeficientes globais possuem influência direta nos resultados das otimizações. Alguns estudos encontrados na literatura calculam valores para os coeficientes globais a partir de correlações empíricas, por exemplo, Yang e outros (2015a), Yang e outros (2017), Zhu e outros (2018) e Dumont e outros (2018). No entanto, para utilizar estas correlações, é necessário considerar informações construtivas de trocadores de calor que não são conhecidas previamente, como por exemplo, tipo de trocador, número e diâmetro de tubos, espessura de placa, ângulo de Chevron, etc. Segundo Dorj (2005), a determinação dos coeficientes globais de troca térmica é uma tarefa árdua e necessita de dados não disponíveis nas etapas preliminares de projeto. De acordo com Astolfi (2013), o valor do coeficiente global pode ser estimado através de parâmetros dos fluxos e do tipo de trocador de calor, ou pode ser obtido através de referências literárias para diferentes tipos de trocadores de calor. Portanto, valores típicos de coeficientes globais obtidos através de estudos prévios são úteis para uma estimativa rápida das áreas de troca térmica em um problema de otimização.

Nesta tese são adotados coeficientes globais típicos de transferência de calor utilizados por estudos encontrados na literatura, como por exemplo, Ganapathy (2003); Essel (2017); Dorj (2005); Larsen e outros (2014b); Dixit e outros (2017), Florides e outros (2003), Bakhtiari e outros (2011), Zare e outros (2012), Jain e outros (2015), Júnior e outros (2019), Astolfi (2013) e Machi e Astolfi (2016). Estes coeficientes foram selecionados apenas de acordo com as características dos fluxos para trocadores tipo casco e tubo e são apresentados na Tabela 3.3. A utilização de coeficientes típicos nesta etapa de projeto é amplamente utilizada na literatura e é considerada válida para esta tese, pois o objetivo da mesma não é projetar detalhadamente os trocadores de calor das superestruturas. No entanto, imprecisões nos valores dos coeficientes podem afetar os resultados finais da otimização. Devido a este fato, os coeficientes típicos adotados para as tecnologias de potência apresentados na Tabela 3.3 foram arredondados, evitando assim que alguma tecnologia tenha vantagem devido à uma diferença estimada entre os coeficientes.

Tabela 3.3 - Coeficientes globais de troca térmica adotados.

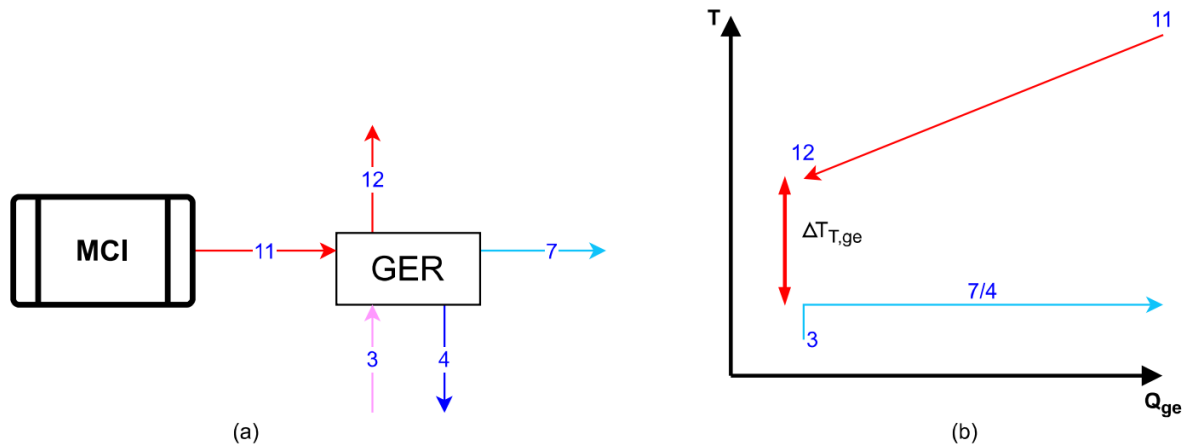
Tipo de equipamento	Coeficientes globais (U) ($\text{kW/m}^2\text{°C}$)			
	Chiller	CRC	ORC	KA
Economizador (alimentado à água)	-	-	1,0	1,0
Evaporador (alimentado à água)	1,31	-	1,0	1,0
Superaquecedor (alimentado à água)	-	-	0,4	0,4
Economizador (alimentado à gases)	-	0,1	0,1	0,1
Evaporador (alimentado à gases)	-	0,1	0,1	0,1
Superaquecedor (alimentado à gases)	-	0,1	0,1	0,1
Regenerador	0,13	1,0	1,0	1,0
Condensador	2,23	1,1	1,1	1,1
Pré-aquecedor (alimentado à água)	-	1,1	1,1	1,1
Pré-aquecedor (alimentado à gases)	-	0,1	-	-
Absorvedor	1,17	-	-	-
Gerador de alta (alimentado à gases)	0,9	-	-	-
Gerador de alta (alimentado à água)	1,13	-	-	-
Gerador de baixa / condensador de alta	1,17	-	-	-
Serpentina de água gelada	0,14	-	-	-
Trocador de calor acoplado ao radiador	1,10	-	-	-
Radiador (água/ar)	0,14	0,14	0,14	0,14
Trocador intermediário (gases/óleo térmico)	-	-	0,1	-
Economizador (alimentado à óleo térmico)	-	-	0,5	-
Evaporador (alimentado à óleo térmico)	-	-	0,5	-
Superaquecedor (alimentado à óleo térmico)	-	-	0,3	-

O cálculo da diferença de temperatura média logarítmica do trocador de calor depende do tipo de trocador de calor. No caso mais comum, que é o trocador de calor de dois fluxos em contracorrente (Figura 3.9) a diferença é dada por (3.6).

$$\Delta T_{ml,TC} = \frac{(T_{FQ,s} - T_{FF,e}) - (T_{FQ,e} - T_{FF,s})}{\ln\left(\frac{T_{FQ,s} - T_{FF,e}}{T_{FQ,e} - T_{FF,s}}\right)} \quad (3.6)$$

No entanto, para o caso das superestruturas *Chillers*, há a presença dos trocadores com vários fluxos e o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica requer que algumas hipóteses sejam adotadas. O gerador de vapor é um destes trocadores e seu volume de controle e perfil de troca térmica estão representados na Figura 3.11.

Figura 3.11 - (a) Volume de controle e (b) perfil de troca térmica de um gerador de vapor.

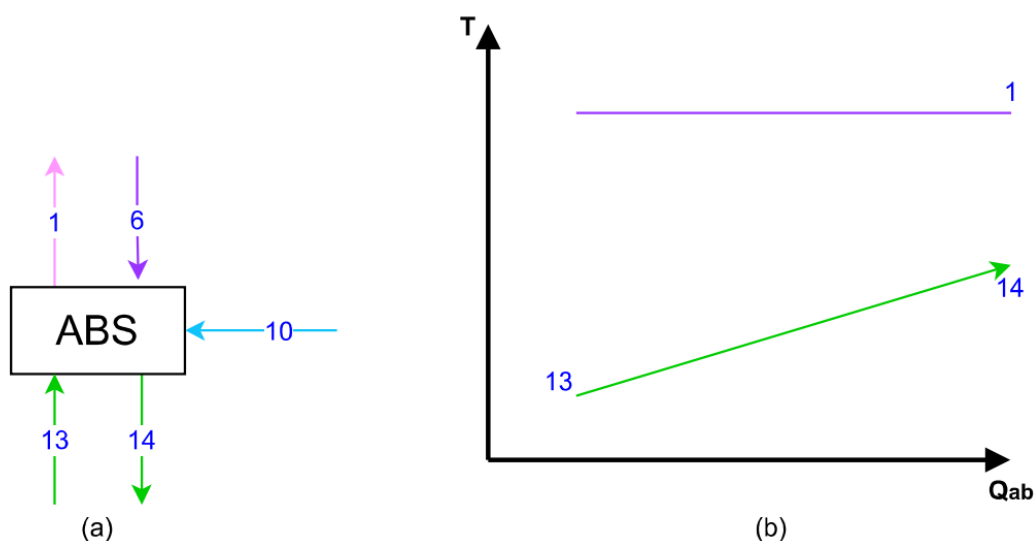


O desenvolvimento do modelo é realizado assumindo a hipótese de More (2015). Isto é, a temperatura de equilíbrio do gerador é a mesma temperatura de saída da solução forte (MORE, 2015). Com base nesta hipótese e no perfil de troca térmica da Figura 3.11(b) a diferença de temperatura é dada por (3.7).

$$\Delta T_{ml,ge,alta} = \frac{(T_{11} - T_7) - (T_{12} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_7}{T_{12} - T_7}\right)} \quad (3.7)$$

Outro equipamento com comportamento semelhante é o absorvedor (Figura 3.12). Novamente uma hipótese de More (2015) é adotada. Neste caso, a temperatura de equilíbrio do absorvedor é a mesma temperatura de saída da solução fraca (MORE, 2015). Com base nesta hipótese e no perfil de troca térmica da Figura 3.12(b) a diferença de temperatura é dada por (3.8).

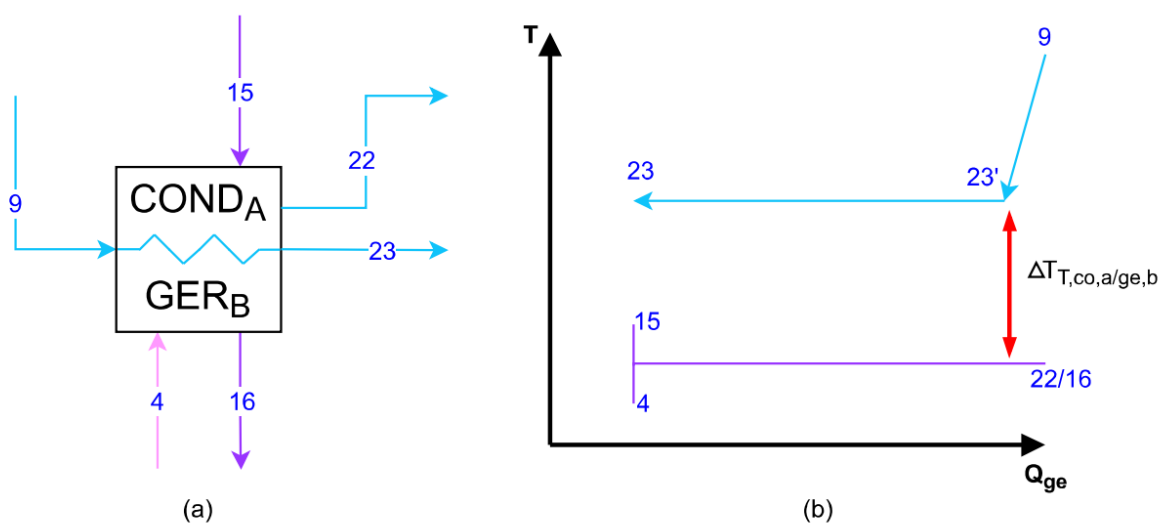
Figura 3.12 - (a) Volume de controle e (b) perfil de troca térmica de um absorvedor.



$$\Delta T_{ml,ab} = \frac{(T_1 - T_{13}) - (T_1 - T_{14})}{\ln\left(\frac{T_1 - T_{13}}{T_1 - T_{14}}\right)} \quad (3.8)$$

Por fim, na superestrutura de *Chiller* por absorção de duplo efeito, o condensador de alta, em um alto nível de pressão, fornece calor para o gerador de baixa, que está na pressão do condensador de baixa (Figura 3.13(a)).

Figura 3.13 - (a) Volume de controle e (b) perfil de troca térmica do conjunto condensador de alta/gerador de baixa.



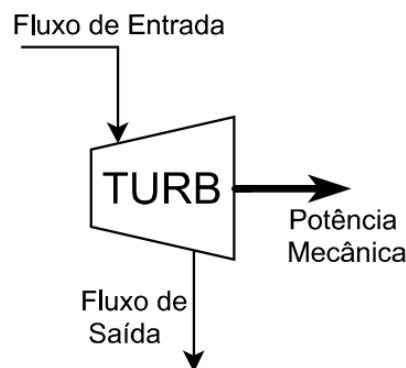
As suposições termodinâmicas deste equipamento são definidas de forma similar à hipótese de More (2015) para o gerador de vapor. Isto é, a temperatura de equilíbrio do trocador é a mesma temperatura de saída da solução forte (MORE, 2015). Além

disto, a saída do condensador de alta (ponto 23) é considerada como líquido saturado e há um dessuperaquecimento do ponto 9 até a temperatura de condensação que pode ser desprezado no cálculo da diferença de temperatura terminal. É interessante observar que o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica nessa situação é a própria diferença de temperatura terminal, conforme (3.9).

$$\Delta T_{ml,cg} = \Delta T_{T,cg} = T_{23} - T_{16} \quad (3.9)$$

Os fluidos de trabalho, das superestruturas que contemplam ciclos de potência, após aproveitarem o calor das fontes quentes são expandidos nas turbinas gerando potência mecânica. Estas turbinas são modeladas considerando uma expansão real, ou seja, com aumento de entropia e são caracterizadas por uma eficiência isentrópica (η_T). As turbinas modeladas são representadas pelo volume de controle da Figura 3.14 e a eficiência isentrópica da turbina é dada por (3.10), onde $h_{i,s}$ representa a entalpia específica do fluido de trabalho no ponto i se a expansão fosse isentrópica. A eficiência isentrópica das turbinas foi adotada na modelagem como um parâmetro de entrada com valor de 0,8 com base em valores encontrados na literatura (ASTOLFI, 2013, MACHI E ASTOLFI, 2016, KERMANI et al., 2018).

Figura 3.14 - Volume de controle de uma turbina genérica.



$$\eta_T = \frac{(h_{entrada} - h_{saída})}{(h_{entrada} - h_{saída,s})} \quad (3.10)$$

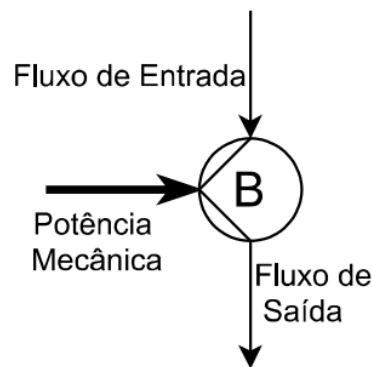
A potência mecânica gerada pela turbina na expansão do fluido de trabalho é função da variação de entalpia e da vazão mássica do fluido (\dot{m}_T), conforme (3.11). Nos casos de fluidos de trabalho do tipo úmido (como a água) existe uma restrição na saída da turbina. O título do fluido de trabalho na saída da turbina deve ser superior a 0,9 para evitar a formação de gotículas nos estágios finais da expansão, o que acarreta em

danos aos componentes da turbina. Para os fluidos do tipo seco, o fluido de trabalho na saída da turbina sempre estará em um estado superaquecido e esse problema não é encontrado.

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{ft} \cdot (h_{entrada} - h_{saída}) \quad (3.11)$$

Os fluidos de trabalho têm a sua pressão elevada e são bombeados através das bombas. Estes equipamentos são também modelados considerando um processo real e são caracterizados por uma eficiência isentrópica (η_B). A eficiência isentrópica das bombas também foi adotada como um parâmetro de entrada com valor de 0,75 com base em valores encontrados na literatura (ASTOLFI, 2013, MACHI E ASTOLFI, 2016, BOMBARDA et al., 2010). As bombas modeladas são representadas pelo volume de controle da Figura 3.15 e a eficiência isentrópica da bomba é dada por (3.12).

Figura 3.15 - Volume de controle de uma bomba genérica.



$$\eta_B = \frac{(h_{saída,s} - h_{entrada})}{(h_{saída} - h_{entrada})} \quad (3.12)$$

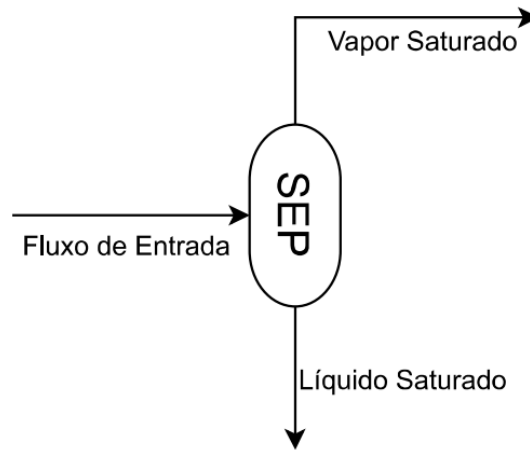
A potência mecânica de acionamento da bomba é função da mudança de entalpia e da vazão mássica do fluido (\dot{m}_{ft}), conforme (3.13).

$$\dot{W}_B = \dot{m}_{ft} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) \quad (3.13)$$

Um equipamento exclusivo das superestruturas Kalina é o separador (Figura 3.16). Este equipamento é modelado como um tanque vertical que atua como um separador gravitacional. Portanto, a mistura bifásica de fluido de trabalho que entra no separador é separada em uma parcela de vapor saturado e outra parcela de líquido saturado. Os balanços de massa, concentração de amônia e energia utilizados na modelagem

deste equipamento são dados por (3.14) a (3.16), onde x_i é a concentração de amônia do fluxo i .

Figura 3.16 - Volume de controle de um separador genérico.



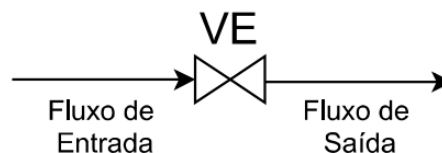
$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{vapor} + \dot{m}_{líquido} \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_{entrada} \cdot x_{entrada} = \dot{m}_{vapor} \cdot x_{vapor} + \dot{m}_{líquido} \cdot x_{líquido} \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_{entrada} \cdot h_{entrada} = \dot{m}_{vapor} \cdot h_{vapor} + \dot{m}_{líquido} \cdot h_{líquido} \quad (3.16)$$

Nas superestruturas Kalina e *Chiller* há também a presença das válvulas de expansão. Estas válvulas são utilizadas para reduzir a pressão do fluido de trabalho e são modeladas como isentálpicas. A Figura 3.17 apresenta um exemplo de volume de controle de uma válvula de expansão e (3.17) apresenta a equação resultante de um balanço de energia na válvula.

Figura 3.17 - Volume de controle de uma válvula de expansão genérica.

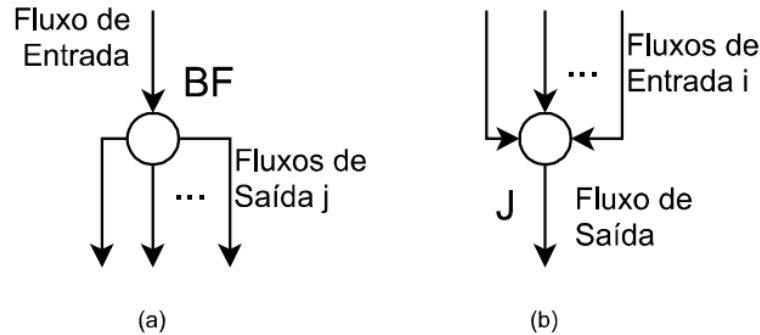


$$h_{entrada} = h_{saída} \quad (3.17)$$

Nas superestruturas propostas é comum haver a separação de um fluxo em várias partes ou então a mistura de vários fluxos gerando um fluxo único. Este processo é realizado nas superestruturas por meio das bifurcações e junções (Figura 3.18). Na

modelagem destes equipamentos é necessário realizar os balanços de massa, concentração e energia conforme (3.18) a (3.20) respectivamente.

Figura 3.18 - Volume de controle genérico de (a) uma bifurcação e (b) uma junção.



$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{entrada,i} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{saída,j} \quad (3.18)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{entrada,i} \cdot x_{saída,i} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{saída,j} \cdot x_{saída,j} \quad (3.19)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{entrada,i} \cdot h_{saída,i} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{saída,j} \cdot h_{saída,j} \quad (3.20)$$

3.3.2. Modelagem da Torre de Resfriamento

A modelagem termodinâmica da torre de resfriamento realizada neste trabalho é baseada em uma torre de resfriamento de convecção forçada em contracorrente de acordo com Moran e outros (2014). A torre de resfriamento está representada no volume de controle da Figura 3.19.

No desenvolvimento do modelo da torre, foram utilizadas as propriedades termodinâmicas do ar úmido como, umidade absoluta (ω), umidade relativa (φ), temperatura de bulbo seco ($T_{ar,bs}$) e temperatura de bulbo úmido ($T_{ar,bu}$), obtidas e calculadas a partir das condições ambientes médias dos dados coletados na UTE Viana, apresentados na Tabela 3.4. Para estas condições ambientais médias, as curvas de desempenho de torres de resfriamento de convecção forçada em contracorrente apresentadas em ASHRAE (2008) determinam uma temperatura da água resfriamento de entrada e de saída da torre de 35°C e 30°C.

Figura 3.19 - Volume de controle da torre de resfriamento.

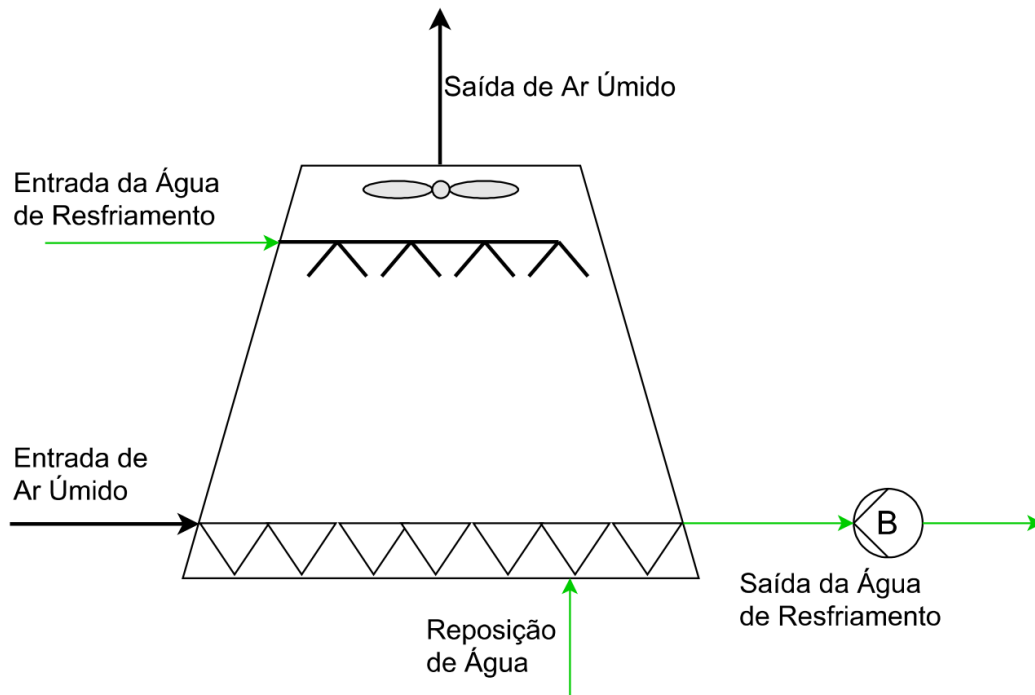


Tabela 3.4 - Condições ambientes médias na UTE Viana.

Propriedade	Valor
Temperatura de bulbo seco (°C)	23,2
Umidade relativa (%)	73,4
Pressão atmosférica (kPa)	101,3

No volume de controle representado na Figura 3.19, a água de resfriamento a 35°C entra na parte superior da torre e é borrifada. O ar atmosférico entra na torre na parte inferior e é succionado pelo ventilador de forma ascendente em direção às gotículas de água borrifadas. Conforme os dois fluxos interagem, uma fração da água de resfriamento é absorvida (evapora) pelo ar úmido, que sai do volume de controle com uma umidade absoluta maior que na entrada, enquanto a água de resfriamento sai do volume de controle com uma temperatura mais baixa que na entrada. Como parte da água de resfriamento é evaporada pelo fluxo de ar úmido, uma quantidade equivalente de água de reposição é adicionada à torre. Deve-se ressaltar que não é considerada nesta modelagem a perda de água devido ao arraste das gotículas pelo fluxo de ar úmido e nem através de purga. A vazão mássica de água de reposição (\dot{m}_{rep}) é dada por (3.21).

$$\dot{m}_{rep} = \dot{m}_{ar} \cdot (\omega_s - \omega_e) \quad (3.21)$$

São adotadas algumas hipóteses na modelagem da torre com base em Moran e outros (2014): a condição de saturação do ar de saída não é garantida, sendo adotada uma umidade relativa de saída ($\phi_{ar,saída}$) de 90%; é assumida uma eficiência de saturação da torre ($\eta_{sat,Torre}$) também de 90%, dada por (3.21) onde $T_{ARF,entrada}$ é a temperatura da água de resfriamento na entrada da torre.

$$\eta_{sat,Torre} = \frac{T_{ar,bs,entrada} - T_{ar,bs,saída}}{T_{ar,bs,entrada} - T_{ARF,entrada}} \quad (3.22)$$

O balanço de energia aplicado ao volume de controle da torre é representado por (3.23) e (3.24), onde \dot{Q}_{ARF} e \dot{Q}_{ar} são as taxas de calor dissipadas pela água de resfriamento e absorvidas pelo ar úmido respectivamente. Em (3.24) a variável h_{vsat} representa a entalpia do vapor d'água presente no ar úmido avaliada como a entalpia de vapor saturado na mesma temperatura do ar e h_{ar} representa a entalpia do ar seco considerando o ar seco como gás perfeito.

$$\dot{Q}_{ARF} = \dot{Q}_{ar} - \dot{m}_{rep} \cdot h_{rep} \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_{ARF} \cdot (h_{ARF,e} - h_{ARF,s}) = \dot{m}_{ar} [(h_{ar,s} - h_{ar,e}) + (\omega_s \cdot h_{vsat,s} - \omega_e \cdot h_{vsat,e}) - (\omega_s - \omega_e) \cdot h_{rep}] \quad (3.24)$$

Os custos operacionais da torre de resfriamento são representados pela potência mecânica consumida pelo ventilador da torre (\dot{W}_{VTR}) e pela bomba de circulação (\dot{W}_{BTR}) dados por (3.25) e (3.26) respectivamente. As variáveis v_{ARF} e $v_{ar,s}$ representam o volume específico da água de resfriamento e do ar de saída da torre, enquanto as variáveis Δp_{BTR} e Δp_{VTR} representam a variação de pressão imposta pela bomba de circulação e pelo ventilador da torre, aqui admitidas como 2 bar e 20 mmH₂O respectivamente. O valor da eficiência isentrópica do ventilador da torre (η_{VTR}) é adotado como 0,7 (MACCHI E ASTOLFI, 2016).

$$\dot{W}_{BTR} = \frac{\dot{m}_{ARF} \cdot v_{ARF} \cdot \Delta p_{BTR}}{\eta_{BTR}} \quad (3.25)$$

$$\dot{W}_{VTR} = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot v_{ar} \cdot \Delta p_{VTR}}{\eta_{VTR}} \quad (3.26)$$

3.3.3. Modelagem do Radiador

Um dos benefícios das superestruturas é a redução de consumo dos ventiladores presentes nos radiadores. Portanto, uma modelagem do radiador existente, sem a recuperação de calor, é fundamental para determinar a redução de consumo com a inclusão das superestruturas.

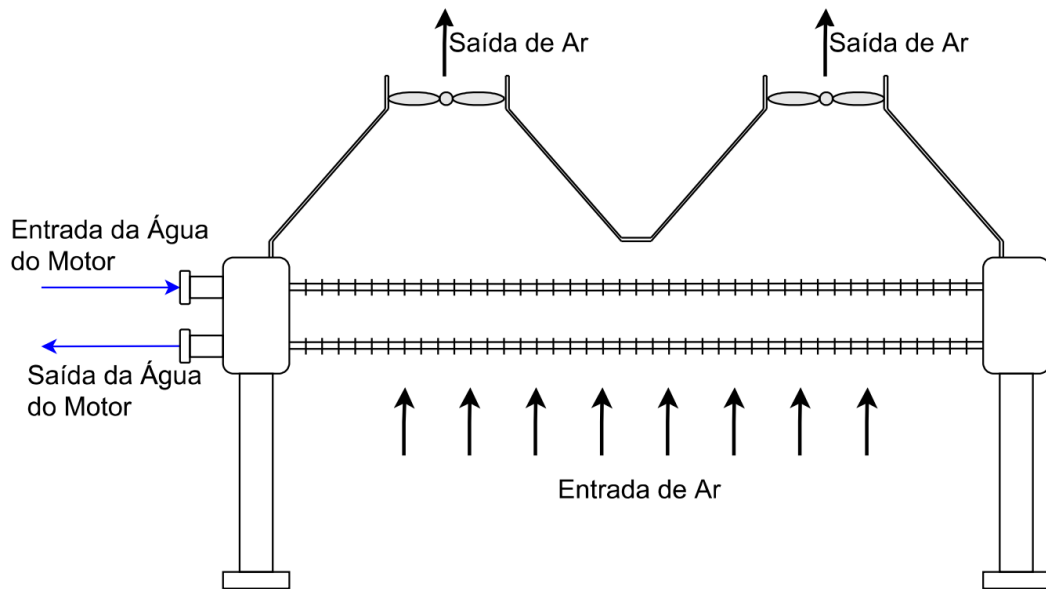
A cada motor são acoplados dois radiadores do modelo *FBLGE-1260-7-6/8-158DN100D* da empresa Fincoil. Estes radiadores são do tipo contato indireto e contracorrente. Os parâmetros e condições de projeto são apresentados na Tabela 3.5. Um exemplo esquemático do radiador utilizado na UTE Viana é apresentado na Figura 3.20.

Tabela 3.5 - Parâmetros de projeto dos radiadores da UTE Viana.

Parâmetros	Valor
Número de ventiladores por radiador (-)	6
Temperatura da água de entrada (°C)	78,4
Temperatura da água de saída (°C)	41,4
Vazão volumétrica total de água (m ³ /h)	135,0
Vazão volumétrica de água por radiador (m ³ /h)	67,5
Temperatura do ar ambiente de entrada (°C)	35,0
Temperatura do ar ambiente de saída (°C)	62,0
Vazão mássica de ar por radiador (kg/s)	105,0
Capacidade por radiador (kW)	2823,0
Vazão mássica de ar por ventilador (kg/s)	17,5
Potência por ventilador (kW)	7,5
Rotação do ventilador (rpm)	860

Fonte: Adaptado de Fincoil (2008).

Figura 3.20 - Volume de controle do radiador.



Baseado nos parâmetros de projeto (Tabela 3.5) é realizada uma modelagem termodinâmica do radiador para determinar sua área de troca térmica (A_{RAD}). Esta área é invariável independente das condições de contorno, pois os radiadores já foram projetados e instalados em sua condição de projeto. O coeficiente global do radiador adotado foi apresentado previamente na Tabela 3.3 e seu valor é de 0,14 kW/m²C para uma transferência de calor água/ar. Um balanço de energia aplicado ao volume de controle do radiador é dado por (3.27), onde o ar é modelado como um gás perfeito e $\dot{Q}_{RAD,proj}$ representa a taxa de calor de projeto retirada da água quente.

$$\dot{Q}_{RAD,proj} = \dot{m}_{AQ,proj} \cdot (h_{AQ,proj,e} - h_{AQ,proj,s}) = \dot{m}_{ar,proj} \cdot (h_{ar,proj,s} - h_{ar,proj,e}) \quad (3.27)$$

Aplicando a mesma metodologia de cálculo de área de trocador de calor apresentada previamente em (3.5) e (3.6) é obtida uma área de troca térmica de projeto de aproximadamente 3797 m². A taxa de calor nominal dissipada no radiador, ou seja, a taxa que é dissipada atualmente, é dada por (3.28) onde a temperatura de saída do radiador de água quente é a temperatura limite de 41,4°C, se não houver outra recomendação.

$$\dot{Q}_{RAD,nom} = \dot{m}_{AQ,nom} \cdot (h_{AQ,nom,e} - h_{AQ,nom,s}) \quad (3.28)$$

Com a área de projeto do radiador e a taxa de calor nominal calculada, é possível determinar a diferença de temperatura média logarítmica nominal do radiador e por consequência sua temperatura de saída de ar nominal por meio de (3.29) e (3.30).

Nestas equações, $T_{ar,e}$ é a temperatura do ar ambiente de entrada no radiador. O valor desta variável não é igual à temperatura de ar de entrada de projeto e, sim, igual à temperatura do ar ambiente média previamente adotada (Tabela 3.4)

$$\Delta T_{ml, RAD, nom} = \frac{\dot{Q}_{RAD, nom}}{U_{RAD} \cdot A_{RAD}} \quad (3.29)$$

$$\Delta T_{ml, RAD, nom} = \frac{(T_{AQ, nom, e} - T_{ar, nom, s}) - (T_{AQ, nom, s} - T_{ar, e})}{\ln \left(\frac{T_{AQ, nom, e} - T_{ar, nom, s}}{T_{AQ, nom, s} - T_{ar, e}} \right)} \quad (3.30)$$

Como as temperaturas de entrada e saída do ar no radiador não são as temperaturas de projeto (dadas na Tabela 3.4), a vazão mássica de ar também não será a dada pela Tabela 3.4. Portanto, seu valor nominal deve ser calculado através de um balanço de energia no radiador dado por (3.31).

$$\dot{m}_{ar, nom} = \frac{\dot{m}_{AQ, nom} \cdot (h_{AQ, nom, e} - h_{AQ, nom, s})}{(h_{ar, nom, s} - h_{ar, nom, e})} \quad (3.31)$$

Este mesmo procedimento de cálculo para a obtenção das variáveis nominais é realizado para o cálculo das variáveis reais, ou seja, o valor das variáveis com a presença das superestruturas. A taxa de calor real dissipada, a diferença de temperatura média logarítmica real, a temperatura de saída de ar real e a vazão mássica de ar real são dadas por (3.32) a (3.35), onde $T_{AQ,e}$ é a temperatura de entrada da água quente no radiador após o aproveitamento de seu calor pelas superestruturas, ou seja, abaixo de 78,4°C.

$$\dot{Q}_{RAD, real} = \dot{m}_{AQ, real} \cdot (h_{AQ, real, e} - h_{AQ, real, s}) \quad (3.32)$$

$$\Delta T_{ml, RAD, real} = \frac{\dot{Q}_{RAD, real}}{U_{RAD} \cdot A_{RAD}} \quad (3.33)$$

$$\Delta T_{ml, RAD, real} = \frac{(T_{AQ, real, e} - T_{ar, real, s}) - (T_{AQ, real, s} - T_{ar, e})}{\ln \left(\frac{T_{AQ, real, e} - T_{ar, real, s}}{T_{AQ, real, s} - T_{ar, e}} \right)} \quad (3.34)$$

$$\dot{m}_{ar, real} = \frac{\dot{m}_{AQ, real} \cdot (h_{AQ, real, e} - h_{AQ, real, s})}{(h_{ar, real, s} - h_{ar, real, e})} \quad (3.35)$$

Para avaliar a redução de consumo dos ventiladores, em função da redução da vazão mássica de ar da condição nominal para a condição real são utilizadas as regras de semelhança para ventiladores conforme Fox e outros (2012), representados por (3.36) a (3.38). Nestas equações, ρ_{ar} e \dot{V}_{ar} são a densidade do ar e a vazão volumétrica respectivamente, N_{VR} é a rotação dos ventiladores com seu valor nominal admitido como igual ao de projeto (860 rpm) e \dot{W}_{VR} é a potência mecânica consumida pelos ventiladores do radiador.

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot \dot{V}_{ar} \quad (3.36)$$

$$\frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_{nom}} = \frac{N_{VR,real}}{N_{VR,nom}} \quad (3.37)$$

$$\frac{\dot{W}_{VR,real}}{\dot{W}_{VR,nom}} = \left(\frac{N_{VR,real}}{N_{VR,nom}} \right)^3 \quad (3.38)$$

Apesar das condições de projeto fornecidas (Tabela 3.5), foi medido na UTE Viana um consumo de potência dos ventiladores dos radiadores (dois radiadores com seis ventiladores cada por motor) aproximadamente de 100 kW e este é o valor adotado para a potência nominal dos ventiladores. Portanto, a redução de consumo de potência mecânica dos ventiladores do radiador com o aproveitamento de calor da água de resfriamento dos motores é dada por (3.39).

$$\Delta \dot{W}_{RAD} = \dot{W}_{VR,nom} - \dot{W}_{VR,real} \quad (3.39)$$

3.3.4. Modelagem do Efeito da Contrapressão

As informações apresentadas anteriormente no item 2.6, juntamente com as obtidas em outras referências tais como, Battista e outros (2015), Desale e outros (2015), Roy e outros (2010), Rabia e Halim (2010), Cong e outros (2010) e Bei e outros (2015), que também analisaram o efeito da contrapressão no desempenho dos motores, nos permite adotar um valor de referência de 2% de aumento no consumo específico de combustível no motor para cada 10 kPa de contrapressão. Esse valor é o valor utilizado na avaliação do efeito adverso do aumento da contrapressão no desempenho

dos motores dentro da modelagem das superestruturas das tecnologias de recuperação de calor proveniente dos gases de exaustão dos motores.

No entanto, nenhuma das referências consultadas considera explicitamente uma redução da perda de carga no trecho da linha de exaustão a jusante do trocador de calor devido a uma diminuição da temperatura dos gases no mesmo. Talvez porque consideraram a inserção de componentes que não absorvem calor dos gases, além de tubulações curtas da linha de exaustão. Sendo assim, uma contribuição adicional desta tese é uma análise realizada acerca da perda de carga devido à inserção de trocadores de calor na linha de exaustão dos gases, capazes de até mesmo reduzir a perda de carga total no sistema de exaustão.

Por mais paradoxal que pareça, é possível que a inserção de um trocador de calor na linha de exaustão dos motores reduza a perda de carga total e conseqüentemente a contrapressão no motor. Diferentemente de catalisadores e silenciadores (mufas) que inserem apenas uma obstrução ao escoamento mantendo aproximadamente constante a temperatura dos gases, aumentando a perda de carga, trocadores de calor retiram energia térmica dos gases de exaustão. Com isso, apesar de inserirem uma perda de carga ao escoamento dos gases em seu interior, diminuem a perda de carga no restante da linha de exaustão pela redução da temperatura e volume específico dos gases. Dessa maneira, é possível que o efeito líquido da inserção de um trocador de calor seja uma redução da perda de carga total.

Com base em um relatório técnico de uma auditoria realizada pela Wärtsilä em 2014 na UTE Viana, verificou-se que os motores com caldeiras de recuperação de calor apresentaram uma contrapressão menor que os motores sem caldeira, como mostrado na Tabela 3.6. Esse comportamento foi estranho ao que se esperava até pela Wärtsilä, que deixou claro no relatório que os motores com caldeiras deveriam apresentar uma contrapressão maior. Pelo visto, a hipótese da redução de temperatura e volume específico dos gases de exaustão ao escoarem na caldeira não foi considerada.

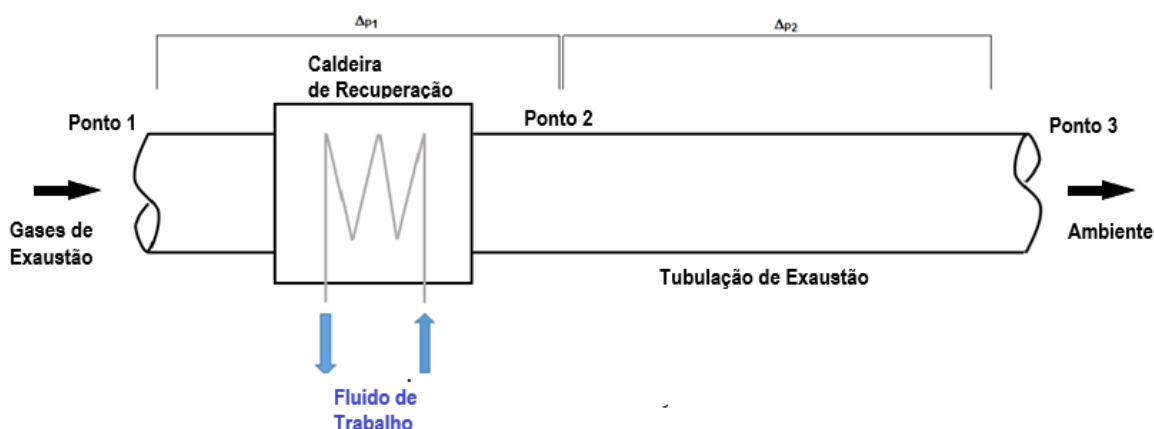
Tabela 3.6 - Resultado das medições da contrapressão em alguns motores da UTE Viana.

Unidade Geradora	Contrapressão (mmca)	Caldeira
DG2	220	Não
DG4	230	Não
DG13	270	Não
DG15	110	Sim
DG16	110	Sim

Fonte: Adaptado de Wärtsilä (2014).

O modelo de um volume de controle representando a linha de exaustão de gases foi desenvolvido, a fim de estimar a contrapressão gerada pelas superestruturas e avaliar a ocorrência deste fenômeno de redução da contrapressão. Este volume de controle pode ser visto na Figura 3.21, onde o ponto 1 representa a saída dos gases de exaustão do motor, ponto 2 representa a saída dos gases do conjunto de trocadores que aproveitam o calor dos gases (caldeira de recuperação) e ponto 3 representa a exaustão dos gases para o ambiente.

Figura 3.21 - Volume de controle da linha de exaustão e caldeira de recuperação.



Nesta modelagem foram utilizados parâmetros dos gases de exaustão, como vazão mássica e temperatura, e características da linha de exaustão existente na termelétrica, como diâmetro e rugosidade estimada, com valores de 0,8 m e 0,046 mm respectivamente. Considerando o volume de controle adiabático e escoamento incompressível, a pressão total (p_{tot}), ou pressão de estagnação, de um ponto i é dado pela soma da pressão estática (p) com a pressão dinâmica como apresentado por (3.40).

$$p_{tot,i} = p_i + \frac{1}{2} \rho \cdot V_i^2 \quad (3.40)$$

Onde V_i é a velocidade do fluxo no ponto i , obtida através da vazão mássica, área transversal da tubulação (A_i) e da massa específica (ρ_i) do ponto i , calculada por (3.41).

$$V_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \cdot A_t} \quad (3.41)$$

Portanto, como a vazão mássica e a área da tubulação são constantes em toda a linha de exaustão, a velocidade do fluxo é função apenas da massa específica. Logo, a velocidade irá depender da temperatura e da pressão termodinâmica do ponto. A diferença de pressão entre o ponto 1 e o ponto 2 (Δp_1) representa a perda de carga adicional imposta pelo conjunto de trocadores de calor, como pode ser visto em (3.42).

$$\Delta p_1 = p_{tot,1} - p_{tot,2} = PC_{TC} \quad (3.42)$$

No entanto, a diferença de pressão entre o ponto 2 e o ponto 3 (Δp_3) representa a perda de carga devido ao escoamento do fluido através de todo comprimento de tubulação. Esta perda de carga pode ser calculada por (3.43) para um escoamento turbulento, onde f é o fator de atrito da parede interna da tubulação e L é o comprimento equivalente de toda linha de exaustão. É importante salientar, que devido às hipóteses consideradas, a equação da continuidade aplicada entre os pontos 2 e 3 determina que a velocidade do ponto 3 é igual ao do ponto 2, logo a diferença entre pressões totais de 3 e 2 pode ser simplificada entre as pressões estáticas.

$$\Delta p_2 = p_{tot,2} - p_{tot,3} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho_2 V_2^2}{2} \quad (3.43)$$

O fator de atrito é calculado para um escoamento turbulento através da equação de Colebrook (FOX et al., 2012) apresentada em (3.44), onde e é a rugosidade estimada da parede da tubulação e D é o diâmetro da tubulação.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{e}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (3.44)$$

O símbolo Re representa o número de Reynolds dado por (3.45), onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (3.45)$$

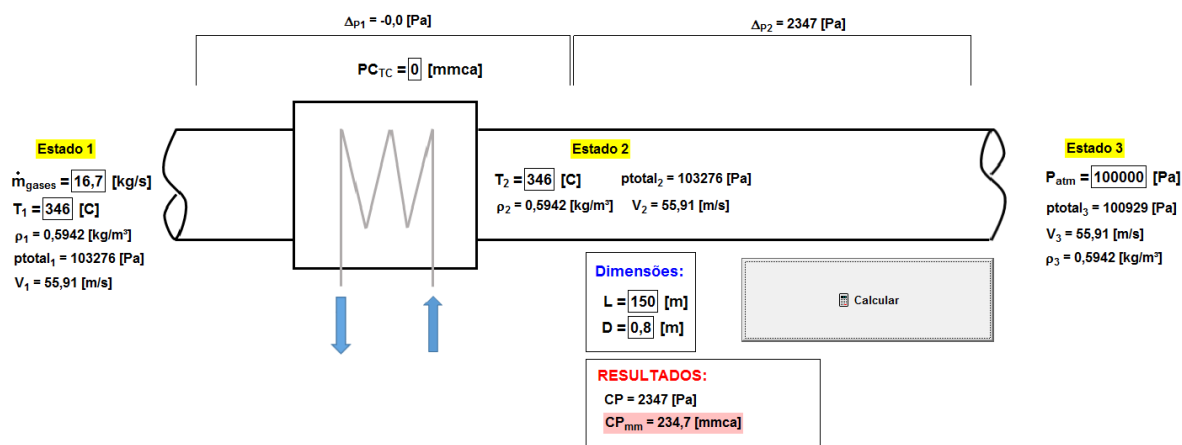
Por fim, a contrapressão total (CP) imposta pela linha de exaustão com os trocadores de recuperação de calor é dada por (3.46).

$$CP = \Delta p_1 + \Delta p_2 = p_{tot,1} - p_{tot,3} \quad (3.46)$$

No entanto, para o cálculo da perda de carga total, é necessário conhecer primeiro o comprimento equivalente de toda linha de exaustão. Este comprimento equivalente leva em conta tanto o comprimento de trechos retos existentes quanto às eventuais perdas de cargas localizadas que podem ocorrer devido aos acessórios (curvas, válvulas e etc.). Com base na Tabela 3.6 verificou-se que a perda de carga, ou contrapressão, obtida nos motores sem a caldeira de recuperação de calor era de, em média, 240 mmca. Dessa forma, dados o diâmetro e rugosidade da tubulação de exaustão, além da vazão e estado termodinâmico dos gases de exaustão, encontrou-se por meio da modelagem um comprimento equivalente, responsável por esta contrapressão no motor, de aproximadamente 150 m de tubulação.

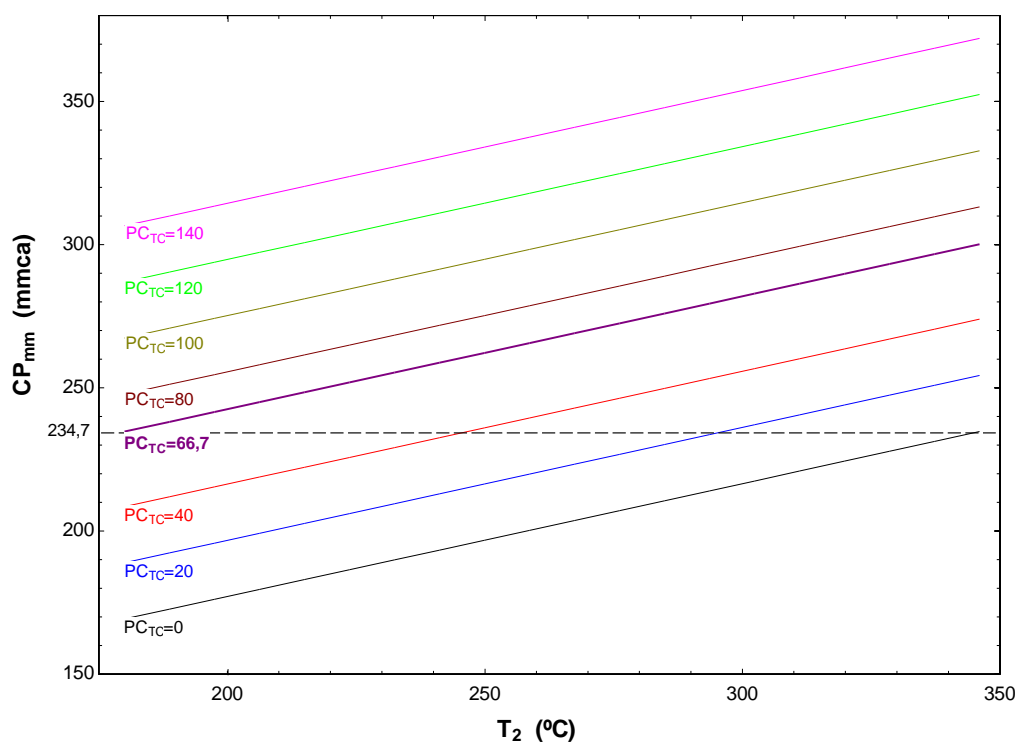
Em seguida, no modelo desenvolvido, em que um trocador de calor foi inserido na tubulação de exaustão (Figura 3.22), a temperatura de saída dos gases após o trocador (T_2) foi variada a fim de verificar o comportamento da contrapressão expressa em mmca (CP_{mm}). Nota-se que ao se manter a temperatura T_2 igual à temperatura de saída dos gases do motor (T_1) e ao se considerar igual a zero a perda de carga no trocador de calor (PC_{TC}), tem-se representada a situação em que não há trocador de calor, ou seja, a contrapressão calculada (CP_{mm}) deve ser igual à dos motores que não apresentam caldeira de recuperação de calor na UTE Viana. Como pode-se observar, para esta situação, um comprimento equivalente (L) de 150 metros apresentou uma contrapressão de 234,7 mmca. Este valor é coerente com a contrapressão medida na auditoria realizada pela Wärtsilä em 2014, conforme já apresentado na Tabela 3.6.

Figura 3.22 - Esquema da modelagem realizada para a situação atual, sem trocador de calor.



A perda de carga nos trocadores de calor é uma variável de projeto dos mesmos e por isso pode apresentar diversos valores. Considerando que os trocadores de calor inseridos na linha de exaustão dos motores da UTE Viana serão projetados para resfriar os gases até uma temperatura limite de 180 °C, para que não se atinja o ponto de orvalho, pode-se analisar na Figura 3.23 a contrapressão causada pela inserção do trocador de calor para vários valores de perda de carga e para diversas temperaturas dos gases na saída do trocador de calor.

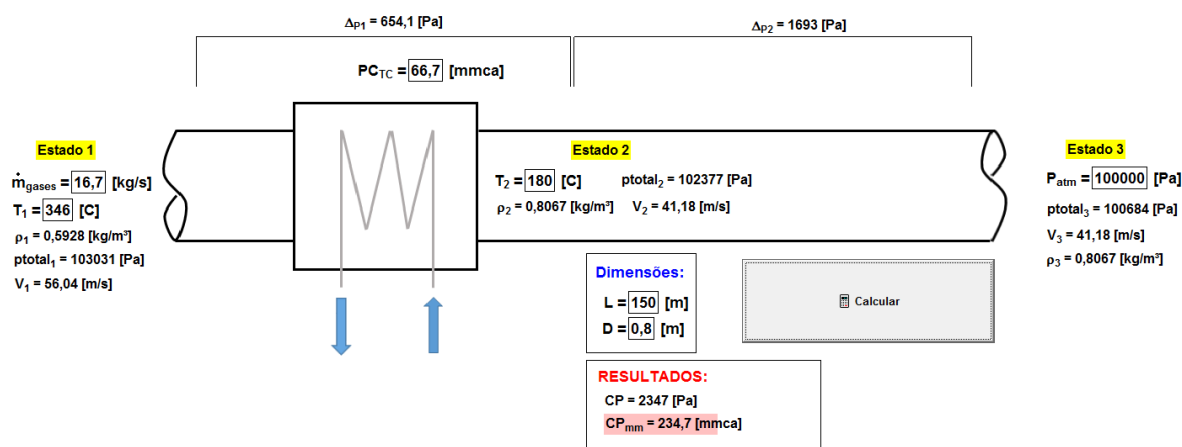
Figura 3.23 - Contrapressão no motor devido a inserção de trocador de calor para várias perdas de carga e diversas temperaturas de saída.



Observa-se que quanto maior a perda de carga de projeto do trocador de calor, maior será a contrapressão no motor para uma mesma temperatura de saída dos gases. Além disso, fica claro que essa temperatura influencia significativamente na contrapressão gerada, sendo possível, por exemplo, que um trocador de calor de 80 mmca de perda de carga cause uma contrapressão maior quando comparado a um trocador de calor de 100 mmca de perda de carga, já que depende da temperatura de resfriamento dos gases, o que afeta a perda de carga a jusante dos mesmos.

No caso de o trocador de calor ser projetado para ter uma perda de carga de 66,7 mmca, enquanto resfria os gases a uma temperatura de 180°C, a contrapressão no motor seria exatamente a mesma obtida no caso de não apresentar o trocador de calor (234,7 mmca). Ou seja, o objetivo de resfriar os gases aproveitando sua energia térmica seria alcançado e nenhuma contrapressão a mais seria adicionada ao motor se comparada à contrapressão atual. A Figura 3.24 mostra esta situação.

Figura 3.24 - Esquema da modelagem realizada com um trocador de calor de 66,7 mmca de perda de carga que resfria os gases até 180°C.



Como comentado, a perda de carga nos trocadores de calor depende do projeto do mesmo. Considerando a perda de carga de projeto das caldeiras de recuperação de calor que equipam a UTE Viana de 1200 Pa (120 mmca), conforme Ribeiro (2014), adotou-se um valor de 100 mmca como sendo razoável para a perda de carga do conjunto de trocadores de calor das tecnologias de recuperação de calor. Este foi o valor usado nas modelagens das superestruturas para o cálculo da contrapressão e sua influência no consumo específico do motor. Assim, observando o gráfico mostrado na Figura 3.23, para um trocador de calor de 100 mmca de perda de carga de projeto, teríamos um aumento na contrapressão de apenas 32,7 mmca para uma absorção máxima de calor, elevando a contrapressão no motor de 234,7 mmca para

267,4 mmca. Isso ocorre devido a uma redução na perda de carga no trecho a jusante do trocador de calor de 67,3 mmca.

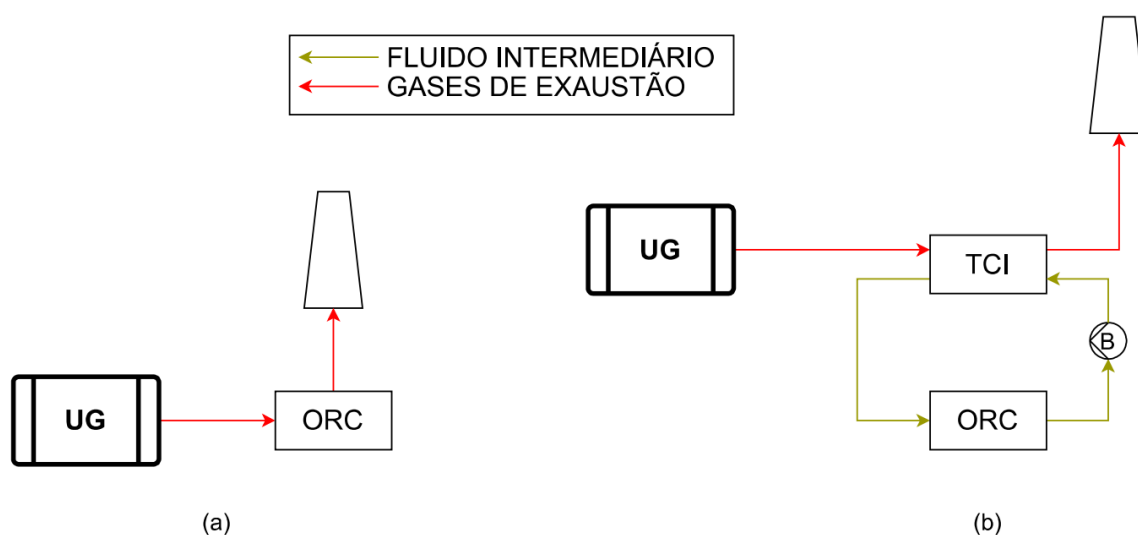
Como foi relatado no início deste item, a influência da contrapressão no consumo específico de combustível do motor adotada será de um aumento de 2% no consumo específico para cada 10 kPa de contrapressão imposta no motor. Portanto, o consumo específico de combustível adicional é dado por (3.47), onde b_r é o consumo específico de combustível de referência.

$$b_{adic} = 0,02 \cdot \left[\frac{CP(kPa)}{10} \right] \cdot b_r \quad (3.47)$$

3.3.5. Modelagem das Configurações de Acoplamento para o ORC

No que tange ao aproveitamento de calor de gases de exaustão de motores utilizando a tecnologia ORC, existem duas configurações possíveis de acoplamento, ilustradas na Figura 3.25: (a) aproveitamento direto dos gases para o fluido de trabalho, ou (b) uso de circuitos intermediários conectando os gases de exaustão aos trocadores de calor do ORC, através de um fluido e de um trocador de calor intermediário (TCI).

Figura 3.25 - Configurações de acoplamento para o ORC. (a) Gases direto e (b) circuito intermediário.



De acordo com Quoilin e outros (2013), o aproveitamento direto é mais eficiente e mais simples. No entanto, alguns problemas como a alta temperatura imposta ao fluido orgânico (relativa à temperatura de estabilidade química) e variações bruscas

do perfil da fonte quente podem estar presentes nesta configuração. Como consequência, algumas instalações de ORC utilizam o circuito intermediário.

Nesta tese, o aproveitamento direto dos gases é utilizado na superestrutura ORC com o objetivo geral de influência das funções objetivos e das condições econômicas e operacionais na otimização das superestruturas, assim como na comparação entre as tecnologias. No entanto, como objetivo secundário, a influência das configurações de acoplamento na otimização da superestrutura ORC é analisada comparando os resultados do aproveitamento direto dos gases com três opções de fluido intermediário: óleo térmico, vapor e água pressurizada.

Os parâmetros utilizados na modelagem são apresentados na Tabela 3.7. Os dados do óleo térmico foram obtidos do catálogo da Turboden (2019). O óleo térmico Therminol59 foi escolhido devido a sua faixa de temperatura de trabalho, sua utilização prévia em ORC, disponibilidade global e faixa de preço mais econômica (THERMINOL, 2019). Além disso, a biblioteca do EES possui as propriedades deste óleo térmico. Os dados para o vapor são obtidos das caldeiras de recuperação existentes na UTE Viana. Já os dados para a água pressurizada foram obtidos de uma proposta comercial da empresa Orcan à UTE Viana em 2018.

Tabela 3.7 - Parâmetros utilizados na modelagem das configurações de acoplamento.

Fluido intermediário	Temperatura na entrada do ORC (°C)	Temperatura na saída do ORC (°C)	Pressão na entrada do ORC (bar)
Óleo térmico (Therminol59)	275	150	2
Vapor	170	90	7
Água pressurizada	150	130	6

3.3.6. Modelagem da Economia de Escala para o ORC

O conceito de economia de escala proposto nesta tese é de utilizar um único sistema ORC para o aproveitamento dos calores residuais de vários motores em conjunto. Desta forma, a razão custo total do sistema por potência produzida será inferior ao caso de um sistema ORC por motor. Segundo Turton e outros (2012), quanto maior a capacidade de um equipamento, menor é o seu custo específico por capacidade.

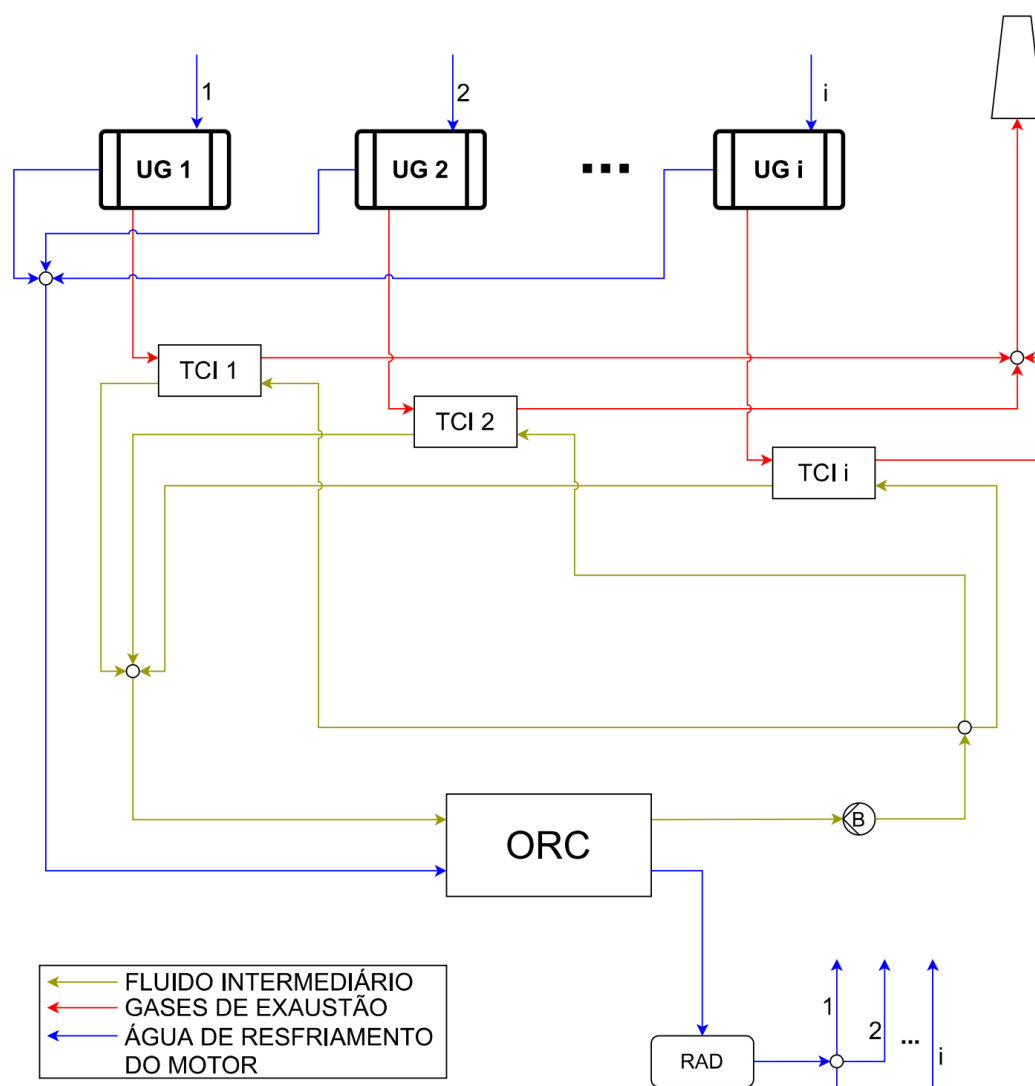
A partir da visão aérea da Figura 3.2 e de informações obtidas de Ribeiro (2014), sabe-se que os motores da UTE Viana são divididos em quatro grupos de cinco motores

utilizando uma mesma estrutura de exaustão. No entanto, dos vinte motores da usina, cinco estão acoplados às caldeiras de recuperação. Portanto, devido às condições da termelétrica, a avaliação da economia de escala é realizada em dois níveis: (1) um sistema ORC aproveitando o calor residual de um conjunto de quatro motores e (2) um sistema ORC aproveitando o calor residual de um conjunto de quinze motores. A escolha pela análise em dois níveis, ao contrário de apenas a máxima escala, é devido à característica modular da termelétrica. Esta flexibilidade permite a usina operar com capacidade parcial com o despacho de apenas alguns grupos de motores, mantendo a sua eficiência.

As possíveis configurações de acoplamento selecionadas estão sujeitas a alguns fatores técnico/econômicos. A utilização de aproveitamento direto dos gases de exaustão acarretaria em longos trechos de tubulação para encaminhar os gases até o sistema ORC. Isto resultaria em uma contrapressão elevada e que impossibilita esta alternativa. A utilização do circuito intermediário com óleo térmico na economia de escala implicaria em um grande volume de óleo térmico necessário para fluir entre os trocadores de calor de cada motor e o sistema ORC. Este grande volume de fluido, oneraria o custo do sistema e é o motivo pela não utilização desta configuração. A água é um fluido abundante e de custo desprezível em relação aos óleos térmicos. Além disso, a utilização de trocadores de calor na linha de exaustão implica em contrapressões aceitáveis, visto a utilização das caldeiras de recuperação da própria usina.

Portanto, as configurações de acoplamento para a economia de escala adotadas nesta tese são os circuitos intermediários utilizando vapor e água pressurizada. Os gases de exaustão de cada motor são aproveitados em trocadores de calor intermediários. Os fluidos intermediários provenientes de cada trocador intermediário são reunidos e encaminhados para os trocadores de calor do sistema ORC. Ao retornar, o fluido intermediário é dividido novamente para cada trocador de calor intermediário. A água de resfriamento do motor passa por um processo similar, no entanto sem o uso de circuito intermediário. Esta configuração é ilustrada na Figura 3.26.

Figura 3.26 - Configurações da economia de escala adotada para o ORC.



3.3.7. Seleção dos Fluidos de Trabalho e Propriedades Termodinâmicas

Segundo Astolfi (2013) a ideia central da tecnologia ORC é selecionar o fluido de trabalho mais adequado de acordo com a temperatura da fonte quente e seu respectivo calor disponível. Portanto, a seleção de um fluido adequado é um dos graus de liberdade mais importantes em um projeto de ORC.

Nesta tese, o principal fator considerado na seleção do fluido é a adequação termodinâmica do fluido de trabalho entre as temperaturas das fontes quente e fria. Como explicado anteriormente, a modelagem da superestrutura ORC utiliza ciclos subcríticos e com pressão de condensação maiores ou iguais a atmosférica. Portanto, os fluidos de trabalho selecionados devem possuir temperaturas de condensação e evaporação que possibilitem a melhor adequação possível ao perfil de temperatura

das fontes quente e fria. No entanto, deve-se evitar que os fluidos de trabalho atinjam as temperaturas máximas de estabilidade química, o que acarretaria em decomposição de suas moléculas, trazendo prejuízo na performance do sistema e na integridade dos equipamentos. Outra consideração a ser feita é a utilização de fluidos que são usados comercialmente. De acordo com Macchi e Astolfi (2016), somente um pequeno número de fluidos puros são utilizados comercialmente, pois os fabricantes de ORC tendem a selecionar o fluido dentre um número limitado de fluidos conhecidos e utilizados previamente.

Portanto, nesta tese foram selecionados dez fluidos para cada fonte quente (ou fluido intermediário), que são utilizados comercialmente e que possuam uma boa combinação entre temperatura máxima próxima a temperatura da fonte quente e de temperatura de condensação na pressão atmosférica próxima à 30 °C (temperatura da água da torre de resfriamento). A Tabela 3.8 apresenta os fluidos selecionados para as superestruturas ORC.

Tabela 3.8 - Fluidos de trabalhos selecionados para a superestrutura ORC.

Fluido de trabalho	Temperatura crítica (°C)	Temperatura de saturação à 1 bar (°C)	Temperatura máxima (°C)	Selecionado para as fontes quentes:				
				Gases de exaustão (345 °C)	Óleo térmico (275 °C)	Vapor (170 °C)	Água pressurizada (150 °C)	Água do motor (78,4 °C)
Novec 649	169	49	277	✓	✓	✓	✓	✓
Novec 7000	165	35	165	✓	✓	✓	✓	✓
Novec 7100	195	59	195	✓	✓	✓		
Solkatherm	178	35	452	✓	✓	✓	✓	
i-butano	135	-12	302					✓
n-butano	150	-1	302			✓	✓	✓
i-pentano	187	27	277	✓	✓	✓	✓	✓
n-pentano	195	35	377	✓	✓	✓	✓	✓
Ciclopentano	239	49	277	✓	✓			
n-hexano	235	69	327	✓	✓			
R134a	101	-26	182				✓	✓
R245fa	154	15	167	✓	✓	✓	✓	✓
R236ea	139	6	139			✓	✓	✓
R1233zd(E)	165	18	277	✓	✓	✓	✓	✓

Apesar da seleção dos fluidos nesta tese não considerar aspectos ambientais e de segurança diretamente, isto é feito indiretamente ao considerar apenas fluidos que são utilizados em instalações reais, onde estes aspectos já foram abordados na seleção inicial do projeto.

De acordo com Astolfi (2013) equações de estado confiáveis são necessárias para estimar com precisão as propriedades termodinâmicas dos fluidos para uma gama de temperaturas e pressões, e avaliar corretamente o desempenho do ciclo e dos principais equipamentos. Nesta tese, as propriedades termodinâmicas dos fluidos necessárias para a solução dos modelos das superestruturas são obtidas da biblioteca de fluido do EES. Esta biblioteca utiliza equações de estado e correlações obtidas de referências da literatura (KLEIN, 2018; KLEIN e NELLIS, 2012):

- Novec 649: ajuste de curvas baseado em dados fornecidos pela 3M.
- Novec 7000: ajuste de curvas baseado em dados fornecidos pela 3M.
- Novec 7100: ajuste de curvas baseado em dados fornecidos pela 3M.
- Solkatherm: Thol e outros (2012).
- i-butano: Miyamoto e Watanabe (2002).
- n-butano: Miyamoto e Watanabe (2001).
- i-pentano: Tillner-Roth (1998).
- n-pentano: Jacobsen e outros (1997).
- Ciclopentano: Gedanitz e outros (2015).
- n-hexano: Span e Wagner (2003).
- R134a: Tillner-Roth e Baehr (1994).
- R245fa: Lemmon e Span (2006).
- R236ea: Rui e outros (2013).
- R1233zd(E): Mondejar e outros (2015).
- Óleo térmico (Therminol 59): ajuste de curvas baseado em dados fornecidos pela Therminol.
- Água/Vapor (Steam_IAPWS): Wagner e Pruss (2002).
- Mistura Amônia/Água (NH₃H₂O): Tillner-Roth e Friend (1998).
- Mistura brometo de lítio e água (LiBrSSC): Yuan e Herold (2005).

4. OTIMIZAÇÃO TERMoeCONÔMICA DAS SUPERESTRUTURAS

Como detalhado no Capítulo 3, as superestruturas do tipo CRC, ORC e KA, ao serem acopladas aos motores, possibilitam a geração de potência elétrica adicional, sendo por geração do próprio ciclo e por redução nas demandas nos radiadores. Por outro lado, as superestruturas ChA permitem uma redução nas demandas de energia elétrica nos radiadores e nos sistemas de ar condicionado da usina, além do aumento da potência produzida e redução no consumo de combustível dos motores devido ao resfriamento e desumidificação do ar aspirado pelo motor. Porém, devido à inserção de trocadores de calor na linha de exaustão de gases dos motores, os sistemas de recuperação de calor modificam a contrapressão nos motores e, conseqüentemente, seu consumo específico de combustível também é afetado.

Desta forma, na sequência deste capítulo, são apresentados inicialmente os benefícios oriundos da integração das superestruturas à UTE Viana. Em seguida, são detalhadas as modelagens econômicas utilizadas nesta etapa preliminar de projeto. Finalmente, são apresentados os principais aspectos do problema de otimização, as diferentes funções objetivo a serem avaliadas, as condições de contorno econômicas e operacionais consideradas e seus intervalos de variação coerentes com o histórico da UTE Viana.

4.1. BENEFÍCIOS DAS SUPERESTRUTURAS

As superestruturas apresentadas são divididas, com base no seu produto, em duas categorias: as superestruturas compostas de ciclos de potência, como ciclo Rankine convencional, ciclo Rankine orgânico e ciclo Kalina; e as superestruturas compostas por ciclos de refrigeração por absorção (*Chillers*). Como o próprio nome estabelece, as superestruturas compostas por ciclos de potência têm como produto a potência elétrica líquida adicional, seja por meio da geração de potência pelo ciclo e/ou através da redução do consumo de potência nos radiadores existentes na UTE Viana, por meio do aproveitamento do calor da água de resfriamento do motor. Portanto, o benefício dessas superestruturas é dado por meio da venda de energia elétrica adicional à concessionária de energia elétrica.

Por outro lado, as superestruturas *Chiller* têm como produto a produção de água gelada e os benefícios dessas superestruturas são gerados através das possíveis aplicações da água gelada: sistema de resfriamento dos radiadores, sistema de resfriamento do ar de admissão dos motores e sistema de ar condicionado da UTE Viana. Por meio dessas aplicações, o objetivo é proporcionar uma redução do consumo de energia elétrica dos ventiladores presentes nos radiadores e do sistema de ar condicionado, enquanto que nos motores, almeja-se uma redução da temperatura do ar de admissão e desumidificação, implicando em um consumo menor de combustível e um aumento de geração de potência do motor.

4.1.1. Benefícios dos Ciclos de Potência

Para as superestruturas compostas por ciclos de potência, ou seja, para as superestruturas CRC, ORC e KA o benefício resultante da recuperação de calor é a potência elétrica líquida adicional que é gerada por meio da inclusão da superestrutura. Esta potência elétrica líquida é composta por um balanço entre a potência elétrica gerada pelas turbinas, consumida pelas bombas dos ciclos e pelas torres de resfriamento (bomba e ventilador), além da redução do consumo de energia elétrica dos ventiladores dos radiadores. Portanto, a potência elétrica líquida adicional resultante das superestruturas dos ciclos de potência é dada por (4.1). As variáveis η_{ger} e η_{mot} representam a eficiência de conversão dos geradores e motores elétricos e são assumidas sendo 0,96 e 0,95 respectivamente (BOMBARDA et al., 2010).

$$\dot{W}_{LÍQ}^{ORC,CRC,KA} = \left(\dot{W}_T \cdot \eta_{ger} + \frac{\Delta \dot{W}_{RAD} - \dot{W}_B - \dot{W}_{BTR} - \dot{W}_{VTR}}{\eta_{mot}} \right) \quad (4.1)$$

4.1.2. Benefícios dos *Chillers* por Absorção

Os benefícios da utilização da água gelada produzida pelas superestruturas de simples efeito e de duplo efeito são modelados separadamente para cada aplicação. As Figuras 4.1 e 4.2 mostram os esquemas das integrações das superestruturas individuais dos *Chillers* por absorção com as aplicações da água gelada.

Figura 4.1 - Representação da integração da superestrutura de simples efeito à água quente com a UTE Viana.

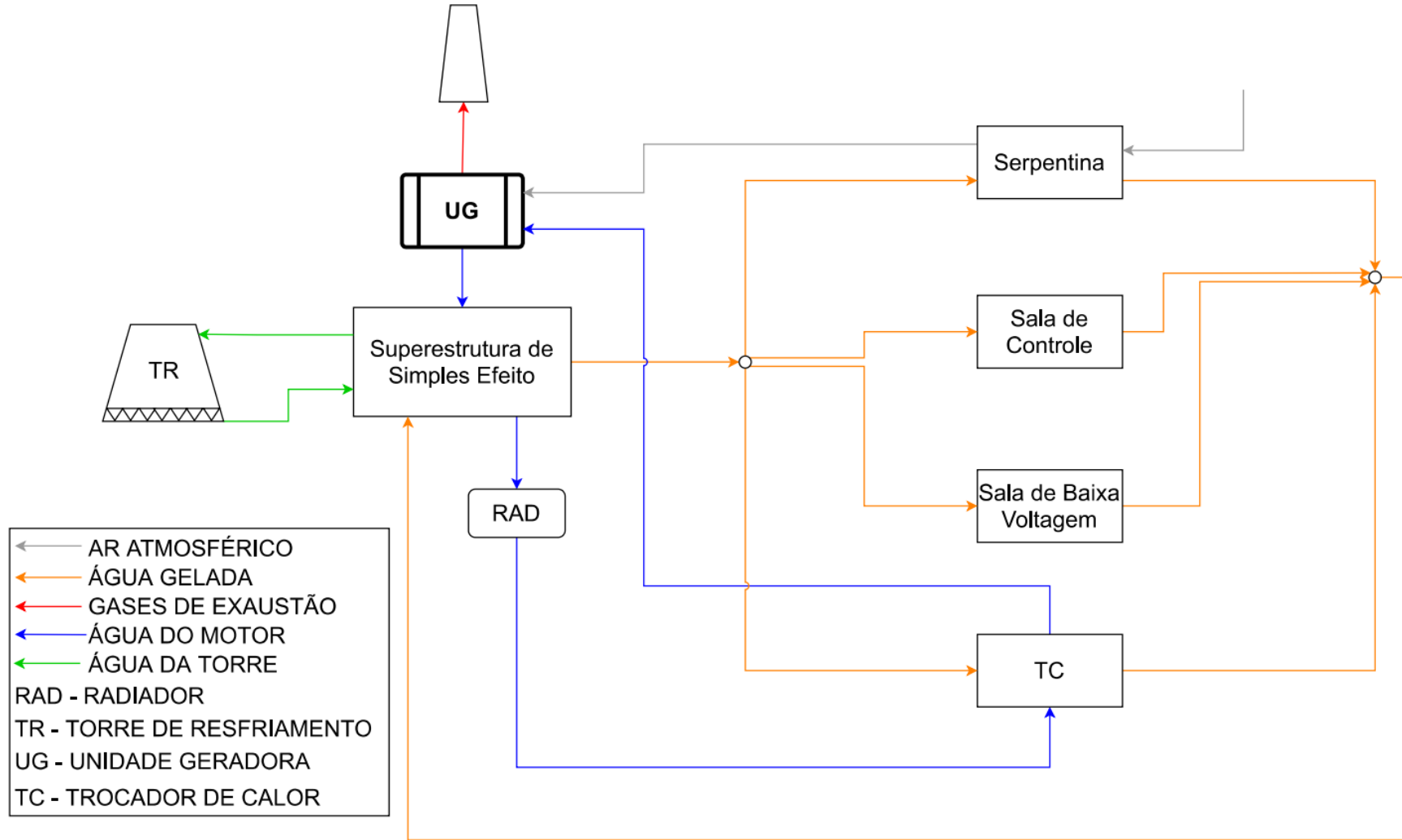
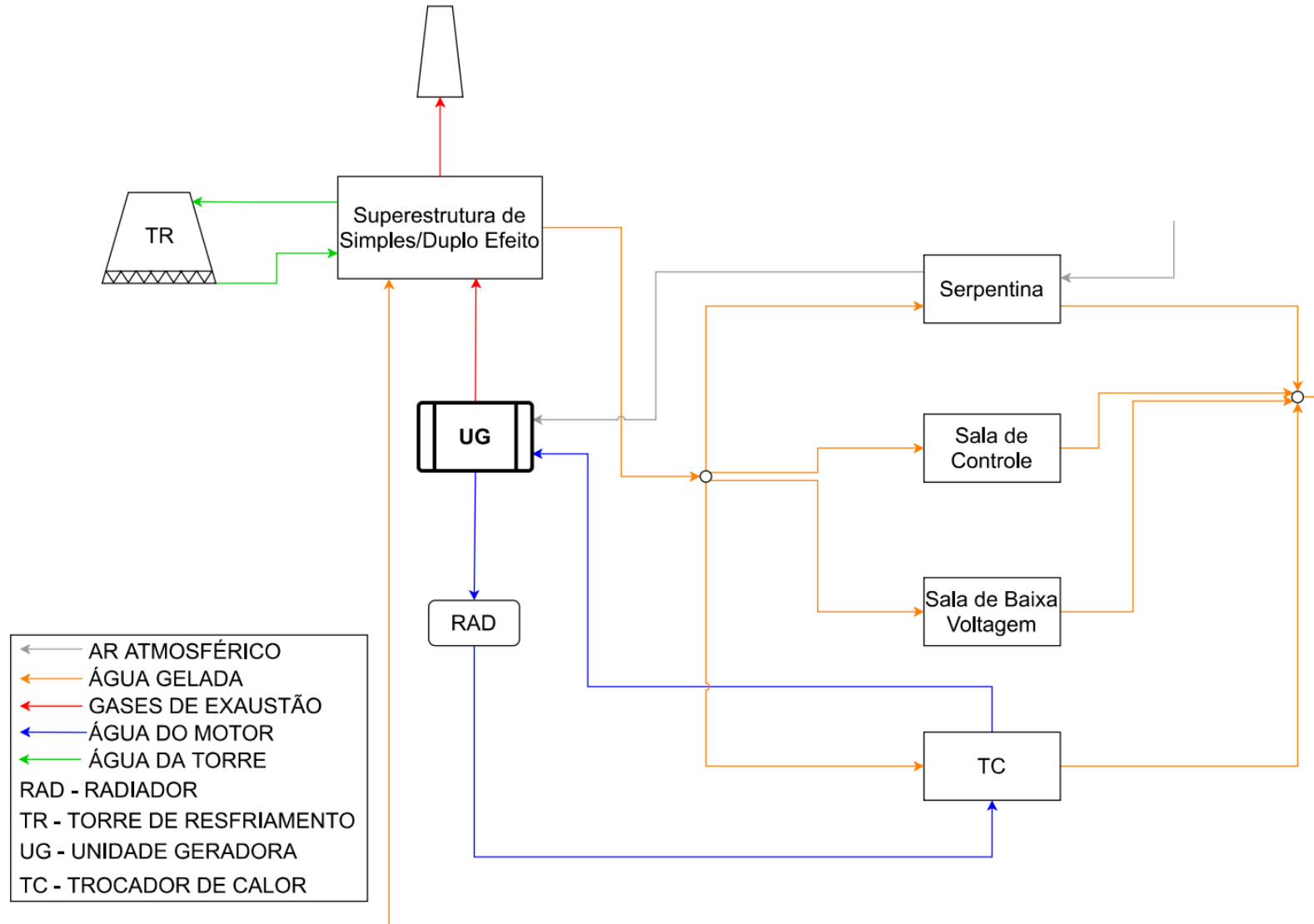
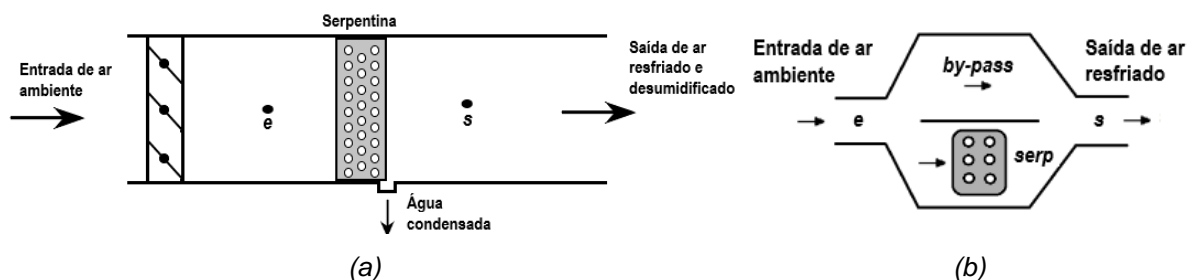


Figura 4.2 - Representação da superestrutura de simples/duplo efeito à gases de exaustão integrada com a UTE Viana.



O primeiro benefício possível na aplicação da água gelada produzida pelas superestruturas *Chiller* na UTE Viana é o resfriamento e desumidificação do ar de admissão dos motores. Segundo a própria termelétrica, não são possíveis modificações estruturais internas e de controle das UGs, pois a Wärtsilä é responsável pelo gerenciamento operacional da usina. Portanto, nesta tese não é considerada a possibilidade de utilizar água gelada para resfriar o *aftercooler*. Todas as modelagens e benefícios propostos consideram as UGs existentes como caixas pretas e qualquer acoplamento das superestruturas é realizado externamente às UGs. A Figura 4.3(a) representa um volume de controle da serpentina de resfriamento e desumidificação. Esta serpentina é modelada adotando o modelo teórico de *by-pass*. Este modelo considera que uma parcela do ar entra em equilíbrio térmico com a serpentina e outra parcela do ar não sofre resfriamento algum (não entra em contato com a serpentina), sendo chamado de ar de *by-pass*. O modelo de *by-pass* está representado na Figura 4.3(b).

Figura 4.3 - Volume de controle representando (a) a serpentina e (b) o modelo de *by-pass*.



O balanço de massa de ar e de vapor de água do volume de controle da Figura 4.3(b) é dado por (4.2) e (4.3). A Equação (4.4), por sua vez, representa a vazão mássica de água condensada (\dot{m}_{cond}) que é retirada do fluxo de ar (desumidificação).

$$\dot{m}_{ar,e} = \dot{m}_{ar,by-pass} + \dot{m}_{ar,serp} = \dot{m}_{ar,s} \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_{ar,s} \cdot \omega_{ar,s} = \dot{m}_{ar,by-pass} \cdot \omega_{ar,e} + \dot{m}_{ar,serp} \cdot \omega_{ar,serp} \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{ar,serp} \cdot (\omega_{ar,e} - \omega_{ar,serp}) \quad (4.4)$$

Um parâmetro de projeto da serpentina importante é o fator de *by-pass* (*FBP*) da serpentina. Este parâmetro permite prever o estado termodinâmico do ar na saída da serpentina de resfriamento. O fator de *by-pass*, que depende das características da serpentina, é então definido por (4.5).

$$FBP = \frac{\dot{m}_{ar,by-pass}}{\dot{m}_{ar,e}} = \frac{T_{ar,s} - T_{ar,serp}}{T_{ar,e} - T_{ar,serp}} \quad (4.5)$$

A taxa de calor retirada do ar de entrada é obtida através de um balanço de energia na serpentina e é dado por (4.6), onde o índice *AG* representa água gelada e \dot{m}_{AG} é a vazão mássica de água gelada destinada ao resfriamento do ar de admissão. A mesma metodologia de cálculo de diferença de temperatura média logarítmica e cálculo de área de troca térmica é seguida por (4.7) e (4.8), onde o U_{serp} foi apresentado previamente na Tabela 3.3 e possui valor de 0,14 KW/m² °C.

$$\dot{Q}_{serp} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{ar,e} - h_{ar,s}) - \dot{m}_{cond} \cdot h_{cond} = \dot{m}_{AG} \cdot (h_{AG,s} - h_{AG,e}) \quad (4.6)$$

$$\Delta T_{ml,serp} = \frac{(T_{ar,s} - T_{AG,e}) - (T_{ar,e} - T_{AG,s})}{\ln\left(\frac{T_{ar,s} - T_{AG,e}}{T_{ar,e} - T_{AG,s}}\right)} \quad (4.7)$$

$$A_{serp} = \frac{\dot{Q}_{serp}}{U_{serp} \cdot \Delta T_{ml,serp}} \quad (4.8)$$

De posse do estado termodinâmico do ar após o resfriamento e a desumidificação e das características da serpentina modelada, a próxima etapa é a avaliação do benefício do resfriamento do ar de admissão nos motores. Como foi relatado anteriormente, o objetivo do resfriamento e desumidificação do ar de admissão é a redução do consumo específico e aumento da potência de eixo do motor. Para avaliar este benefício foram adotadas as metodologias propostas pelas normas ISO15550 (2002) e ISO3046-1 (2002). Estas normas propõem ajustes para potência e consumo específico nominal em função das condições do ar de entrada dos motores. Ambas as normas são complementares e se baseiam nas condições ambientes testadas. É válido ressaltar que para a correção da potência de eixo e do consumo específico de combustível, um ponto operacional de teste foi utilizado como um ponto de referência, sendo primeiramente extraído do teste de comissionamento dos motores obtido de Ribeiro (2014). As condições de referência podem ser vistas na Tabela 4.1.

Segundo a ISO 15550, quando for requerido que o motor seja operado em condições diferentes da condição padrão de referência (subscrito *r*), a potência de eixo do motor é corrigida (subscrito *y*) por (4.9) a (4.12).

Tabela 4.1 - Condições padrão de referência segundo o teste de comissionamento.

Parâmetro	Valor
Pressão barométrica total (kPa)	100
Temperatura do ar (K)	297,5
Umidade relativa (%)	79,8
Temperatura do fluido de resfriamento do ar (K)	318,7
Potência de eixo do motor (kW)	8900
Rendimento mecânico do motor (%)	80
Consumo específico de combustível (g/kWh)	200,1
Vazão mássica de combustível (g/s)	500
Volume deslocado total do motor (l)	643,4
Rotação do motor (rpm)	720
Razão de pressão do compressor (-)	4,44
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	40785

$$\dot{W}_{eixo,motor,y} = \alpha \cdot \dot{W}_{eixo,motor,r} \quad (4.9)$$

$$\alpha = (f_a)^{f_m} \quad (4.10)$$

$$f_a = \left(\frac{p_y - \phi_y \cdot p_{sy}}{p_r - \phi_r \cdot p_{sr}} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{T_r}{T_y} \right)^{0,7} \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} f_m &= 0,036 \cdot q_c - 1,14; & \text{se } 37,2 \leq q_c \leq 6 \\ f_m &= 0,2; & \text{se } q_c < 37,2 \\ f_m &= 1,2; & \text{se } q_c > 65 \end{aligned} \quad (4.12)$$

O subscrito y indica que é o parâmetro fora da referência (condição corrigida). O parâmetro α é denominado fator ajuste de potência, enquanto os parâmetros f_a e f_m são respectivamente os fatores do ambiente, dependente das condições ambientais, e do motor, dependente das características do motor e da regulação de combustível. Já o parâmetro q_c é a entrega de combustível específica, dada por (4.13).

$$q_c = \frac{120000 \cdot \dot{m}_{comb}}{v_H \cdot N_{motor} \cdot rp} \quad (4.13)$$

Onde \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível, v_H é o volume deslocado total do motor, N_{motor} é a rotação do motor e rp é a razão de pressões no compressor. Os valores destes parâmetros são apresentados na Tabela 4.1. De modo análogo à correção da potência, a ISO 3046-1(2002) afirma que quando for requerido que o

motor seja operado em condições diferentes da condição padrão de referência, o consumo específico (b) deve ser corrigido através de (4.14) a (4.17).

$$b_y = \beta \cdot \frac{PCI_r}{PCI_y} \cdot b_r \quad (4.14)$$

$$\beta = \frac{k}{\alpha_b} \quad (4.15)$$

$$k = \left(\frac{p_y}{p_r}\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{T_r}{T_y}\right)^{1,2} \cdot \left(\frac{T_{cw,r}}{T_{cw,y}}\right)^1 \quad (4.16)$$

$$\alpha_b = k - 0,7 \cdot (1 - k) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{mec}} - 1\right) \quad (4.17)$$

Onde o parâmetro β é chamado de fator de ajuste do consumo específico de combustível. O parâmetro T_{cw} é a temperatura da água de resfriamento do motor e PCI é o poder calorífico inferior do combustível. Os parâmetros utilizados foram apresentados também na Tabela 4.1

Com as correções da potência e do consumo específico determinadas, o benefício oriundo do resfriamento e desumidificação do ar de admissão do motor é expresso em termos do aumento da potência elétrica produzida pelo motor e pela redução de consumo de combustível do motor, dados respectivamente por (4.18) e (4.19).

$$\Delta \dot{W}_{ele,motor} = (\dot{W}_{eixo,motor,y} - \dot{W}_{eixo,motor,r}) \cdot \eta_{ger} \quad (4.18)$$

$$\Delta B_{motor} = \dot{W}_{ele,motor,r} \cdot b_r - \dot{W}_{ele,motor,y} \cdot b_y \quad (4.19)$$

O segundo benefício possível na aplicação da água gelada produzida pelas superestruturas *Chiller* na UTE Viana é na redução de consumo dos sistemas de ar condicionado da sala de controle (*CR*) e da sala de baixa voltagem (*LV*). Este benefício consiste na divisão da carga térmica destes ambientes entre o sistema de ar condicionado existente e resfriadores de ar alimentados pela água gelada produzida. Os parâmetros destes sistemas de ar condicionado são apresentados na Tabela 4.2. Um exemplo do volume de controle do sistema de ar condicionado com a divisão da carga térmica é dado na Figura 4.4.

Figura 4.4 - Volume de controle do sistema de ar condicionado.

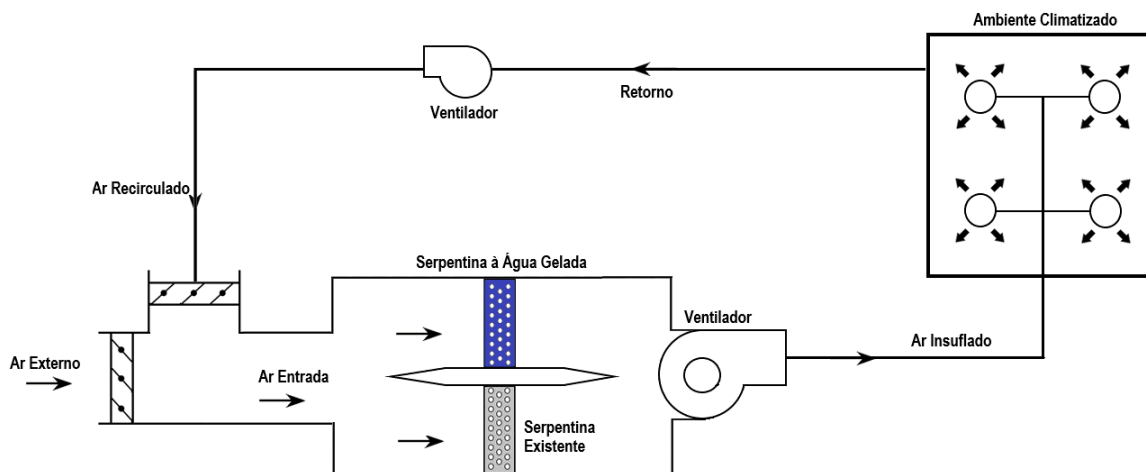


Tabela 4.2 - Parâmetros dos sistemas de ar condicionado.

Parâmetros	Valor
Temperatura do ar de entrada (°C)	24
Temperatura do ar de saída (°C)	15
Coeficiente de desempenho da máquina (-)	3
Consumo de energia elétrica do sistema da sala LV (kW)	40
Consumo de energia elétrica do sistema da sala CR (kW)	20

A carga térmica total da sala LV ($\dot{Q}_{Tot,LV}$) é obtida através de (4.20) com os parâmetros da Tabela 4.2, onde COP é o coeficiente de desempenho e $\dot{W}_{AC,LV,nom}$ é o consumo nominal de energia elétrica do sistema de ar condicionado da sala LV.

$$\dot{Q}_{Tot,LV} = COP \cdot \dot{W}_{AC,LV,nom} \quad (4.20)$$

A parcela de carga térmica resfriada pela serpentina de água gelada ($\dot{Q}_{AG,LV}$) é dada por (4.21), onde \dot{m}_{LV} é a vazão mássica de água gelada produzida destinada ao sistema de ar condicionado da sala LV.

$$\dot{Q}_{AG,LV} = \dot{m}_{LV} \cdot (h_{AG,s} - h_{AG,e}) \quad (4.21)$$

A carga térmica remanescente é a carga térmica resfriada pelo sistema de ar condicionado existente ($\dot{Q}_{AC,LV}$), expressa por (4.22). A energia elétrica real consumida ($\dot{W}_{AC,LV}$) é então dada por (4.23) e representa o consumo de energia elétrica do sistema de ar condicionado LV após a divisão da carga térmica.

$$\dot{Q}_{AC,LV} = \dot{Q}_{Tot,LV} - \dot{Q}_{AG,LV} \quad (4.22)$$

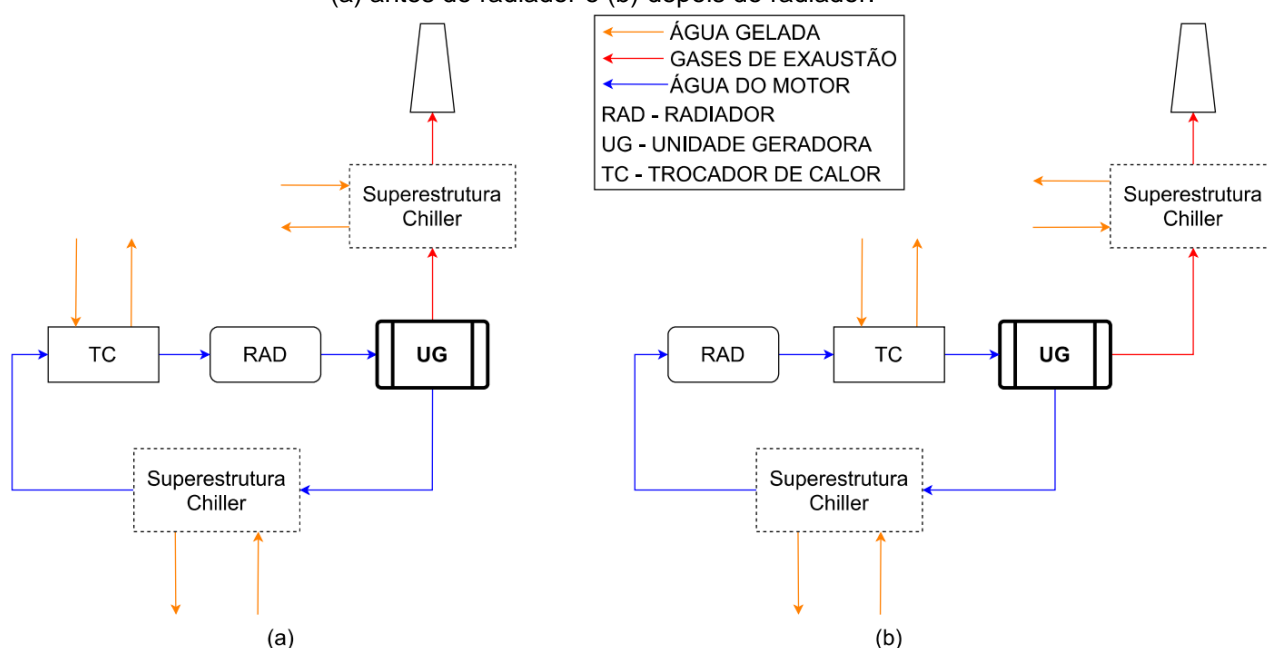
$$\dot{W}_{AC,LV} = \frac{\dot{Q}_{AC,LV}}{COP} \quad (4.23)$$

Esta metodologia apresentada por (4.20) a (4.23) para a sala LV é utilizada analogamente para a sala CR e as equações serão omitidas para evitar redundância. Além disso, as diferenças de temperatura média logarítmica e as respectivas áreas de troca térmica são obtidas pela mesma metodologia apresentada no Capítulo 3. O benefício desta aplicação é em relação à redução de consumo de energia elétrica do sistema de ar condicionado, representado por (4.24).

$$\Delta\dot{W}_{AC} = (\dot{W}_{AC,LV,nom} - \dot{W}_{AC,LV}) + (\dot{W}_{AC,CR,nom} - \dot{W}_{AC,CR}) \quad (4.24)$$

A terceira possível aplicação da água gelada é no sistema de resfriamento do radiador, tendo como benefício a redução de energia elétrica consumida pelos ventiladores dos radiadores. Os radiadores e a referida economia de energia foram previamente modelados no item 3.3.3, referentes ao benefício de aproveitamento do calor contido na água de resfriamento do motor. Neste presente item, a redução de consumo de energia elétrica dos ventiladores está relacionada a um resfriamento adicional da água do motor combinado com o radiador, na forma de um trocador de calor alimentado com água gelada, inserido em série com o radiador existente. A Figura 4.5 representa a inserção desse trocador de calor com o radiador em duas possíveis posições.

Figura 4.5 - Esquemático das possíveis posições do trocador de calor em conjunto com o radiador. (a) antes do radiador e (b) depois do radiador.



Chun (2018) avaliou e comparou estas duas possíveis posições através de análises termodinâmicas e seus resultados mostraram uma vantagem termodinâmica na inserção do trocador de calor após o radiador. Portanto, nesta tese é adotada a posição do trocador de calor depois do radiador. A modelagem do trocador de calor segue a mesma metodologia apresentada no Capítulo 3 e a modelagem da redução de consumo de energia nos ventiladores dos radiadores segue a mesma metodologia apresentada previamente no item 3.3.3 e, portanto, não serão novamente detalhados. De forma análoga ao caso do sistema de ar condicionado, a carga térmica real do radiador é dividida entre a carga térmica que é dissipada no radiador (\dot{Q}_{RAD}) e a carga térmica dissipada no trocador de calor após o radiador ($\dot{Q}_{TC,RAD}$) conforme (4.25).

$$\dot{Q}_{Real,RAD} = \dot{Q}_{RAD} + \dot{Q}_{TC,RAD} \quad (4.25)$$

A parcela de carga térmica resfriada pelo trocador de calor após o radiador é dada por (4.26), onde $\dot{m}_{TC,RAD}$ é a vazão mássica de água gelada produzida destinada ao trocador de calor após o radiador.

$$\dot{Q}_{TC,RAD} = \dot{m}_{TC,RAD} \cdot (h_{AG,s} - h_{AG,e}) \quad (4.26)$$

Antes de equacionar o benefício deste trocador de calor é necessário ressaltar um detalhe técnico importante. No início do Capítulo 3 foi relatado que a temperatura da água de resfriamento no retorno para unidade geradora deveria ser mantida a 41,4°C, para não alterar o sistema de controle do circuito de resfriamento da unidade geradora. Este circuito de água de resfriamento é responsável pelo resfriamento do ar de admissão pós-compressão, resfriamento do óleo lubrificante e por fim das camisas dos cilindros do motor. Portanto, este limite de temperatura da água de entrada no motor é para que a temperatura do ar de admissão pós-compressão não se reduza a tal ponto que a temperatura de orvalho seja atingida. Se a temperatura no coletor de ar for menor que a temperatura de orvalho, ocorre condensação no ar e isso é indesejável devido à possibilidade desta água condensada entrar nos cilindros. No entanto, no caso específico das superestruturas *Chiller* a condição do ar de admissão é modificada através da serpentina de resfriamento e desumidificação, por consequência a temperatura de orvalho no coletor de ar é modificada. Por esta razão, a dissertação de Ribeiro (2014) e os dados coletados nos testes de comissionamento foram consultados e foi verificado que o sistema de controle das unidades geradoras

atribui uma diferença de temperatura em torno de 10°C entre a temperatura do ar no coletor e a temperatura de orvalho, e uma diferença de 5°C entre a temperatura de orvalho e a temperatura de retorno da água ao motor. Estas diferenças de temperatura garantem termodinamicamente que não irá ocorrer condensação no vapor presente no ar dentro dos coletores. A importância de manter esses valores também infere na possibilidade de resfriar a água de resfriamento oriunda da modelagem do radiador a valores abaixo de 41,4 °C, sendo isso possível devido à desumidificação e resfriamento do ar na serpentina. Portanto, a temperatura de retorno da água de resfriamento ao motor ($T_{a,UG,e}$) é obtida por (4.27), sendo a temperatura de orvalho função da pressão, umidade absoluta e umidade relativa do ar.

$$T_{a,UG,e} = T_{ar,orv} - 5^{\circ}C \quad (4.27)$$

Finalmente, o benefício da aplicação da água gelada no sistema de resfriamento do radiador é dado então como a redução de consumo de energia elétrica dos ventiladores dos radiadores, representado por (4.28).

$$\Delta\dot{W}_{RAD,ChA} = \left(\frac{\dot{W}_{RAD,nom} - \dot{W}_{RAD}}{\eta_{mot}} \right) \quad (4.28)$$

Portanto, a potência elétrica líquida produzida e/ou economizada por meio da recuperação de calor, utilizando a superestrutura de *Chillers* por absorção, é dada por (4.29), onde é descontada a potência elétrica consumida pela torre de resfriamento.

$$\dot{W}_{LÍQ}^{ChA} = \Delta\dot{W}_{ele,motor} + \Delta\dot{W}_{AC} + \Delta\dot{W}_{RAD,ChA} - \left(\frac{\dot{W}_{BTR} + \dot{W}_{VTR}}{\eta_{mot}} \right) \quad (4.29)$$

4.2. MODELAGEM ECONÔMICA

Como previamente fundamentado no item 2.7, a modelagem econômica para as superestruturas CRC, ORC e KA é realizada de acordo com a técnica de custo modular (MCT), amplamente utilizada para estimativas preliminares de custos de plantas químicas (TURTON et al., 2012). Esta técnica relaciona todos os custos diretos e indiretos ao custo de aquisição do equipamento avaliado para condições de base (C_p^0), à pressão ambiente e construção de aço carbono.

Turton e outros (2012) indicam (4.30) para determinação do custo base de aquisição de um equipamento (C_p^0) em função da sua capacidade ou do seu parâmetro de tamanho (A), operando na pressão ambiente e utilizando aço carbono como material de construção, onde K_i são coeficientes tabelados em função do tipo de equipamento.

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}(A) + K_3 \cdot [\log_{10}(A)]^2 \quad (4.30)$$

Para equipamentos que operam em pressões diferentes do ambiente, ou são fabricados com materiais diferentes de aço carbono, são utilizados fatores de multiplicação. O fator de material (F_M) é tabelado em função do tipo do equipamento e do material de fabricação em questão. O fator de pressão (F_P) é dado em (4.31), onde p é a pressão de operação e os coeficientes C_i são função do tipo de equipamento.

$$\log_{10} F_p = C_1 + C_2 \cdot \log_{10}(p) + C_3 \cdot [\log_{10}(p)]^2 \quad (4.31)$$

Os custos diretos e indiretos adicionais descritos no item 2.7 são agregados através de um fator chamado de *bare module factor* (F_{BM}), que é multiplicado ao custo do equipamento. O *bare module cost* (C_{BM}) é então a soma de todos os custos diretos e indiretos, expresso por (4.32).

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM} \quad (4.32)$$

Os valores do *bare module factor* (F_{BM}) são dados em função do tipo de equipamento. Para bombas e trocadores de calor o F_{BM} é dado por (4.33), onde os coeficientes B_i são tabelados em função do tipo do equipamento. Para outros equipamentos, o F_{BM} é dado diretamente em tabelas em função do tipo de equipamento, pressão de operação e material de construção.

$$F_{BM} = B_1 + B_2 + F_M \cdot F_p \quad (4.33)$$

Os coeficientes utilizados em (4.30) a (4.33) foram obtidos de Turton e outros (2012), considerando aço carbono como material de construção e trocadores de calor do tipo casco e tubo. A Tabela 4.3 apresenta os coeficientes retirados de Turton e outros (2012).

Para modificações e expansões de plantas térmicas existentes, há ainda outros custos adicionais, como taxas e custos de contingências. Segundo Turton e outros (2012), quando não há outras recomendações, estes custos são, respectivamente, 3% e 15% do bare module cost. Agregando esses custos adicionais, o custo modular total ou custo total de investimento é então expresso em (4.34), onde n representa o número total de equipamentos do projeto do sistema térmico.

$$C_{TM} = 1,18 \cdot \sum_{i=1}^n C_{BM,i} \quad (4.34)$$

Tabela 4.3 - Coeficientes utilizados na técnica de custo modular para o ano de 2001 (TURTON et al., 2012).

Equipamento	K_1	K_2	K_3	C_1	C_2	C_3	F_P	F_M	F_{BM}
Trocador de Calor	4,1884	-0,2503	0,1974	0 se $P \leq 5$ bar 0,03881 se $P > 5$ bar	0 se $P \leq 5$ bar -0,11272 se $P > 5$ bar	0 se $P \leq 5$ bar 0,08183 se $P > 5$ bar	-	1	-
Bomba	8059	100	0,6	0 se $P < 10$ bar -0,3935 se $P \geq 10$ bar	0 se $P < 10$ bar 0,3957 se $P \geq 10$ bar	0 se $P < 10$ bar -0,00226 se $P \geq 10$ bar	-	1,6	-
Turbina	16621	100	0,6	-	-	-	-	-	3,4

Para as superestruturas *Chillers*, como descrito anteriormente no item 2.7, os modelos econômicos dos equipamentos serão principalmente desenvolvidos com base na equação de capacidade apresentada de Boehm (1987) e Bejan e outros (1996). Esta equação determina o custo de aquisição ($C_{ChA,P,i}$) com base no custo de referência ($C_{ref,i}$), parâmetro de referência ($X_{ref,i}$), índice do tipo de equipamento (m_i) e do parâmetro calculado (X_i), conforme (4.35). O $X_{ref,i}$ pode ser qualquer parâmetro do equipamento e para os trocadores de calor é adotada a área de troca térmica. As informações específicas referentes a cada equipamento, bem como os custos de referência adaptados de Misra e outros (2003) estão apresentadas na Tabela 4.4.

$$C_{ChA,P,i} = C_{ref,i} \cdot \left(\frac{X_i}{X_{ref,i}} \right)^{m_i} \quad (4.35)$$

Os custos adicionais diretos e indiretos e os demais relativos à expansão do sistema para o caso dos *Chillers* são considerados através do fator de expansão, dado em Castillo (2007) e Bejan e outros (1996), com valor igual a 2,455. Assim, o custo total de investimento para as superestruturas *Chillers* pode ser calculado por (4.36).

$$C_{ChA,TM} = 2,455 \cdot \sum_{i=1}^k C_{ChA,P,i} \quad (4.36)$$

Tabela 4.4 - Parâmetros de referência para Chillers no ano de 2001 (MISRA et al., 2003).

Equipamento	$C_{ref,i}$ (US\$)	$X_{ref,i}$ (m ²)	m_i (-)
Evaporador	16118	100	0,6
Condensador	8059	100	0,6
Absorvedor	16621	100	0,6
Gerador de Vapor	17629	100	0,6
Regenerador	12088	100	0,6
Resfriador de ar	10912	280	0,6
Trocador de Calor (RAD)	21566	100	0,71

Os parâmetros para a estimativa do custo de aquisição da torre de resfriamento não são abordados por Turton e outros (2012). Logo, a torre de resfriamento pode ser avaliada pela metodologia de Boehm (1987) e Bejan e outros (1996) para todas as superestruturas, conforme apresentado por (4.35). Somado a isso, Boehm (1987) fornece dois custos de referência, índice do tipo de torre, vazão de água de resfriamento de referência e faixa de operação dados na Tabela 4.5. A escolha de qual referência de torre de resfriamento utilizar dependerá da vazão da água de resfriamento calculada.

Tabela 4.5 - Parâmetros de referência de torres de resfriamento para o ano de 2001 (BOEHM, 1987).

Tipo de Torre	$C_{ref,i}$ (US\$)	$X_{ref,i}$ (m ³ /min)	m_i (-)	Faixa de Operação (m ³ /min)
Torre menor	85825	10	1,00	(4,0 – 59,9)
Torre maior	686597	100	0,64	(60,0 – 700,0)

Nestas metodologias econômicas, os custos de investimento são obtidos através de equações de custos cujos coeficientes são tabelados. No entanto, estes coeficientes

estão disponíveis na literatura com referência a um ano específico. Os coeficientes e parâmetros adotados nesta tese e apresentados nas Tabelas 4.3 a 4.5 são relativos ao ano de 2001. Segundo Bejan e outros (1996), a adequação do custo calculado para o custo atual é realizada através de índices de custo. Estes índices de custo são baseados em indicadores de inflação e são utilizados para a correção dos custos calculados para a data requerida.

Ainda de acordo com Bejan e outros (1996) e Turton e outros (2012), entre os indicadores de custo existentes estão o *CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index)*, o *Marshall and Swift Equipment Cost Index*, o *Engineering News Records Construction Cost Index* e os indicadores de custos publicados pelo *U.S. Bureau of Labor and Statistics*. No entanto, para projetos térmicos de plantas completas ou conjuntos de equipamentos, que é o caso desta tese, o *CEPCI* é o índice recomendado (BEJAN et al., 1996; TURTON et al., 2012). O índice *CEPCI* disponível mais atual durante a obtenção dos resultados foi o *CEPCI* de 2018 ($CEPCI_{2018} = 615,9$). Assim, o custo total de investimento atualizado é dado por (4.37), onde o $CEPCI_{2001}$ é 397.

$$C_{TM}^{2018} = C_{TM}^{2001} \cdot \left(\frac{CEPCI_{2018}}{CEPCI_{2001}} \right) \quad (4.37)$$

Baseado no custo total de investimento atualizado, a taxa de custo amortizado ao longo dos anos de operação é dada por (4.38), onde φ é o fator de custo de manutenção adotado como 1,06 e N_{horas} é o número de horas anuais de despacho (operação) da planta. Este fator custo de manutenção é um valor médio aproximado dos custos de manutenção ao longo dos anos, levado ao tempo zero do fluxo de caixa. *FRC* é o fator de recuperação de capital, representado por (4.39), onde i é a taxa mínima de atratividade do investimento adotada como 15% e t é o tempo de vida dos equipamentos adotado como 20 anos, de acordo com a UTE Viana.

$$\dot{C}_{TM}^{2018} = C_{TM}^{2018} \cdot \varphi \cdot \frac{FRC}{N_{horas}} \quad (4.38)$$

$$FRC = \left[\frac{i \cdot (1 + i)^t}{(1 + i)^t - 1} \right] \quad (4.39)$$

4.3. O PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

O problema de otimização é composto pelas funções objetivo, pela modelagem das superestruturas representando as restrições de igualdade, pelas restrições de desigualdade e pelo conjunto de variáveis, sendo algumas dependentes e outras independentes. As variáveis dependentes são determinadas pela solução do sistema de equações que constitui a modelagem termodinâmica das superestruturas. As variáveis independentes são tratadas como parâmetros, aos quais se atribui valores a serem mantidos constantes na otimização, ou como variáveis de decisão, que são variadas na otimização na busca do maior ou menor valor para a função objetivo. Alguns parâmetros usados para definir as condições de contorno podem ser alterados, como por exemplo, CVU e horas de despacho. No entanto, outros parâmetros, como coeficientes globais de transferência de calor, são internos às modelagens das superestruturas, não sendo possível nem recomendado a sua alteração.

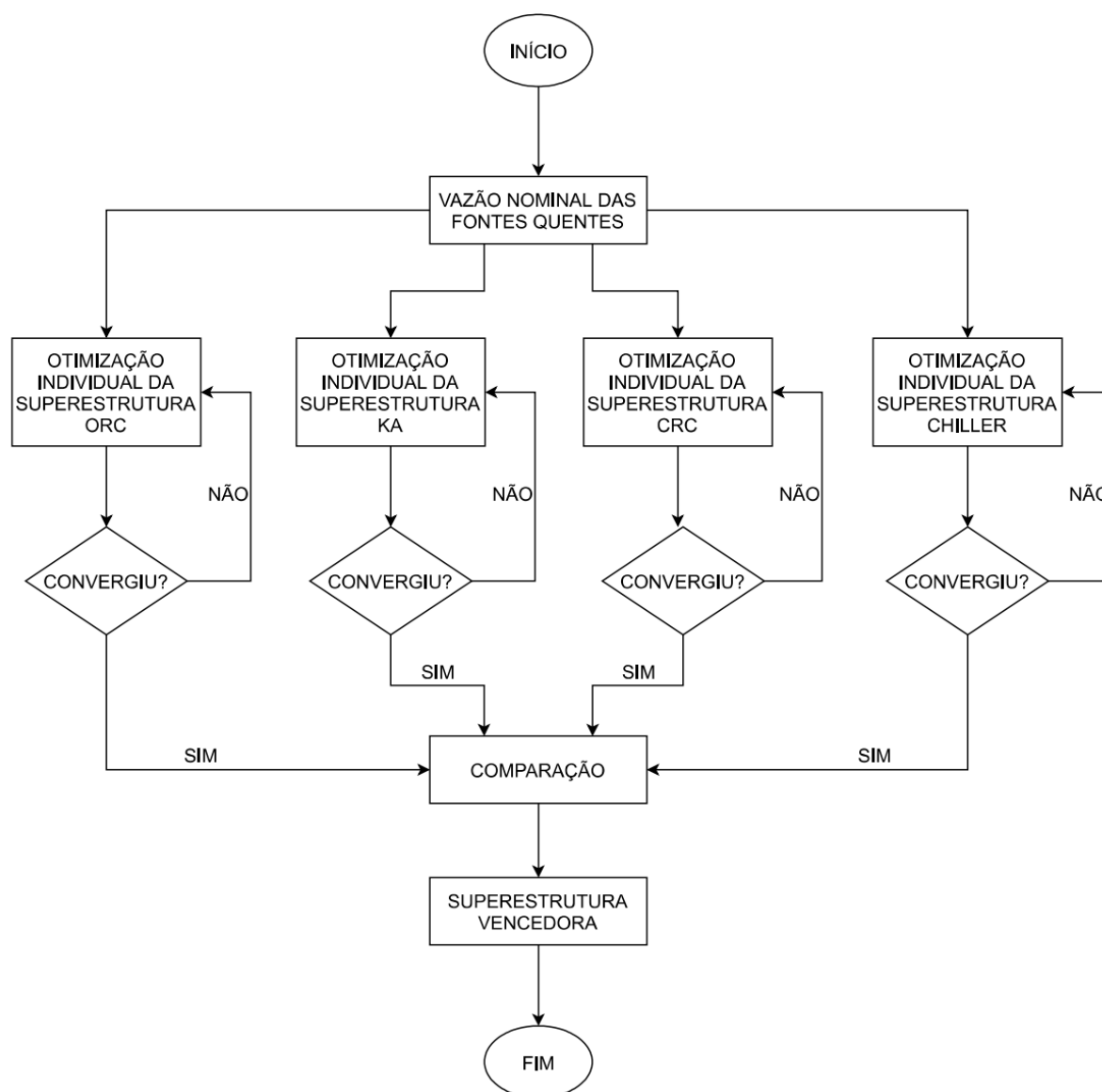
Portanto, o problema de otimização consiste na maximização ou minimização da função objetivo em função de todas as variáveis de decisão, atendendo às restrições impostas pela modelagem das superestruturas, além dos valores e limites atribuídos aos parâmetros. A definição da melhor opção para recuperação do calor residual dos motores, proveniente dos gases de exaustão e da água de resfriamento, independentemente de ser motor com ou sem caldeira de recuperação, é obtida por meio de otimização matemática para cada condição de contorno, que é definida por valores atribuídos a alguns dos parâmetros conforme será detalhado no item 4.5.

No problema de otimização, como as variações de contrapressão no motor são moderadas, pode-se desprezar qualquer possibilidade de *derating*, sendo a potência dos motores mantida constante (para os casos onde não há resfriamento e desumidificação do ar de admissão). O mesmo não ocorre com a vazão de combustível, sendo esse custo adicional com combustível inserido, se possível, na função objetivo. Consideram-se constantes, a vazão e a temperatura dos gases de exaustão (16,7 kg/s e 345°C para motores sem caldeira de recuperação de calor e 240°C para os motores com caldeira), pois os motores raramente operam em carga parcial. Devido a flexibilidade característica dessas usinas modulares, quando há necessidade de redução da geração de energia, são desligados algumas UGs, mantendo as remanescentes em plena carga. A composição dos gases de exaustão também é considerada constante, uma vez que são pequenas as variações no

consumo específico de combustível. A vazão e temperatura da água de resfriamento é também considerada constante ($100 \text{ m}^3/\text{h}$ e $78,4^\circ\text{C}$).

Entretanto, o problema de otimização não considera todas as superestruturas ao mesmo tempo no processo de otimização. Devido ao tamanho e complexidade desta suposta superestrutura geral (superestrutura que contemplaria todas as superestruturas modeladas), a quantidade excessiva de variáveis de decisão tornaria sua otimização no software EES praticamente inviável. Como as superestruturas são modeladas de forma paralela e independente, para obtenção de sucesso na otimização, é adotado um procedimento de otimização individual com posterior comparação dos desempenhos ótimos das otimizações de cada uma das superestruturas. Este procedimento de otimização é ilustrado na Figura 4.6.

Figura 4.6 - Esquema de processo de otimização adotado.



O problema de otimização para cada superestrutura é matematicamente formulado, de forma generalizada, como mostrado em (4.40), onde se supõe período único de avaliação da função objetivo, fontes de energias térmicas (gases de exaustão e água de resfriamento) definidas e mantidas fixas, condições climáticas médias e parâmetros e condições de contorno definidos.

$$\begin{aligned}
 & \text{Maximizar } F(x, y(x, p), p) \\
 & \text{Sujeito a:} \\
 & \quad y(x, p) = 0 \\
 & \quad g(x, y(x, p), p) \leq 0 \\
 & \quad x \in \mathfrak{R}^n, y \in \mathfrak{R}^m, p \in \mathfrak{R}^k, F \in \mathfrak{R}
 \end{aligned} \tag{4.40}$$

Onde:

F - função objetivo;

x - conjunto de variáveis de decisão;

y - conjunto de variáveis dependentes;

p - conjunto de parâmetros;

g - restrições de desigualdade;

n - número de variáveis de decisão;

m - número de variáveis dependentes;

k - número de parâmetros.

As variáveis dependentes (y) são determinadas pela solução do sistema de equações ($y(x, p) = 0$) para cada conjunto de variáveis de decisão (x) e de parâmetros (p). Os parâmetros recebem valores que são mantidos constantes durante a otimização. Alguns parâmetros, como, por exemplo, as horas anuais de despacho da usina, o preço de venda de energia elétrica e preço de combustível, definem as condições de contorno econômicas e operacionais, enquanto outros, como eficiências isentrópicas, são parâmetros internos às modelagens das superestruturas. Os parâmetros adotados, internos às modelagens, foram todos apresentados no Capítulo 3.

4.3.1. Variáveis de Decisão

As variáveis de decisão podem ser definidas de diferentes maneiras. Por exemplo, a temperatura máxima de um ciclo pode ser definida por uma diferença de temperatura com a entrada da fonte quente ou indiretamente através de um grau de

superaquecimento. No entanto, segundo Astolfi (2013) uma escolha inteligente do conjunto de variáveis de decisão possibilita uma melhor adequação das restrições de desigualdade e pode ajudar no processo de otimização. Além disso, uma escolha adequada das variáveis de decisão possibilita uma melhor visualização e entendimento dos resultados das otimizações. Nesta tese, foi adotado a metodologia das variáveis contínuas para a otimização das superestruturas, tanto para variáveis paramétricas como para variáveis estruturais. Ao contrário de otimizações de superestruturas aplicadas a plantas químicas ou processos de poligeração, a modelagem das superestruturas desta tese não é focada em alto grau combinatório de equipamentos diferentes para uma mesma finalidade e, sim, em flexibilidade de configuração estrutural dos ciclos. Portanto, o uso de variáveis contínuas permite a simplificação do número de variáveis de decisão ao adotar uma única variável de decisão contínua abrangendo aspectos estruturais e paramétricos. Por exemplo, os superaquecedores são dependentes das variáveis variação de temperatura no superaquecedor. Se esta variável for maior que zero, o superaquecedor existe na estrutura e o aumento de temperatura do fluido de trabalho ao passar pelo equipamento é dado pelo valor da variável de decisão. No entanto, se a variável for igual a zero, o superaquecedor não existe na estrutura e o ciclo se torna um ciclo saturado.

As variáveis de decisão adotadas para a otimização das superestruturas são apresentadas nas Tabelas 4.6 a 4.10. Todas as variáveis são classificadas nos aspectos estruturais e paramétricos. Nestas tabelas, o chute inicial representa o valor de entrada destas variáveis para a solução inicial do processo de otimização. As restrições de desigualdade dos problemas de otimização são levadas em conta por meio da atribuição de valores, no próprio EES, de limites inferiores e superiores às variáveis relacionadas a essas restrições.

Além das restrições apresentadas nas Tabelas 4.6 a 4.10, as superestruturas modeladas estão sujeitas às restrições de desigualdade, impostas por relações lineares entre variáveis, quando são requeridas. Para a superestrutura ORC, a pressão de evaporação está sujeita a um limite superior para evitar atingir o ponto crítico do fluido orgânico, pois os ciclos da superestrutura estão condicionados a ciclos subcríticos. A restrição de desigualdade desta condição é dada por (4.41).

$$P_{max} \leq 0,95 \cdot [P_{crit}(fluido)] \quad (4.41)$$

A temperatura máxima dos ciclos ORC também é limitada, para evitar a degradação do fluido orgânico. A restrição de desigualdade referente à temperatura máxima é apresentada em (4.42).

$$T_{lim} \leq T_{max}(fluido) - 5 \quad (4.42)$$

Conforme descrito no Capítulo 3 a pressão de condensação dos ciclos ORC é restrita a valores superiores à pressão atmosférica. Portanto a pressão mínima presente nas superestruturas ORC é restringida por (4.43).

$$P_{min} \geq 1 \text{ bar} \quad (4.43)$$

Tabela 4.6 - Variáveis de decisão da superestrutura ORC.

Variáveis de decisão	Paramétrica	Estrutural	Chute inicial	Restrições
Ciclo de alta: Temperatura de evaporação (°C)	✓		120	80 ↔ Tmax
Ciclo de alta: Temperatura de condensação (°C)	✓		45	30 ↔ 60
Ciclo de alta: Variação de temperatura no superaquecedor (°C)	✓	✓	40	0 ↔ 150
Ciclo de alta: Variação de temperatura no regenerador (-)	✓	✓	40	0 ↔ 150
Ciclo de alta: Variação de temperatura no pré-aquecedor (-)	✓	✓	20	0 ↔ 50
Ciclo de alta: Variação de temperatura dos gases de exaustão (°C)	✓	✓	120	0 ↔ 165
Ciclo de alta: Fluido de trabalho (-)	✓		2	1 ↔ 10
Ciclo de baixa: Temperatura de evaporação (°C)	✓		55	50 ↔ 78,4
Ciclo de baixa: Temperatura de condensação (°C)	✓		40	30 ↔ 50
Ciclo de baixa: Variação de temperatura no superaquecedor (°C)	✓	✓	15	0 ↔ 30
Ciclo de baixa: Variação de temperatura no regenerador (-)	✓	✓	10	0 ↔ 30
Ciclo de baixa: Variação de temperatura da água do motor (°C)	✓	✓	25	0 ↔ 37
Ciclo de baixa: Fluido de trabalho (-)	✓		2	1 ↔ 10

A superestrutura KA também as restrições de pressão máxima e mínima dadas por (4.41) e (4.43), para garantir um ciclo subcrítico com pressão de condensação superior a atmosférica. No entanto, ao contrário dos fluidos orgânicos, a biblioteca de amônia/água do EES não possui uma função para avaliar a pressão crítica para a condição de equilíbrio de fases. Este impasse é contornado adotando o modelo proposto por Sassen e outros (1990) para evitar atingir a pressão crítica da mistura. Neste modelo, a pressão máxima da mistura amônia/água em equilíbrio de fase em função da concentração de amônia (x_{NH_3}) é dada por (4.44).

$$P_{crit}^{KA} = 220,6 - 37,924 \cdot x_{NH_3}^2 - 41,852 \cdot x_{NH_3}^3 - 63,806 \cdot x_{NH_3}^4 \quad (4.44)$$

As superestruturas KA e CRC, ao contrário do ORC, utilizam fluidos úmidos como fluidos de trabalho e estão a uma restrição no estado termodinâmico na saída das turbinas. O título do fluido de trabalho na saída da turbina deve ser superior a 0,9 para evitar a formação de gotículas nos estágios finais da expansão. Esta restrição de desigualdade é representada por (4.45). No entanto, é importante ressaltar que a metodologia utilizada contabiliza o título apenas no final do processo de expansão.

Tabela 4.7 - Variáveis de decisão da superestrutura KA.

Variáveis de decisão	Paramétrica	Estrutural	Chute inicial	Restrições
Ciclo de alta: Pressão de evaporação (bar)	✓		80	10 ↔ Pmax
Ciclo de alta: Temperatura de condensação (°C)	✓		40	30 ↔ 60
Ciclo de alta: Variação de temperatura no superaquecedor (°C)	✓	✓	40	0 ↔ 200
Ciclo de alta: Variação de temperatura no regenerador (-)	✓	✓	40	0 ↔ 150
Ciclo de alta: Variação de temperatura no pré-aquecedor (-)	✓	✓	20	0 ↔ 50
Ciclo de alta: Variação de temperatura dos gases de exaustão (°C)	✓	✓	120	0 ↔ 165
Ciclo de alta: Fração de amônia (-)	✓		0,8	0,1 ↔ 0,99
Ciclo de baixa: Temperatura de evaporação (°C)	✓		55	50 ↔ 78,4
Ciclo de baixa: Temperatura de condensação (°C)	✓		40	30 ↔ 50
Ciclo de baixa: Temperatura no separador (°C)	✓		15	0 ↔ 30
Ciclo de baixa: Variação de temperatura no regenerador 1 (-)	✓	✓	10	0 ↔ 30
Ciclo de baixa: Variação de temperatura no regenerador 2 (-)	✓	✓	10	0 ↔ 30
Ciclo de baixa: Variação de temperatura da água do motor (°C)	✓	✓	25	0 ↔ 37
Ciclo de baixa: Fração de amônia (-)	✓		0,8	0,1 ↔ 0,99

Tabela 4.8 - Variáveis de decisão da superestrutura CRC.

Variáveis de decisão	Paramétrica	Estrutural	Chute inicial	Restrições
Temperatura de evaporação de alta pressão (°C)	✓		200	175 ↔ 345
Temperatura de evaporação de baixa pressão (°C)	✓		135	100 ↔ 175
Variação de temperatura no superaquecedor de alta pressão(°C)	✓	✓	100	0 ↔ 200
Variação de temperatura no superaquecedor de baixa pressão (°C)	✓	✓	40	0 ↔ 150
Variação de temperatura no pré-aquecedor 1 (°C)	✓	✓	30	0 ↔ 50
Variação de temperatura no pré-aquecedor 2 (°C)	✓	✓	20	0 ↔ 100
Temperatura de condensação (°C)	✓		40	30 ↔ 60
Variação de temperatura dos gases de exaustão (°C)	✓	✓	120	0 ↔ 165
Fração mássica para a caldeira de alta pressão (-)	✓	✓	0,5	0 ↔ 1
Extração para o desaerador (-)	✓	✓	0,05	0 ↔ 0,2
Pressão do desaerador (bar)	✓		6	1 ↔ 50

$$título_{saída,turbina} \geq 0,9 \quad (4.45)$$

As superestruturas *Chiller* possuem uma restrição particular devido ao fenômeno da cristalização. A cristalização é um dos problemas mais severos em sistemas de refrigeração por absorção com misturas LiBr-H₂O e consiste na precipitação do sal quando o limite de solubilidade da solução é atingido. Para evitar este problema, é necessário controlar as condições da mistura nos pontos críticos (baixas pressões e temperaturas com altas concentrações de amônia). O controle nas modelagens das superestruturas Chiller é realizado considerando duas metodologias complementares. Na biblioteca LiBr-H₂O do EES existe a função temperatura de cristalização (T_{crist}), que fornece a temperatura mínima de uma solução com determinada concentração de LiBr para que não ocorra cristalização, conforme (4.46).

$$T_{min} > T_{crist}(x_{LiBr}) \quad (4.46)$$

Tabela 4.9 - Variáveis de decisão da superestrutura Chiller de simples efeito alimentada a água.

Variáveis de decisão	Paramétrica	Estrutural	Chute inicial	Restrições
Variação de temperatura no gerador de vapor (°C)	✓	✓	5	0 ↔ 37
Diferença de temperatura terminal no condensador (°C)	✓		1	0 ↔ 15
Temperatura no gerador de vapor (°C)	✓		50	30 ↔ 78,4
Diferença de temperatura terminal no evaporador (°C)	✓		1	0 ↔ 15
Variação de temperatura no regenerador (°C)	✓	✓	10	0 ↔ 50
Concentração da solução fraca (-)	✓		0,55	0,1 ↔ 0,8
Vazão mássica de água gelada na sala de controle (kg/s)	✓	✓	2	0 ↔ 10
Vazão mássica de água gelada na sala de baixa voltagem (kg/s)	✓	✓	2	0 ↔ 10
Vazão mássica de água gelada na serpentina do MCI (kg/s)	✓	✓	10	0 ↔ 40
Vazão mássica de água gelada no trocador do radiador (kg/s)	✓	✓	2	0 ↔ 40

Tabela 4.10 - Variáveis de decisão da superestrutura Chiller de simples efeito alimentada a gases.

Variáveis de decisão	Paramétrica	Estrutural	Chute inicial	Restrições
Variação de temperatura no gerador de vapor (°C)	✓	✓	60	0 ↔ 165
Diferença de temperatura terminal no condensador (°C)	✓		4	0 ↔ 25
Temperatura no gerador de vapor (°C)	✓		90	60 ↔ 150
Diferença de temperatura terminal no evaporador (°C)	✓		2	0 ↔ 15
Variação de temperatura no regenerador (°C)	✓	✓	20	0 ↔ 100
Concentração da solução fraca (-)	✓		0,6	0,1 ↔ 0,8
Vazão mássica de água gelada na sala de controle (kg/s)	✓	✓	2	0 ↔ 10
Vazão mássica de água gelada na sala de baixa voltagem (kg/s)	✓	✓	2	0 ↔ 10
Vazão mássica de água gelada na serpentina do MCI (kg/s)	✓	✓	10	0 ↔ 40
Vazão mássica de água gelada no trocador do radiador (kg/s)	✓	✓	10	0 ↔ 100

No entanto, a equação (4.46) não leva em conta a pressão no estado analisado. Portanto o modelo proposto por Ardehali e outros (2007) é adotado, limitando a entalpia mínima nestes pontos críticos, de acordo com (4.47).

$$h_{min} \geq (-1396,67 + 2400 \cdot x_{LiBr}) \quad (4.47)$$

Por fim, para todas as superestruturas, o calor disponível das fontes quentes está limitado à temperatura mínima dos gases de exaustão e água de resfriamento do motor após o aproveitamento, conforme detalhado no Capítulo 3. Estas restrições estão representadas por (4.48) e (4.49), respectivamente.

$$T_{min,gases} \geq T_{limite,gases} \quad (4.48)$$

$$T_{min,\acute{a}gua} \geq T_{limite,\acute{a}gua} \quad (4.49)$$

Tabela 4.11 - Variáveis de decisão da superestrutura Chiller de duplo efeito.

Variáveis de decisão	Paramétrica	Estrutural	Chute inicial	Restrições
Bifurcação após o regenerador de alta (-)	✓	✓	0,5	0 ↔ 1
Diferença de temperatura no gerador de vapor de alta (°C)	✓	✓	30	0 ↔ 165
Diferença de temperatura terminal no condensador (°C)	✓		5	0 ↔ 15
Temperatura do gerador de alta (°C)	✓		200	100 ↔ 345
Diferença de temperatura terminal no evaporador (°C)	✓		5	0 ↔ 15
Temperatura da solução na saída do gerador de baixa (°C)	✓		100	50 ↔ 200
Concentração de solução fraca (-)	✓		0,6	0,1 ↔ 0,99
Relação de pressão (-)	✓		20	0 ↔ 40
Diferença de temperatura no regenerador de alta (°C)	✓	✓	10	0 ↔ 30
Diferença de temperatura no regenerador de baixa (°C)	✓	✓	10	0 ↔ 30
Temperatura na entrada da bomba de alta (°C)	✓		45	35 ↔ 65
Concentração na entrada da bomba de alta (-)	✓		0,6	0,1 ↔ 0,99
Vazão mássica de água gelada na sala de controle (kg/s)	✓	✓	2	0 ↔ 10
Vazão mássica de água gelada na sala de baixa voltagem (kg/s)	✓	✓	2	0 ↔ 10
Vazão mássica de água gelada na serpentina (kg/s)	✓	✓	10	0 ↔ 40
Vazão mássica de água gelada no trocador do radiador (kg/s)	✓	✓	10	0 ↔ 100

4.3.2. Condições de Contorno Operacionais e Econômicas

Para realizar as otimizações das superestruturas e as posteriores análises dos resultados, é necessário o fornecimento de alguns parâmetros econômicos e operacionais da UTE Viana, como horas anuais de despacho da usina, custo variável unitário da venda de energia elétrica (CVU) e preço do combustível OCB1. O CVU apesar de ter a nomenclatura de custo, é o valor expresso em \$/MWh necessário para cobrir todos os custos variáveis da usina. O valor do CVU está associado aos custos variáveis de combustível e de operação e manutenção das termelétricas despachadas.

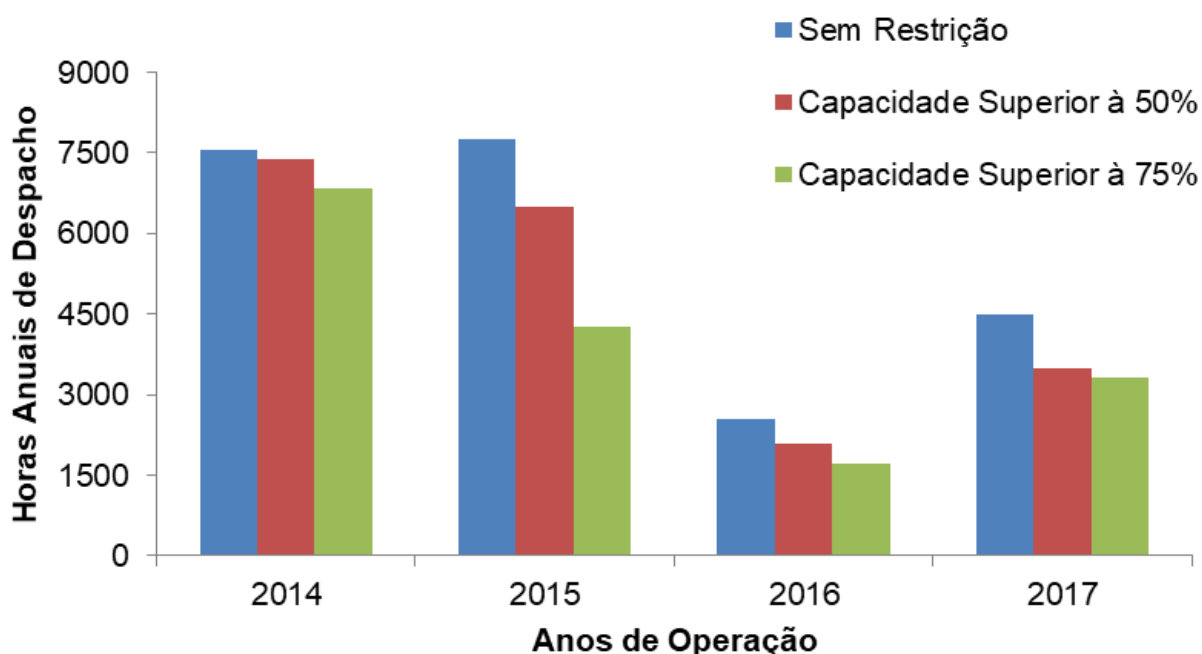
Foram obtidos dados da UTE Viana, relativo ao período de janeiro de 2014 a dezembro de 2017, para obter um comportamento destes parâmetros. Este procedimento foi realizado através de planilhas de dados de operação coletados e fornecidos pela própria UTE Viana, contendo informações de despacho da usina de hora em hora, CVU médio mensal, custo do OCB1 médio mensal e cotação do dólar média mensal.

As horas anuais de despacho da usina foram divididas em três patamares relativos à capacidade da usina. O primeiro patamar não tem restrição de despacho, ou seja, qualquer valor não nulo de despacho apresentado em determinada hora é considerado. O segundo patamar considera as horas de despacho com pelo menos 50% da capacidade da usina, ou seja, tendo a usina uma capacidade instalada de 174,6 MW, são consideradas as horas de despacho de pelo menos 87,3 MW. O terceiro patamar considera as horas de despacho com pelo menos 75% da capacidade da usina, ou seja, são consideradas as horas de despacho de pelo menos 130,95 MW. Na Figura 4.7 apresenta-se o comportamento destes três patamares no período de janeiro de 2014 a dezembro de 2017.

O comportamento do valor do CVU foi levantado mês a mês no período de janeiro de 2014 a dezembro de 2017. Como o valor do investimento nos sistemas de recuperação de calor residual é calculado em dólares, bem como os custos e receitas programadas nas superestruturas, foi levantada também a cotação média mensal do dólar nas planilhas fornecidas pela UTE Viana para converter os valores de CVU de

reais para dólares. Na Figura 4.8 apresenta-se o comportamento mensal do CVU dos últimos quatro anos em reais e em dólares.

Figura 4.7 - Comportamento do número de horas despachadas anuais.



O preço do combustível OCB1 não tem uma influência tão significativa nos resultados das otimizações das superestruturas como as horas de despacho e o CVU e, portanto, será adotado o valor médio do período analisado como parâmetro. Na Tabela 4.12 são apresentados os valores máximos, mínimos e médios dos parâmetros levantados no período de janeiro de 2014 a dezembro de 2017.

Figura 4.8 - Comportamento do CVU médio mensal.

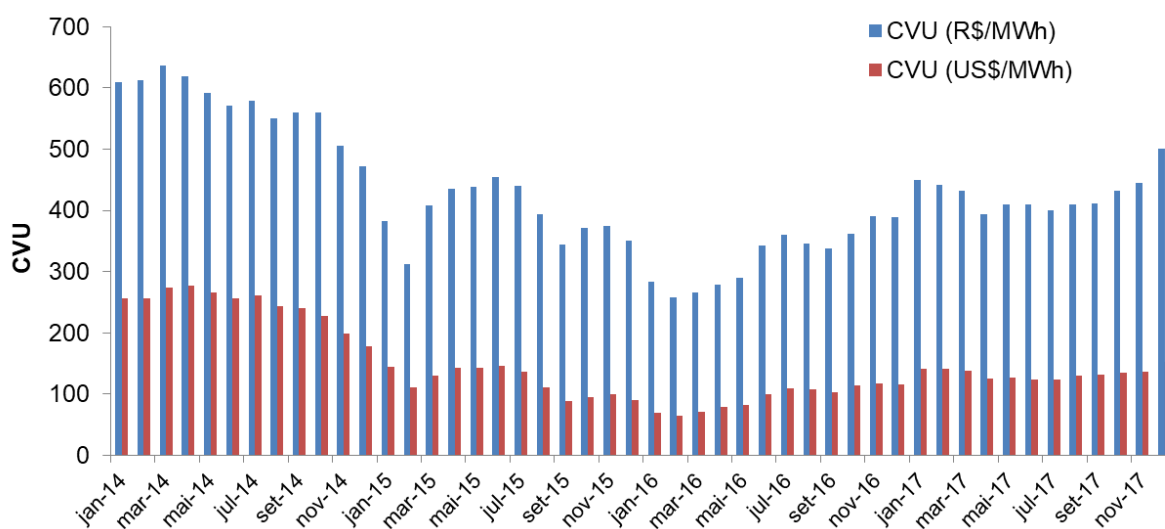


Tabela 4.12 - Valores históricos mínimos, máximos e médios das condições de contorno.

	Horas Despachadas			Cotação Dólar (R\$/US\$)	CVU (US\$/MWh)	Preço OCB1 (US\$/kg)
	Sem Restrição	Capacidade Superior a 50%	Capacidade Superior a 75%			
Mínima anual	2533	2096	1710	2,35	94,62	0,39
Máxima anual	7769	7386	6841	3,49	244,61	1,07
Média anual	5591	4872	4037	3,09	148,34	0,63

Com base no histórico de despacho da usina para carga acima de 75%, conforme mostrado na Figura 4.7, as otimizações serão realizadas para os seguintes patamares de horas anuais despachadas, considerados representativos: 8000, 6000, 4000 e 2000 horas por ano. Para cada patamar de despacho da usina se realiza otimizações com os seguintes valores CVU, considerados representativos do histórico mostrado na Figura 4.8: 250, 200, 150 e 100 US\$/MWh. O preço do OCB1 é mantido fixo e igual ao preço médio de 0,63 US\$/kg, também conforme o histórico apresentado. Apesar da variação do preço do combustível ser representativa, a influência devido às variações no consumo específico de combustível é relativamente pequena comparada ao benefício da potência adicional.

4.3.3. Funções Objetivo

A função objetivo (F) dos problemas de otimização das superestruturas influencia diretamente na determinação das variáveis e superestruturas ótimas. Como foi mencionado no Capítulo 1, a decisão sobre qual função objetivo utilizar é de importância crucial e a resposta depende da aplicação específica a ser analisada. Nesta tese, as funções objetivo a serem avaliadas são a maximização da potência líquida adicional (\dot{W}_{LIQ}), minimização do custo específico do investimento (CE_{INV}), minimização do custo da energia elétrica gerada (C_{EL}) e maximização do lucro operacional (LO). As três primeiras funções objetivos são as mais encontradas nos estudos de otimização de recuperação de calor em motores. O lucro operacional é a função objetiva proposta para melhor representar as características econômicas e operacionais das termelétricas brasileiras.

Os benefícios das superestruturas ORC, CRC e KA são avaliados de forma distinta dos benefícios da aplicação das superestruturas ChA, como foi previamente detalhado no item 4.1. Portanto, as funções objetivo também são representadas de forma distinta. O lucro operacional representa a diferença entre a venda dos benefícios obtidos e o custo respectivo da implantação da superestrutura de recuperação de calor. Para as superestruturas compostas por ciclos de potência o lucro operacional é definido por (4.50). Para as superestruturas *Chiller* o lucro operacional é dado por (4.51). Estas equações representam o lucro operacional na forma de taxa horária (US\$/h).

$$LO_{ORC,CRC,KA} = CVU \cdot \dot{W}_{LÍQ}^{ORC,CRC,KA} - \dot{C}_{TM}^{2018} - \dot{C}_{Comb} \quad (4.50)$$

$$LO_{ChA} = CVU \cdot \dot{W}_{LÍQ}^{ChA} + \Delta B_{motor} \cdot PR_{Comb} - \dot{C}_{TM}^{2018} - \dot{C}_{Comb} \quad (4.51)$$

Onde PR_{Comb} é o preço do óleo combustível e \dot{C}_{Comb} é a taxa de custo relativa ao aumento do consumo específico de combustível devido à contrapressão, representada por (4.52).

$$\dot{C}_{Comb} = b_{adic} \cdot PR_{Comb} \cdot \dot{W}_{eixo,motor} \quad (4.52)$$

As equações das potências líquidas adicionais, a serem utilizadas como função objetivo, já foram previamente detalhadas no item 4.1 através de (4.1) e (4.29). Por outro lado, o custo específico de investimento é a razão entre o custo total de investimento atualizado e a potência líquida adicional. Esta função é representada da mesma forma para todas as superestruturas e é dada por (4.53).

$$CE_{INV} = \frac{C_{TM}^{2018}}{\dot{W}_{LÍQ}} \quad (4.53)$$

Pode-se perceber que as funções objetivo potência líquida adicional e custo específico de investimento não abordam os efeitos da mudança de consumo específico do motor, seja devido ao resfriamento e desumidificação ou devido à contrapressão. A função objetivo custo específico de investimento apesar de abordar aspectos econômicos, não analisa o efeito de parâmetros como o CVU e número de horas anuais de despacho, como a função lucro operacional.

Finalmente, a função objetivo custo da energia elétrica gerada é dada pela razão entre a taxa de custo amortizada e a potência líquida adicional, representada por (4.54).

$$C_{EL} = \frac{\dot{C}_{TM}^{2018}}{W_{LÍQ}} \quad (4.54)$$

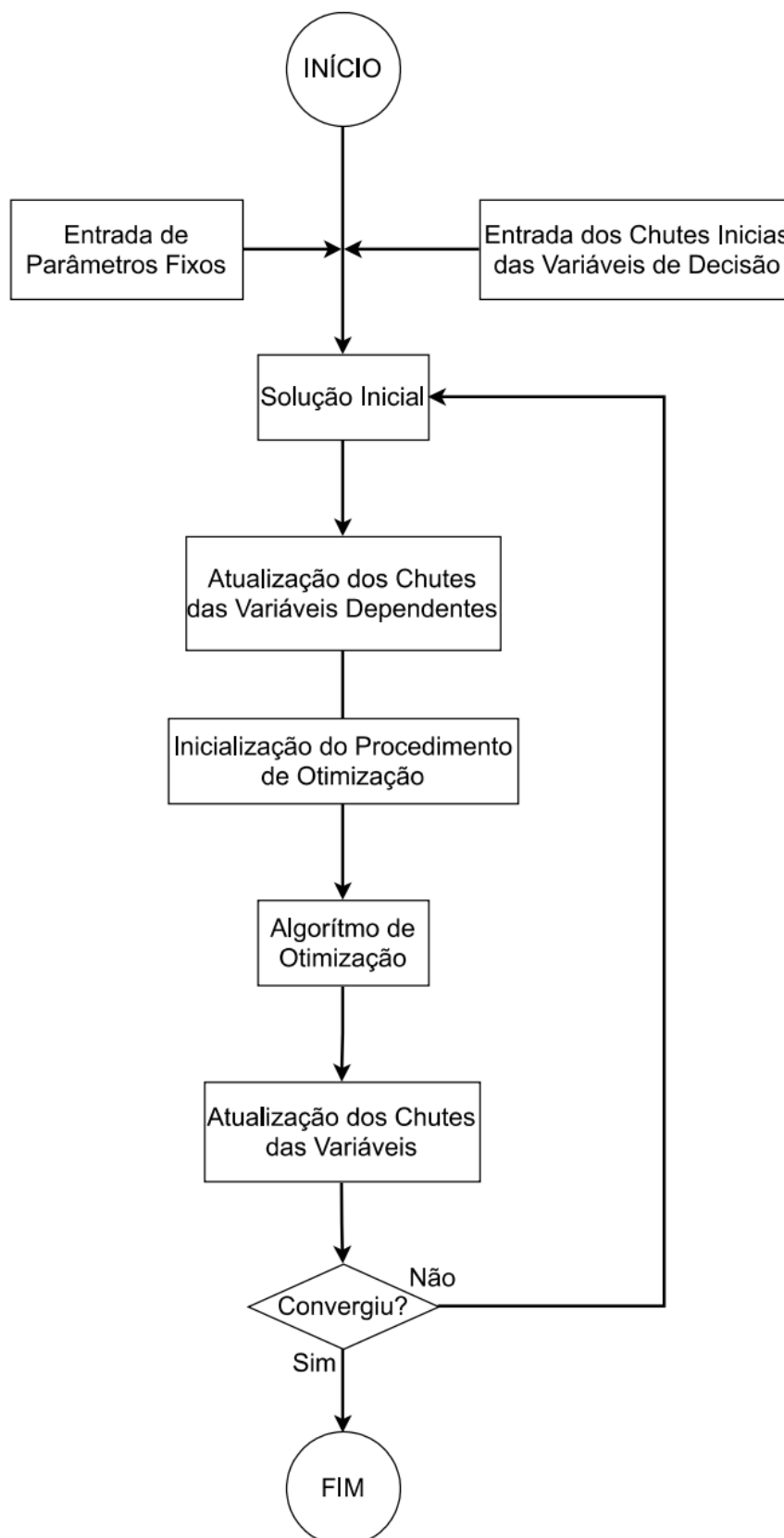
Neste caso, a função objetivo é influenciada pelo número de horas anuais de despacho, mas ainda não aborda a influência do *CVU* e da variação do consumo específico do motor, como a função objetivo lucro operacional.

As funções objetivo adotadas são caracterizadas como funções não lineares, descontínuas e não convexas (muitos ótimos locais). Como detalhado anteriormente, métodos de otimização baseados em gradientes não são aplicáveis a estes tipos de função objetivo, portanto, nesta tese foi adotado o método dos algoritmos genéticos. O método do algoritmo genético do EES precisa de três parâmetros de entrada: número de indivíduos, número de gerações e taxa de mutação. Os parâmetros adotados nesta tese são 64 indivíduos, 512 gerações e taxa de mutação de 5%. O número de indivíduos adotado é baseado em recomendações encontradas na literatura para um range de 30 a 100 indivíduos (CHAMBERS, 2001; COLEY 1999) e a taxa de mutação adotada foi baseada no trabalho de De Jong (1975).

Os algoritmos genéticos são algoritmos estocásticos e por isso não possibilitam garantia de atingir o valor ótimo. Algoritmos genéticos não contém mecanismos de convergência que permitam identificar que uma solução é a melhor possível. O único mecanismo que o algoritmo possibilita é a comparação da presente solução com as anteriores. Portanto, é necessário estabelecer um critério de parada para a função objetivo ser satisfeita e o algoritmo parar o processo de otimização (CHAMBERS, 2001). Neste trabalho, é adotado como critério de parada a variação da função objetivo na otimização do conjunto de gerações estabelecido. Se a variação for menor que um valor pré-estabelecido, é assumida a convergência da solução. Para evitar que fatores externos ao algoritmo (erros de memória ou travamento do software) interfiram na convergência dos resultados, é estabelecido também que a parada do processo de otimização só será realizada se a variação foi menor do que a estabelecida após três conjunto de gerações consecutivos. Os valores das variações para parada do algoritmo são as seguintes: 0,01 US\$/h para o lucro operacional; 0,1 kW para a potência líquida; 0,1 US\$/kW para o custo específico de investimento; e

0,01 US\$/MWh para o custo da energia elétrica gerada. O procedimento de otimização descrito é ilustrado pela Figura 4.9.

Figura 4.9 - Processo de otimização adotado para as superestruturas individuais.



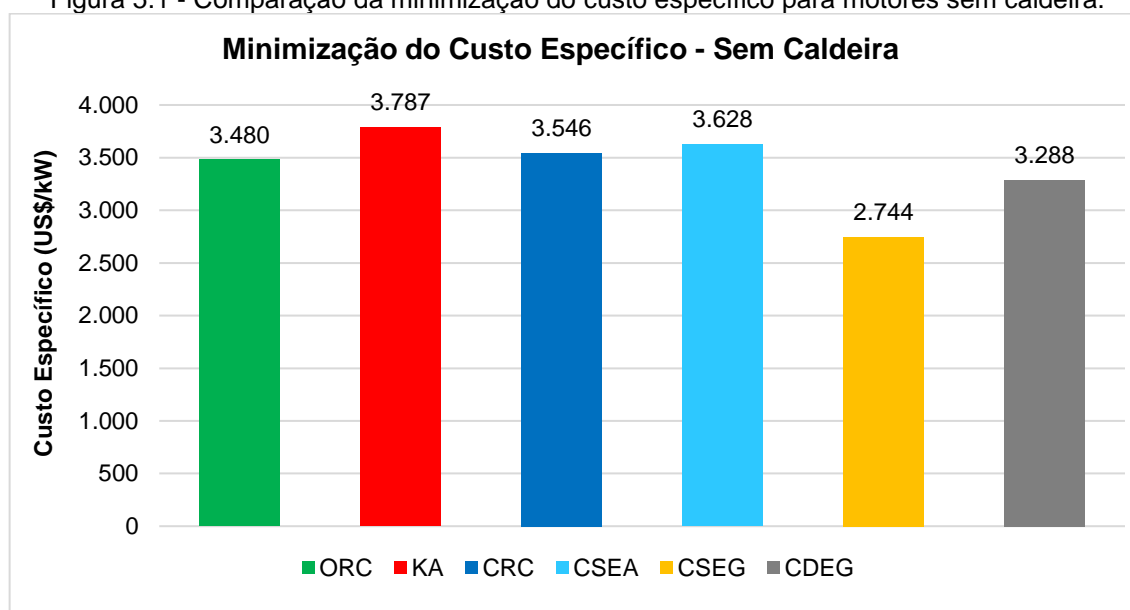
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados das otimizações das superestruturas CRC, ORC, KA e ChA propostas. Conforme descrito no item 4.3, as otimizações foram realizadas separadamente para diversas condições de contorno operacionais e econômicas adotadas para a termelétrica, especificamente horas anuais de despacho e CVU. As funções objetivo utilizadas nas otimizações são a maximização do lucro operacional, maximização da potência líquida, minimização do custo específico de investimento e minimização do custo da potência gerada. Contudo, todos os resultados obtidos pela minimização do custo específico de investimento e do custo da energia elétrica gerada se apresentaram idênticos. O custo da energia elétrica gerada é influenciado pelas horas de despacho através da taxa de custo amortizada, conforme descrito no item 4.3.3. No entanto, as horas de despacho são adotadas como um parâmetro fixo durante cada otimização, assim como os outros parâmetros utilizados no cálculo da taxa de custo amortizada. Este fato implica na minimização do custo da energia elétrica gerada ser, na prática, igual à minimização do custo específico de investimento, para as condições adotadas neste trabalho. Portanto, para simplificar, os resultados destas duas funções objetivo estão unificados na nomenclatura minimização do custo específico.

5.1. MINIMIZAÇÃO DO CUSTO ESPECÍFICO

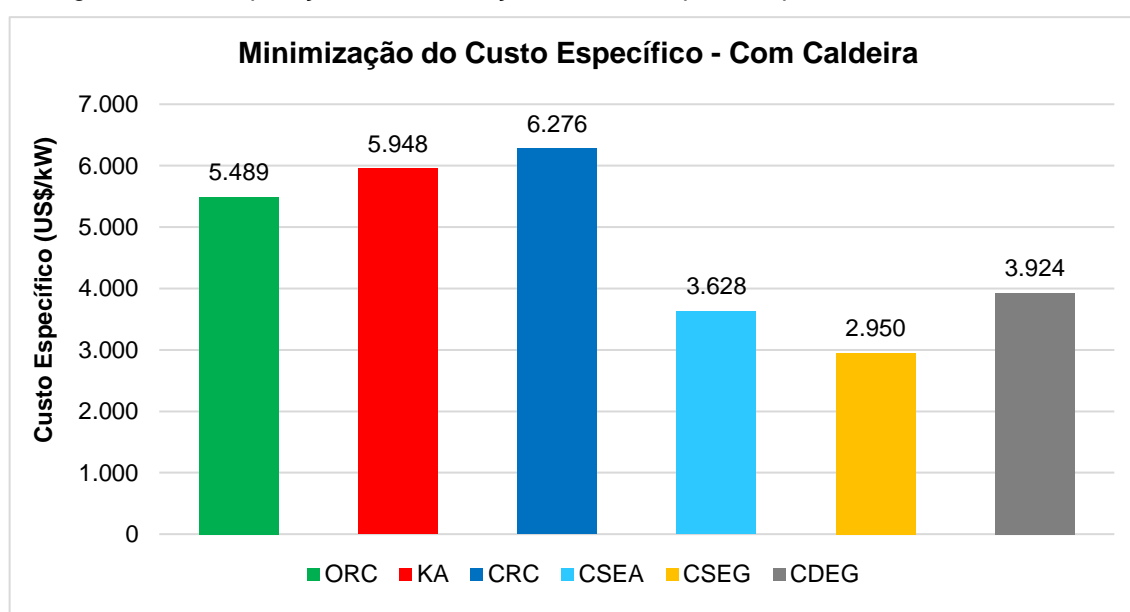
A Figura 5.1 apresenta um comparativo dos custos específicos minimizados através da otimização de cada superestrutura, para motores sem caldeira de recuperação. O CSEG apresenta o menor custo específico entre todas as alternativas. Dentre as alternativas de *Chillers*, o CSEA apresenta o maior custo específico, como esperado, pois, apenas recupera calor de uma fonte de baixa exergia. Em relação aos ciclos de potência, o ORC apresenta o menor custo específico, para as condições estudadas. O CRC possui o segundo menor custo específico entre os ciclos de potência, enquanto o KA apresenta o maior custo específico dentre todas as alternativas. Este fato pode ser explicado pela maior complexidade da estrutura, e maior área dos trocadores de calor do KA sem resultar em uma grande vantagem em potência adicional.

Figura 5.1 - Comparação da minimização do custo específico para motores sem caldeira.



A Figura 5.2 apresenta o comparativo do custo específico minimizado para o aproveitamento dos motores com caldeira de recuperação. Novamente o CSEG apresenta o menor custo específico dentre as alternativas de *Chillers* e o menor custo específico geral, porém com valor superior ao aproveitamento dos motores sem caldeira. O ORC novamente apresenta o menor custo específico dentre os ciclos de potência. No entanto, o KA agora apresenta custo específico menor que o CRC. Este resultado é coerente com o que é reportado na literatura, onde mostra vantagem do KA em relação ao CRC, na recuperação de calor em baixas temperaturas.

Figura 5.2 - Comparação da minimização do custo específico para motores com caldeira.

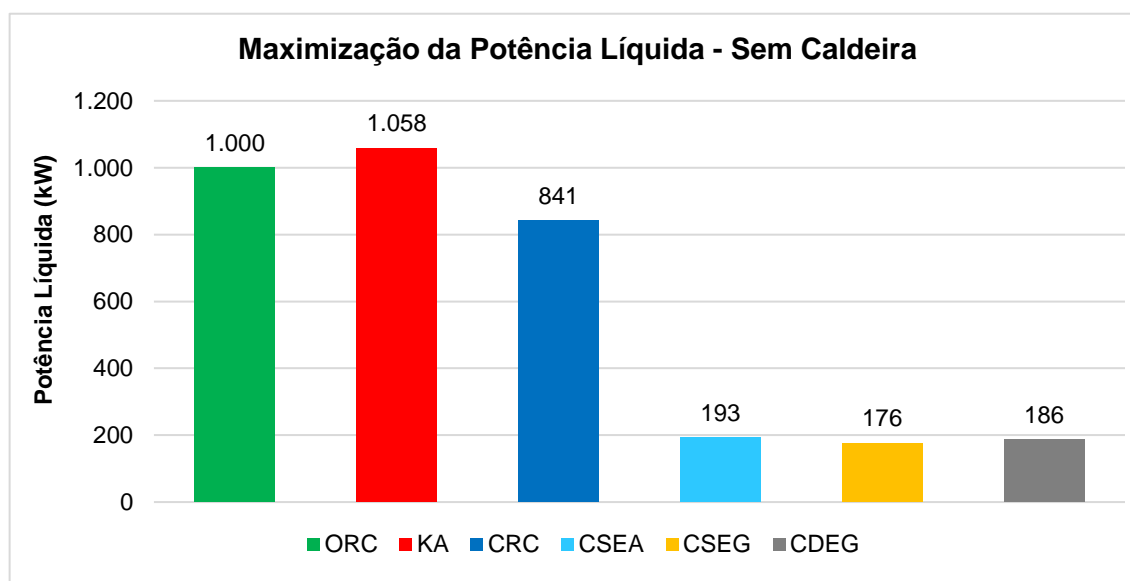


5.2. MAXIMIZAÇÃO DA POTÊNCIA LÍQUIDA

A maximização da potência líquida é a função objetivo adotada que não aborda nenhum critério econômico em sua avaliação, sendo uma otimização totalmente termodinâmica. No entanto, neste trabalho, as superestruturas e seus parâmetros estão condicionados a algumas restrições tecnológicas adotadas, como previamente descrito no Capítulo 4 (título na saída da turbina, pressão máxima, pressão mínima, etc.).

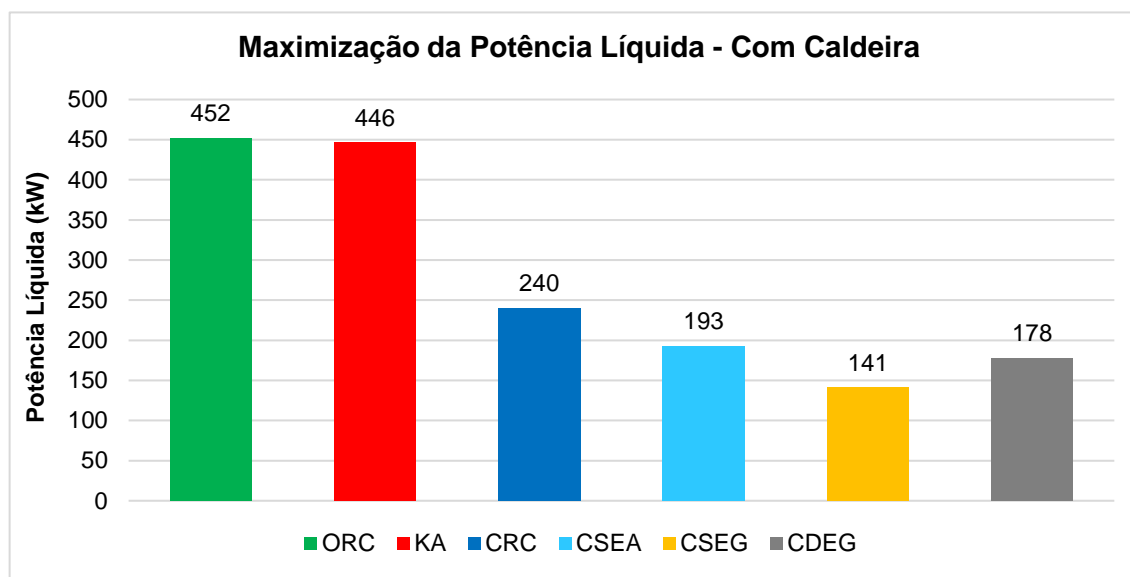
Os resultados das superestruturas maximizando a potência líquida, aproveitando calor dos motores sem caldeira, são apresentados na Figura 5.3. O KA é a alternativa que apresenta a maior potência líquida adicional. Este comportamento era esperado devido à concepção termodinâmica do ciclo Kalina, conforme descrito anteriormente no Capítulo 2. Entre os ciclos de potência remanescentes, o ORC apresenta maior potência líquida maximizada comparado ao CRC. Entre as superestruturas *Chiller*, o CSEA apresenta potência líquida maior que as alternativas aproveitando o calor dos gases. Apesar deste resultado ser contraintuitivo, pois o CSEA aproveita calor de uma fonte de menor exergia, esta alternativa apresenta a vantagem de diminuir a potência consumida nos radiadores dos motores. Por fim, a alternativa CDEG apresenta uma potência líquida otimizada maior do que a da alternativa CSEG. Novamente, este comportamento era esperado, devido à maior complexibilidade da superestrutura.

Figura 5.3 - Comparação da maximização da potência líquida para motores sem caldeira.



A Figura 5.4 mostra os resultados da maximização da potência líquida no aproveitamento de calor dos motores com caldeira. Como esperado, todas as superestruturas apresentaram potência líquida máxima menor, com exceção da CSEA.

Figura 5.4 - Comparação da maximização da potência líquida para motores com caldeira.



No entanto, o ORC apresentou a maior potência líquida no aproveitamento de calor dos motores com caldeira. Apesar deste resultado aparecer inicialmente termodinamicamente incorreto, ele pode ser explicado devido às restrições adotadas nos modelos das superestruturas, que impõem limitações. Ao contrário dos ciclos de potência, os valores máximos de potência líquida das alternativas de *Chillers* se mostraram semelhantes ao aproveitamento de calor dos motores sem caldeira.

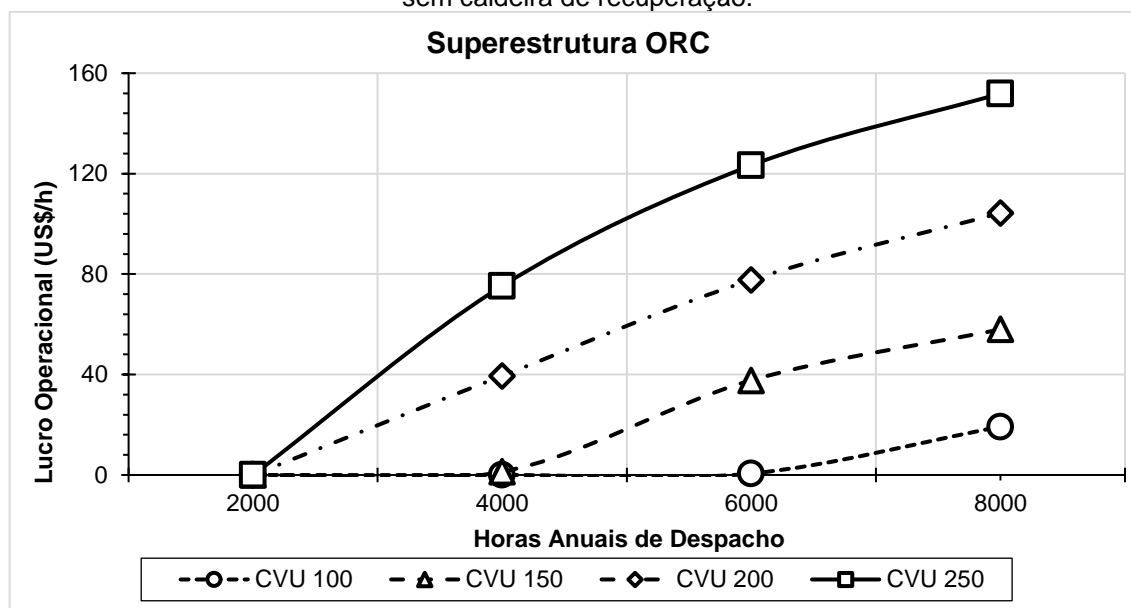
5.3. MAXIMIZAÇÃO DO LUCRO OPERACIONAL

As Figuras 5.5 a 5.10 apresentam o lucro operacional em função das horas anuais de despacho e dos valores de CVU analisados, para cada alternativa tecnológica avaliada aproveitando o calor residual dos gases de exaustão a 345°C (motores sem caldeira) e da água de resfriamento do motor a 78,4°C. Os valores do lucro operacional obtido após a otimização para cada caso se comportam conforme o esperado para todas as tecnologias. Quanto maior o número de horas anuais de despacho para um mesmo CVU, maior o lucro operacional associado. De forma análoga, quanto maior o CVU para um mesmo número de horas anuais de despacho, maior o lucro operacional associado. Além disso, dependendo da combinação de

horas de despacho e CVU, o resultado da otimização pode indicar a não utilização de um sistema de recuperação de calor. Este é um artifício da função objetivo lucro operacional, que elimina a superestrutura analisada em condições de contorno onde o lucro operacional resultaria em valores negativos.

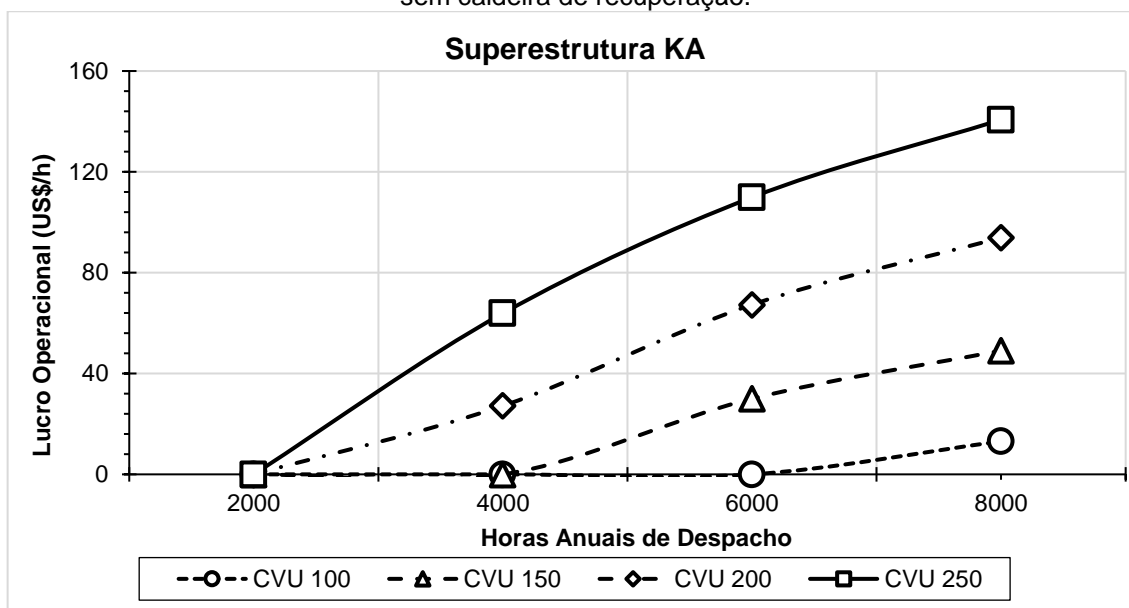
Os resultados da superestrutura ORC para a maximização do lucro operacional são apresentados na Figura 5.5. Para as condições de contorno adotadas, o máximo lucro operacional obtido é 151,90 US\$/h para 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh. Para 2000 horas anuais de despacho, o resultado da otimização não utiliza a tecnologia ORC para recuperação de calor, independentemente do valor de CVU. A não utilização do ORC para recuperação de calor, também pode ser observada para 4000 horas de despacho com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e para 6000 horas de despacho com CVU de 100 US\$/MWh.

Figura 5.5 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura ORC para motor sem caldeira de recuperação.



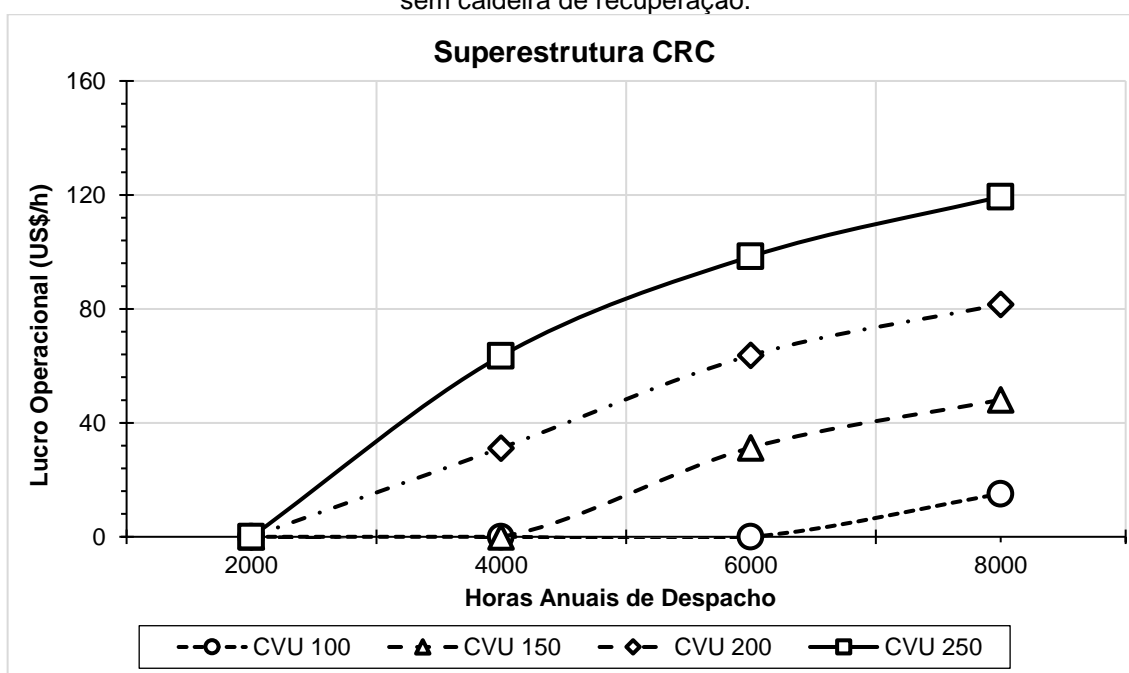
Na Figura 5.6 são apresentados os resultados da maximização do lucro operacional para a superestrutura KA. Assim como nos resultados da superestrutura ORC, a otimização resulta na não utilização do KA para 2000 horas de despacho, 4000 horas de despacho com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 6000 horas de despacho com CVU de 100 US\$/MWh. Para as condições adotadas, o máximo lucro operacional obtido é 140,70 US\$/h para 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh.

Figura 5.6 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura KA para motor sem caldeira de recuperação.



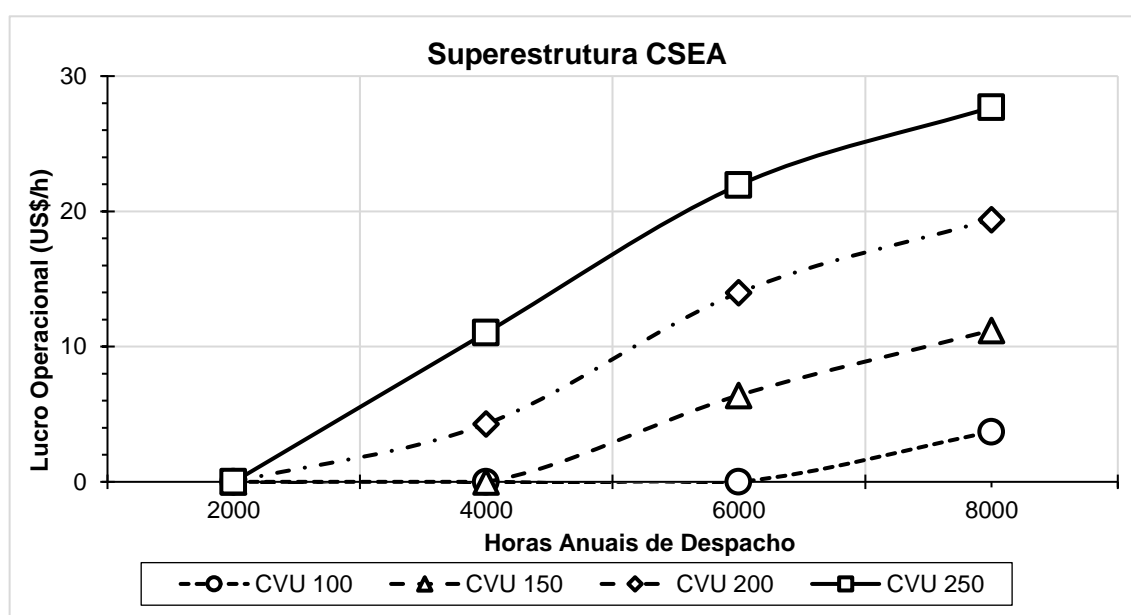
Para a superestrutura CRC, os resultados apresentados na Figura 5.7 para a maximização do lucro operacional indicam que para 2000 horas de despacho, independentemente dos valores de CVU, 4000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 6000 horas com CVU de 100 US\$/MWh a otimização resulta na não utilização da tecnologia CRC para recuperação de calor. Para as condições de contorno adotadas, o máximo lucro operacional obtido é 119,40 US\$/h para 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh.

Figura 5.7 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CRC para motor sem caldeira de recuperação.



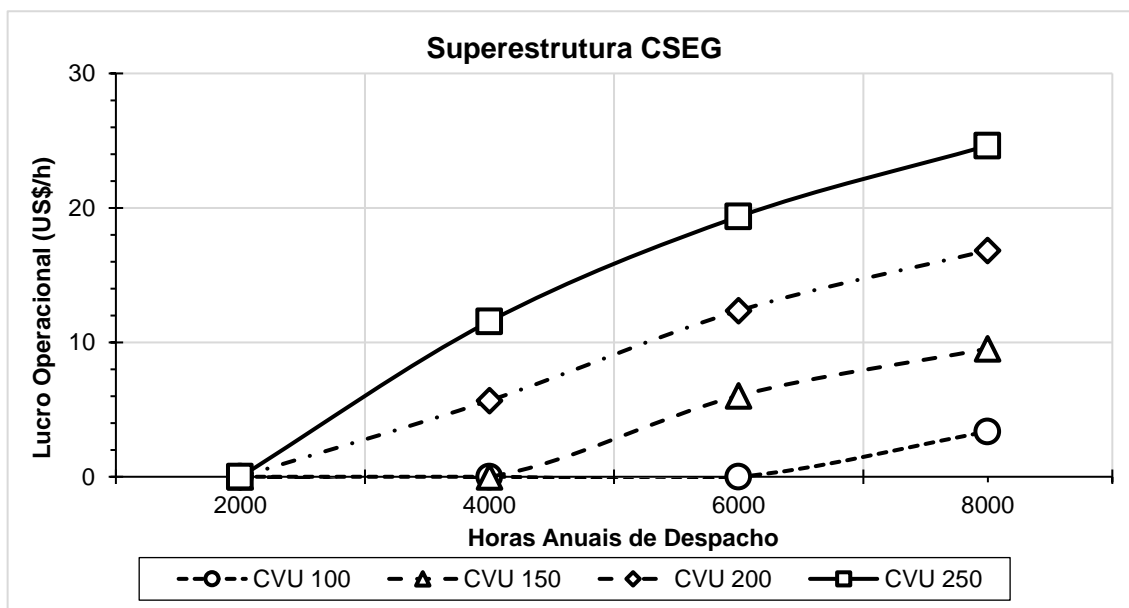
Na Figura 5.8 pode-se verificar que, para os despachos de 2000 horas de operação anual, a superestrutura CSEA resultou na inexistência de uma estrutura viável para todos os CVU. Enquanto que, para o despacho de 4000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 6000 horas de despacho com CVU de 100 US\$/MWh a otimização resulta na não utilização da tecnologia CSEA. O maior valor de lucro operacional obtido nos resultados é de 27,70 US\$/h, muito inferior aos lucros obtidos nas outras superestruturas. No entanto, deve-se ressaltar que a superestrutura CSEA aproveita somente a água de resfriamento do motor.

Figura 5.8 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CSEA.



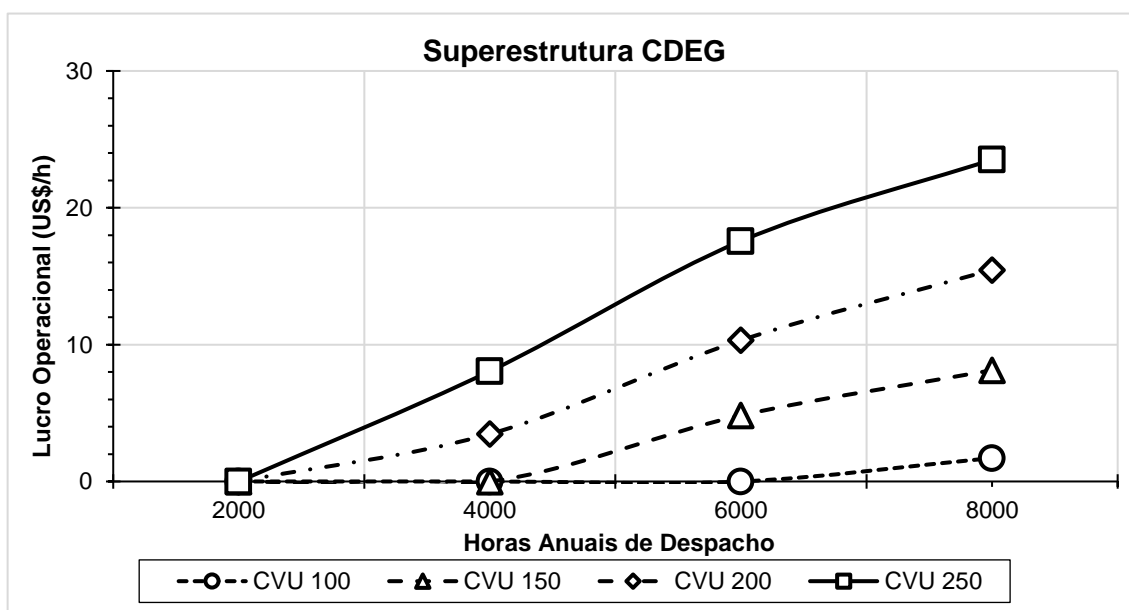
Para a superestrutura CSEG, os resultados apresentados na Figura 5.9 mostram que, analogamente à superestrutura CSEA, para os despachos de 2000 horas, despacho de 4000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 6000 horas de despacho com CVU de 100 US\$/MWh a otimização resulta na não utilização da tecnologia CSEG. O maior valor de lucro operacional obtido nos resultados é de 24,63 US\$/h, também muito inferior aos lucros obtidos nas outras superestruturas. No entanto, ao contrário da superestrutura CSEA, a superestrutura CSEG aproveita somente os gases de exaustão, que possuem um potencial exergético muito superior.

Figura 5.9 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CSEG para motor sem caldeira de recuperação.



Finalmente, na Figura 5.10 pode-se verificar os resultados das otimizações da superestrutura CDEG também não apresentaram nenhuma estrutura viável para 2000 horas de despacho, 4000 horas de despacho com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 6000 horas com CVU de 100 US\$/MWh. O maior valor de lucro operacional obtido nos resultados é de 23,52 US\$/h, menor que o lucro operacional obtido pela superestrutura CSEG, para as mesmas condições de contorno da termelétrica.

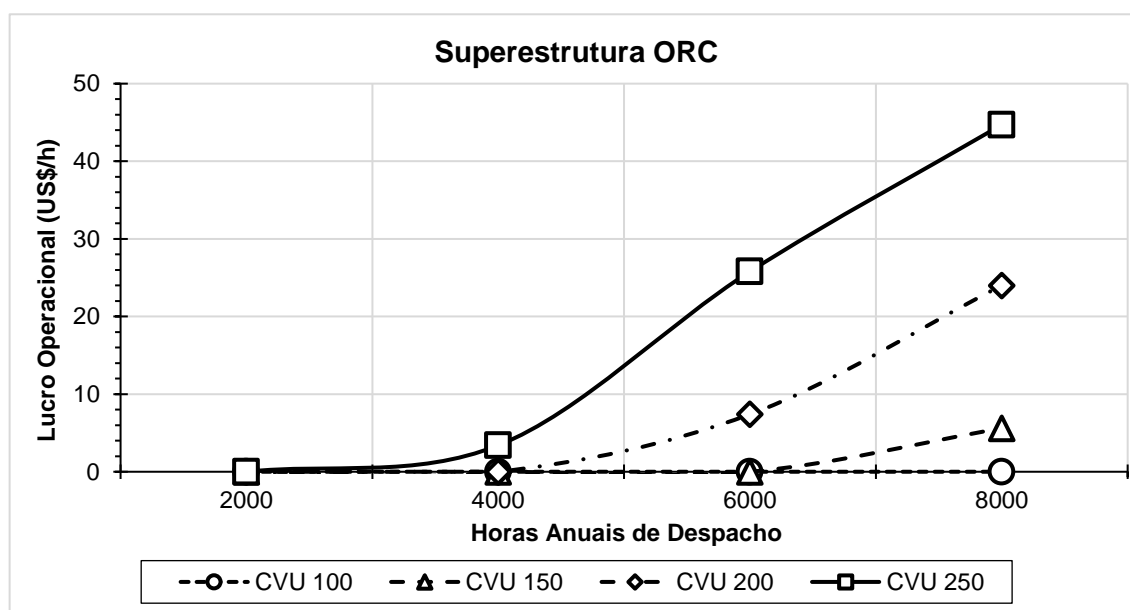
Figura 5.10 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CDEG para motor sem caldeira de recuperação.



Os resultados apresentados acima são resultados das otimizações para o aproveitamento de calor dos motores sem caldeira de recuperação. As Figuras 5.11 a 5.15 apresentam os resultados da maximização do lucro operacional aproveitando o calor residual dos gases de exaustão a 240°C, provenientes dos motores com caldeira de recuperação, e da água de resfriamento do motor a 78,4°C.

A superestrutura ORC, aproveitando o calor dos motores com caldeira de recuperação possui comportamento similar aos aproveitamentos dos motores sem caldeira, porém como esperado, quantitativamente inferior. A Figura 5.11 mostra que para 2000 horas, independentemente do valor do CVU, 4000 horas com CVU de 100, 150 e 200 US\$/MWh, 6000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 8000 horas com CVU de 100 US\$/MWh os resultados da otimização indicam a não utilização da tecnologia ORC para recuperação de calor dos motores com caldeira. O máximo lucro possível, para as dadas condições, é no caso de 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh com um valor de 44,70 US\$/h.

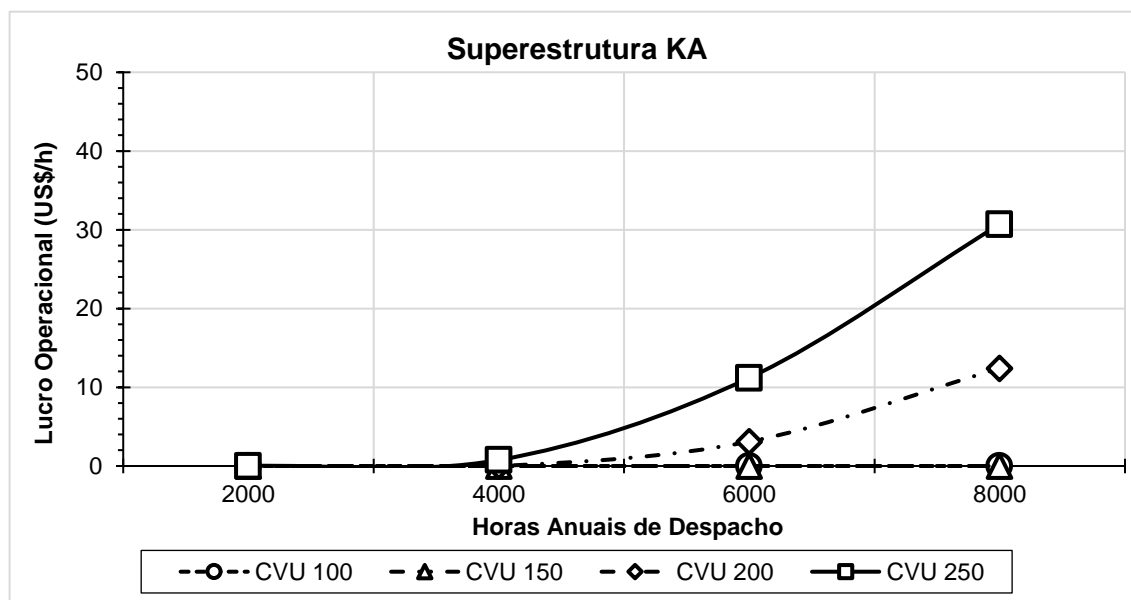
Figura 5.11 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura ORC para motor com caldeira de recuperação.



Os resultados da superestrutura KA aproveitando o calor dos motores com caldeira podem ser vistos na Figura 5.12. Para 2000 horas, independentemente do valor do CVU, 4000 horas com CVU de 100, 150 e 200 US\$/MWh, 6000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 8000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh os resultados da otimização indicam a não utilização da tecnologia KA para recuperação de calor

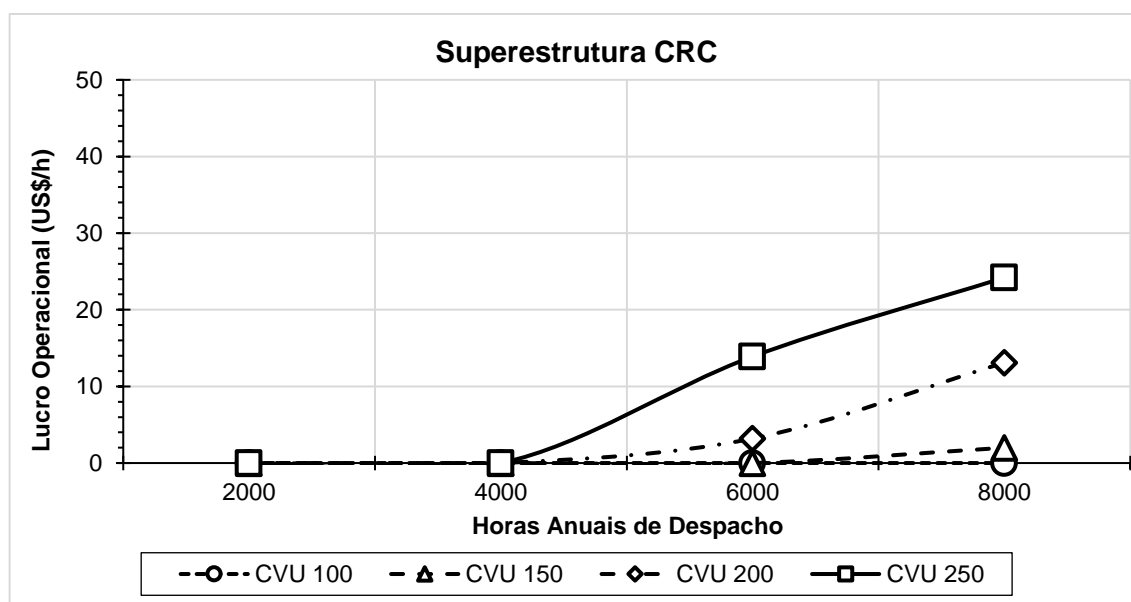
dos motores com caldeira. Dentre as condições adotadas, o lucro operacional máximo de 30,70 US\$/h é obtido para 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh.

Figura 5.12 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura KA para motor com caldeira de recuperação.



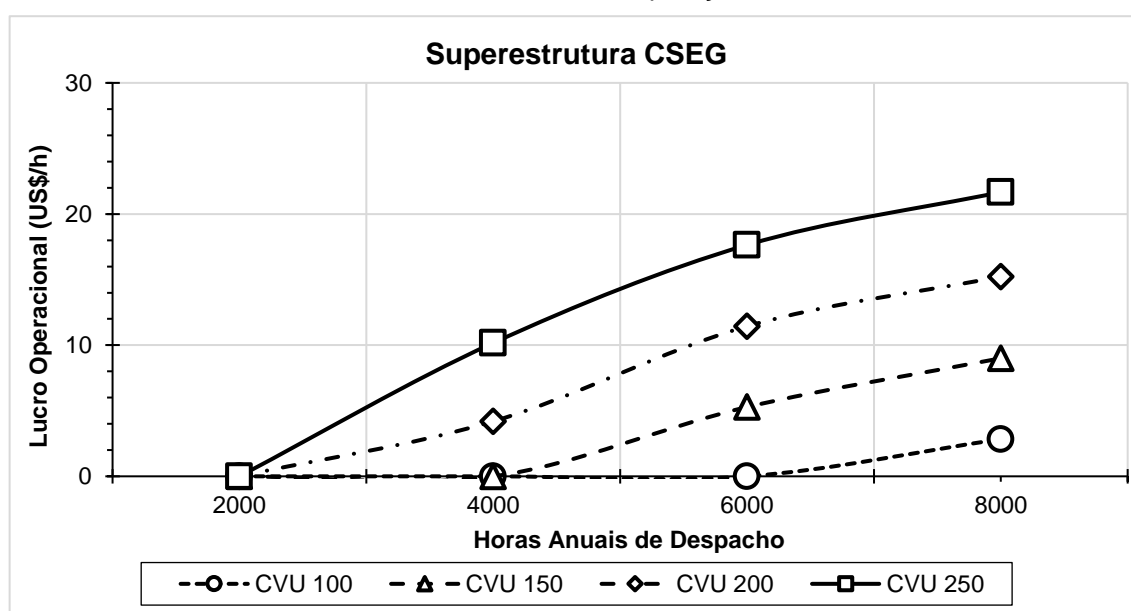
A Figura 5.13 apresenta os resultados para a superestrutura CRC aproveitando o calor dos motores com caldeira. Para 2000 horas e 4000 horas, independentemente do valor de CVU, 6000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 8000 horas com CVU de 100 US\$/MWh os resultados da otimização indicam que não há estrutura viável. O máximo lucro operacional, de acordo com as condições adotadas, é de 24,20 US\$/h para 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh.

Figura 5.13 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CRC para motor com caldeira de recuperação.



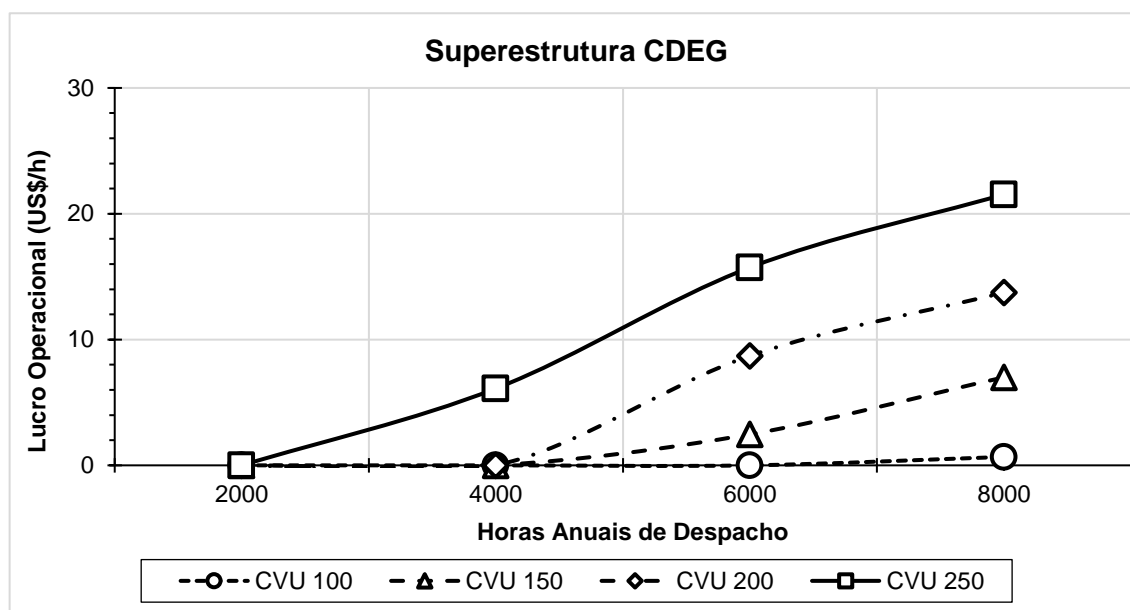
A Figura 5.14 mostra que o comportamento do lucro operacional resultante da otimização da superestrutura CSEG, aproveitando calor dos motores com caldeira, é muito similar ao do aproveitamento dos motores sem caldeira, apenas com valores ligeiramente inferiores. Os resultados indicam que para despacho de 2000 horas, nenhum valor de CVU resulta em estrutura viável. Para 4000 horas de despacho, os valores de CVU de 100 e 150 US\$/MWh também não resultam em estruturas viáveis. O mesmo ocorre para o despacho de 6000 horas, quando não há estrutura viável no CVU de 100 US\$/MWh. O maior valor de lucro operacional obtido nos resultados é de 21,67 US\$/h.

Figura 5.14 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CSEG para motor com caldeira de recuperação.



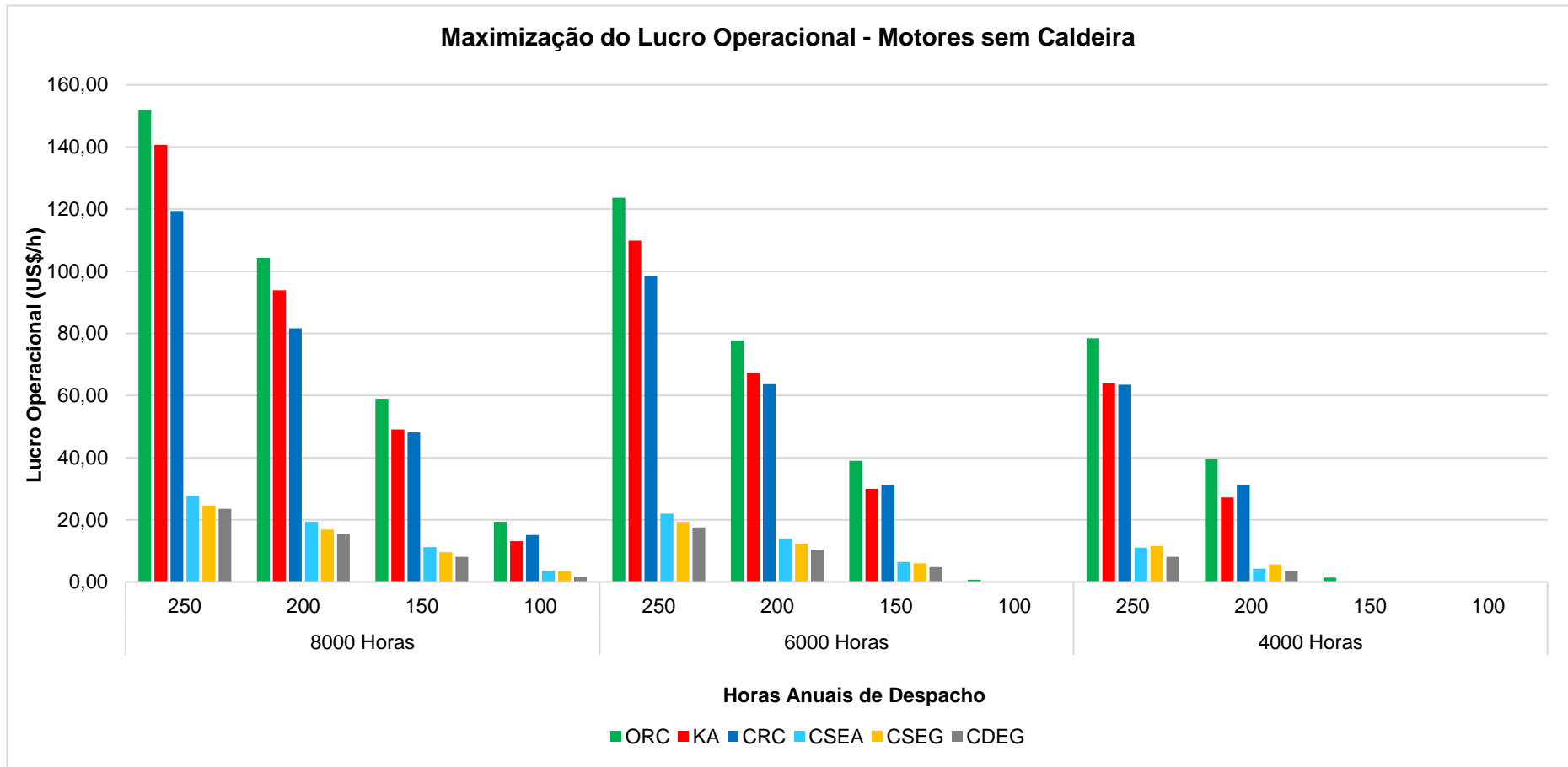
De maneira análoga, a Figura 5.15 mostra que o comportamento do lucro operacional resultante da otimização da superestrutura CDEG aproveitando calor dos motores com caldeira é muito similar ao do aproveitamento dos motores sem caldeira, porém novamente com valores inferiores. Os resultados indicam que para despacho de 2000 horas, nenhum valor de CVU analisado apresenta estrutura viável. Para 4000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e 6000 horas de despacho com CVU de 100 US\$/MWh os resultados da otimização não apresentaram estrutura viável. O maior valor de lucro operacional obtido nos resultados é de 21,54 US\$/h, para 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh.

Figura 5.15 - Resultados da maximização do lucro operacional da superestrutura CSEG para motor com caldeira de recuperação.



Uma comparação entre os resultados obtidos da maximização do lucro operacional para as diferentes superestruturas pode ser vista na Figura 5.16, para aproveitamento do calor de motores sem caldeira de recuperação. Independente da combinação de horas anuais de despacho e CVU, o ORC sempre é a alternativa que apresenta o maior lucro operacional máximo. Além disso, o ORC é a única tecnologia que apresentou estrutura viável nas condições de 6000 horas com CVU de 100 US\$/MWh e 4000 horas com CVU de 150 US\$/MWh. Para altos valores de horas de despacho e CVU, o KA é a alternativa que apresenta o segundo maior lucro operacional máximo, enquanto o CRC apresenta o terceiro. No entanto, conforme os valores de CVU diminuem, para determinado valor de horas de despacho, a diferença entre o lucro operacional máximo do KA e do CRC diminui, até o ponto em que o CRC passa a ter o segundo maior lucro operacional máximo e o KA o terceiro. Esse comportamento também é observado para um determinado valor de CVU conforme as horas de despacho diminuem. A alternativa CSEA apresenta valor de lucro operacional máximo superior ao CSEG e CDEG, para todas os CVU com despacho igual ou maior que 6000 horas. Para despacho de 4000 horas, a alternativa CSEG apresenta o maior lucro operacional máximo dentre as alternativas de *Chiller*. Além disso, o CSEG sempre apresenta lucro operacional máximo superior ao CDEG.

Figura 5.16 - Comparação da maximização do lucro operacional para motores sem caldeira.

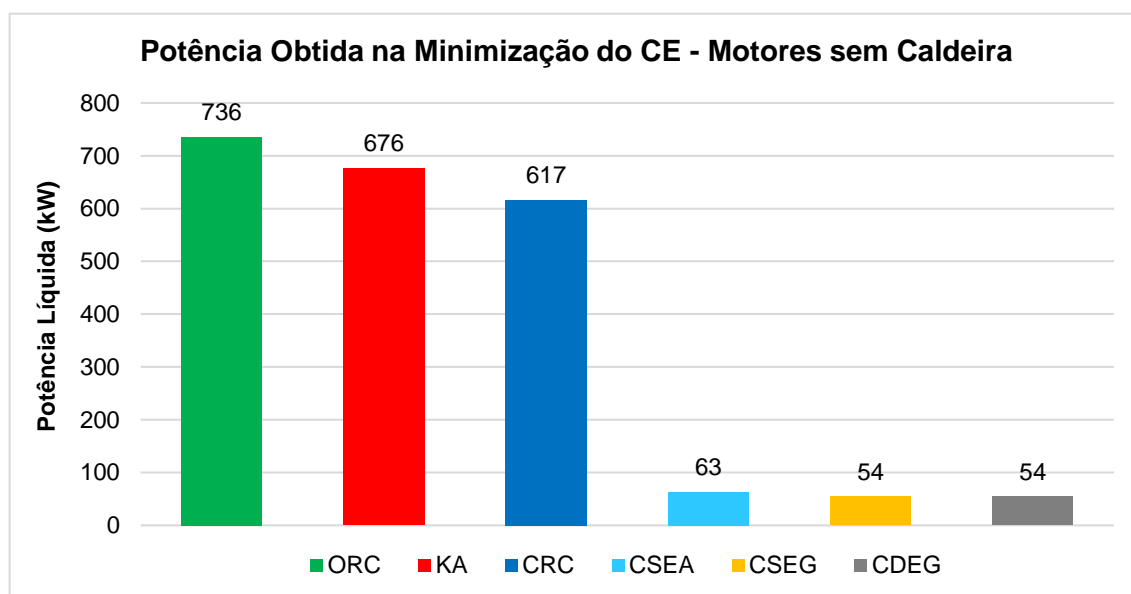


Em relação ao aproveitamento do calor nos motores com caldeira, a Figura 5.17 mostra uma comparação dos resultados obtidos na maximização do lucro operacional. Para altos valores de horas de despacho e CVU, o comportamento do ORC, KA e CRC observado na Figura 5.16 se mantém similar. Nas condições de contorno em que os ciclos de potência são viáveis, o ORC sempre apresenta maior lucro operacional máximo que o KA e CRC. No entanto, para baixo valores de CVU e horas de despacho as alternativas de

5.4. COMPARAÇÃO DAS FUNÇÕES OBJETIVO

Os resultados apresentados previamente neste capítulo evidenciaram que a escolha da função objetivo é de suma importância na otimização de superestruturas para recuperação de calor em motores. Adotando a minimização do custo específico, a alternativa CSEG apresentou o melhor resultado. Por outro lado, utilizando a maximização da potência, a otimização indica a utilização da alternativa KA. No entanto, os resultados da otimização maximizando o lucro operacional indicam o ORC como a alternativa mais indicada, para todos os valores de horas de despacho e CVU. Para fornecer uma melhor base de comparação, a Figura 5.18 apresenta os valores de potência líquida obtidos na otimização das superestruturas minimizando o custo específico como função objetivo.

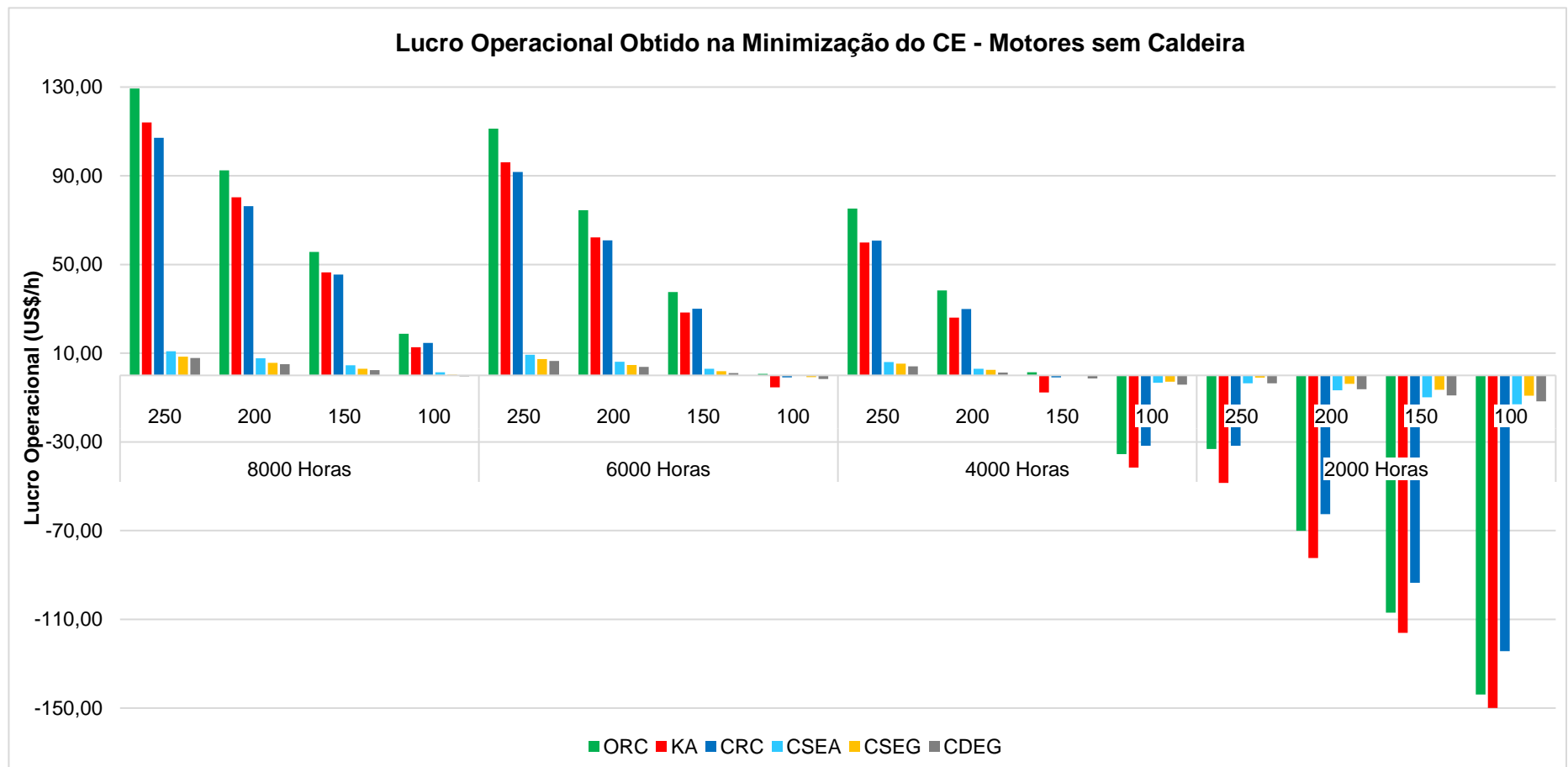
Figura 5.18 - Potência líquida resultante da minimização do custo específico para motores sem caldeira.



Estes resultados evidenciam que, apesar das alternativas de *Chillers* apresentarem os menores custos específicos minimizados, as estruturas ótimas geram potência líquida adicional muito inferiores aos ciclos de potência (em torno de 10 vezes menor). Portanto, para recuperação de calor residual em termelétricas equipadas com motores, onde a potência líquida adicional gerada é um fator relevante, a utilização apenas do custo específico como função objetivo pode levar a escolhas inadequadas quando diferentes tipos de tecnologia são comparados. A Figura 5.19 mostra uma comparação dos lucros brutos resultantes da minimização do custo específico para os diferentes valores de horas de despacho e CVU adotados.

Novamente, os resultados mostram que apesar das alternativas de *Chillers* apresentarem os menores custos específicos ótimos, os lucros brutos obtido pelas potências geradas por estas alternativas são muito inferiores aos lucros resultantes dos ciclos de potência. Assim como nos resultados obtidos pela maximização do lucro operacional, o ORC apresenta os maiores lucros brutos resultantes da minimização do custo específico, independente das condições de contorno adotadas.

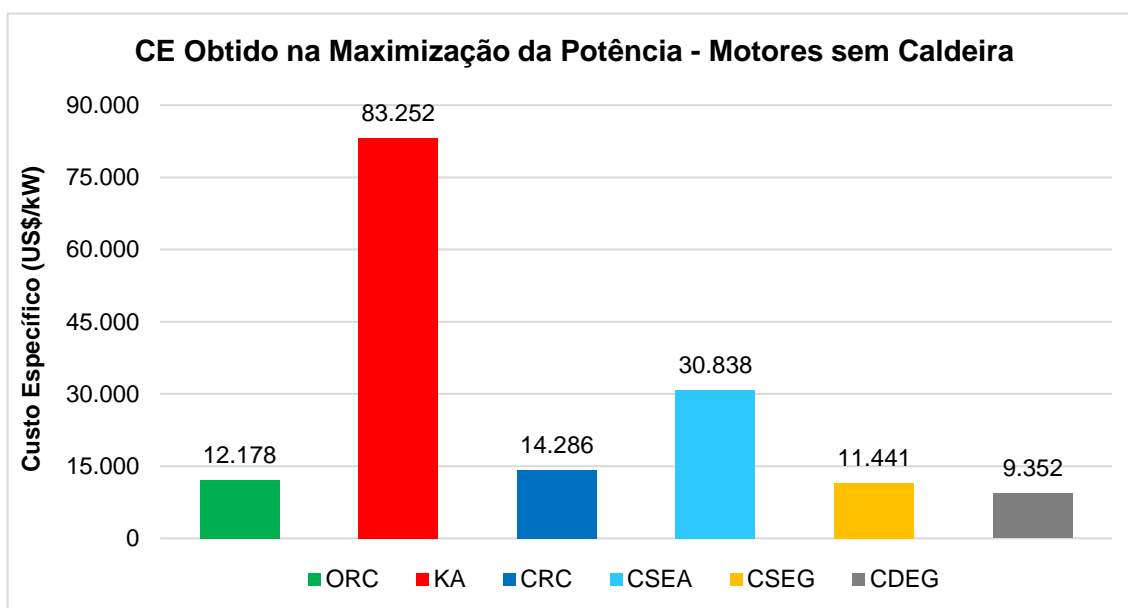
Figura 5.19 - Lucro operacional resultante da minimização do custo específico para motores sem caldeira.



É importante também ressaltar, que a minimização do custo específico não garante viabilidade econômica da estrutura ótima, conforme descrito anteriormente. A Figura 5.19 mostra que para baixos valores de horas de despacho e CVU as estruturas ótimas obtidas pela minimização do custo específico apresentam valores negativos de lucro operacional, o que implica em inviabilidade ou prejuízo econômico destas soluções.

Apesar da potência líquida adicional gerada ser extremamente importante na recuperação de calor residual de termelétricas equipadas com motores diesel, ignorar o custo envolvido na geração desta potência adicional também pode levar a resultados impraticáveis na realidade. A Figura 5.20 apresenta os custos específicos resultantes das estruturas ótimas obtidas pela maximização da potência líquida, para motores sem caldeira. Embora o KA apresente a maior potência líquida gerada, seu custo específico associado é extremamente elevado. Em geral, todas as estruturas otimizadas pela maximização da potência líquida aumentam seu custo específico associado, devido às maiores áreas dos trocadores de calor, maior capacidade de bombas e turbinas e maiores pressões dos ciclos. No entanto, as alternativas que aproveitam água de resfriamento do motor apresentam um aumento maior do custo específico, comparado às alternativas que aproveitam apenas gases de exaustão. O que é esperado, pois estas alternativas necessitam de áreas de trocadores de calor ainda maiores para recuperar calor de uma fonte de baixa exergia.

Figura 5.20 - Custo específico resultante da maximização da potência líquida para motores sem caldeira.



No caso específico do KA, a característica da mistura amônia/água apresentar mudança de fase à temperatura variável faz com que a diferença média logarítmica de temperatura nos trocadores de calor seja menor. Isto implica em áreas de trocadores de calor extremamente elevadas nas estruturas ótimas KA obtidas na maximização da potência, o que implica em custos extremamente altos. Este fato é evidenciado na Figura 5.21, que mostra os lucros brutos resultantes das estruturas ótimas obtidas maximizando a potência líquida. Os lucros brutos do KA são apresentados no eixo secundário para facilitar a visualização do gráfico, já que são muito inferiores às demais alternativas.

Maximizando a potência líquida, as alternativas CSEG e CDEG são as únicas alternativas que apresentam valores positivos de lucro operacional resultante. No entanto, são valores muito inferiores quando comparados aos resultados da maximização do lucro operacional e apenas para 8000 horas de despacho. As demais alternativas sempre apresentam lucro operacional resultante negativo. No caso específico do KA, que é a alternativa que apresentou maior potência líquida, o lucro operacional negativo resultante é em torno de 10 vezes menor que o lucro operacional resultante do ORC.

5.5. INFLUÊNCIA DA FUNÇÃO OBJETIVO E DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO

Como visto nas anteriormente, a escolha da função objetivo que melhor caracterize o problema de otimização é um fator importante na otimização termoeconômica de superestruturas para recuperação de calor residual de termelétricas equipadas com MACI. Quando diferentes tecnologias são comparadas, a escolha da função objetivo adequada tem uma influência ainda maior nos resultados.

Os resultados apresentados neste capítulo mostraram que o ORC é a alternativa mais promissora para recuperação de calor residual em termelétricas equipadas com MACI. No entanto, os resultados apresentados também mostraram que a escolha da função objetivo e as condições de contorno adotadas tem um grande impacto no resultado ótimo das superestruturas. Portanto, é importante investigar a influência da função objetivo e das condições de contorno que a termelétrica está sujeita, nos resultados das otimizações. Desta forma, será possível confirmar a função objetivo mais adequada ao problema, como ela é afetada pelas condições de contorno e, conseqüentemente, comprovar a melhor alternativa para a recuperação do calor residual da termelétrica.

Para uma análise mais detalhada da influência da função objetivo e das condições de contorno nas superestruturas, os valores dos parâmetros e os principais resultados são comparados para a alternativa ORC, para motores sem caldeira, nas Tabelas 5.1 a 5.4. Nestas tabelas, os traços (-) indicam a ausência do respectivo componente, ligado à variável em questão, na estrutura ótima. Devido ao elevado número de otimizações realizadas, os resultados para as outras alternativas são apresentados separadamente no Apêndice B. Para 8000 horas de despacho anual, a Tabela 5.1 mostra que algumas variáveis de decisão se mantêm constantes independente da função objetivo e do CVU. A temperatura de condensação do ciclo de alta se mantém em 35,5°C, enquanto a do ciclo de baixa se mantém em 34,9°C. Estas temperaturas são as mínimas possíveis para os respectivos fluidos, pois equivalem à pressão de 1 bar, que é o limite inferior adotado para a pressão mínima de condensação. A diferença de temperatura dos gases de exaustão é de 165°C para todos os casos. Esta temperatura indica que os gases de exaustão estão sendo aproveitados até a temperatura limite de 180°C (345°C - 165°C). Isso acarreta no custo adicional devido à contrapressão também ser constante em 0,803 US\$/MWh.

Tabela 5.1 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	160,6	160,6	160,6	160,6	166,3	170	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	98,8	98,8	98,8	98,8	100,9	101,4	81,5	84,3	100	100	100	100
ΔT no Regenerador (%)	86,1	86,1	86,1	86,1	91,9	93	93,2	94,5	105,1	105,1	105,1	105,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38	38	38	38	37,8	40,3	34,4	35,9	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	57,9	57,4	56,5	56,5	56,5	56,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	0	0	14,4	14,4	14,4	14,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	14,8	16,1	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	18,7	55,6	92,5	129,4	19,4	59	104,3	151,9	-158,2	-108,0	-57,7	-7,4
Investimento por Motor (US\$)	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.685.908	2.815.609	3.948.593	4.105.248	12.182.871	12.182.871	12.182.871	12.182.871
Potência Líquida Total (kW)	735,6	735,6	735,6	735,6	768,5	793,8	938,8	953,6	1000,4	1000,4	1000,4	1000,4
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	733,8	733,8	733,8	733,8	766,4	789,6	821,3	829,8	861,1	861,1	861,1	861,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	80,3	85,88	100,9	100,9	100,9	100,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,29	34,29	34,29	34,29	33,85	34,09	51,98	53,89	56,18	56,18	56,18	56,18
Potência Economizada no Radiador (kW)	36,1	36,1	36,1	36,1	36,01	38,32	89,21	91,74	94,53	94,53	94,53	94,53
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	714	714	714	714	813	925	1450	1595	8797	8797	8797	8797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	73,7	73,7	73,7	73,7	73,98	75,09	89,03	91,14	257,9	257,9	257,9	257,9
Custo Específico (US\$/kW)	3.480	3.480	3.480	3.480	3.495	3.547	4.206	4.305	12.178	12.178	12.178	12.178

Outra observação importante é que o fluido de trabalho não varia conforme as funções objetivo adotadas ou o CVU estudado, tanto para o ciclo de alta, quanto para o de baixa. Para o ciclo de alta o fluido ótimo resultante é o n-Pentano e para o ciclo de baixa é o Novec 7000. Isto significa, que para as condições adotadas na modelagem das superestruturas ORC, é possível afirmar que o fluido de trabalho ótimo é função apenas das temperaturas das fontes quente e fria e das restrições impostas. Outra variável de decisão que apresenta um padrão é a temperatura de evaporação do ciclo de alta. Na maximização da potência líquida, a temperatura de evaporação de 192,9°C é equivalente à pressão máxima permitida pelas restrições, para o fluido ótimo em questão. Na maximização do lucro operacional, para valores altos de CVU a temperatura de evaporação se aproxima da temperatura ótima obtida na maximização da potência. Conforme o valor de CVU diminui, a temperatura de evaporação também diminui e se aproxima da temperatura ótima obtida na minimização do custo específico.

Este padrão também é observado nos resultados de potência líquida total e no custo específico. Os resultados da maximização do lucro operacional possuem um comportamento intermediário aos resultados obtidos na maximização do lucro operacional e minimização do custo específico, balanceados de acordo com as condições de contorno fixadas na otimização. Considerando 8000 horas de despacho, para altos valores de CVU a potência líquida obtida na maximização do lucro operacional se aproxima da potência ótima resultante da maximização da potência líquida. Porém, conforme os valores de CVU diminuem, a potência obtida na maximização do lucro operacional se aproxima da potência ótima resultante da minimização do custo específico. Este padrão é observado analogamente ao custo específico resultante da maximização do lucro operacional. O ciclo de baixa temperatura é utilizado na estrutura ótima obtida na maximização da potência. Já na estrutura ótima resultante da minimização do custo específico, o ciclo de baixa temperatura não está presente. Para as estruturas resultantes da maximização do lucro operacional, somente para os altos valores de CVU é utilizado o ciclo de baixa temperatura aproveitando a água do motor como fonte primária.

Assim como a potência líquida e o custo específico, o valor de investimento por motor mostra que os resultados extremos são representados pela minimização do custo específico e maximização da potência líquida, enquanto as estruturas da maximização

do lucro operacional possuem valores intermediários. Estes investimentos estão diretamente ligados às áreas de troca térmica resultantes. Os valores totais das áreas para a estrutura obtida maximizando a potência líquida são muito superiores às obtidas pelas outras funções objetivo. Comparando com a área total de troca térmica resultante da estrutura minimizando o custo específico, o valor da área maximizando a potência líquida é 10 vezes superior. Isto acarreta na estrutura ótima obtida na maximização da potência apresentar um investimento em torno de 5 vezes superior ao da estrutura obtida na minimização do custo específico. Pela Tabela 5.1, para as melhores condições de contorno (8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh), percebe-se que a estrutura resultante da maximização da potência comparada à estrutura ótima da maximização do lucro operacional possui uma potência líquida em torno de 5% maior. No entanto, como consequência da extensa área de troca térmica necessária para esta potência adicional, o investimento é em torno de 200% superior, o que inviabiliza esta estrutura para este valor de CVU.

A Tabela 5.2 mostra que os comportamentos citados se repetem para 6000 horas de despacho. As variáveis de decisão fluido, temperatura de condensação, diferença de temperatura dos gases de exaustão e custo adicional com combustível se mantêm constantes e iguais às obtidas para 8000 horas. Novamente, conforme o valor de CVU diminui, o lucro operacional, potência líquida e custo específico obtidos na maximização do lucro operacional se aproximam dos resultados da minimização do custo específico. No entanto, nunca são inferiores aos obtidos na minimização do custo específico. Conforme as horas de despacho diminuem ainda mais, as variáveis de decisão paramétricas da maximização do lucro operacional também começam a apresentar valores próximos aos resultantes na minimização do custo específico.

A Tabela 5.3 apresenta os resultados do ORC na maximização do lucro operacional, em motores sem caldeira, para 4000 horas de despacho. Nesta condição, para CVU de 150 US\$/MWh os valores das variáveis de decisão da maximização do lucro operacional praticamente se igualam aos valores das variáveis de decisão obtidos na minimização do custo específico. Através da Tabela 5.3 é possível também verificar que nas condições de contorno onde a estrutura resultaria em lucro operacional negativo, a otimização pela maximização do lucro operacional indica não recuperar calor dos motores. Este fato evidencia a capacidade da função objetivo lucro operacional de realizar a viabilidade econômica da estrutura de forma intrínseca.

Tabela 5.2 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	160,6	160,6	160,6	160,6	162,2	166,3	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	98,8	98,8	98,8	98,8	99,6	99,8	73,5	80	100	100	100	100
ΔT no Regenerador (%)	86,1	86,1	86,1	86,1	87,4	90,1	82,6	90,9	105,1	105,1	105,1	105,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38	38	38	38	38,2	39,6	39,2	35,7	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	57,8	56,5	56,5	56,5	56,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	-	0	14,4	14,4	14,4	14,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	14,2	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	0,7	37,6	74,4	111,3	0,7	39	77,7	123,7	-244,2	-193,9	-143,7	-93,4
Investimento por Motor (US\$)	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.589.120	2.705.413	2.997.623	3.893.409	12.182.871	12.182.871	12.182.871	12.182.871
Potência Líquida Total (kW)	735,6	735,6	735,6	735,6	744	772,6	813,4	933	1000,4	1000,4	1000,4	1000,4
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	733,8	733,8	733,8	733,8	742	769,1	810,1	819,5	861,1	861,1	861,1	861,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	0	76,63	100,9	100,9	100,9	100,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,29	34,29	34,29	34,29	34,22	34,21	33,46	51,42	56,18	56,18	56,18	56,18
Potência Economizada no Radiador (kW)	36,1	36,1	36,1	36,1	36,24	37,7	36,8	88,35	94,53	94,53	94,53	94,53
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	714	714	714	714	735	828	948	1403	8797	8797	8797	8797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	98,2	98,2	98,2	98,2	92,21	98,93	104	117,8	343,8	343,8	343,8	343,8
Custo Específico (US\$/kW)	3.480	3.480	3.480	3.480	3.480	3.502	3.685	4.173	12.178	12.178	12.178	12.178

Tabela 5.3 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	160,6	160,6	160,6	160,6	-	160,6	166,3	172	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	98,8	98,8	98,8	98,8	-	98,6	100,2	104,9	100	100	100	100
ΔT no Regenerador (%)	86,1	86,1	86,1	86,1	-	86,1	89,6	99,5	105,1	105,1	105,1	105,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38	38	38	38	-	38	40	35,7	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56,5	56,5	56,5	56,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	14,4	14,4	14,4	14,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-35,5	1,4	38,3	75,2	-	1,4	39,5	78,4	-416,2	-365,9	-315,6	-265,4
Investimento por Motor (US\$)	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.559.888	-	2.561.280	2.700.671	2.831.954	12.182.871	12.182.871	12.182.871	12.182.871
Potência Líquida Total (kW)	735,6	735,6	735,6	735,6	-	736	771,4	794,6	1000,4	1000,4	1000,4	1000,4
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	733,8	733,8	733,8	733,8	-	734,1	767,7	793,7	861,1	861,1	861,1	861,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	0	0	0	100,9	100,9	100,9	100,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,29	34,29	34,29	34,29	-	34,29	34,3	33,02	56,18	56,18	56,18	56,18
Potência Economizada no Radiador (kW)	36,1	36,1	36,1	36,1	-	36,11	38	33,96	94,53	94,53	94,53	94,53
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	714	714	714	714	-	714	824	947	8797	8797	8797	8797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	147,4	147,4	147,4	147,4	-	147,3	148,2	150,9	515,7	515,7	515,7	515,7
Custo Específico (US\$/kW)	3.480	3.480	3.480	3.480	-	3.480	3.501	3.564	12.178	12.178	12.178	12.178

Por fim, a Tabela 5.4 apresenta os resultados das estruturas ORC aproveitando calor dos motores sem caldeira para 2000 horas de despacho. Como visto nas seções anteriores, nenhuma estrutura se mostrou viável, para 2000 horas de despacho, maximizando o lucro operacional ou minimizando o custo específico.

Outro importante aspecto a ser analisado é a influência da função objetivo e das condições de contorno na estrutura ótima, ou seja, nas variáveis estruturais. As Figuras 5.22 e 5.23 apresentam estruturas ótimas para o aproveitamento de calor dos motores sem caldeira de recuperação. A Figura 5.22(a) mostra a estrutura ótima ORC para a maximização da potência líquida, onde estão presentes todos os componentes propostos pela concepção inicial da superestrutura. Já a Figura 5.22(b) apresenta a estrutura ótima ORC obtida na minimização do custo específico. Os componentes e fluxos com transparência indicam a ausência dos mesmos na estrutura ótima. Portanto, a estrutura ótima ORC para a minimização do custo específico é bem diferente da concepção inicial, eliminando todo o ciclo de baixa temperatura e o economizador do ciclo de alta temperatura.

Figura 5.22 - Estrutura ótima ORC para motores sem caldeira considerando (a). maximização da potência líquida e (b). minimização do custo específico.

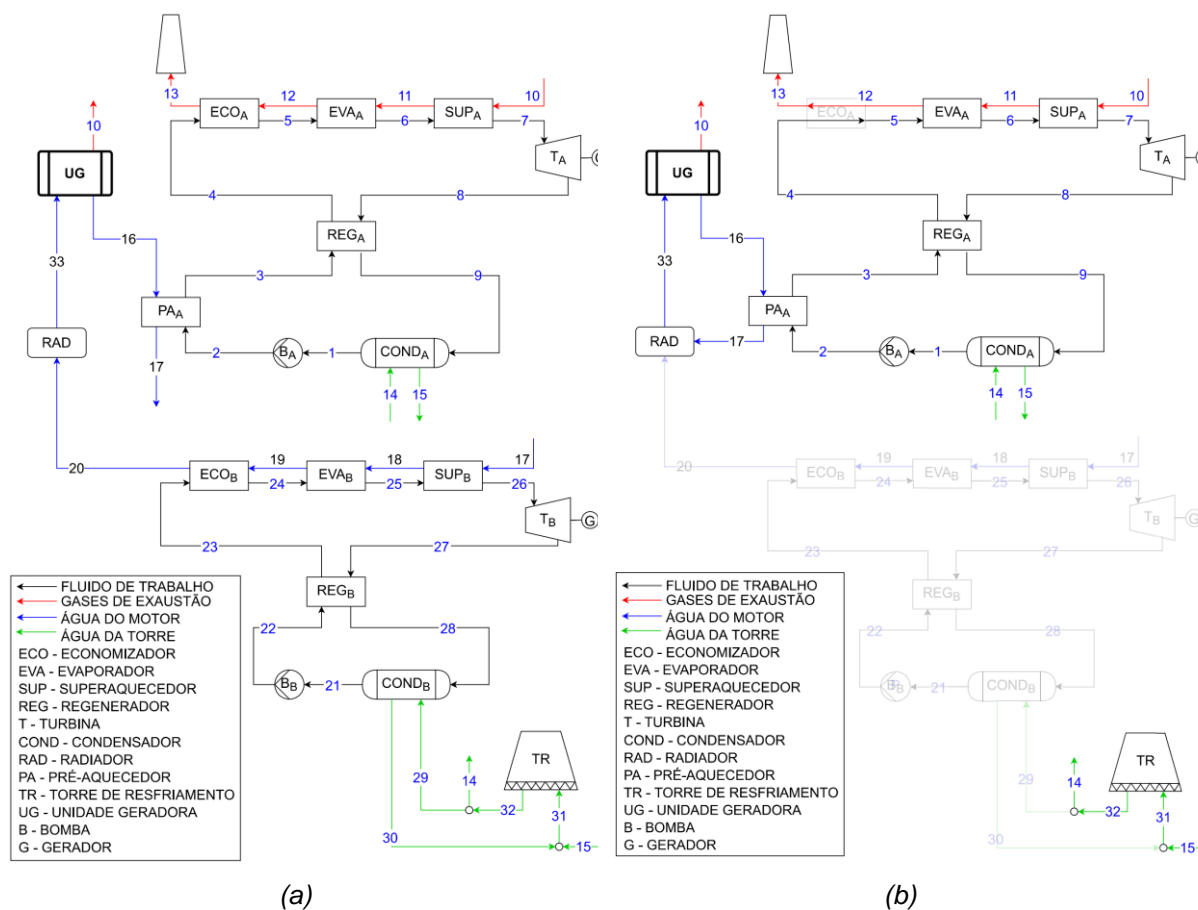
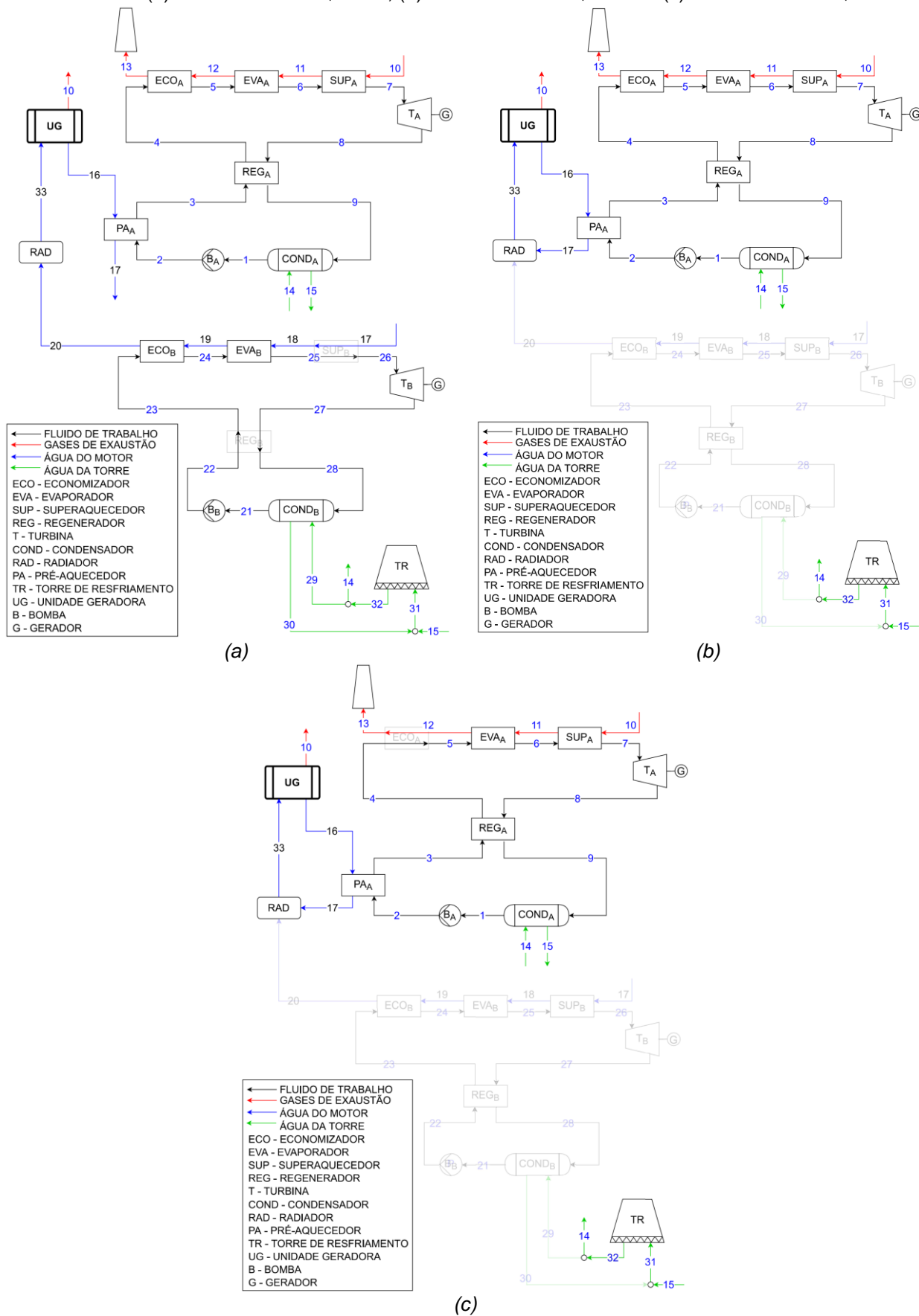


Tabela 5.4 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	160,6	160,6	160,6	160,6	-	-	-	-	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	98,8	98,8	98,8	98,8	-	-	-	-	100	100	100	100
ΔT no Regenerador (%)	86,1	86,1	86,1	86,1	-	-	-	-	105,1	105,1	105,1	105,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38	38	38	38	-	-	-	-	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	-	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56,5	56,5	56,5	56,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	14,4	14,4	14,4	14,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-143,9	-107,0	-70,1	-33,2	-	-	-	-	-932,1	-881,8	-831,6	-781,3
Investimento por Motor (US\$)	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.559.888	-	-	-	-	12.182.871	12.182.871	12.182.871	12.182.871
Potência Líquida Total (kW)	735,6	735,6	735,6	735,6	-	-	-	-	1000,4	1000,4	1000,4	1000,4
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	733,8	733,8	733,8	733,8	-	-	-	-	861,1	861,1	861,1	861,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	100,9	100,9	100,9	100,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,29	34,29	34,29	34,29	-	-	-	-	56,18	56,18	56,18	56,18
Potência Economizada no Radiador (kW)	36,1	36,1	36,1	36,1	-	-	-	-	94,53	94,53	94,53	94,53
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m ²)	714	714	714	714	-	-	-	-	8797	8797	8797	8797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	294,7	294,7	294,7	294,7	-	-	-	-	1031,4	1031,4	1031,4	1031,4
Custo Específico (US\$/kW)	3.480	3.480	3.480	3.480	-	-	-	-	12.178	12.178	12.178	12.178

A Figura 5.23 mostra algumas estruturas ótimas ORC obtidas maximizando o lucro operacional. Percebe-se que para altos valores de horas de despacho e CVU, a estrutura ótima ORC obtida maximizando o lucro operacional se aproxima da estrutura ótima ORC resultante da maximização da potência líquida. A Figura 5.23(a) apresenta a estrutura ótima para 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh, onde o superaquecedor e o regenerador do ciclo de baixa temperatura são os únicos componentes ausentes. Conforme os valores das condições de contorno se tornam menores, a estrutura ORC ótima se modifica perdendo componentes e se aproximando da estrutura ORC ótima obtida na minimização do custo específico. A Figura 5.23(b) mostra a estrutura ORC ótima para 6000 horas de despacho e CVU de 200 US\$/MWh, onde o ciclo de baixa temperatura é eliminado da estrutura. A Figura 5.23(c) ilustra a estrutura ótima ORC para 4000 horas de despacho e CVU de 150 US\$/MWh, onde a estrutura ótima obtida maximizando o lucro operacional se torna idêntica à estrutura ótima resultante da minimização do custo específico. Portanto, pode-se afirmar que a escolha da função objetivo afeta tanto as variáveis paramétricas, quanto a estrutura final obtida na otimização. Além disto, os resultados da função objetivo lucro operacional são amplamente afetados pelas condições de contorno (principalmente horas de despacho e CVU). Variáveis paramétricas e as estruturas ótimas resultantes da maximização do lucro operacional variam com as diferentes condições de contorno, apresentando valores ótimos entre uma faixa de resultados, composta de extremos dados pelos resultados da minimização do custo específico e pela maximização da potência líquida.

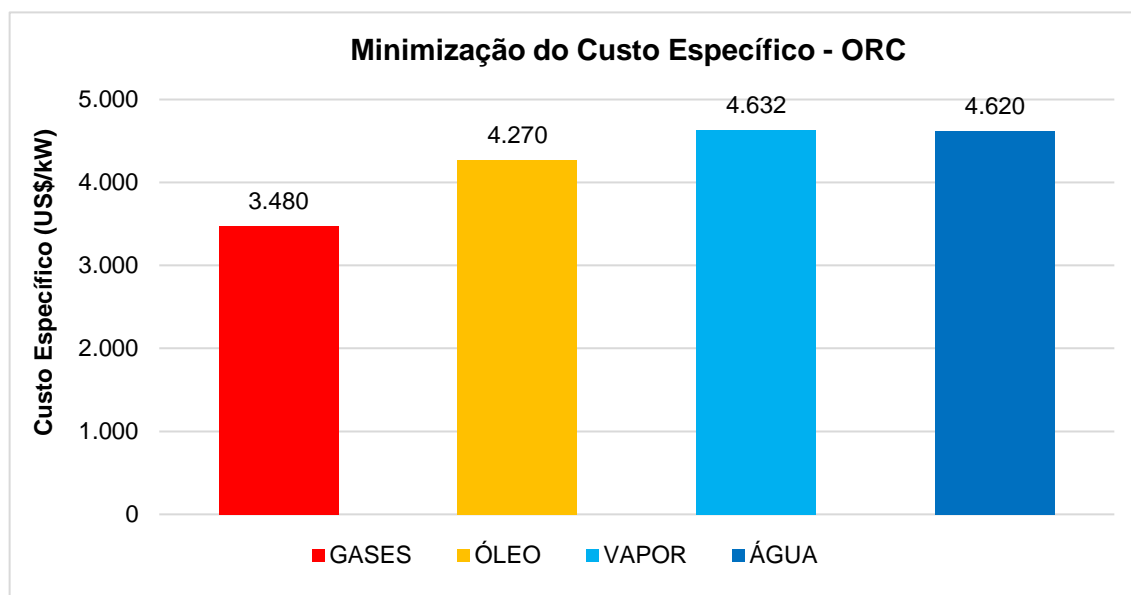
Figura 5.23 - Estrutura ótima ORC maximizando o lucro operacional em motores sem caldeira considerando (a). 8000h e 250 US\$/MWh, (b). 6000h e 200 US\$/MWh e (c). 4000h e 150 US\$/MWh.



5.6. INFLUÊNCIA DO MÉTODO DE ACOPLAMENTO NO MODELO DO ORC

Neste item, os resultados da superestrutura ORC recuperando calor direto dos gases de exaustão são comparados à recuperação utilizando circuito intermediário de troca de calor. Como descrito anteriormente, são adotados três diferentes fluidos intermediários utilizados comercialmente: óleo térmico, vapor e água pressurizada. A inserção de um circuito intermediário de troca de calor implica necessariamente na existência de trocadores de calor adicionais na estrutura ótima, o que acarreta em um custo de investimento adicional. Além disso, os fluidos intermediários descritos no Capítulo 4 apresentam temperatura abaixo da temperatura máxima dos gases de exaustão. Isto implica em uma menor temperatura termodinâmica média de adição de calor para o ciclo de alta temperatura, diminuindo assim a sua máxima eficiência possível e, conseqüentemente, sua capacidade de geração de potência adicional. Os resultados das Figuras 5.24 e 5.25 corroboram estes conceitos.

Figura 5.24 - Custo específico otimizado em função do acoplamento para a superestrutura ORC.

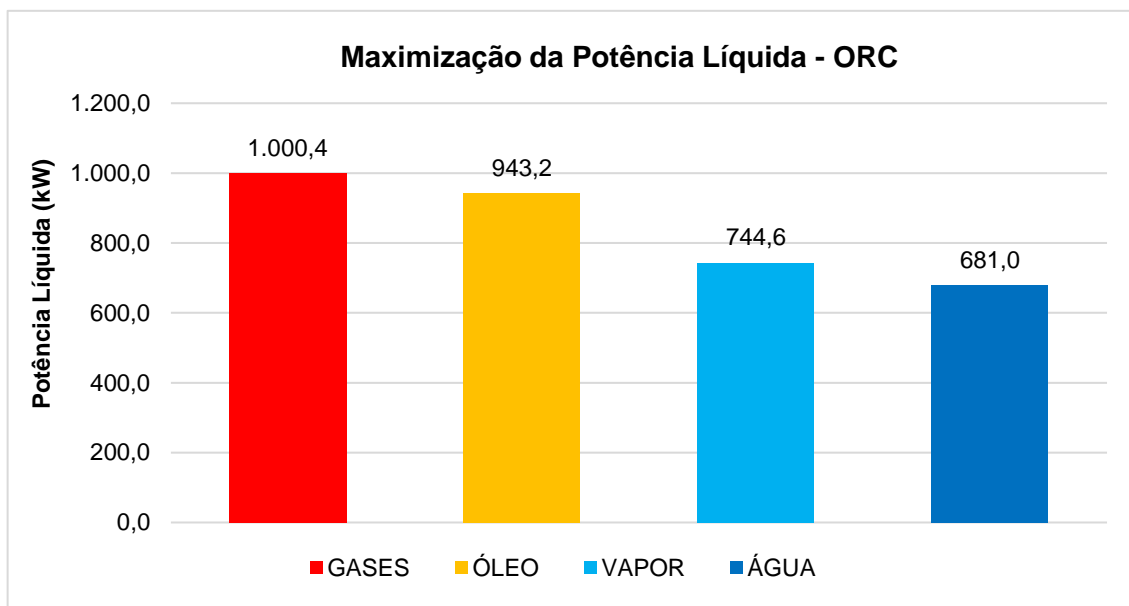


Os resultados da minimização do custo específico para a superestrutura ORC, apresentados na Figura 5.24, mostram o aumento do custo específico de investimento mínimo com a introdução do circuito intermediário. O acoplamento utilizando óleo térmico apresenta um aumento do custo específico mínimo em 22,7%, comparado com a recuperação direta dos gases. Já os fluidos intermediários vapor e água pressurizada apresentam um aumento de 33,1% e 32,7% respectivamente. Apesar da menor capacidade de geração de potência da água pressurizada, o custo específico mínimo é menor em comparação com o da superestrutura ORC utilizando

vapor. Isto se deve à menor área de troca térmica necessária dos trocadores de calor do circuito intermediário utilizando água pressurizada e, conseqüentemente, menor custo de investimento destes equipamentos. Com a exceção desta particularidade, os resultados mostram que quanto menor a temperatura média de adição de calor da fonte quente do ciclo, maior é o custo específico mínimo da estrutura ORC ótima.

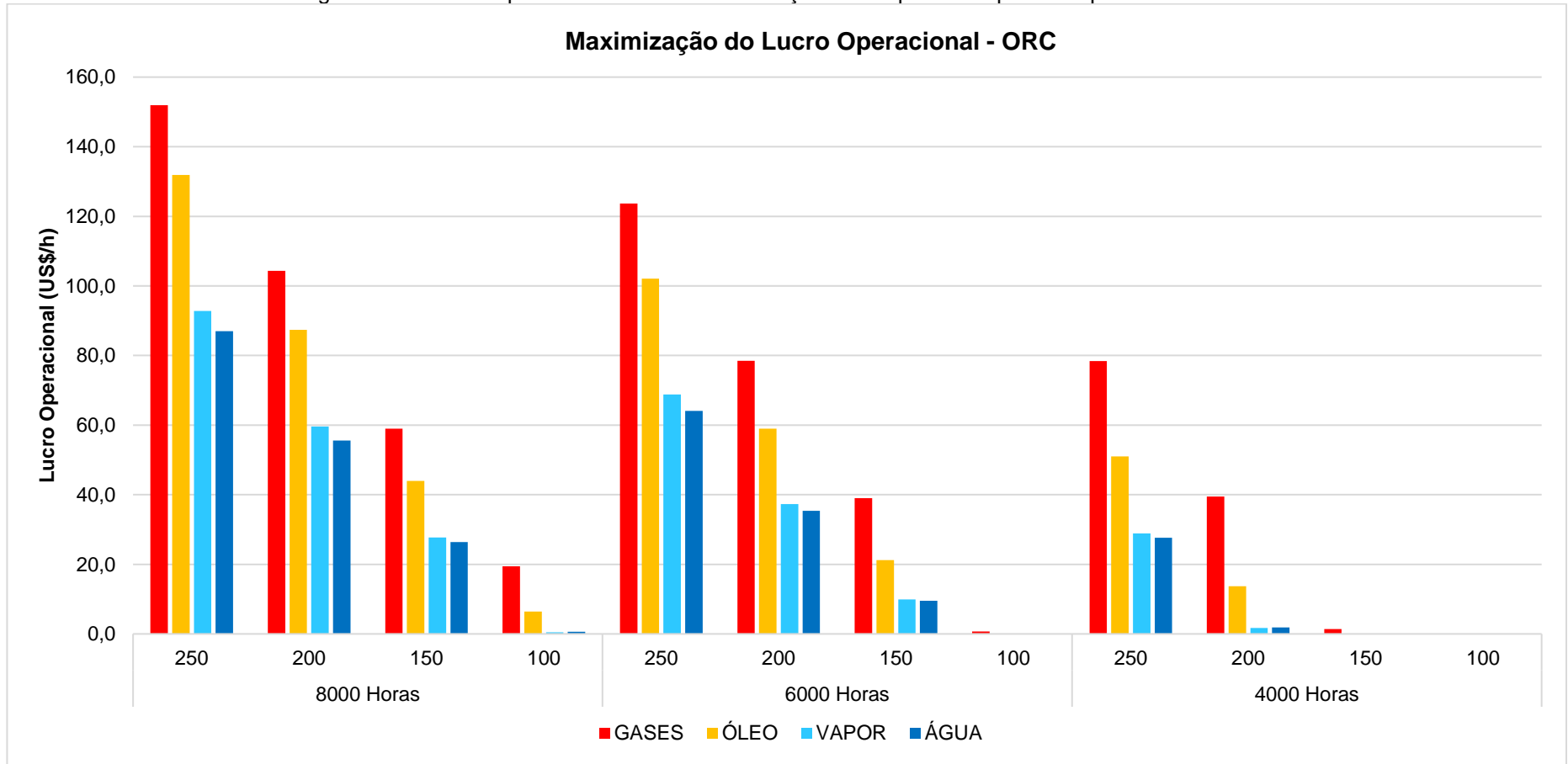
A potência líquida ótima também é influenciada pelo tipo de acoplamento. Os resultados da Figura 5.25 apresentam a redução da potência líquida máxima em função do acoplamento utilizado na superestrutura ORC. Assim como para o custo específico mínimo, o tipo de acoplamento afeta diretamente a potência máxima possível da superestrutura ORC. Quanto menor a temperatura média de adição de calor da fonte quente do ciclo, menor é a potência adicional máxima da estrutura ORC ótima. A utilização do circuito intermediário com óleo térmico acarreta em uma redução da potência líquida máxima em 5,7%, comparado com a recuperação direta dos gases, enquanto os fluidos intermediários vapor e água pressurizada apresentaram uma redução de 25,6% e 31,9% respectivamente.

Figura 5.25 - Potência líquida otimizada em função do acoplamento para a superestrutura ORC.



Em relação à maximização do lucro operacional, a influência do acoplamento é ainda mais acentuada, pois a redução da capacidade de geração e o aumento do custo são melhor contabilizados pela função objetivo, em conjunto com as condições de contorno econômicas e operacionais. Os resultados da otimização do lucro operacional para os diferentes acoplamentos, em função das condições de contorno, são apresentados na Figura 5.26.

Figura 5.26 - Lucro operacional otimizado em função do acoplamento para a superestrutura ORC.



De maneira análoga, quanto menor a temperatura média de adição de calor da fonte quente do ciclo, menor é o lucro operacional máximo da estrutura ORC ótima. No entanto, para as combinações de CVU e horas anuais de despacho mais desvantajosas, a diferença entre o lucro operacional máximo das superestruturas com acoplamento utilizando vapor e água pressurizada diminui, ao ponto de a alternativa com água pressurizada apresentar lucro operacional máximo maior nos casos de 8000 horas com CVU de

100 US\$/MWh e 4000 horas com CVU de 200 US\$/MWh. Comparado a recuperação à gases direto, a superestrutura ORC utilizando óleo térmico como fluido intermediário apresentou uma redução média nos lucros brutos ótimos de 34,4%, enquanto as superestruturas ORC utilizando os fluidos intermediários vapor e água pressurizada apresentaram uma redução média de 62,5% e 64,5% respectivamente. Conforme as condições de contorno operacionais e econômicas se tornam mais desvantajosas, a redução percentual do lucro operacional ótimo se torna ainda maior. Nos casos de 6000 horas de despacho e CVU de 100 US\$/MWh e 4000 horas e 150 US\$/MWh por exemplo, as superestruturas ORC com circuito intermediário se tornam inviáveis.

No entanto, não são somente os resultados das funções objetivo que são influenciados pelo acoplamento. As variáveis paramétricas e as estruturas ótimas das superestruturas também são afetadas. As Tabelas 5.5 a 5.7 apresentam os resultados das otimizações das superestruturas ORC, considerando 8000 horas anuais de despacho, para os acoplamentos com óleo térmico, vapor e água pressurizada, nesta ordem. Os resultados completos são apresentados no Apêndice B.

Tabela 5.5 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com óleo térmico para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	38,4	38,4	38,4	38,4	40,1	45,5	49,4	51,4	67,1	67,1	67,1	67,1
ΔT no Regenerador (%)	51,4	51,4	51,4	51,4	53,2	59,1	66	68,8	105,4	105,4	105,4	105,4
ΔT no Pré-aquecedor (%)	37,6	37,6	37,6	37,6	38,1	39,1	35,3	34,5	7,3	7,3	7,3	7,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	57,7	57,5	56	56	56	56
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	0	0	5,6	5,6	5,6	5,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	14,6	16,1	24,4	24,4	24,4	24,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	6,4	43,0	79,6	116,2	6,4	44,0	87,4	131,9	-170,0	-122,6	-75,2	-27,7
Investimento por Motor (US\$)	3.117.100	3.117.100	3.117.100	3.117.100	3.151.579	3.277.243	4.173.134	4.311.065	12.472.877	12.472.877	12.472.877	12.472.877
Potência Líquida Total (kW)	730	730	730	730	737,66	759,5	878	890,9	943,2	943,2	943,2	943,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	728,4	728,4	728,4	728,4	735,6	156,3	762,9	768,1	778	778	778	778
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	78,58	85,74	128,5	128,5	128,5	128,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,28	34,28	34,28	34,28	34,31	34,31	52,79	54,56	60,24	60,24	60,24	60,24
Potência Economizada no Radiador (kW)	35,87	35,87	35,87	35,87	36,37	37,5	89,27	91,61	96,9	96,9	96,9	96,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	1100	1100	1100	1100	1126	1233	1652	1830	9522	9522	9522	9522
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	90,39	90,39	90,39	90,39	90,44	9134	100,6	102,4	279,9	279,9	279,9	279,9
Custo Específico (US\$/kW)	4.270	4.270	4.270	4.270	4.272	4.315	4.753	4.839	13.224	13.224	13.224	13.224

Tabela 5.6 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor para 8000 horas de despacho anual.

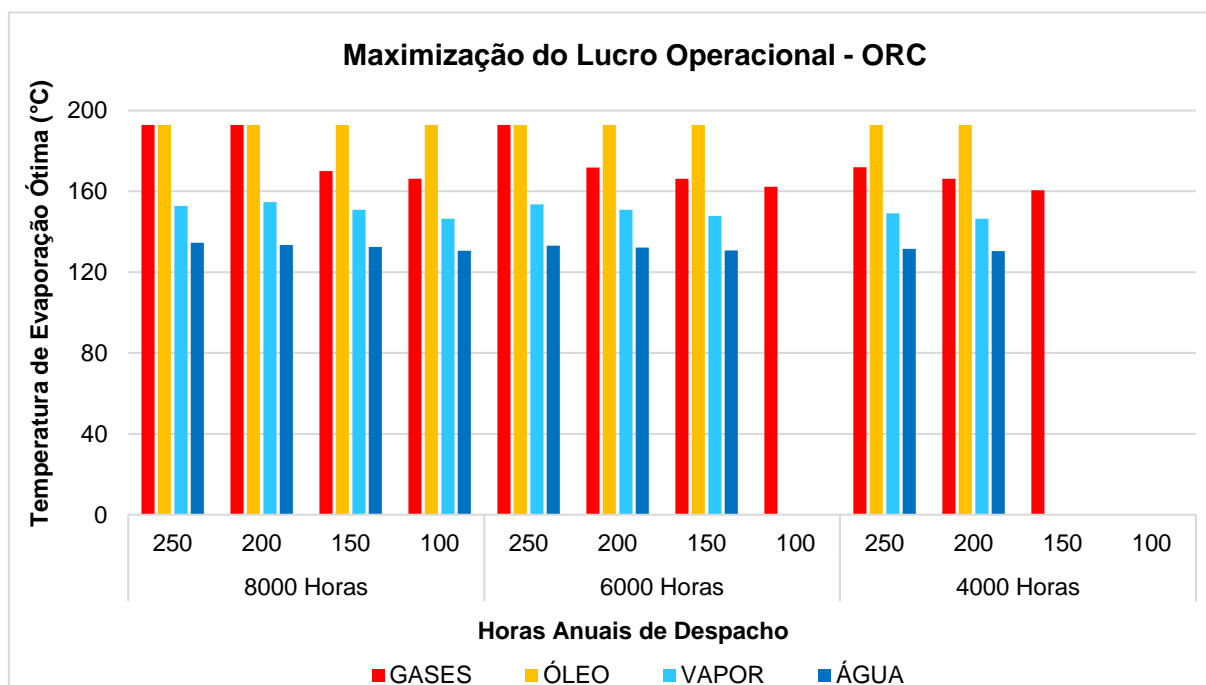
Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	146,5	146,5	146,5	146,5	146,5	150,9	154,7	152,7	163,4	163,4	163,4	163,4
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	9,2	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	0	0	1,2	22,4	34,7	34,7	34,7	34,7
ΔT no Pré-aquecedor (%)	40,2	40,2	40,2	40,2	40,2	41	40	27,2	15,4	15,4	15,4	15,4
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	57,5	57,9	56,2	56,2	56,2	56,2
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	0	0	4,7	4,7	4,7	4,7
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	13,7	17	23	23	23	23
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	0,5	27,5	54,5	81,5	0,5	27,7	59,6	92,8	-141,0	-103,5	-66,0	-28,6
Investimento por Motor (US\$)	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.554.747	3.415.597	3.836.008	10.166.768	10.166.768	10.166.768	10.166.768
Potência Líquida Total (kW)	537,9	537,9	537,9	537,9	537,9	548,7	659	694,3	744,6	744,6	744,6	744,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	534,5	534,5	534,5	534,5	534,5	544,9	552,3	567,8	589,8	589,8	589,8	589,8
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	72,93	91,93	120,6	120,6	120,6	120,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	38,16	38,16	38,16	38,16	38,16	38,13	55,93	57,32	62,5	62,5	62,5	62,5
Potência Economizada no Radiador (kW)	41,57	41,57	41,57	41,57	41,57	42	89,7	91,87	96,73	96,73	96,73	96,73
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	715	715	715	715	715	763	1158	1398	7855	7855	7855	7855
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	98,06	98,06	98,06	98,06	98,06	98,57	109,7	117	289,0	289,0	289,0	289,0
Custo Específico (US\$/kW)	4.632	4.632	4.632	4.632	4.632	4.656	5.183	5.525	13.654	13.654	13.654	13.654

Tabela 5.7 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água pressurizada para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	130	130	130	130	130,6	132,5	133,4	134,6	137,3	137,3	137,3	137,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34	34,2	34,2	34,2	34,2
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	0	0	0	0	17,1	17,1	17,1	17,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	40,5	40,5	40,5	40,5	40,7	41,5	41,8	42,3	35,3	35,3	35,3	35,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	56,9	56,5	55,7	55,7	55,7	55,7
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	0	0	5,4	5,4	5,4	5,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	13	14,5	19,4	19,4	19,4	19,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	0,6	26,1	51,7	77,2	0,6	26,4	55,6	87,0	-146,0	-111,7	-77,5	-43,2
Investimento por Motor (US\$)	2.350.309	2.350.309	2.350.309	2.350.309	2.361.331	2.406.931	3.201.159	3.316.105	10.097.569	10.097.569	10.097.569	10.097.569
Potência Líquida Total (kW)	508,8	508,8	508,8	508,8	511	518,4	616,2	627,1	680,2	680,2	680,2	680,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	503,1	503,1	503,1	503,1	505,1	511,9	515	519,2	546,2	546,2	546,2	546,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	67,88	74,21	100,6	100,6	100,6	100,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	39,48	39,48	39,48	39,48	39,5	39,59	56,86	58,9	63,25	63,25	63,25	63,25
Potência Economizada no Radiador (kW)	45,21	45,21	45,21	45,21	45,4	46,09	90,19	92,64	96,68	96,68	96,68	96,68
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	705	705	705	705	712	749	1114	1210	7937	7937	7937	7937
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	97,8	97,8	97,8	97,8	97,83	98,3	110	111,9	314,2	314,2	314,2	314,2
Custo Específico (US\$/kW)	4.620	4.620	4.620	4.620	4.621	4.643	5.195	5.288	14.845	14.845	14.845	14.845

Comparando os resultados apresentados pelas Tabelas 5.5 a 5.7 é possível notar que as variáveis ótimas do ciclo de baixa temperatura são pouco afetadas, pois o método de acoplamento não influencia na temperatura da fonte quente do ciclo de baixa. Além disso, as variações dos valores ótimos da variável diferença de temperatura do pré-aquecedor são pequenas entre os resultados dos diferentes tipos de acoplamento. Um ponto importante a ser notado é a escolha de um outro fluido ótimo para o acoplamento utilizando água pressurizada. Para esta alternativa, o fluido de trabalho ótimo para o ciclo de alta temperatura é o i-Pentano, evidenciando que a temperatura de adição de calor da fonte quente influencia diretamente na escolha do fluido ótimo pelo processo de otimização. Outra importante influência do método de acoplamento está nos valores das variáveis de decisão temperatura de evaporação, superaquecimento e diferença de temperatura do regenerador. Conforme a temperatura termodinâmica média de adição de calor da fonte quente diminui, estas variáveis de decisão apresentam valores ótimos menores para as estruturas ORC. Esta observação é ilustrada pelas Figuras 5.27 a 5.29.

Figura 5.27 - Temperaturas de evaporação ótimas na maximização do lucro operacional por tipo de acoplamento.

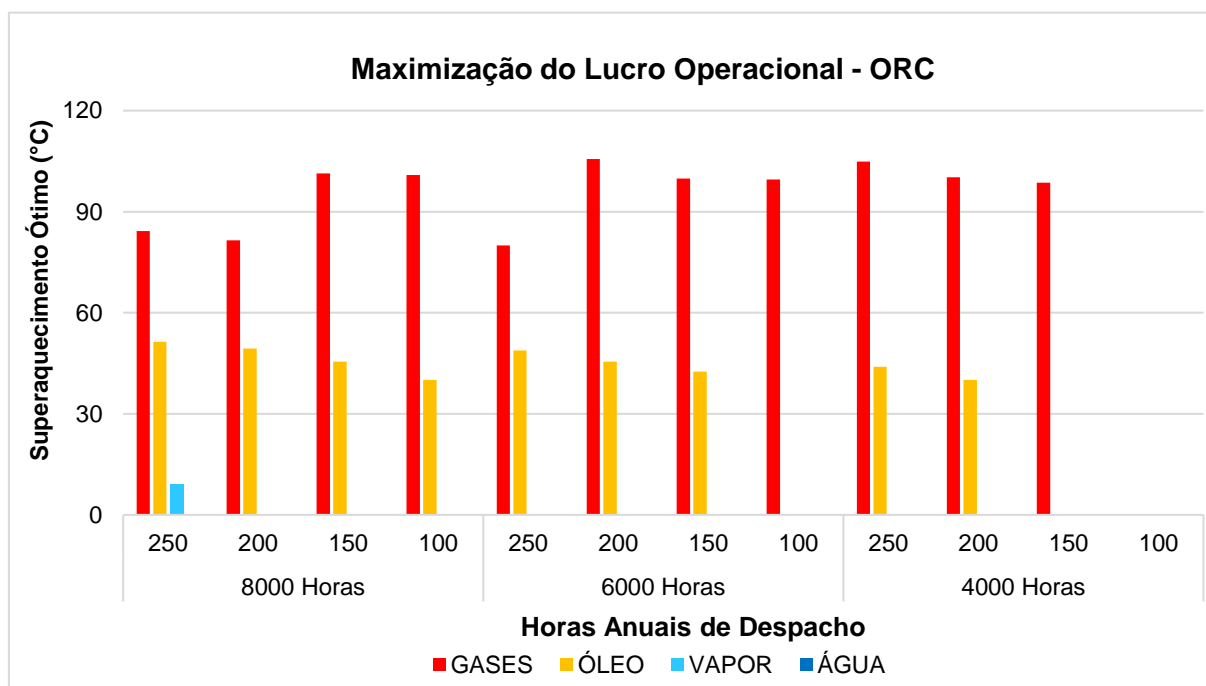


Um comportamento contraintuitivo apresentado nos resultados é a manutenção do patamar da temperatura de evaporação no acoplamento com óleo térmico. Como detalhado anteriormente, a temperatura de 192,9°C é a temperatura máxima permitida ao n-Pentano na modelagem. Na recuperação direta dos gases, essa temperatura de

evaporação é reduzida em baixas horas de despacho e CVU para eliminar o economizador da estrutura ótima. Na recuperação utilizando óleo térmico, o valor do coeficiente global de troca térmica do economizador é superior ao método de gases direto (0,5 kW/m²C em comparação com 0,1 kW/m²C dos gases direto). Isso implica em uma vantagem em manter a temperatura máxima de evaporação no método utilizando óleo térmico, mesmo que signifique manter o economizador de alta na estrutura ótima.

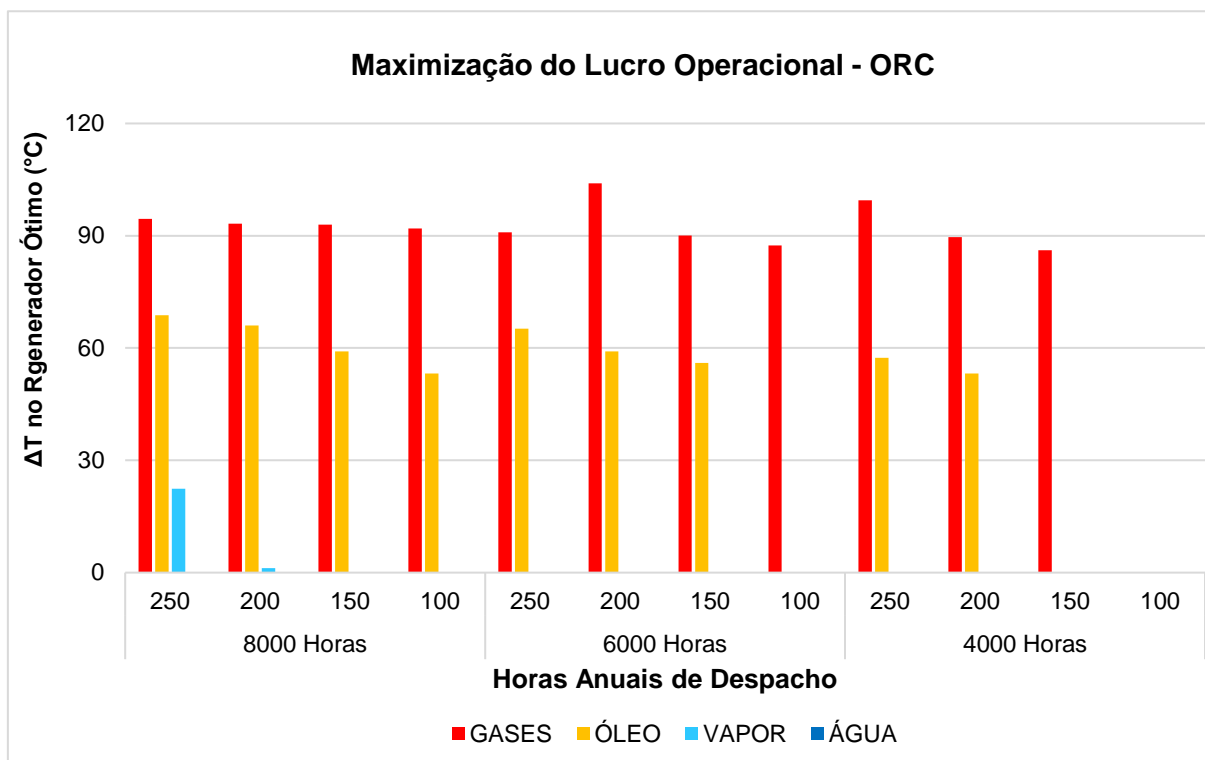
O método de acoplamento além de modificar os valores paramétricos das variáveis, modifica a síntese das estruturas ótimas. As Figuras 5.28 e 5.29 mostram que os superaquecedores e regeneradores são, na maioria dos casos, excluídos das superestruturas utilizando vapor ou água pressurizada como fluido intermediário.

Figura 5.28 - Superaquecimento ótimos na maximização do lucro operacional por tipo de acoplamento.



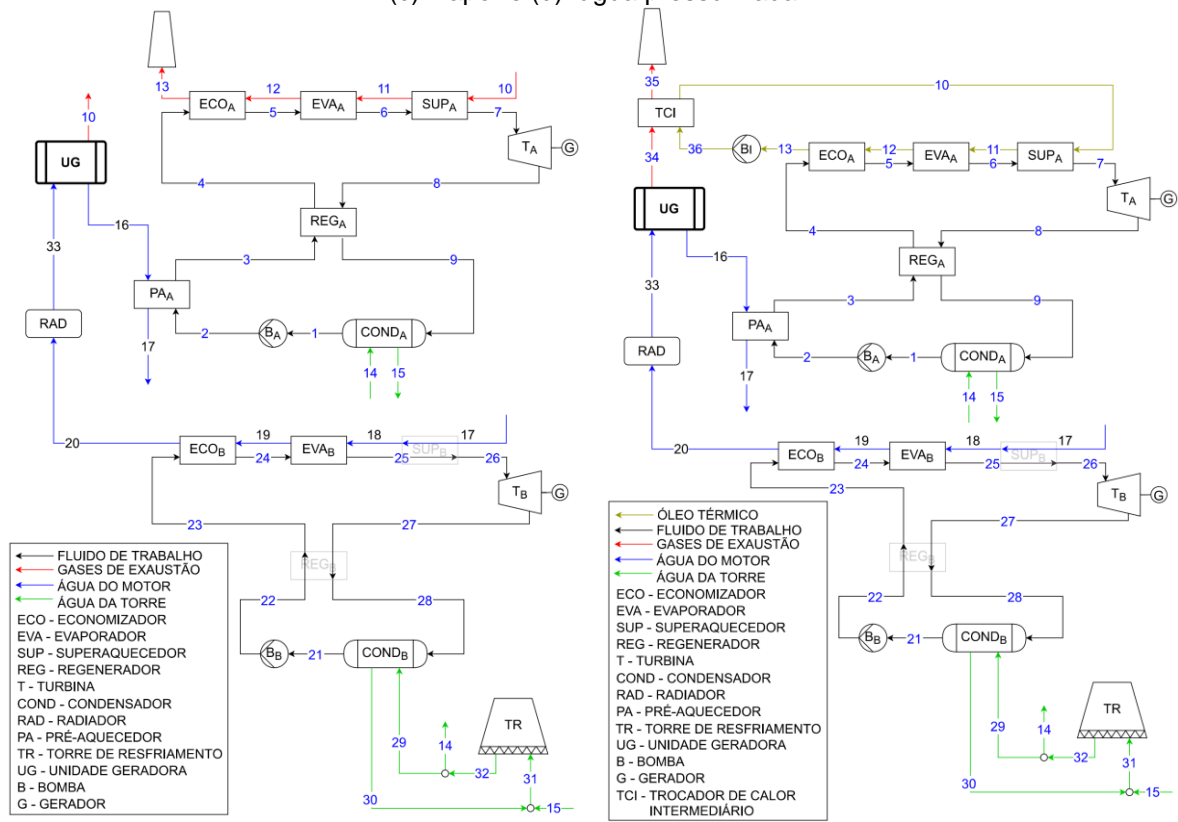
Portanto, os resultados das otimizações mostram que o método de acoplamento e o fluido intermediário utilizado, além de ter influência nos valores das funções objetivo e das variáveis de decisão paramétricas, afetam e modificam a estrutura ótima resultante. A Figura 5.30 apresenta a estrutura ótima ORC para as condições de 8000 horas anuais de despacho e CVU de 200 US\$/MWh para os diferentes métodos de acoplamento adotados, ilustrando a variação estrutural em consequência do tipo de acoplamento.

Figura 5.29 - Diferenças de temperatura ótimas no regenerador na maximização do lucro operacional, por método de acoplamento.

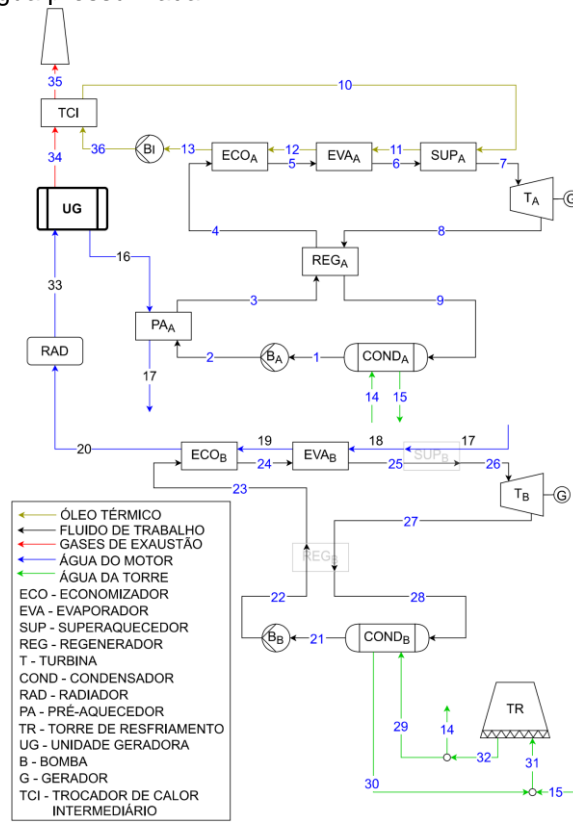


A Figura 5.30(a) apresenta a estrutura ótima ORC, para 8000 horas de despacho e CVU de 200 US\$/MWh, com a recuperação direta dos gases. A estrutura ótima para este caso não apresenta apenas o superaquecedor e regenerador do ciclo de baixa temperatura. Na Figura 5.30(b) é apresentada a estrutura ótima ORC com óleo térmico, para as mesmas condições. Neste caso, a estrutura ótima apresenta a inserção do circuito intermediário, em comparação com a Figura 5.30(a). A Figura 5.30(c), por sua vez, apresenta a estrutura ótima ORC com vapor, para as mesmas condições. Esta estrutura ótima não apresenta o superaquecedor de alta, em comparação com a estrutura utilizando óleo térmico. Por fim, a Figura 5.30(d) apresenta a estrutura ótima ORC utilizando água pressurizada. A estrutura ótima resultante não apresenta superaquecedor e regenerador de alta, comparada a estrutura utilizando óleo térmico.

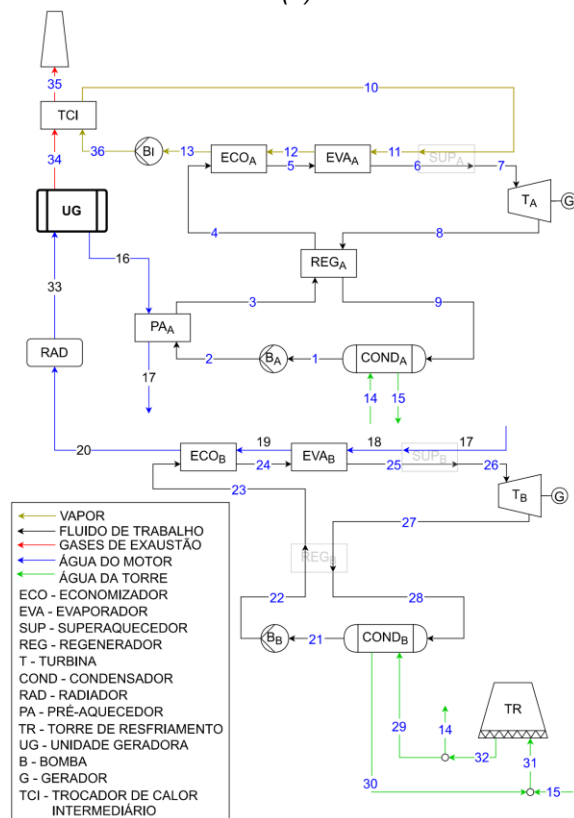
Figura 5.30 - Estrutura ótica ORC maximizando o lucro operacional para 8000h e 200 US\$/MWh considerando como método de acoplamento (a). gases direto, (b). óleo térmico, (c). vapor e (d). água pressurizada.



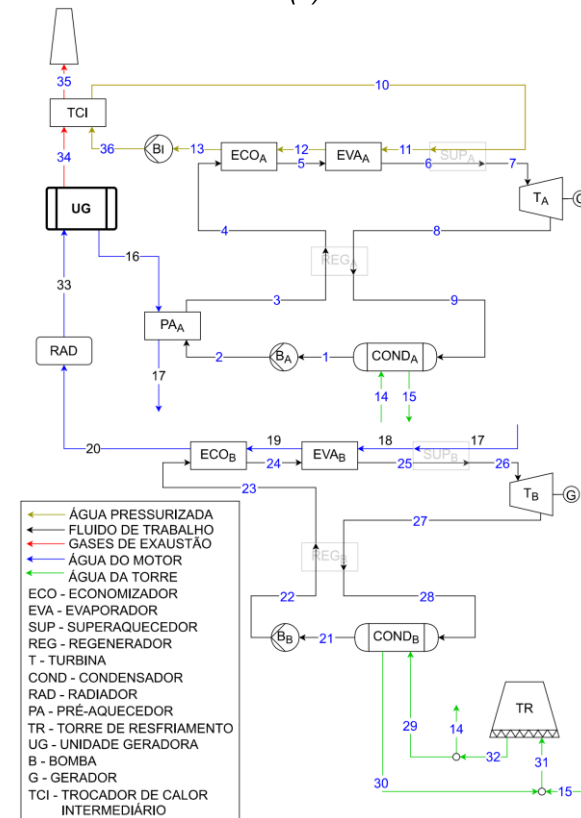
(a)



(b)



(c)



(d)

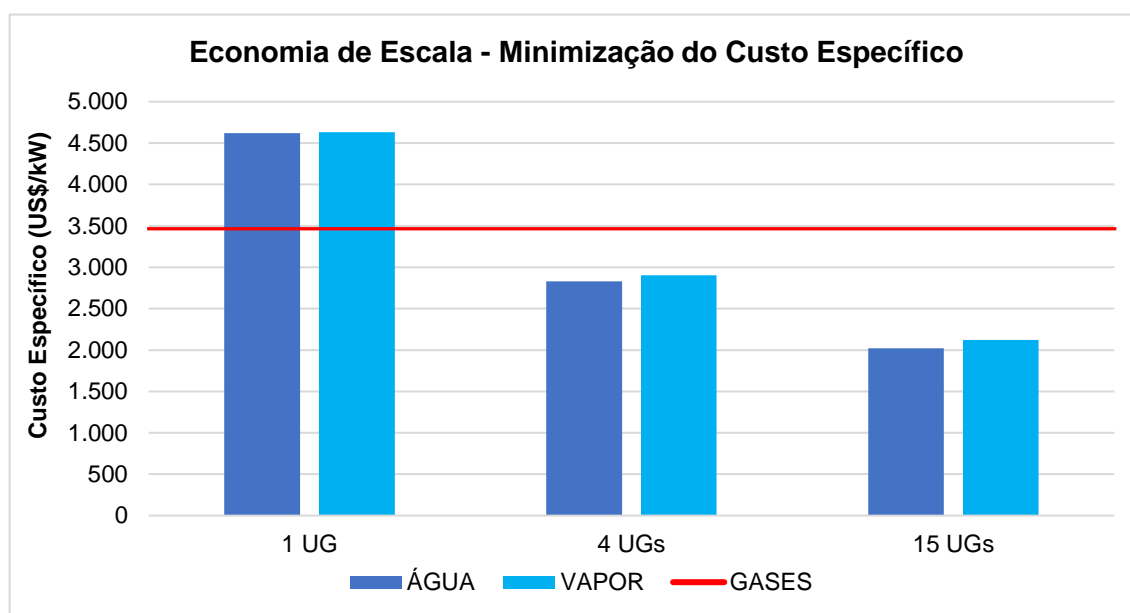
5.7. INFLUÊNCIA DA ECONOMIA DE ESCALA NO MODELO DO ORC

Os resultados apresentados no item anterior mostraram que a introdução de um circuito intermediário diminui o lucro máximo da estrutura ORC ótima, comparado ao aproveitamento direto dos gases de exaustão, principalmente para a água pressurizada e vapor. Contudo, estes fluidos intermediários possibilitam o uso de economia de escala para utilizar um único sistema ORC aproveitando o calor de um conjunto de UGs. Como descrito anteriormente, são considerados dois níveis de economia de escala: 4 UGs e 15 UGs. Porém, é importante ressaltar a aplicabilidade real dos resultados obtidos com estes níveis de economia de escala. No campo teórico, quanto maior a potência produzida no sistema em escala, menor é o custo específico. No entanto, as unidades ORC comerciais estão disponíveis para uma determinada faixa de potência, segundo Turboden (2013) de unidades produzindo menos de 1 MW até mais de 10 MW. Se os resultados apresentaram potências superiores às unidades disponíveis comercialmente, na verdade irá acontecer uma perda de escala. Contudo, os resultados obtidos nesta tese estão dentro da faixa de potência dos ORC comerciais

Os resultados da influência da economia de escala na minimização do custo específico são apresentados na Figura 5.31, comparando água e vapor como fluido intermediário. A estrutura ORC utilizando água pressurizada apresenta menor custo específico mínimo, do que a utilizando vapor, tanto para 1 UG quanto para 4 e 15 UGs. Quanto maior a economia de escala utilizada, maior a vantagem da água pressurizada em relação ao custo específico.

Como visto no item 5.6, a introdução dos circuitos intermediários de água e vapor acarretam no aumento dos custos específicos mínimos das estruturas ORC, comparados à alternativa gases direto. No entanto, ao utilizar a economia de escala, os custos específicos mínimos das estruturas ORC diminuem, ao ponto de se tornarem menores que os custos específicos da alternativa gases direto. Para a economia de escala de 4 UGs, a alternativa utilizando água apresenta uma redução de 38,8% no custo específico mínimo e a alternativa utilizando vapor uma redução de 37,3%. Para a economia de escala utilizando 15 UGs, a alternativa utilizando água apresenta uma redução de 56,3% no custo específico mínimo e a alternativa com vapor uma redução de 54,2%.

Figura 5.31 - Comparação da economia de escala no custo específico mínimo.



Em relação à maximização do lucro operacional, os resultados da utilização da economia de escala, para as alternativas utilizando água e vapor, apresentam comportamento similar ao aproveitamento isolado de um motor. As Figuras 5.32 e 5.33 mostram, que para valores favoráveis das condições de contorno econômicas e operacionais, as estruturas ORC utilizando vapor como fluido intermediário apresentam lucro operacional máximo superior à alternativa utilizando água pressurizada, tanto para 4 quanto 15 UGs. Conforme as condições de contorno se tornam desfavoráveis, a vantagem da utilização do vapor diminui, ao ponto da configuração utilizando água pressurizada apresentar maior lucro operacional máximo para as menores combinações de CVU e horas anuais de despacho.

Figura 5.32 - Comparação do lucro operacional máximo dos fluidos intermediários na economia de escala de 4 UGs.

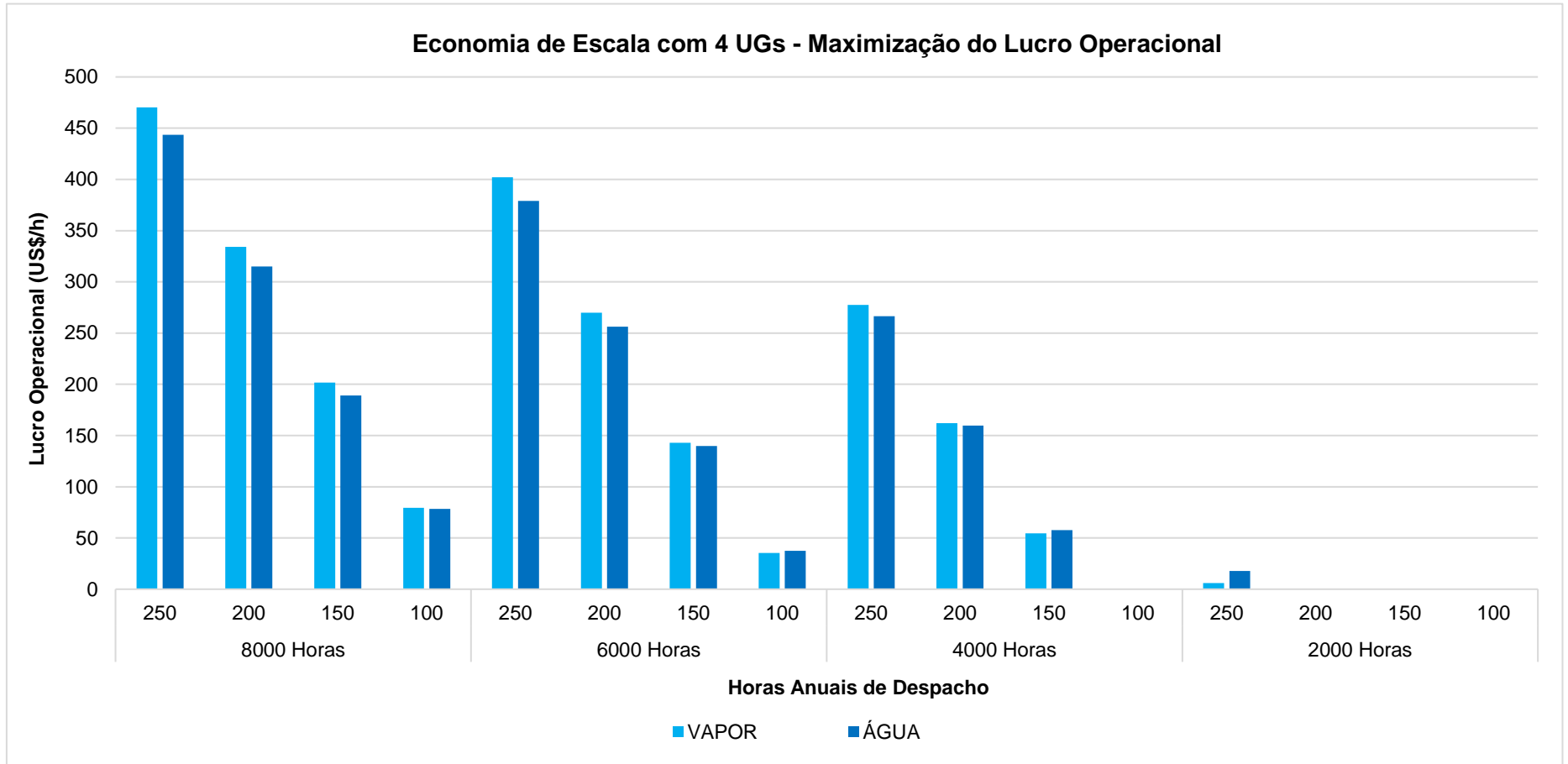
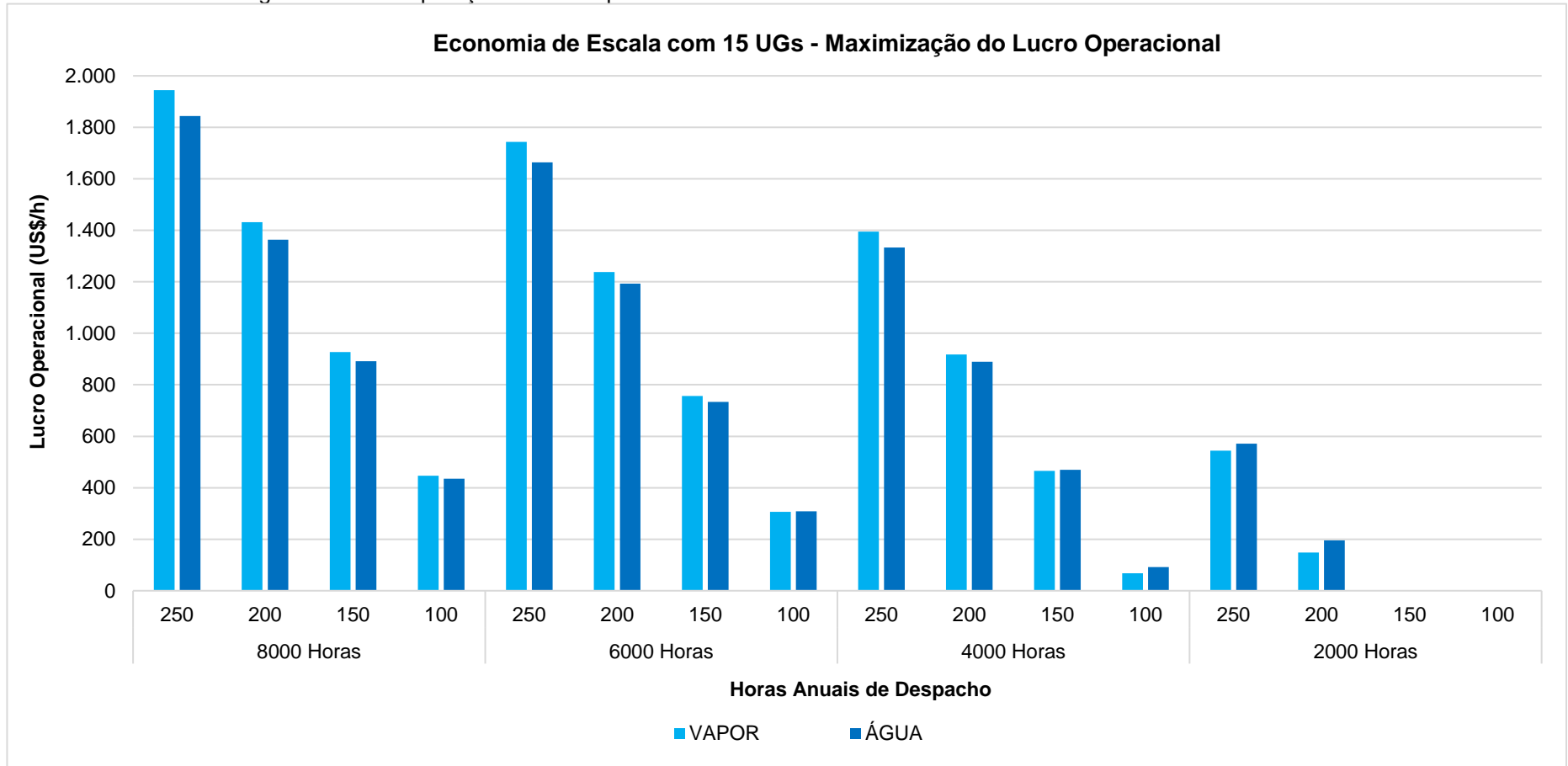


Figura 5.33 - Comparação do lucro operacional máximo dos fluidos intermediários na economia de escala de 15 UGs.



Para analisar a influência da aplicação de economia de escala na superestrutura ORC, as Figuras 5.34 e 5.35 apresentam os lucros brutos máximos por motor, para as diferentes condições de contorno. Os resultados mostram que quanto maior o nível de economia de escala, maior o lucro operacional máximo por motor obtido na otimização. Este resultado é coerente com o apresentado para a minimização do custo específico, pois quanto maior a economia de escala menor o custo específico obtido. A Figura 5.34 compara o aproveitamento dos gases direto com a utilização de circuito intermediário com água pressurizada, para as condições sem economia de escala, com economia de 4 UGs e com economia de 15 UGs. Para as melhores combinações de condições de contorno (8000 horas com CVU de 250 e 200 US\$/MWh e 6000 horas com CVU de 250 US\$/MWh), a alternativa gases direto apresenta o maior lucro operacional por motor, mesmo considerando as alternativas de economia de escala. Para as combinações médias de condições de contorno (8000 horas e CVU 150 US\$/MWh, 6000 horas e CVU de 200 e 150 US\$/MWh e 4000 horas com CVU de 250 US\$/MWh), a alternativa utilizando econômica de escala com 15 UGs apresenta lucro operacional superior à alternativa gases direto, enquanto a alternativa utilizando economia de escala com 4 UGs continua com lucro operacional máximo inferior. Para as condições de contorno desfavoráveis, as alternativas utilizando água pressurizada com economia de escala apresentam lucro operacional superior à alternativa gases direto. Além disso, para as condições de 4000 horas e CVU de 100 US\$/MWh e 2000 horas com CVU de 250 e 200 US\$/MWh, a utilização de economia de escala possibilita uma estrutura ORC viável, onde a alternativa gases direto não permite.

Figura 5.34 - Comparação do lucro operacional máximo por motor com a economia de escala utilizando água pressurizada.

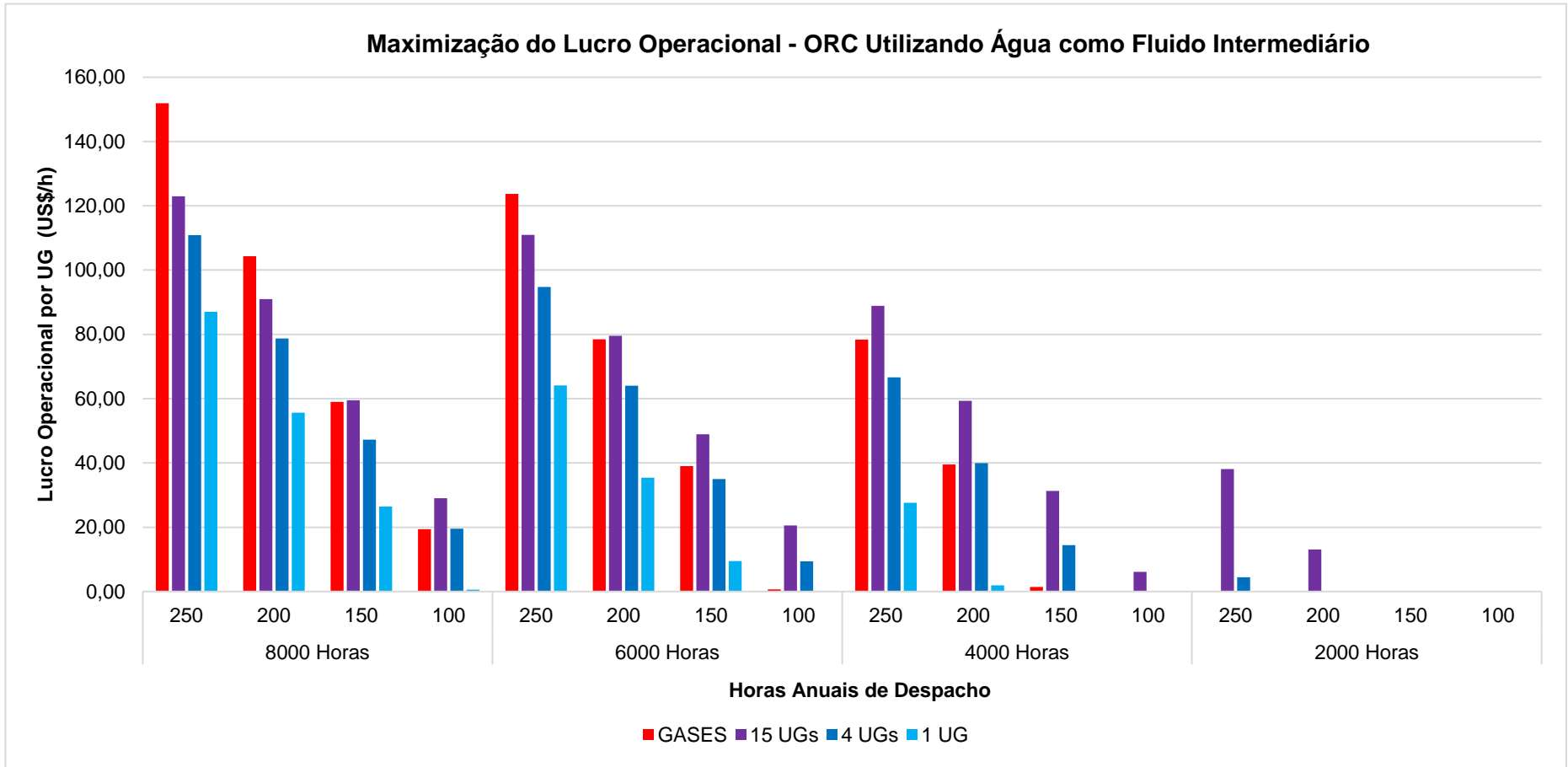
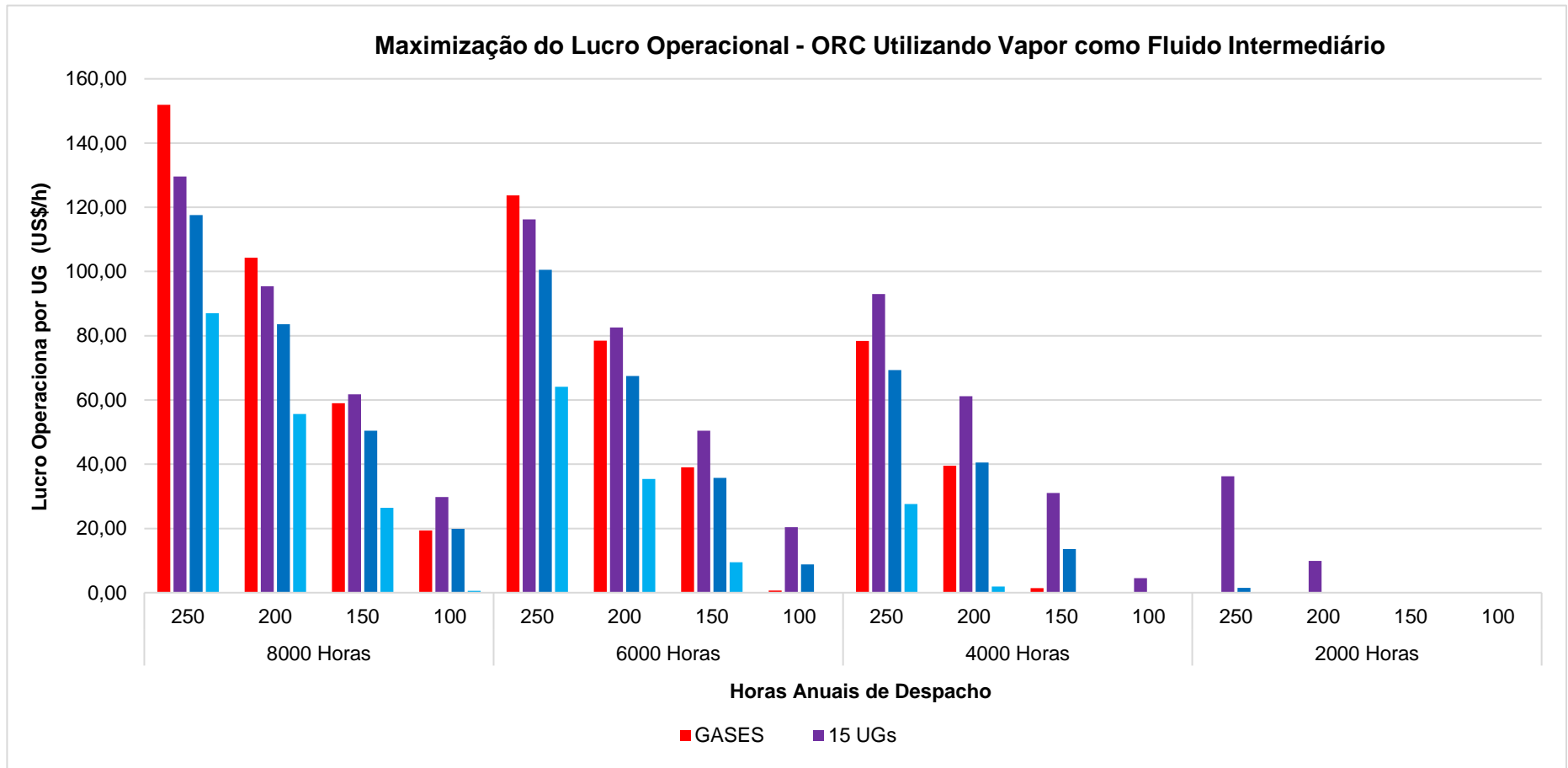


Figura 5.35 - Comparação do lucro operacional máximo por motor com a economia de escala utilizando vapor.



Analogamente, a Figura 5.35 compara o aproveitamento dos gases direto com a utilização de circuito intermediário com vapor, para as condições sem economia de escala, com economia de 4 UGs e com economia de 15 UGs. Novamente, para as melhores combinações de condições de contorno (8000 horas com CVU de 250 e 200 US\$/MWh e 6000 horas com CVU de 250 US\$/MWh),

a alternativa gases direto apresenta o maior lucro operacional por motor. Para as combinações médias de condições de contorno (8000 horas e CVU 150 US\$/MWh, 6000 horas e CVU de 200 e 150 US\$/MWh e 4000 horas com CVU de 250 US\$/MWh), a alternativa utilizando combinando 15 UGs apresenta lucro operacional por motor superior à alternativa gases direto, enquanto a alternativa combinando 4 UGs continua com lucro operacional máximo por motor inferior. Para as condições de contorno desfavoráveis, as alternativas utilizando água pressurizada com economia de escala apresentam lucro operacional superior à alternativa gases direto. Além disso, para as condições de 4000 horas e CVU de 100 US\$/MWh e 2000 horas com CVU de 250 e 200 US\$/MWh, a utilização de economia de escala possibilita uma estrutura ORC viável, onde a alternativa gases direto não permite.

As Tabelas 5.8 e 5.9 apresentam os resultados das otimizações das superestruturas ORC utilizando água pressurizada, considerando 8000 horas anuais de despacho, para as economias de escala com 4 e 15 UGs. Os resultados completos são apresentados no Apêndice B. Comparando os resultados das Tabelas 5.8 e 5.9 com os resultados da Tabela 5.7, percebe-se que a utilização da economia de escala para a superestrutura ORC com água pressurizada influencia principalmente na presença e na respectiva variação de temperatura dos regeneradores e superaquecedores. Quanto maior a economia de escala utilizada, maior o valor da diferença de temperatura nestes equipamentos. Além disso, combinações de condições de contorno onde a estrutura ótima ORC não possuía regenerador e superaquecedor, passam a utilizar estes equipamentos nas alternativas com economia de escala. A utilização do ciclo de baixa temperatura, também é amplamente influenciada pela economia de escala. No aproveitamento de calor de uma UG isoladamente, com o acoplamento utilizando água pressurizada, apenas os CVUs de 250 e 200 US\$/MW apresentavam estrutura ótima contendo o ciclo de baixa temperatura para 8000 horas de despacho. Utilizando a economia de escala de 4 UGs, a combinação 8000 horas e CVU de 150 US\$/MW apresenta uma estrutura ótima contendo o ciclo de baixa. Utilizando a economia de escala de 15 UGs, as combinações de 8000 horas e CVU de 150 e 100 US\$/MW apresentam estrutura ótima contendo ciclo de baixa temperatura. Portanto, assim como descrito para a influência do método de acoplamento, a utilização de economia de escala influencia, não somente os resultados das funções objetivo, como as variáveis paramétricas e estruturais ótimas.

Tabela 5.8 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	128,4	128,4	128,4	128,4	131,2	130,6	131,8	132,4	135,3	135,3	135,3	135,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34	34	34	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	13,7	14,1	14,5	14,7	14,7	14,7	14,7
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	0	10,4	11,6	12,8	12	12	12	12
ΔT no Pré-aquecedor (%)	39,8	39,8	39,8	39,8	41	40,7	40,7	40,4	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	58,2	57,6	57,2	54,3	54,3	54,3	54,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	0	0	0	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	11,1	13,3	14,7	18,8	18,8	18,8	18,8
Fluido	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	77,1	177,2	277,3	377,4	78,3	189,1	314,9	443,5	-431,32	-295,24	-159,16	-23,08
Investimento por Motor (US\$)	5.661.743	5.661.743	5.661.743	5.661.743	5.816.961	8.446.188	9.053.040	9.501.323	33.075.156	33.075.156	33.075.156	33.075.156
Potência Líquida Total (kW)	2002	2002	2002	2002	2046,6	2473,9	2548,7	2591,3	2721,6	2721,6	2721,6	2721,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	1992	1992	1992	1992	2032	2105	2130	2145	2218	2218	2218	2218
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	242,9	285,3	310,7	371,5	371,5	371,5	371,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	157,9	157,9	157,9	157,9	158,4	215	226,6	233,7	258	258	258	258
Potência Economizada no Radiador (kW)	188,1	188,1	188,1	188,1	192,3	361,2	379,7	388,8	409,9	409,9	409,9	409,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2718	2718	2718	2718	2870	4442	4990	5414	25.797	25.797	25.797	25.797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	59,9	59,9	59,9	59,9	60,17	72,27	75,19	77,62	257,30	257,30	257,30	257,30
Custo Específico (US\$/kW)	2.828	2.828	2.828	2.828	2.842	3.414	3.552	3.667	12.153	12.153	12.153	12.153

Tabela 5.9 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	126	126	126	126	128,7	130,1	131,2	131,8	134,7	134,7	134,7	134,7
Temperatura de Condensação (°C)	35,1	35,1	35,1	35,1	34	34	34	34	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	12,1	14,2	14,2	14,7	15,3	15,3	15,3	15,3
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	7,6	10,8	11,8	12,9	13,3	13,3	13,3	13,3
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38,3	38,3	38,3	38,3	40,5	40,4	40,3	40,1	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	56,4	56,2	56	56,1	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	9,5	9,3	8,9	8,2	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	0	0	0	0	4,6	4,6	4,6	4,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	9,7	12,9	14,5	15,4	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	404,0	767,6	1131,2	1494,8	435,1	892,0	1364,0	1844,2	-1.577,9	-1.068,5	-559,1	-49,7
Investimento por Motor (US\$)	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	2,08E+07	2,34E+07	2,51E+07	2,64E+07	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08
Potência Líquida Total (kW)	7272	7272	7272	7272	8879,2	9329,3	9538,3	9664,1	10187,5	10187,5	10187,5	10187,5
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7249	7249	7249	7249	7704	7873	7957	8012	8303	8303	8303	8303
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	729	962,5	1076	1144	1383	1383	1383	1383
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	590,7	590,7	590,7	590,7	781,4	843,2	873,9	888,9	951,3	951,3	951,3	951,3
Potência Economizada no Radiador (kW)	688,1	688,1	688,1	688,1	1301	1411	1453	1471	1527	1527	1527	1527
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	9673	9673	9673	9673	14243	16620	18174	19381	75.810	75.810	75.810	75.810
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	42,8	42,8	42,8	42,8	49,64	53,1	55,73	57,92	253,7	253,7	253,7	253,7
Custo Específico (US\$/kW)	2.021	2.021	2.021	2.021	2.345	2.508	2.633	2.736	11.985	11.985	11.985	11.985

A influência da economia de escala na estrutura ótima é ilustrada através da Figura 5.36, que apresenta a estrutura ótima ORC utilizando circuito intermediário com água pressurizada, para as condições de 6000 horas anuais de despacho e CVU de 200 US\$/MWh, considerando as diferentes economias de escala adotadas. De acordo com a Figura 5.36, para a condição de 6000 horas de despacho e CVU de 200 US\$/MWh, a utilização de economia de escala de 4 UGs permite a utilização do ciclo de baixa na estrutura ORC ótima. Com a utilização de economia de escala com 15 UGs, a estrutura ORC ótima apresenta a inserção dos superaquecedores e do regenerador do ciclo de alta temperatura.

De forma similar, as Tabelas 5.10 e 5.11 apresentam os resultados das otimizações das superestruturas ORC utilizando vapor, considerando 8000 horas anuais de despacho, para as economias de escala com 4 e 15 UGs. Os resultados completos são também apresentados no Apêndice B. Comparando os resultados das Tabelas 5.10 e 5.11 com os resultados da Tabela 5.6, novamente percebe-se que a utilização da economia de escala para a superestrutura ORC com vapor influencia principalmente na presença e na respectiva variação de temperatura dos regeneradores e superaquecedores. Analogamente aos resultados da água pressurizada, combinações de condições de contorno onde a estrutura ótima ORC não possuía regenerador e superaquecedor, passam a utilizar estes equipamentos nas alternativas com economia de escala. Novamente a utilização do ciclo de baixa temperatura é amplamente influenciada pela economia de escala. No aproveitamento de calor de uma UG isoladamente, com o acoplamento utilizando vapor, apenas os CVUs de 250 e 200 US\$/MW apresentavam estrutura ótima contendo o ciclo de baixa temperatura para 8000 horas de despacho. Utilizando a economia de escala de 4 UGs, a combinação 8000 horas e CVU de 150 US\$/MW apresenta uma estrutura ótima contendo o ciclo de baixa. Utilizando a economia de escala de 15 UGs, as combinações de 8000 horas e CVU de 150 e 100 US\$/MW apresentam estrutura ótima contendo ciclo de baixa temperatura. Mais uma vez, os resultados mostram que a utilização de economia de escala influencia, não somente os resultados das funções objetivo, como as variáveis paramétricas e a estrutura ORC ótima.

Figura 5.36 - Estrutura ótica ORC, utilizando água pressurizada, maximizando o lucro operacional para 6000h e 200 US\$/MWh com economia de escala de (a). 1 UG, (b). 4 UGs e (c). 15 UGs.

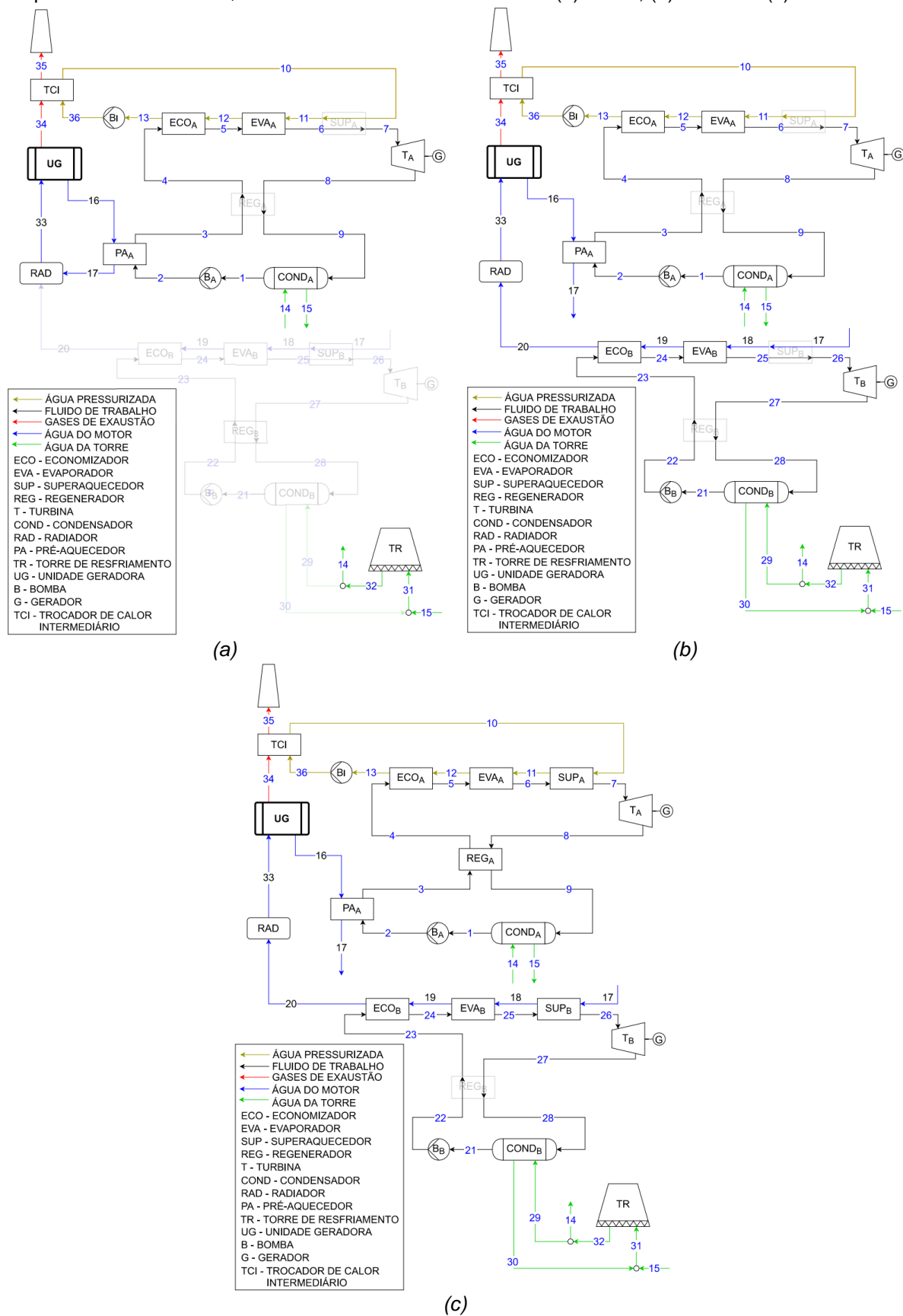


Tabela 5.10 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	141,5	141,5	141,5	141,5	145,4	149,3	151	148,2	158	158	158	158
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	12,7	11	11	11	11
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	0	4,6	6	28,6	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT no Pré-aquecedor (%)	39,7	39,7	39,7	39,7	40,9	39,2	38,6	21,5	15,1	15,1	15,1	15,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	58,6	57,9	58,6	56,1	56,1	56,1	56,1
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	0	0	0	4,8	4,8	4,8	4,8
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	11,6	14	17,6	23,1	23,1	23,1	23,1
Fluido	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	78,3	183,9	289,5	395,2	79,4	201,6	334,2	470,4	-453,3	-304,2	-155,0	-5,9
Investimento por Motor (US\$)	6.130.546	6.130.546	6.130.546	6.130.546	6.312.607	8.823.803	9.428.251	10.425.546	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07
Potência Líquida Total (kW)	2112,6	2112,6	2112,6	2112,6	2162,3	2610,5	2685	2777,4	2982,7	2982,7	2982,7	2982,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	2092	2092	2092	2092	2138	2206	2228	2229	2342	2342	2342	2342
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	257,8	302,7	391,6	484,6	484,6	484,6	484,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	153,2	153,2	153,2	153,2	153,5	212,9	224,6	288,2	250,7	250,7	250,7	250,7
Potência Economizada no Radiador (kW)	174,9	174,9	174,9	174,9	178,8	360,9	379,3	385,2	407,6	407,6	407,6	407,6
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2835	2835	2835	2835	3015	4521	5061	5939	27.235	27.235	27.235	27.235
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	61,43	61,43	61,43	61,43	61,8	71,55	74,33	79,46	250,9	250,9	250,9	250,9
Custo Específico (US\$/kW)	2.902	2.902	2.902	2.902	2.919	3.380	3.511	3.754	11.853	11.853	11.853	11.853

Tabela 5.11 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	139,5	139,5	139,5	139,5	140,4	140,4	147,9	147,9	157,3	157,3	157,3	157,3
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	11,6	13,4	10,5	12	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	11,2	15,4	20,1	25,9	38,8	38,8	38,8	38,8
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38,7	38,7	38,7	38,7	37	34,8	29	23,8	14,1	14,1	14,1	14,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	56,9	56,9	57,1	57,2	56,3	56,3	56,3	56,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	9,6	9,4	9,1	8,7	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	0	0	0	0	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	10,7	14	16,4	18	22,7	22,7	22,7	22,7
Fluido	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	418,0	808,2	1198,4	1588,6	446,5	926,7	1431,6	1944,3	-1668,4	-1109,2	-550,0	9,2
Investimento por Motor (US\$)	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	2,28E+07	2,49E+07	2,80E+07	2,96E+07	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08
Potência Líquida Total (kW)	7803,7	7803,7	7803,7	7803,7	9402,9	9767,6	10184,1	10327,3	11183,7	11183,7	11183,7	11183,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7736	7736	7736	7736	8056	8124	8339	8346	8765	8765	8765	8765
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	822,2	1074	1262	1394	1829	1829	1829	1829
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	573	573	573	573	775,4	833,2	856,6	871,3	929,8	929,8	929,8	929,8
Potência Economizada no Radiador (kW)	643,3	643,3	643,3	643,3	1303	1405	1442	1461	1522	1522	1522	1522
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	10342	10342	10342	10342	14903	16787	19620	20977	84.456	84.456	84.456	84.456
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	44,89	44,89	44,89	44,89	51,23	53,89	58,25	60,57	248,1	248,1	248,1	248,1
Custo Específico (US\$/kW)	2.120	2.120	2.120	2.120	2.420	2.546	2.752	2.861	11.722	11.722	11.722	11.722

A Figura 5.37 apresenta a estrutura ótima ORC utilizando circuito intermediário com vapor, para as condições de 8000 horas anuais de despacho e CVU de 150 US\$/MWh, considerando as diferentes economias de escala adotadas. As diferentes estruturas ótimas, novamente demonstram a influência da economia de escala nos resultados das variáveis estruturais da superestrutura ORC. Para a condição de 8000 horas de despacho e CVU de 150 US\$/MWh, a utilização de economia de escala de 4 UGs permite a utilização do ciclo de baixa e do regenerador de alta na estrutura ORC ótima. Com a utilização de economia de escala com 15 UGs, a estrutura ORC ótima apresenta a inserção dos superaquecedores de alta e de baixa temperatura.

Figura 5.37 - Estrutura ótima ORC, utilizando vapor, maximizando o lucro operacional para 8000h e 150 US\$/MWh com economia de escala de (a). 1 UG, (b). 4 UGs e (c). 15 UGs.

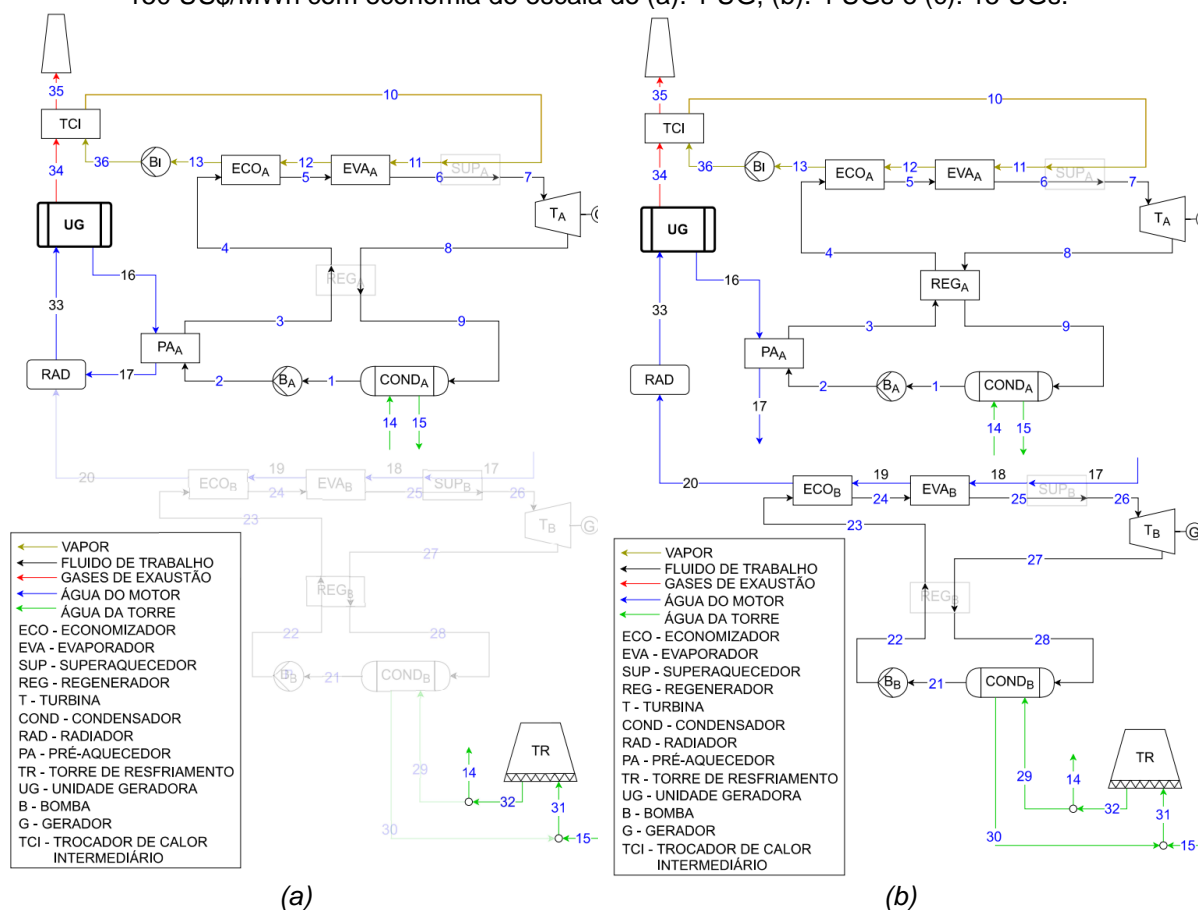
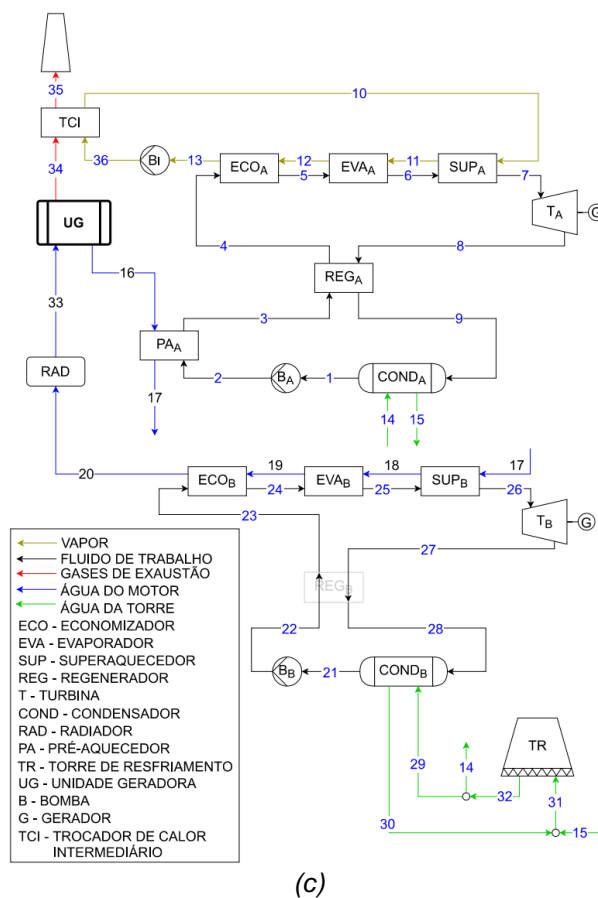


Figura 5.37 - Estrutura ótima ORC, utilizando vapor, maximizando o lucro operacional para 8000h e 150 US\$/MWh com economia de escala de (a). 1 UG, (b). 4 UGs e (c). 15 UGs. (continuação)



5.8. COMPARAÇÃO COM OS RESULTADOS ENCONTRADOS NA LITERATURA

Como visto neste capítulo, a superestrutura ORC apresentou os melhores resultados na recuperação de calor dos MACI, considerando as especificidades do cenário elétrico brasileiro. Segundo Turboden (2013), uma das maiores empresas de ORC do mundo, a recuperação de calor dos gases de exaustão de um MACI utilizando ORC tem a capacidade de gerar uma potência líquida adicional de 7 à 10%, de acordo com dados de instalações reais. Os resultados obtidos na maximização do lucro operacional da superestrutura ORC, com a recuperação direta dos gases de motores sem caldeira, apresentaram uma potência líquida adicional de 8,4 à 10,9% por motor, dependendo das condições econômicas e operacionais. Considerando as superestruturas ORC com circuito intermediário, a maximização do lucro operacional apresentou potências líquidas adicionais de 5,9 à 10,2% por motor, dependendo das condições econômicas e operacionais e do fluido intermediário utilizado. Portanto, os resultados obtidos nesta tese são compatíveis com os valores obtidos nas instalações

reais. A potência adicional acima dos 10%, obtida nesta tese, é oriunda do aproveitamento da água de resfriamento do motor também como fonte primária de calor (ciclo de baixa temperatura) e da contabilização da potência economizada nos radiadores.

Além de comparação com dados comerciais, os resultados da superestrutura ORC também podem ser comparados com outros estudos de recuperação de calor de MACI utilizando ORC, reportados na literatura e apresentados nos capítulos iniciais desta tese. Bombarda e outros (2010), compararam sistemas ORC e KA através de otimização termodinâmica, para o aproveitamento de gases de exaustão do mesmo motor estudado nesta tese. Silva e outros (2018), aplicaram otimização termodinâmica em sistemas ORC para a recuperação de calor dos gases de exaustão de MACI de uma usina termelétrica. Dumont e outros (2018) utilizaram uma metodologia de otimização termoeconômica paramétrica de um sistema de recuperação de calor residual, utilizando ORC, para o aproveitamento do calor (gases de exaustão e água de resfriamento) de uma termelétrica equipada com MACI.

Embora uma comparação com os resultados obtidos nesta tese e os resultados dos estudos mencionados anteriormente, possa ser realizada, as diferenças entre as abordagens dos estudos devem ser destacadas. O presente estudo difere da literatura referenciada em quatro conceitos principais: (1) O método de superestrutura adotado permite uma otimização estrutural e paramétrica completa e simultânea. (2) A otimização considera aspectos termodinâmicos e econômicos e a função objetiva lucro operacional é afetada por condições de contorno econômicas e operacionais da termelétrica. (3) A água de resfriamento do motor pode ser usada para pré-aquecer o fluido de trabalho no ciclo de alta temperatura (que recupera o calor dos gases de exaustão), mas também pode ser uma fonte de calor primária para o ciclo de baixa temperatura. (4) A economia de energia nos radiadores resultante do aproveitamento da água de resfriamento do motor e o aumento da contrapressão causado pelo aproveitamento dos gases de exaustão são avaliados e contabilizados na função objetivo lucro operacional.

No estudo de Bombarda e outros (2010), a otimização mostrou uma pequena vantagem na geração de potência do sistema KA. No entanto, os autores concluíram que a utilização do KA, pelo menos para fontes térmicas de médio e baixo nível de temperatura, parece não ser justificada pois o ganho de desempenho em relação a

um ORC devidamente otimizado é mínimo. Sistemas KA requerem uma pressão máxima muito maior, uma estrutura mais complexa e maiores áreas de trocadores de calor em comparação com o ORC. Os resultados da presente tese mostram que o ORC também é a melhor alternativa do ponto de vista termoeconômico, considerando as considerações adotadas. Maximizando a potência líquida, Bombarda e outros (2010), atingiram um aumento de 9% na potência, recuperando apenas gases de exaustão à uma temperatura de 345°C.

Silva e outros (2018), também estudaram o aproveitamento somente dos gases de exaustão, utilizando a potência líquida como função objetivo a ser maximizada. No entanto, a temperatura dos gases de exaustão dos motores da termelétrica (269 °C) é inferior aos dos motores estudados por Bombarda e outros (2010) e nesta tese. Os resultados mostraram aumentos de 7,2% na potência líquida gerada, utilizando ciclos supercríticos. O valor inferior da potência líquida adicional, provavelmente está relacionado à menor temperatura disponível dos gases de exaustão.

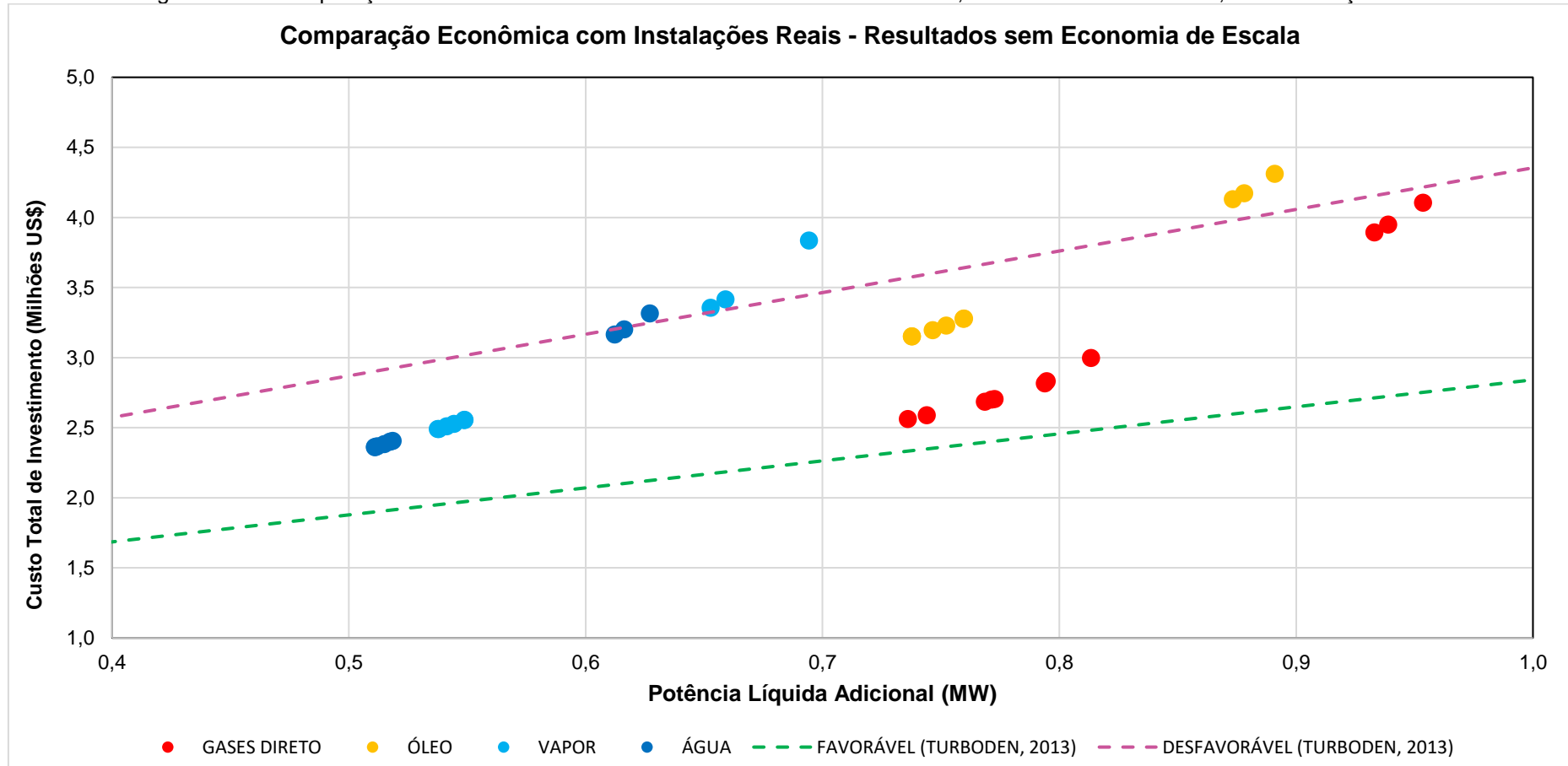
Como mencionado anteriormente, os resultados desta tese maximizando o lucro operacional para a superestrutura ORC, com a recuperação de gases direto de motores sem caldeira, apresentaram uma potência líquida adicional de 8,4 à 10,9% por motor. Estes resultados são coerentes com os estudos semelhantes mencionados acima. A otimização termoeconômica equilibra a potência líquida adicional gerada com seus respectivos custos, em vez de priorizar apenas a máxima geração de potência. Portanto, a otimização termoeconômica tende a diminuir a potência líquida ótima, quando comparado com resultados de uma pura otimização termodinâmica. Porém, o uso da água de resfriamento do motor como fonte de calor primária e a respectiva economia de energia nos radiadores resultam em um maior potencial de geração de potência.

Dumont e outros (2018), utilizaram um circuito intermediário com água pressurizada à 300 °C para o aproveitamento do calor dos gases de exaustão, em conjunto com o aproveitamento da água de resfriamento dos motores à 88 °C. As funções objetivo utilizadas foram indicadores econômicos de maximização do valor presente líquido e minimização do período de retorno do investimento. Os resultados mostraram que, para configurações aproveitando gases de exaustão e água de resfriamento do motor, sistemas ORC supercríticos permitem uma geração de potência líquida adicional de 6,6 à 7,6%.

Na presente tese, os resultados da maximização do lucro operacional para superestruturas ORC, utilizando água pressurizada como fluido intermediário, apresentaram uma potência líquida adicional de 5,8 à 7,2% por motor. No entanto, a temperatura da água pressurizada considerada nas otimizações é de 150 °C, bem inferior aos 300 °C do estudo de Dumont e outros (2018). Considerando o método de acoplamento com óleo térmico como fluido intermediário, a temperatura de entrada da fonte quente no sistema ORC (275 °C) se torna mais próxima do estudado por Dumont e outros (2018). Neste caso, os resultados da maximização do lucro operacional para superestruturas ORC apresentaram uma potência líquida adicional de 8,4 à 10,2% por motor. Portanto, os resultados obtidos nesta tese também estão coerentes quando comparados aos resultados reportados por Dumont e outros (2018), para otimizações termoeconômicas com circuito intermediário. A maior potência líquida adicional do acoplamento com óleo térmico, apresentada nos resultados dessa tese, está novamente relacionada ao uso da água de resfriamento do motor como fonte de calor primária e a respectiva economia de energia nos radiadores.

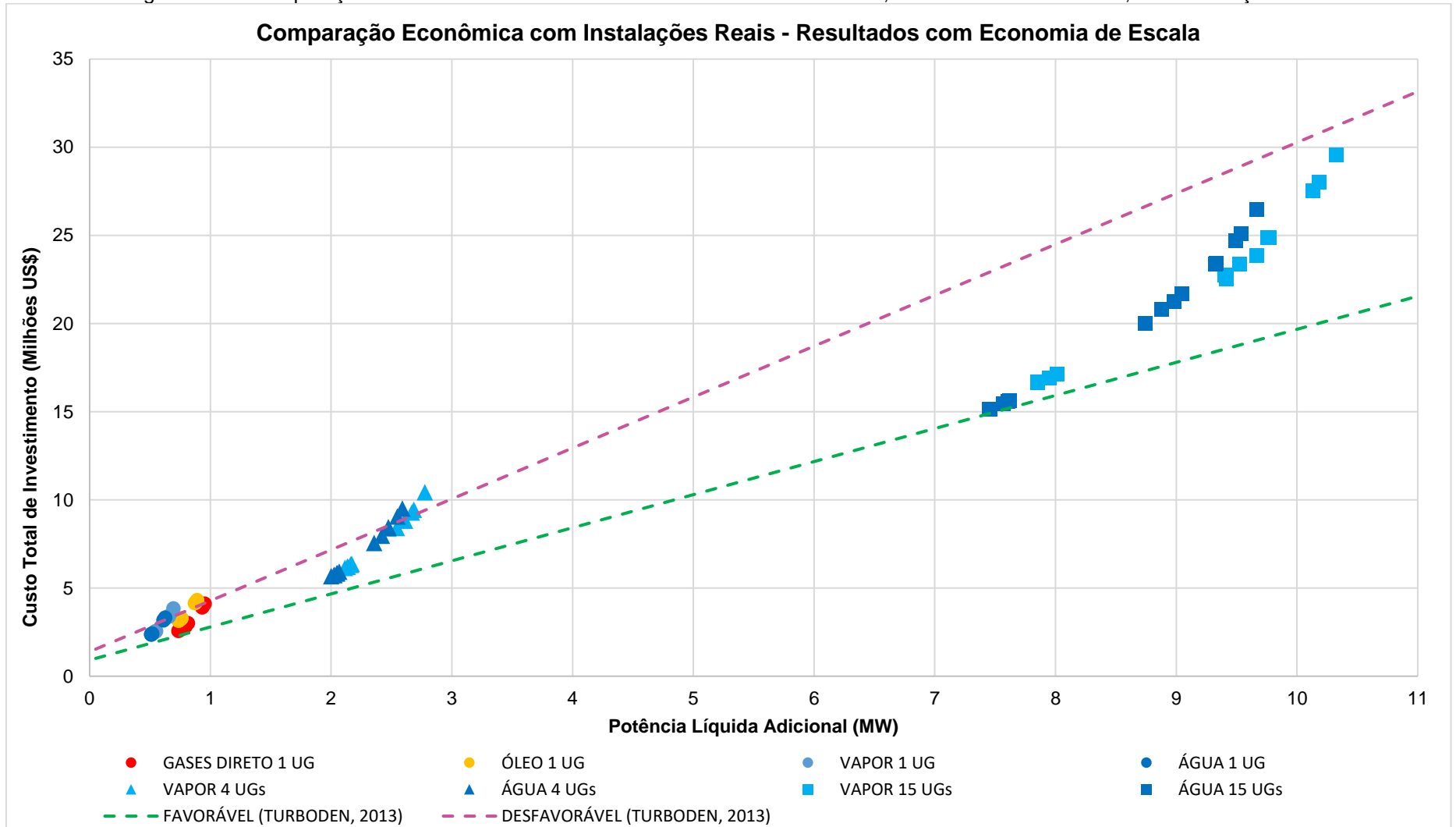
Em relação aos resultados econômicos, como não foi encontrado estudo de otimização termoeconômica completa para recuperação de calor residual de termelétricas brasileiras equipadas com MACI, qualquer comparação com os estudos citados seria inapropriada. No entanto, para comparar os custos totais de investimento obtidos nas estruturas ORC ótimas (maximizando o lucro operacional) e validar o modelo econômico utilizado, dados de custos de instalações reais foram levantados através de Turboden (2013). Estes dados foram atualizados para o ano de 2018, com a mesma metodologia utilizada nas superestruturas e são apresentados nas Figuras 5.38 e 5.39. Nestas figuras, as linhas de tendência favorável e desfavorável representam os custos totais de instalações reais em função da potência instalada, dependendo da qualidade e temperatura das fontes térmicas, localidade e outros custos indiretos. A Figura 5.38 apresenta os resultados das estruturas ótimas ORC que aproveitam o calor de apenas um motor. Os poucos pontos fora da faixa de custos reais, são relativos às estruturas ótimas ORC que apresentam ciclo de baixa temperatura, que são configurações não apresentadas nos dados reais obtidos em Turboden (2013). Como visto anteriormente, o uso do ciclo de baixa temperatura na estrutura ORC aumenta o custo específico de investimento do sistema, o que justifica a posição dos pontos representando estas estruturas na Figura 5.38.

Figura 5.38 - Comparação dos resultados econômicos das estruturas ótimas ORC, sem economia de escala, com instalações reais.



A Figura 5.39 abrange todos os resultados, incluindo a economia de escala. Novamente, os poucos pontos fora da faixa real de custos, são relativos às estruturas ótimas ORC que apresentam ciclo de baixa temperatura. Comparando os resultados obtidos nesta tese com os resultados de instalações reais levantados em Turboden (2013), as Figuras 5.38 e 5.39 evidenciam que a maioria das estruturas ótimas ORC obtidas nesta tese se enquadram dentro da faixa de custo de instalações reais.

Figura 5.39 - Comparação dos resultados econômicos das estruturas ótimas ORC, com economia de escala, com instalações reais.



6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo é apresentada a síntese dos resultados e as respectivas conclusões obtidas, as contribuições da tese e algumas sugestões para os futuros trabalhos.

6.1. SÍNTESE

Esta tese teve como objetivo o uso da metodologia de superestruturas, para a otimização termoeconômica de sistemas térmicos, visando o aproveitamento de calor de termelétricas com MACI sujeitas às particularidades do cenário elétrico brasileiro, tendo a UTE Viana como estudo de caso. Desta forma, foram desenvolvidas superestruturas para a recuperação dos gases de exaustão e da água de resfriamento dos motores Diesel Wärtsilä W20V32, considerando quatro alternativas tecnológicas: ciclo Rankine convencional (CRC), ciclo Rankine Orgânico (ORC), ciclo Kalina (KA) e *chillers* por absorção para o resfriamento do ar de admissão (ChA). Uma metodologia foi desenvolvida para contabilizar o efeito adverso da contrapressão, inerente à inserção de trocadores de calor na linha de exaustão dos motores. As otimizações foram realizadas para 16 combinações diferentes de horas anuais de despacho da termelétrica e custo variável unitário de comercialização da energia (CVU), caracterizando as especificidades e incertezas do cenário elétrico brasileiro. As modelagens foram desenvolvidas no *software* EES e as otimizações foram realizadas para diferentes funções objetivo, utilizando o método do algoritmo genético do EES.

O objetivo desta tese foi alcançado com sucesso, contribuindo com uma completa e simultânea otimização termoeconômica paramétrica e estrutural para a recuperação de calor de termelétricas equipadas com MACI, sob diferentes condições de contorno operacionais e econômicas, utilizando a metodologia de superestruturas. As respostas obtidas nas otimizações apresentaram diferentes resultados, dependendo da função objetivo utilizada, mostrando assim a importância de uma função objetivo adequada.

A alternativa de *chiller* CSEG apresentou os melhores resultados ao minimizar o custo específico, com valores de 2744 US\$/kW e 2950 US\$/kW para motores sem e com caldeira respectivamente. No entanto, a potência líquida gerada por esta estrutura ótima é em torno de 10 vezes menor do que as potências geradas pelos ciclos de

potência. Este fato implica no lucro operacional resultante dessa estrutura ótima ser, em média, cinco vezes inferior ao dos ciclos de potência. Este resultado evidencia que a utilização de *chillers* por absorção para o resfriamento do ar de admissão de MACI sem a modificação da instrumentação e de parâmetros de controle do motor, não apresenta resultados expressivos quando comparados à ciclos *bottoming* de potência, conforme encontrado na literatura.

A alternativa KA apresentou a melhor estrutura ótima ao maximizar a potência líquida, com um valor de 1058 kW para motores sem caldeira. No entanto, o alto custo de investimento obtido e seu respectivo elevado custo específico resultaram em lucros brutos negativos (inviabilidade ou prejuízo), com valores em torno de 10 vezes piores que os outros ciclos de potência.

As funções objetivo potência líquida e custo específico não contabilizaram as particularidades do cenário elétrico brasileiro que uma termelétrica está sujeita. Neste contexto, a função objetivo lucro operacional foi proposta para uma melhor abordagem desta aplicação. As incertezas do cenário brasileiro com as horas anuais de despacho e o CVU foram contabilizadas pela função objetivo e os resultados da otimização foram amplamente influenciados pelas condições de contorno operacionais e econômicas variáveis. Além disso, os resultados mostraram que a função lucro operacional atua como agente balanceador entre potência adicional gerada e custo específico. Os resultados obtidos da maximização do lucro operacional sempre estão contidos em um range constituído com extremos dados pelos resultados da minimização do custo específico e maximização da potência líquida. Para altos valores de CVU e horas de despacho, a maximização do lucro operacional prioriza a geração de potência e os resultados se aproximam dos resultados obtidos na maximização da potência. Para baixos valores de CVU e horas de despacho, a maximização do lucro operacional prioriza o custo específico e os resultados se aproximam dos resultados obtidos na minimização do custo específico. Além disso, a função lucro operacional apresenta a viabilidade econômica de forma intrínseca. Em cenários onde o lucro operacional máximo seria negativo, a otimização utilizando lucro operacional resulta na eliminação da superestrutura. Portanto, os resultados demonstraram a grande influência que a função objetivo apresenta nas respostas das otimizações, principalmente quando diferentes tipos de tecnologias são comparados.

As análises dos resultados determinam que a utilização da função objetivo lucro operacional é a mais adequada à recuperação de calor de termelétricas brasileiras.

A alternativa ORC apresentou os melhores resultados para a maximização do lucro operacional, com o maior lucro operacional máximo para todas as 16 combinações de condições de contorno, considerando a recuperação de calor de motores sem caldeira de recuperação. Portanto, os resultados e análises apresentados nesta tese indicam o ORC como a melhor alternativa para recuperação de calor residual de uma termelétrica brasileira equipada com MACI, nas condições de contorno analisadas.

A importância de uma otimização termoeconômica estrutural e paramétrica completa e simultânea, utilizando o método de superestruturas, foi evidenciada com a extensa variação da síntese e parâmetros ótimos do ORC. Os resultados mostraram que a influência da função objetivo e das diferentes condições de contorno operacionais e econômicas está presente tanto na mudança das variáveis paramétricas, como nas variáveis estruturais. Com a minimização do custo específico, o sistema ótimo ORC apresenta estrutura mais simples, com menor investimento, utilizando a água do motor apenas para pré-aquecimento. Com a maximização da potência, o sistema ótimo ORC apresenta todos os equipamentos possíveis da superestrutura, visando a máxima geração. Os sistemas ótimos ORC obtidos com a maximização do lucro operacional apresentam novamente estruturas intermediárias entre os resultados da maximização da potência e minimização do custo específico, a depender das condições de contorno. Conforme a combinação das condições de contorno se torna mais favorável, as superestruturas modificam suas configurações para aumentar a capacidade de geração.

Os resultados obtidos também demonstraram a influência dos métodos de acoplamento nas estruturas ORC ótimas. Quanto menor a temperatura do fluido intermediário, menor a capacidade de geração de potência e conseqüentemente menor o lucro operacional obtido. No entanto, para baixos valores de horas de despacho e CVU, a alternativa utilizando água pressurizada apresenta valores de lucro operacional maior quando comparada à alternativa utilizando vapor, mesmo apresentando menor temperatura de entrada no ORC, devido ao seu menor custo específico. Além da influência nos resultados das funções objetivo, os resultados mostraram que os métodos de acoplamento modificam tanto as variáveis paramétricas, como as estruturas ótimas dos sistemas ORC.

A aplicação de economia de escala, com os métodos de acoplamento utilizando água pressurizada e vapor, também tiveram influência nos resultados das otimizações. A utilização da economia de escala mostrou capaz de diminuir os custos específicos das estruturas ORC ótimas a valores menores que a recuperação direta dos gases de exaustão. Para altos valores de horas de despacho e CVU, a recuperação direta dos gases ainda apresentou maiores lucros brutos por motor quando comparados à utilização de água pressurizada ou vapor com economia de escala, devido a sua maior capacidade de geração de potência. No entanto, conforme os valores de horas de despacho e CVU diminuem, as alternativas utilizando economia de escala passam a apresentar maiores lucros brutos por motor quando comparados a recuperação direta dos gases de exaustão. De forma análoga, a utilização de economia de escala apresentou influência tanto nas variáveis paramétricas, como nas estruturais do ORC.

O estudo de caso desenvolvido especificamente para a UTE Viana mostra valores significativos de ganhos financeiros para o aproveitamento dos motores utilizando as estruturas ótimas ORC obtidas na maximização do lucro operacional. Considerando, o cenário mais otimista de 8000 horas de despacho e CVU de 250 US\$/MWh, o ORC recuperando diretamente o calor dos motores sem caldeira de recuperação de calor, apresenta uma geração de potência adicional de 953,6 kW por motor, com custo de investimento estimado em US\$ 4.105.248, propiciando um lucro operacional anual de cerca de US\$ 1.215.200 por motor. No caso de um motor com caldeira de recuperação de calor, a geração adicional é menor, cerca de 415,4 kW por motor, com investimento de US\$ 2.771.349 e lucro operacional anual de US\$ 357.600 por motor. Considerando um cenário mais realista, com despacho de 4000 horas anuais e CVU de 200 US\$/MWh, para um motor sem caldeira de recuperação, a utilização de um circuito intermediário com vapor em conjunto com a aplicação de uma economia de escala com 15 motores apresenta uma geração adicional de 627,6 kW por motor, com investimento por motor de aproximadamente US\$ 1.500.111 e um lucro operacional anual de cerca de US\$ 244.827 por motor. Ainda para estas condições mais realistas, no caso de um motor com caldeira de recuperação, os resultados da otimização não indicaram o uso de um sistema ORC. Por fim, considerando a usina como um todo, para o cenário mais otimista de 8000 horas anuais de despacho e CVU de 250 US\$/MWh, a geração de potência adicional de sistemas ORC individuais, aproveitando diretamente os gases de exaustão, seria da ordem de 16,4 MW,

representando um lucro operacional anual de US\$ 20.016.000. Este cenário representaria um aumento da capacidade de geração da usina em 9,4%, sem consumo adicional de combustível. Para o cenário mais realista de 4000 horas anuais de despacho e CVU de 200 US\$/MWh, que corresponde as condições médias do histórico da usina, a geração de potência adicional, de um sistema ORC com acoplamento utilizando vapor e economia de escala nos 15 motores sem caldeira, seria da ordem de 9,4 MW, representando um lucro operacional anual de US\$ 3.672.400. Este cenário representaria um aumento da capacidade de geração da usina em 5,4%, sem consumo adicional de combustível. Para subsidiar as análises de viabilidade econômica da implantação desses sistemas de recuperação são determinados índices econômicos dos resultados obtidos na maximização do lucro operacional, apresentados no Apêndice C.

6.2. CONTRIBUIÇÕES

Esta tese permitiu a publicação de um artigo no congresso CONEM 2016 (MORAWSKI et al., 2016), um artigo no congresso CITENEL 2017 (MORAWSKI et al., 2017a), um artigo no congresso COBEM 2017 (SCHIAFFINO et al., 2017), três artigos no congresso ECOS 2017 (MORAWSKI et al., 2017b; ARAUJO et al., 2017; RIBEIRO et al., 2017) e dois artigos no congresso ENCIT 2018 (ARAUJO et al., 2018; CHUN et al., 2018). Parte dos resultados apresentados foram publicados em revistas de alto impacto como em Chun e outros (2021) na *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* e em Morawski e outros (2021) na *Energy Conversion and Management*. Além disso, os resultados obtidos da influência da função objetivo e da influência do método de acoplamento e economia de escala serão submetidos à publicação em periódicos por meio de mais dois artigos.

Os programas e rotinas empregados na modelagem e otimização das superestruturas de aproveitamento de calor apresentadas, desenvolvidos nesta tese e implementados no *software* EES, permitiram o desenvolvimento de uma ferramenta computacional para simulações e otimizações da recuperação de calor residual dos motores da termelétrica UTE Viana. Esta ferramenta foi desenvolvida como um arquivo executável, que pode ser fornecido a usuários da empresa, para ser utilizado em qualquer computador com sistema operacional Microsoft Windows. Isto foi possível devido à uma capacidade disponível na versão profissional do *software* EES, em que

um ou mais programas desenvolvidos no EES podem ser incorporados em um programa distribuível. O propósito da ferramenta é fornecer a metodologia descrita, para usuários que não precisam compreender ou se capacitar sobre os detalhes e procedimentos do EES, o que demandaria normalmente muito tempo e esforço. O sistema desenvolvido na ferramenta permite que usuários da empresa possam realizar seus próprios estudos de simulações e otimizações em outras conjunturas econômicas, variando condições de contorno como CVU e horas anuais de despacho, além de parâmetros de entrada como valor do CEPCI, cotação do dólar, vida útil do projeto etc. Além disso, o sistema permite análises de viabilidade econômica para avaliar os resultados da otimização e, também, para cenários diferentes do ótimo. Uma descrição desta ferramenta computacional, sua interface gráfica e seus produtos é apresentada no Apêndice D.

6.3. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Enquanto o projeto de P&D citado, do qual esta tese faz parte, estava em progresso, um outro projeto de P&D (ANEEL PD-6932-0115/2015) estava sendo realizado em paralelo em outra termelétrica do mesmo grupo. Este projeto visava alterar o sistema de controle dos motores da termelétrica. Ao analisar os parâmetros internos e o desempenho dos motores, os pesquisadores perceberam que estes motores foram programados para sofrer *derating*, ou seja redução de potência, devido às altas temperaturas apresentadas no coletor de ar. Estas altas temperaturas do ar são inerentes da região, caracterizada por um clima tropical. No entanto, em horários mais frios do dia, as investigações mostraram um aumento de 5% na potência e 1% na eficiência destes motores. Com isso, os pesquisadores concluíram que o resfriamento e desumidificação do ar de admissão destes motores poderia levar ainda melhores desempenhos. Um novo P&D (ANEEL PD-06483-0318/2018), visando testar experimentalmente esta alternativa de recuperação de calor, já está sendo desenvolvido desde 2019 e parte dos resultados já foram publicados por Paula e outros (2020) e Campbell e outros (2021).

Nesta tese, os resultados apresentados para o resfriamento do ar de admissão dos motores não levaram em conta a mudança do sistema de controle do motor. Inclusive, a influência do resfriamento foi avaliada segundo normas conservadoras, por não haverem curvas de desempenho disponíveis para os motores. Além disso, estudos

prévios destes motores com *chillers* por absorção, mostraram que o aproveitamento de calor de um motor possibilita produção de água gelada para resfriar o ar de vários motores.

Neste contexto, é sugerido para trabalhos futuros modelar os benefícios das superestruturas *chiller* com a mudança do sistema de controle dos motores, para permitir obter o máximo potencial do resfriamento e desumidificação do ar de admissão. Como o aproveitamento de calor de um motor através de *chillers* permite o resfriamento do ar de vários motores, é sugerido combinar a rota de resfriamento produzida pelos *chillers* por absorção com ciclos bottoming de potência, preferencialmente ORC, como os resultados desta tese mostraram. Estas melhorias poderiam ser implementadas em uma nova versão da ferramenta computacional desenvolvida.

Nesta tese, as otimizações das superestruturas foram realizadas individualmente, devido ao elevado número de variáveis independentes e limitações do software. Neste contexto, uma tese de doutorado, também vinculada ao projeto de P&D, utilizou métodos de superfície de resposta para contornar este problema e permitir a otimização de uma única superestrutura para seleção automática da melhor solução (ARAUJO, 2020). A sugerida versão atualizada da ferramenta computacional, também poderia abordar esta metodologia.

Em relação à modelagem das tecnologias, é sugerido também para trabalhos futuros a modelagem detalhada dos equipamentos, disponibilizando diferentes tipos e modelos de equipamentos a serem definidos pela otimização da superestrutura. Esta modelagem detalhada poderia também ser beneficiada de equações de custos específicas para a tecnologia, se possível mais atualizadas. As hipóteses simplificadoras podem ser substituídas por modelos mais realistas, visando um estudo final e detalhado de projeto de sistemas térmicos. Além disso, uma análise da influência das hipóteses nos resultados pode ser realizada, visando identificar as hipóteses mais relevantes e as mais inverossímeis. Em relação as configurações possíveis para a superestrutura ORC, são sugeridos a inclusão de sistemas em cascata, presença de reaquecimento, extrações e ciclos supercríticos. A abordagem de misturas zeotrópicas como fluido de trabalho, adotando as composições de cada componente como variáveis de decisão apresentaria mais uma inovação à otimização de sistemas ORC.

7. REFERÊNCIAS

- [1] AMICABILE, S.; LEE, J.; 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, 2015.
- [2] ARAUJO, L. R. **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. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2008.
- [3] ARAUJO, L. R.; MORAWSKI, A. P.; BARONE, M. A.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S. Effects of the Thermodynamic Models for Thermo-economic Optimization and Cost Allocation in a Gas Turbine Cogeneration System. In: ECOS 2017 - THE 30TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 2017, San Diego. **Proceedings**. San Diego: ECOS, v. 1. p. 1-12, 2017.
- [4] ARAUJO, L. R. **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**. 2020. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2020.
- [5] ARAUJO, L. R.; MORAWSKI, A. P.; BARONE, M. A.; CHUN, A.; OLIVEIRA, R. C. L.; SCHIAFFINO, M.; CUNHA, C. C. M.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S. Optimization of the Waste Heat Recovery Superstructures for Large Stationary Diesel Engines. In: 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT 2018). Águas de Lindóia - SP. **Anais do COBEM 2017**. ABCM, 2018
- [6] ARDEHALI, M.; SHAHRESTANI, M.; ADAMS, C. Energy simulation of solar assisted absorption system and examination of clearness index effects on auxiliary heating. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 864-870, 2007.
- [7] ASHOURI, M.; VANDANI, A.; MEHRPOOYA, M.; AHMADI, M. Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 1328-1339, 2015.
- [8] ASHRAE. HANDBOOK: HVAC systems and equipment. **American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers**, Atlanta, GA, 2008.
- [9] ASTOLFI, M. **An Innovative Approach for the Techno-Economic Optimization of Organic Rankine Cycles**. Doctoral Thesis, Politecnico di Milano, Italy, 2013.
- [10] BAHLOULI, K.; KHOSHBAKHTEI SARAY, R.; 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, 2015.
- [11] BAKHTIARI, B.; FRADETTE, L.; LEGROS, R.; PARIS, J. A model for analysis and design of H₂O-LiBr absorption heat pumps. **Energy Conversion and Management, Elsevier**, v. 52, n. 2, p. 1439–1448, 2011
- [12] BALLESTIERI, J. A. P. **Planejamento Multiobjetivo de Sistemas de Cogeração**. 1994. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Campinas, São Paulo, 1994.
- [13] BATTISTA, D., MAURIELLO, M.; CIPOLLONE, R. Waste heat recovery of an ORC-based power unit in a turbocharged diesel engine propelling a light duty vehicle, **Applied Energy**, v. 152, p. 109-120, 2015.
- [14] BAZZO, E. **Geração de Vapor**. 2 ed.: Editora da UFSC, 1995.
- [15] BECQUIN, G.; FREUND, S. Comparative performance of advanced power cycles for low-temperature heat sources. **Proceedings of ECOS 2012**, Perugia, Itália: Firenze University Press, p. 109-125. 2012.

- [16] BEI, C.; ZHANG H.; YANG, F.; SONG, S.; WANG, E.; LIU, H.; CHANG, Y.; WANG, H.; YANG, K. Performance analysis of an evaporator for a diesel engine–organic Rankine cycle (ORC) combined system and influence of pressure drop on the diesel engine operating characteristics. **Energies**, v. 8, n. 6, p. 5488-5515, 2015.
- [17] BEJAN A.; TSATSARONIS G.; MORAN M. **Thermal Design and Optimization**. (S.I.): John Wiley & Sons, INC, 1996.
- [18] BIEGLER L, GROSSMAN I. Retrospective on optimization. **Computers and Chemical Engineering**, v. 28, p. 1169-1218, 2004.
- [19] BOEHM, R, F. **Design analysis of thermal systems**. John Wiley & Sons Inc, 1987.
- [20] 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, p. 212-219, 2010.
- [21] BOUAZZAOU, S.; FERREIRA, C. I.; LANGRECK, J.; GERRITSEN, J. Absorption resorption cycle for heat recovery of diesel engines exhaust and jacket heat. In: **Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference School of Mechanical Engineering**, p. 1-8. 2008.
- [22] BRAIMAKIS, K.; PREIßINGER, M.; BRÜGGEMANN, D.; KARELLAS, S.; PANOPOULOS, K. 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, 2015.
- [23] CAMPBELL, I. C.; CHUN, A.; MIOTTO, B. M. F.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S.; CUNHA, C. C. M.; ZABEU, C. B. Performance Assessment of a Large Internal Combustion Engine Due to Inlet Air Cooling and Dehumidification: GT-Power Software Simulation. **Engenharia Térmica (Thermal Engineering)**, Curitiba, v. 20, n. 2, p. 13-19, 2021.
- [24] CARVALHO, M.; ROMERO, A.; SHIELDS, G.; MILLAR, D. Optimal synthesis of energy supply systems for remote open pit mines. **Applied Thermal Engineering**, v. 64, p. 315-330, 2014.
- [25] CASTILLO, J. C. A. Cost estimation of using an absorption refrigeration system with geothermal energy for industrial applications in El Salvador. **Geothermal Training Programme**, Reports 2007. N.4. p. 25-54, 2007.
- [26] CHAMBERS, L. **The Practical Handbook of Genetic Algorithms: Applications**. 2 ed.: Chapman & Hall/CRC, 2001.
- [27] CHEN, H. **Converting Low-Grade Heat into Electrical Power**. 2011. Disponível em: <<http://www.eng.usf.edu/~%20hchen4/index.htm>>.
- [28] CHRISTIAN, J. **Central cooling: Absorptive chillers**. [S.I.], 1977.
- [29] CHUN A, MORAWSKI A. P.; ARAUJO L. R.; OLIVEIRA R.; BARONE M. A.; SCHIAFFINO M.; DONATELLI J. L. M.; SANTOS J. J. C. S.; CUNHA C. C. M.; VALIATI A. S. Thermo-economic Optimization of Absorption Chiller Superstructures for an Internal Combustion Engine: Waste Heat Recovery and Cold-Water Applications. In: ENCIT, 2018, Águas de Lindóia. 17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. **Anais do ENCIT**, 2018.
- [30] CHUN A, MORAWSKI A. P.; BARONE M. A.; CUNHA C. C. M.; DONATELLI J. L. M.; SANTOS J. J. C. S. Superstructures optimization of absorption chiller for WHR of ICE aiming power plant repowering and air conditioning. **J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.**, v. 43, n. 135, 2021.
- [31] CHYS, M.; VAN DEN BROEK, M.; VANSLAMBROUCK, B.; DE PAEPE, M. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. **Energy**, v. 44, n. 1, p. 623-632, 2012.
- [32] COLEY, D. **An Introduction to Genetic Algorithms for Scientists and Engineers**. 1 ed.: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd, 1999.
- [33] CONG, S.; GARNER, C. P.; MCTAGGART-COWAN, G. P. The effects of exhaust back pressure on conventional and low-temperature diesel combustion. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 225, n. 2, p. 222-235, 2011.

- [34] CORREIA, V.; ABREU, R.; CARVALHO, M. Robustness within the optimal economic polygeneration system for a dairy industry. **Journal of Cleaner Production**, v. 314, 127976, 2021.
- [35] CUNHA, C. C. M.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S.; ARAUJO, L. R.; MORAWSKI, A. P.; RIBEIRO, L. C.; SCHIAFFINO, M.; CHUN, A.; OLIVEIRA, R.; BARONE, M. **Projeto SOWRICE: Modelagem, simulação e otimização termoeconômica das alternativas de repotenciação das usinas termelétricas com motores alternativos de combustão interna**. [Relatório de pesquisa]. Brasil: Universidade Federal do Espírito Santo; 2018.
- [36] 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, 2014.
- [37] DAI, Y.; WANG, J.; GAO, L. Parametric optimization and comparative study of organic 158 Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 50, p. 576–582, 2009.
- [38] DESALE, S.; PATIL, D.; ARAKERIMTH, R. Experimental analysis of engine exhaust back pressure on emission characteristics of four cylinder Diesel engine. **International Journal of Engineering and Management Research**, Special Issue (ICRAME-2015), p. 102-105, 2015.
- [39] DE JONG, K. A. **Analysis of the behavior of a class of genetic adaptive systems** [Technical report n. 185]. United States: University of Michigan; 1975.
- [40] DIXIT, M.; ARORA, A.; KAUSHIK, S.C. Thermodynamic and thermoeconomic analyses of two stage hybrid absorption compression refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 113, p. 120-131, 2017.
- [41] DONATELLI, J. L. M. **Otimização estrutural e paramétrica de sistemas de cogeração utilizando superestruturas**. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2002.
- [42] DORJ, P. **Thermoeconomic analysis of a new geothermal utilization CHP plant in Tsetserleg, Mongolia**. 2005. MSc. Thesis (Master of Science) – Geothermal Training Programme, Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Iceland, Reykjavík, Iceland, 2005.
- [43] DUMONT, O.; DICKES, R.; DE ROSA, M.; DOUGLAS, R.; LEMORT, V. Technical and economic optimization of subcritical, wet expansion and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC) systems coupled with a biogas power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 157, p. 294–306, 2018.
- [44] EDGAR, T. F.; HIMMELBLAU, D. M.; LASDON, L. S. **Optimization of chemical processes**. McGraw-Hill, 2001.
- [45] ESSEL, Engenharia. Documentos. [Online] . Disponível em: <http://essel.com.br/cursos/03_trocadores.htm>. Acesso em: 9 out. 2017.
- [46] FINCOIL. **Radiator Design Data Sheet for W20V32 Engine**. Fincoil. [S.I.]. 2008.
- [47] FLORIDES, G.A.; KALOGIROU, S.A.; TASSOU, S.A.; WROBEL, L.C. Design and construction of a LiBr-Water absorption machine. **Energy Conversion and Management**. v. 44, p. 2483-2508, 2003.
- [48] FLOUDAS, C. A. Nonlinear and mixed-integer programming-fundamentals and applications. **Oxford University Press**, v. 4, p. 249-281, 1995.
- [49] FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7 ed. [S.I.]: GEN LTC, 2012.
- [50] FRANGOPOULOS, C. A. **Intelligent Functional Approach: A Method for Analysis and Optimal Synthesis-Design-Operation of Complex Systems**. *A Future for Energy*, S. S. Stecco and M. J. Moran, eds., Florence World Energy Research Symposium, Florence, Italy, May 28-June 1, pp. 805-815, Pergamon Press, Oxford. 1990.
- [51] FRANGOPOULOS, C. A.; VON SPAKOVSKY, M. R.; SCIUBBA, E. A brief review of methods for the design and synthesis optimization of energy systems. **International Journal of Thermodynamics**, v. 5, n. 4, p. 151-160, 2002.

- [52] FRANGOPOULOS, C. A. **Methods of Energy Systems Optimization**. OPTI_Energy Summer school: Gliwice, Poland, 2003.
- [53] FRANGOPOULOS C. A. Recent developments and trends in optimization of energy systems. **Energy**, v. 164, p. 1011-1020, 2018.
- [54] GALINDO, J.; CLIMENT, H.; DOLZ, V.; L.; ROYO-PASCUAL, L. 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, 2016.
- [55] GANAPATHY, V. **Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations**. New York: Marcel Dekker Inc, 2003.
- [56] GEDANITZ, H.; DÁVILA, M.; LEMMON, E. W. Speed of sound measurements and a fundamental equation of state for cyclopentane. **J. Chem. Eng. Data**, v. 60(5), p. 1331-1337, 2015.
- [57] GERBER, L.; MERÉCHAL, F. Environomic optimal configurations of geothermal energy conversion systems: Application to the future construction of Enhanced Geothermal Systems in Switzerland. **Energy**, v. 45, p. 908-923, 2015.
- [58] GEWALD, D.; KARELLAS, S.; SCHUSTER, A.; SPLIETHOFF, H. Integrated system approach for increase of engine combined cycle efficiency. **Energy Conversion and Management**, v. 60, p. 36-44, 2012.
- [59] GHAEBI, H.; PARIKHANI, T.; ROSTAMZADEH, H.; FARHANG, B. Thermodynamic and thermo-economic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles. **Energy**, v. 139, p. 262-276, 2017.
- [60] GIANFRANCO, A.; PALIANO, P. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs). **Energy**, v. 23, n. 6, p. 449-463, 1998.
- [61] GROSSMANN I. Mixed-Integer Programming Approach for the Synthesis of Integrated Process Flowsheets. **Computers and Chem. Eng.**, v. 9(5), p. 463-482, 1985.
- [62] GROSSMANN I. Mixed-integer nonlinear programming techniques for the synthesis of engineering systems. **Research in Engineering Design**, v. 1, p. 205-228, 1990.
- [63] HABIBI, H.; ZOGHI, M.; CHITSAZ, A.; JAVAHERDEH, K.; AYAZPOUR, M. 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, 2018.
- [64] HE, M.; ZHANG, X.; ZENG, K.; GAO, K. A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. **Energy**, v. 36, n. 12, p. 6821-6829, 2011.
- [65] HENAO C. **A superstructure modeling framework for process synthesis using surrogate models**. Doctoral Thesis, The University of Wisconsin-Madison, 2012.
- [66] HOLIK M.; ZIVIC M.; VIRAG Z.; BARAC A. Optimization of an organic Rankine cycle constrained by the application of compact heat exchangers. **Energy Conversion and Management**, v. 188, p. 333-345, 2019.
- [67] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 15550**: Internal combustion engines – Determination and method for the measurement of engine power – General requirements. Genève, 2002.
- [68] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3046-1**: Reciprocating internal combustion engines – Performance – Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. General requirements. Genève, 2002.
- [69] JACOBSEN, R.T.; PENONCELLO, S. G.; LEMMON, E. W. **Thermodynamic Properties of Cryogenic Fluids**. Plenum Press, ISBN 0-306-45522-6, 1997.
- [70] JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S.S. NLP model based thermo-economic optimization of vapor compression-absorption cascaded refrigeration system. **Energy Conversion and Management**. v. 93, p. 49-62, 2015.
- [71] JÄÄSKELÄINEN, H. **Dieselnet technology guide**. 2007. Disponível em: <https://dieselnet.com/tech/diesel_exh_pres.php>.

- [72] JONSSON, M. **Advanced Power Cycles with Mixtures as the Working Fluid**. Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, 2003.
- [73] 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.
- [74] JUNG, H.; 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, 2015.
- [75] JÚNIOR, E.; ARRIETA, M.; ARRIETA, F.; SILVA, C. Assessment of a Kalina cycle for waste heat recovery in the cement industry. **Applied Thermal Engineering**, v. 147, p. 421-437, 2019.
- [76] KADUNIC, S.; SCHERER F.; BAAR, R. Increased gasoline engine efficiency due to charge air cooling through an exhaust heat driven cooling system. **MTZ**, v. 75, p. 58-60, 2014.
- [77] KALEX LLC. **Kalex Kalina Cycle Power Systems for Geothermal Applications**. Disponível em: <www.kalexsystems.com>. 2010. Acesso em: 01 jul. 2016.
- [78] 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, 1984.
- [79] KERMANI, M.; WALLERAND, A.; KANTOR, I.; MARÉCHAL, F. Generic superstructure synthesis of organic Rankine cycles for waste heat recovery in industrial processes. **Applied Energy**, v. 212, p. 1203-21225, 2018.
- [80] KLEIN S. A. **Engineering Equation Solver (EES)**, fChart Software Inc. Academic V10; 2018.
- [81] KLEIN S. A.; NELLIS G. **Mastering EES**. f-Chart software, 2012.
- [82] 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, 2007.
- [83] KOROBITSYN, M. A. **New and advanced conversion technologies: Analysis of cogeneration, combined and integrated cycles**. Thesis (PhD in Mechanical Engineering) – University of Twente, 1998.
- [84] 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, 2013.
- [85] KOTAS T. **The exergy method of thermal plant analysis**. New York: Krieger Publishing Company; 1995.
- [86] KYRIAKIDIS, F.; SØRENSEN, K.; SINGH, S.; CONDRA, T. 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, 2017.
- [87] LANG, Y. D.; BIEGLER, L. T.; Distributed stream method for tray optimization. **AIChE J.**, v. 48, p. 582-595, 2002.
- [88] LARSEN, U.; NGUYEN, T.; KNUDSEN, T.; HAGLIND, F. System analysis and optimisation of a Kalina split-cycle for waste heat recovery on large marine diesel engines. **Energy**, v. 64, p. 484-494, 2014a.
- [89] 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, 2014b.
- [90] LECOMPTE, S.; HUISSEUNE, H.; VAN DEN BROEK, M.; DE SCHAMPHELEIRE, S.; DE PAEPE, M. 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, 2013.
- [91] LECOMPTE, S.; HUISSEUNE, H.; VAN DEN BROEK, M.; VANSLAMBROUCK, B.; DE PAEPE, M. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 47, p. 448-461, 2015.
- [92] LEMMON, E. W.; SPAN, R. Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids. **J. Chem. Eng.**, v. 51(3), p. 785-850, 2006.

- [93] LI, G. Organic Rankine cycle performance evaluation and thermoeconomic assessment with various applications part II: Economic assessment aspect. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 64, p. 490-505, 2016.
- [94] LI, S.; DAI, Y. Thermo-economic comparison of Kalina and CO₂ transcritical power cycle for low temperature geothermal sources in China. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, p. 139-152, 2014.
- [95] LINNHOFF B, TOWNSEND D, BOLAND D, HEWITT D, THOMAS B, GUY A. User guide on process integration for the efficient use of energy, **Institution of Chemical Engineers, IChemE**. Rugby, UK, 1982.
- [96] LONG, R.; BAO, YJ.; HUANG, XM.; LIU, W. Exergy analysis and working fluid selection of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery. **Energy**, v. 73, p. 475-483, 2014.
- [97] LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. **Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação. Volume 2**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.
- [98] LÜMMEN, N.; NYGÅRD, E.; KOCH, P.; NERHEIM, L. 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, 2018.
- [99] MACIÁN, V.; SERRANO, J.; DOLZ, V.; SÁNCHEZ, J. 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, 2013.
- [100] MACCHI E, ASTOLFI M. **Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems - Technologies and Applications**. 1st ed. Elsevier, 2017.
- [101] MAIA, L. O. A.; VIDAL DE CARVALHO, L. A.; QASSIM, R. Y. Synthesis of utility systems by simulated annealing. **Computers & Chemical Engineering**, v. 19, n. 4, p. 481-488, 1995.
- [102] MANOLAS, D. A.; FRANGOPOULOS, C. A.; GILAMAS, T. P.; TSAHALIS, D. T. Optimization of an Industrial Cogeneration System by Genetic Algorithm, In: **Proceedings of the ECOS 1996**, Sweden. 1996.
- [103] MANZELA, A.; HANRIOT, S.; CABEZAS-GÓMEZ, L.; SODRÉ, J. Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system. **Applied Energy**, v. 87, p. 1141-1148, 2010.
- [104] MICHOS, C.; LION, S.; VLASKOS, I.; TACCANI, R. Analysis of the back pressure effect of an Organic Rankine Cycle (ORC) evaporator on the exhaust line of a turbocharged heavy duty diesel power generator for marine applications. **Energy Conversion and Management**, v. 132, p. 347-360, 2017.
- [105] MISRA, R.; SAHOO, P.; GUPTA, A. Thermoeconomic evaluation and optimization of a double-effect h₂o/liBr vapour-absorption refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 3, p. 331-343, 2005.
- [106] MISRA, R.D.; SAHOO, P. K.; SAHOO, S.; GUPTA, A. Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**. v. 26, p. 158-169, 2003.
- [107] MITTAL, M.; DONAHUE, R.; WINNIE, P. Evaluating the influence of exhaust backpressure on performance and exhaust emissions characteristics of a multicylinder, turbocharged, and aftercooled diesel engine. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 137, n. 3, p. 032207, 2015.
- [108] MIYAMOTO, H.; AND WATANABE, K. A thermodynamic property model for fluid-phase n-butane. **Int. J. Thermophysics**, v. 22(2), p. 459-475, 2001.
- [109] MIYAMOTO, H.; AND WATANABE, K. A thermodynamic property model for fluid-phase isobutane. **Int. J. Thermophysics**, v. 23(2), p. 477-499, 2002.
- [110] MLCÁK, H. A. An Introduction to the Kalina Cycle, PWR-Vol. 30. In: **Proceedings of the International Joint Power Generation Conference**. 1996.
- [111] MOHTARAM, S.; CHEN, W.; LIN, J. Investigation on the combined Rankine-absorption power and refrigeration cycles using parametric analysis and genetic algorithm. **Energy Conversion and Management**, v. 150, p. 754-762, 2017.

- [112] MONDEJÁR, M.; MCLINDEN, M.; LEMMON, E. W. Thermodynamic Properties of trans-1-Chloro-3,3,3-trifluoropropene (R1233zd(E)): Vapor Pressure, (p , ρ , T) Behavior, and Speed of Sound Measurements, and Equation of State. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, v. 60, p. 2477-2489, 2015.
- [113] MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2014.
- [114] MORAWSKI, A. P. **Avaliação da repotenciação de uma termelétrica equipada com motores de combustão interna Diesel por meio da recuperação de calor residual**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016.
- [115] MORAWSKI, A. P.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M. Avaliação Termodinâmica da Repotenciação de Usinas Termelétricas Equipadas com Motores de Combustão Interna por Meio da Recuperação de Calor Residual. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA - CONEM 2016, Fortaleza. **Anais do CONEM 2016**. ABCM, 2016.
- [116] MORAWSKI A. P, CUNHA C. C. M, SENA C. J, DONATELLI J. L. M, SANTOS J. J. C. S. Repotenciação Da Ute Viana Por Meio Do Aproveitamento Do Calor Rejeitado. In: CITENEL 2017 e SEENEL 2017 - IX Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica e V Seminário de Eficiência Energética no Setor Elétrico, 2017, João Pessoa - PB. **Anais do CITENEL 2017 e SEENEL 2017**, 2017a.
- [117] MORAWSKI, A. P.; ARAUJO, L. R.; SCHIAFFINO, M.; OLIVEIRA, R. C. L.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M. Comparison of the Repowering Alternatives Technologies for Waste Heat Recovery in a Diesel Engine Power Plant. In: ECOS 2017 - THE 30TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 2017, San Diego. **Proceedings**. San Diego: ECOS, v. 1. p. 1-15, 2017b.
- [118] MORAWSKI, A. P.; ARAUJO, L. R.; SCHIAFFINO, M.; OLIVEIRA, R. C. L.; CHUN, A.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M. On the superstructure thermoeconomic optimization of a waste heat recovery system for a Brazilian diesel engine power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 234, n. 113947, 2021.
- [119] MORE, A. J. **40 Lessons on Refrigeration and Air Conditioning from IIT Kharagpur**. Kharagpur: [s.n.], 2015. Disponível em: <http://moreameya.weebly.com/uploads/1/7/7/6/17762229/refrigeration_and_air_conditioning.pdf>.
- [120] MOREIRA L. F.; ARRIETA F. R. P. Thermal and economic assessment of organic Rankine cycles for waste heat recovery in cement plants. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 114, 2019.
- [121] MUNOZ, J. R.; VON SPAKOVSKY, M. R. The Use of Decomposition for the Large Scale Thermoeconomic Synthesis / Design Optimization of Highly Coupled, Highly Dynamic Energy Systems - Theory and Application. In: INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION (IMECE 2000), 2000. **Proceedings**...Ney York: ASME, 2000. AES - v. 40, p. 213-249.
- [122] MUNOZ, J. R.; VON SPAKOVSKY M. R. A Decomposition Approach for the Large Scale Synthesis / Design Optimization of Highly Coupled, Highly Dynamic Energy Systems, **International Journal of Applied Thermodynamics**, v. 4, n. 1, p. 19-33, mar. 2001a.
- [123] MUNOZ, J. R.; VON SPAKOVSKY M. R. The Application of Decomposition to the Large Scale Synthesis / Design Optimization of Air-craft Energy Systems, **International Journal of Applied Thermodynamics**, v. 4, n. 2, p. 61-76, jun. 2001b.
- [124] NAMI, H.; MOHAMMADKHANI, F.; RANJBAR, F. Utilization of waste heat from GTMHR for hydrogen generation via combination of organic Rankine cycles and PEM electrolysis. **Energy Conversion and Management**, v. 127, p. 589-598, 2016.
- [125] NEGASH, A.; KIM, Y.; SHIN, D.; CHO, G. 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, 2018.

- [126] NGUYEN, T.; KNUDSEN, T.; LARSEN, U.; HAGLIND, F. Thermodynamic evaluation of the Kalina split-cycle concepts for waste heat recovery applications. **Energy**, v. 71, p. 277-288, 2014.
- [127] NOVELLA, R.; DOLZ, V.; MARTÍN, J.; ROYO-PASCUAL, L. Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system used to cool down the intake air in an Internal Combustion Engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 257-270, 2017.
- [128] OLIVEIRA NETO, R. **Análise técnica e econômica do aproveitamento energético do calor residual em motores de combustão interna usando o ORC**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá -MG, 2016.
- [129] OLSOMMER, B.; FAVRAT, D.; VON SPAKOVSKY, M. R. An approach for the time-dependent thermoeconomic modeling and optimization of energy system synthesis, design and operation part II: reliability and availability. **International Journal of Thermodynamics**, v. 2, n. 4, p. 177-186, 1999.
- [130] ÖZAHİ, E.; TOZLU, A.; ABUŞOĞLU, A. Thermoeconomic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) adapted to an existing solid waste power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 168, p. 308-319, 2018.
- [131] PAANU, T.; NIEMI, S.; RANTANEN, P. Waste heat recovery–Bottoming cycle alternatives. In: **Proceedings of the University of Vaasa, Reports**. 2012.
- [132] PARIKHANI, T.; JANNATKHAH, J.; SHOKRI, A.; GHAEBI, H. Thermodynamic analysis and optimization of a novel power generation system based on modified Kalina and GT-MHR cycles. **Energy Conversion and Management**, v. 196, p. 418-429, 2019.
- [133] PAULA, V. B.; CHUN, A.; MIOTTO, B. M. F.; CUNHA, C. C. M.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S. Alternative Design and Economic Feasibility of an Experimental WHR for Intake Air Conditioning of a Large Internal Combustion Engine. **Engenharia Térmica (Thermal Engineering)**, v. 19, n. 2, p. 31-39, 2020.
- [134] PETROV, M. P. **Steam bottoming cycles for the W20V34SG gas engine** [Internal report]. Sweden: Royal Institute of Technology; 2006.
- [135] PINA, E.; LOZANO, M.; SERRA, L. A multiperiod multiobjective framework for the synthesis of trigeneration systems in tertiary sector buildings. **Int. J. Energy Res.**, v. 44, p. 1140-1166, 2020.
- [136] PIRES, T.; CRUZ, M.; COLAÇO, M. Response surface method applied to the thermoeconomic optimization of a complex cogeneration system modeled in a process simulator. **Energy**, v. 52, p. 44–54, 2013.
- [137] QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; TCHANHE, B.; LEMORT, V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 2885-2893, 2011.
- [138] QUOILIN, S.; VAN DEN BROEK, M.; DECLAYE, S.; DEWALLEF, P.; LEMORT, V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168-186, 2013.
- [139] RABIA, S.; HALIM, M. Effect of valve timing and exhaust back pressure on the performance of gasoline engine by. **Journal of Engineering Sciences**, v. 38, p. 685-696, 2010.
- [140] RIBEIRO, C. C. **Desenvolvimento de um sistema de informação para monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico de uma central térmica com motores de combustão interna**. 2014. 180 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2014.
- [141] RIBEIRO, L. C.; ARAUJO, L. R.; BARONE, M. A.; MORAWSKI, A. P.; CHUN, A.; SCHIAFFINO, M.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M.; SANTOS, J. J. C. S. Thermoeconomic Optimization of ORC Systems for Waste Heat Recovery in an Internal Combustion Engine. In: ECOS 2017 - THE 30TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 2017, San Diego. **Proceedings**. San Diego: ECOS, v. 1. p. 1-12, 2017.
- [142] ROSSET, K.; MOUNIER, V.; GUENAT, E.; SCHIFFMANN, J. Multi-objective optimization of turbo-ORC systems for waste heat recovery on passenger car engines. **Energy**, v. 159, p. 751-765, 2018.

- [143] ROY, J.; MISHRA, M.; MISRA, A. Parametric Optimization and Performance Analysis of a Waste Heat Recovery System Using Organic Rankine Cycle. **Energy**, v. 35, n. 12, p. 5049-5062, 2010.
- [144] RUI, X.; PAN, J.; WANT, U. An equation of state for the thermodynamic properties of 1,1,1,2,3,3-hexafluoropropane (HFC-236ea). **Fluid Phase Equilibria**, v. 341, p. 78-85, 2013.
- [145] SAIDUR, R.; REZAEI, M.; MUZAMMIL, W. K.; HASSAN, M. H.; PARIJA, S.; HASANUZZAMAN, M. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 16, n. 8, p. 5649-5659, 2012.
- [146] SAKALIS G, FRANGOPOULOS C. A. Intertemporal optimization of synthesis, design and operation of integrated energy systems of ships: General method and application on a system with Diesel main engines. **Applied Energy**, v. 226, p. 991-1008, 2018.
- [147] SALVIANO, L.; MODESTO, M. Simulation of the Coupled between an Absorption Refrigeration System (H₂O-NH₃) and a Turbo-Charged Diesel Engine. **Proceedings of COBEM**. 2011.
- [148] SASSEN, C.; VAN KWARTEL, R.; VAN DER KOOI, H.; ARONS, J. Vapor-liquid equilibria for the system ammonia + water up to the critical region. **J. Chem. Eng. Data.**, v. 35, n.2, p. 140-144, 1990.
- [149] SCACCABAROZZI, R.; TAVANO, M.; INVERNIZZI, C.; MARTELLI, E. Comparison of working fluids and cycle optimization for heat recovery ORCs from large internal combustion engines. **Energy**, v. 158, p. 396-416, 2018.
- [150] SCHIAFFINO, M.; ARAUJO, L. R.; MORAWSKI, A. P.; BARONE, M. A.; CUNHA, C. C. M.; DONATELLI, J. L. M.; SANTOS, J. J. C. S. Thermo-economic Optimization of Kalina Cycle Systems for Waste Heat Recovery in a Diesel Engine. In: ABCM INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING - COBEM 2017, 24th., 2017, Curitiba. **Proceedings**. ABCM, v. 1. p. 1-9, 2017.
- [151] SERRA L, LOZANO M, RAMOS J, ENSINAS A, NEBRA S. Polygeneration and efficient use of natural resources. **Energy**, v. 34, p. 575-586, 2009.
- [152] SHOKATI, N.; RANJBAR, F.; YARI, M. Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. **Renewable Energy**, v. 83, p. 527-542, 2015.
- [153] 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. 527-537, 2016.
- [154] SHU, G.; YU, G.; TIAN, H.; WEI, H.; LIANG, X. A Multi-Approach Evaluation System (MA-ES) of Organic Rankine Cycles (ORC) used in waste heat utilization. **Applied Energy**, v. 132, p. 325-338, 2014.
- [155] SILVA, J.; SEIFERT, V.; MORAIS, V.; TSOLAKIS, A.; HERREROS, J.; TORRES, E. 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, 2018.
- [156] SINGH, DV.; PEDERSEN, E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. **Energy Conversion and Management**, v. 111, p. 315-328, 2016.
- [157] SOFFIATO, M.; FRANGOPOULOS, C. A.; MANENTE, G.; RECH, S.; LAZZARETTO, A. Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier. **Energy Conversion and Management**, v. 92, p. 523-534, 2015.
- [158] SONG, J.; GU, C. W. 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, 2015.
- [159] SONG, J.; SONG, Y.; GU, C. W. Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. **Energy**, v. 82, p. 976-985, 2015.
- [160] SPAN, R.; WAGNER, W. Equations of State for Technical Applications: II Results for Non-Polar Fluids. **Int. J. of Thermophysics**, v. 24(1), 2003.

- [161] SRINIVAS, T.; GANESH, N.; SHANKAR, R. **Flexible Kalina Cycle Systems**. 1 ed. Apple Academic Press Inc., 2019.
- [162] STEIN, O.; OLDENBURG, J.; MARQUARDT, W. Continuous reformulations of discrete-continuous optimization problems. **Comput. Chem. Eng.**, v. 28, p. 1951-1966, 2004.
- [163] TALBI, M.; AGNEW, B. Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 6, p. 693-702, 2002.
- [164] THERMINOL, (2019). Documentos. [Online]. Disponível em:<<https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF8691.pdf>>.
- [165] THOL, M.; LEMMON, E.; SPAN, R. **Equation of State for a Refrigerant Mixture of R365mfc (1,1,1,3,3-Pentafluorobutane) and Galden HT 55 (Perfluoropolyether)**. Não publicado, 2012.
- [166] TILLNER-ROTH R. **Fundamental equations of state**. Aachen: Shaker-Verlag; 1998.
- [167] TILLNER-ROTH, R.; BAEHR, H. D. An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, v. 23(5), 1994.
- [168] TILLNER-ROTH, R.; FRIEND, D. A Helmholtz Free Energy Formulation of the Thermodynamic Properties of the Mixture {Water + Ammonia}. **Journal of Physical and Chemical Reference Data** 27:63-96, 1998.
- [169] THORIN, A. **Analysis of Different Applications and the Influence of Thermophysical Properties**. Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, 2012.
- [170] TOFFOLO, A.; LAZZARETTO, A.; MENENTE, G.; PACI, M. A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems. **Applied Energy**, v. 121, p. 219-232, 2014.
- [171] TURBODEN. Organic Rankine cycle power generation. **AEE Ashrae Joint Meeting**. Presentation, 2013.
- [172] TURBODEN, (2019). Documentos. [Online]. Disponível em:<<https://www.turboden.com>>.
- [173] TURTON, R.; BAILIE, R.; WHITING, W.; SHAEIWITZ, J. **Analysis, synthesis and design of chemical processes**. 4 ed. Boston: Prentice Hall, 2012.
- [174] UMEDA, T.; HIRAI, A.; ICHIKAWA, A. Synthesis of optimal processing systems by an integrated approach. **Chem. Eng. Sci.**, v. 27, p. 795-804, 1972.
- [175] USMAN, M.; IMRAN, M.; YANG, Y.; PARK, B. Impact of organic Rankine cycle system installation on light duty vehicle considering both positive and negative aspects. **Energy Conversion and Management**, v. 112, p. 382-394, 2016.
- [176] VALERO, A.; LOZANO, MA.; SERRA, L.; TORRES, C. Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem. **Energy**, v.19, p. 365-81, 1994.
- [177] WAGNER, W.; PRUß, A. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, v. 31, p. 387-535, 2002.
- [178] WANG, L.; YANG, Y.; DONG, C.; MOROSUK, T.; TSATSARONIS, G. Parametric optimization of supercritical coal-fired power plants by MINLP and differential evolution. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 828-838, 2014.
- [179] WANG, E.; YU, Z.; ZHANG, H.; YANG, F. 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, 2017.
- [180] WANG, L.; BU, X.; WANG, H.; MA, Z.; MA, W.; LI, H. Thermo-economic evaluation and optimization of LiBr-H₂O double absorption heat transformer driven by flat plate collector. **Energy Conversion and Management**, v. 162, p. 66-76, 2018.
- [181] WANG, L.; YANG, Z.; SHARMA, S.; MIAN, A.; LIN, T.; TSATSARONIS, G.; MARÉCHAL, F.; YANG, Y. A review of evaluation, optimization and synthesis of energy systems: Methodology and application to thermal power plants. **Energies**, v. 12, n. 73, 2019.

- [182] WÄRTSILÄ. Protocolos de teste das Unidades Motogeradoras. 2009.
- [183] WÄRTSILÄ. **Relatório Técnico de Auditoria da UTE Viana** [relatório interno]. Brasil; 2014.
- [184] WÄRTSILÄ, (2018). Documentos. [Online]. Disponível em:<<http://www.wartsila.com/en/Home>>.
- [185] XIAO, L.; WU, S.; YI, T.; LIU, C.; LI, Y. Multi-objective optimization of evaporation and condensation temperatures for subcritical organic Rankine cycle. **Energy**, v. 83, p. 723-733, 2015.
- [186] YANG, F.; ZHANG, H.; SONG, S.; BEI, C.; WANG, H.; WANG, E. Thermo-economic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle for exhaust waste heat recovery of a diesel engine. **Energy**, v. 93, p. 2208-2228, 2015a.
- [187] YANG, F.; ZHANG, H.; BEI, C.; SONG, S.; WANG, E. Parametric optimization and performance analysis of ORC (organic Rankine cycle) for diesel engine waste heat recovery with a fin and tube evaporator. **Energy**, v. 91, p. 128-141, 2015b.
- [188] YANG, F.; YEH, R. Economic performances optimization of an organic Rankine cycle system with lower global warming potential working fluids in geothermal application. **Renewable Energy**, v. 85, p. 1201-1213, 2016.
- [189] YANG, F.; CHOB, H.; ZHANG, H.; ZHANG, J. Thermo-economic multi-objective optimization of a dual loop organic Rankine cycle (ORC) for CNG engine waste heat recovery. **Applied Energy**, v. 205, p. 1100-1118, 2017.
- [190] YANG, F.; CHOB, H.; ZHANG, H.; ZHANG, J.; WU, Y. 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, 2018.
- [191] YARI, M.; MER, A.; ZARE, V.; MAHMOUDI, S.; ROSEN, M. Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. **Energy**, v. 83, p. 712-722, 2015.
- [192] YU, G.; SHU, G.; TIAN, H.; WEI, H.; LIANG, X. Multi-approach evaluations of a cascade-Organic Rankine Cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: Part B-techno-economic evaluations. **Energy Conversion and Management**, v. 108, p. 596-608, 2016.
- [193] YUAN, Z.; HEROLD, K. E. Thermodynamic properties of aqueous lithium bromide using a multiproperty free energy correlation. **HVAC&R Research**, v. 11(3), p. 377-393, 2005.
- [194] YUE, C.; HAN, D.; PU, W.; HE, W. 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, 2015.
- [195] ZARE, V.; MAHMOUDI, S. M. S.; YARI, M.; AMIDPOUR, M. Thermo-economic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle. **Energy**, v. 47, p. 271-283, 2012.
- [196] ZARE, V.; MAHMOUDI, S.; YARI, M. On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization. **Energy Conversion and Management**, v. 90, p. 364-374, 2015.
- [197] ZHANG, X.; HE, M.; ZHANG, Y. A review of research on the Kalina cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 5309-5318, 2012.
- [198] 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, 2013.
- [199] ZHU, Y.; LI, W.; SUN, G.; LI, H. 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, 2018.
- [200] 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, 2014.

APÊNDICE A. SELEÇÃO DE SOFTWARE PARA A MODELAGEM

Neste item é apresentado um resumo da pesquisa e do processo de escolha do software *Engineering Equation Solver* - EES pelo projeto de P&D (ANEEL PD-6483-0116/2016) e conseqüentemente por esta tese, que se encontra no relatório final do P&D (CUNHA et al., 2018).

Diversos conceitos têm sido desenvolvidos e incorporados nos simuladores de processos, os quais vêm se tornando uma poderosa ferramenta para a simulação, projeto e otimização de sistemas térmicos. Estas ferramentas permitem ao engenheiro modelar o comportamento de um sistema, ou componentes de um sistema, sob condições específicas e fazer análises térmicas, dimensionamento, análise de custos e otimização. Geralmente, essas são as atividades requeridas para o desenvolvimento apropriado do projeto de um sistema térmico (BEJAN et al., 1996).

Considerando as várias etapas no procedimento de projeto e otimização de um sistema térmico, os simuladores de processos podem ser usados para avaliar novas ideias na etapa de concepção da planta, desenvolver o layout na etapa de projeto, simular o desempenho do sistema de controle e integrá-lo à planta, estudar o comportamento dinâmico, auxiliar o treinamento de pessoal na fase de início de operação, avaliar e racionalizar a operação, e examinar a viabilidade de implantação de melhorias ou modificações que podem ser feitas durante as manutenções programadas (BOEHM, 1997).

O desenvolvimento de rotinas adequadas para avaliação das propriedades termo físicas dos fluidos de trabalho foi uma condição indispensável para a evolução e melhor desempenho dos programas de simulação de processos. A utilização de interfaces gráficas tem contribuído bastante para o avanço destes softwares, permitindo que o desenho da configuração dos sistemas térmicos na tela do computador seja mais fácil e faça parte da modelagem do mesmo. O maior problema usualmente encontrado na utilização dos simuladores de processos é a seleção adequada do simulador para um tipo específico de aplicação, pois cada programa para simulação de processos apresenta características próprias. Além da escolha criteriosa do mesmo, recomenda-se um treinamento apropriado dos futuros usuários deste programa, o que poderia produzir benefícios significativos.

Atualmente, tem-se disponibilidade no mercado de vários simuladores de processos, dentre os quais se podem citar: IPSEpro, ASPEN Plus, Thermoflex, GateCycle, Epsilon Professional, GAMS, JACOBIAN e EES. Encontram-se na literatura vários trabalhos de modelagem de sistemas térmicos utilizando simuladores de processos. Porém, como o objetivo desta pesquisa eram simuladores de processos utilizados para modelagem de superestruturas, podem-se citar os trabalhos de Koch e outros (2007), Kostowski e Usón (2013), Wang e outros (2014) e Dahdah e Mitsos (2014), que utilizaram tais ferramentas para a modelagem de superestruturas. Para avaliação dos softwares supracitados, foi estabelecido como critério preponderante que algum membro da equipe já possuísse experiência prévia para que os softwares que atendessem este pré-requisito fossem avaliados detalhadamente. A Tabela A.1 apresenta esta pré-seleção.

Tabela A.1 - Avaliação dos softwares quanto a Experiência prévia da equipe.

<i>Software</i>	<i>IPSEpro</i>	<i>ASPEN Plus</i>	<i>Thermoflex</i>	<i>Gate Cycle</i>	<i>Epsilon Professional</i>	<i>GAMS</i>	<i>JACOBIAN</i>	<i>EES</i>
Experiência prévia	X	X	X					X

Em seguida à pré-seleção, foram estabelecidos ainda os seguintes critérios para a escolha do simulador de processos para modelagem da superestrutura:

1. Possuir biblioteca programável;
2. Permitir múltiplos usuários simultaneamente;
3. Possuir ferramentas (algoritmos) de otimização;
4. Apresentar links dinâmicos com outros softwares (MS-Excel, Matlab, etc);
5. Boa relação custo-benefício (custo de aquisição/atualizações e duração das licenças);
6. Já utilizados em outros trabalhos de pesquisa com membros da equipe.

A verificação dos softwares, com base nestes critérios, é mostrada na Tabela A.2. Após uma pesquisa de mercado e reuniões internas da Equipe Executora, optou-se por avaliar mais detalhadamente os softwares IPSEpro, ASPEN Plus e EES. O Thermoflex foi descartado por não possuir três pré-requisitos importantes, conforme mostra a Tabela A.2.

Tabela A.2 - Avaliação dos softwares quanto aos pré-requisitos.

Pré-requisito	IPSEpro	ASPEN Plus	Thermoflex	EES
Possuir biblioteca programável	X	X		X
Permitir múltiplos usuários simultaneamente		X		X
Possuir ferramentas (algoritmos) de otimização	X	X		X
Apresentar <i>links</i> dinâmicos com outros <i>softwares</i> (MS-Excel, Matlab, etc)	X	X	X	X
Boa relação custo-benefício (custo de aquisição e atualizações, bem como duração das licenças)	X	X	X	X
Já utilizados em outros trabalhos de pesquisa	X	X	X	X

O IPSEpro é da empresa austríaca SimTech e oferece o recurso de poder representar os modelos físicos e termodinâmicos de sistemas térmicos. Uma vez modelada a configuração do sistema com os diversos componentes que o constituem e com suas interligações, e definidos alguns parâmetros de operação, o simulador fornece como resultado ao usuário todas as propriedades termodinâmicas da planta em um dado regime permanente. De acordo com a empresa SimTech, o IPSEpro, além de ser um sistema para o cálculo dos balanços de massa e de energia para simulação de processos, vai além das capacidades de outros programas com o mesmo propósito, pois possui um ambiente que possibilita a modelagem de novos componentes e bibliotecas, onde novos equacionamentos podem ser definidos. Além disso, ele oferece uma biblioteca de otimização que permite ao usuário uma integração entre a simulação e a otimização dos sistemas analisados. Mesmo com todas as vantagens supracitadas, somadas ao fato de que membros da Equipe já têm experiência no uso desta ferramenta, a principal desvantagem na aquisição do IPSEpro seria a utilização do simulador de processo por meio de chave de hardware, não permitindo o uso desta ferramenta computacional para múltiplos usuários simultaneamente.

O ASPEN Plus, da empresa americana ASPENTECH, permite ao usuário modelar e simular sistemas térmicos e, assim como o IPSEpro, também oferece ao usuário todas as propriedades termodinâmicas da planta, inclusive o cálculo de propriedades termoquímicas, que é um dos pontos fortes deste software. Apesar de apresentar diversas características necessárias que reforçam sua utilização, como, por exemplo, possuir interface gráfica, permitir múltiplos usuários simultaneamente, possibilitar interação com outros softwares e ter um ótimo custo benefício. Apesar do fato de nenhum membro da equipe ter experiência anterior na utilização deste software para fins de otimização de sistemas térmicos, e muito menos utilizando métodos

estocásticos, a ASPENTECH afirmou que este software tem ferramentas de otimização.

O Engineering Equation Solver (EES), da empresa F-CHART SOFTWARE, trata-se de um solucionador de equações, como o próprio nome permite deduzir. Ele possui, assim como os dois citados anteriormente, a capacidade de modelar sistemas térmicos, com base nos balanços de massa e energia, e ainda apresenta uma biblioteca extensa com variados fluidos e suas respectivas propriedades termodinâmicas. Além disso, o software gera gráficos e diagramas com base nos sistemas criados e permite ao usuário interagir dinamicamente com diversas plataformas e importar/exportar dados de distintos programas durante a modelagem. O EES é disponibilizado em duas versões, a saber, Comercial e Professional. A versão Professional possui ferramentas capazes de solucionar problemas de otimização por meio do uso de superestrutura, além de ter todas as vantagens desejadas em um simulador de processos para modelagem de superestruturas. Existem três tipos de licenças: Single User, Academic e Multiple-user. Porém, a versão que mais se enquadra nas necessidades do projeto é a Professional Academic, pois permite o acesso de todos os membros da Equipe ao mesmo tempo, possibilitando maior agilidade na realização do projeto, além de ser mais viável do ponto de vista econômico. Diferente dos anteriores, um dos pesquisadores do grupo já tinha experiência com otimização neste software. Além disso, o EES permite gerar executáveis, que possibilitam a utilização dos modelos por usuários externos.

Assim relação custo-benefício dos três softwares é mostrada na Tabela A.3.

Tabela A.3 - Custos dos softwares pesquisados.

Software	Custo da Licença	Duração da Licença	Custo da Renovação da Licença ou Atualização
<i>ASPEN PLUS</i>	US\$ 2.000,00	1 ano	US\$ 2,000.00
<i>EES (PROFESSIONAL ACADEMIC)</i>	US\$ 3.750,00	Sem limite	Livre (sem custo)
<i>IPSE Pro</i>	€\$ 1.500,00	Sem limite	Depende da renovação

Devido às características, custos e recursos disponíveis, ficou decidido, em reunião interna da Equipe Executora do projeto, a escolha e compra da licença Professional Academic do EES para o desenvolvimento dos modelos das superestruturas e suas posteriores otimizações.

APÊNDICE B. RESULTADOS COMPLETOS DAS OTIMIZAÇÕES

Neste item são apresentados os resultados completos das otimizações das superestruturas propostas. Inicialmente são apresentados os resultados de todas as superestruturas para aproveitamento direto dos gases de exaustão dos motores. Posteriormente, são apresentados os resultados das superestruturas ORC com diferentes métodos de acoplamento e economia de escala:

- Nas Tabelas B.1 a B.4 são apresentados os resultados das superestruturas ORC para motores sem caldeira de recuperação e as Tabelas B.5 a B.8 para motores com caldeira de recuperação.
- Nas Tabelas B.9 a B.12 são apresentados os resultados das superestruturas KA para motores sem caldeira de recuperação e as Tabelas B.13 a B.16 para motores com caldeira de recuperação.
- Nas Tabelas B.17 a B.20 são apresentados os resultados das superestruturas CRC para motores sem caldeira de recuperação e as Tabelas B.21 a B.24 para motores com caldeira de recuperação.
- Nas Tabelas B.25 a B.28 são apresentados os resultados das superestruturas CSEA.
- Nas Tabelas B.29 a B.32 são apresentados os resultados das superestruturas CSEG para motores sem caldeira de recuperação e as Tabelas B.33 a B.36 para motores com caldeira de recuperação.
- Nas Tabelas B.37 a B.40 são apresentados os resultados das superestruturas CDEG para motores sem caldeira de recuperação e as Tabelas B.41 a B.44 para motores com caldeira de recuperação.
- Nas Tabelas B.45 a B.48 são apresentados os resultados das superestruturas ORC utilizando óleo térmico como fluido intermediário, sem economia de escala.
- Nas Tabelas B.49 a B.52 são apresentados os resultados das superestruturas ORC utilizando vapor como fluido intermediário, sem economia de escala.

- Nas Tabelas B.53 a B.56 são apresentados os resultados das superestruturas ORC utilizando água pressurizada como fluido intermediário, sem economia de escala.
- Nas Tabelas B.57 a B.60 são apresentados os resultados das superestruturas ORC utilizando vapor como fluido intermediário, com economia de escala de 4 UGs.
- Nas Tabelas B.61 a B.64 são apresentados os resultados das superestruturas ORC utilizando água pressurizada como fluido intermediário, com economia de escala de 4 UGs.
- Nas Tabelas B.65 a B.68 são apresentados os resultados das superestruturas ORC utilizando vapor como fluido intermediário, com economia de escala de 15 UGs.
- Nas Tabelas B.69 a B.72 são apresentados os resultados das superestruturas ORC utilizando água pressurizada como fluido intermediário, com economia de escala de 15 UGs.

Tabela B.1 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	160,6	160,6	160,6	160,6	166,3	170	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	98,8	98,8	98,8	98,8	100,9	101,4	81,5	84,3	100	100	100	100
ΔT no Regenerador (%)	86,1	86,1	86,1	86,1	91,9	93	93,2	94,5	105,1	105,1	105,1	105,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38	38	38	38	37,8	40,3	34,4	35,9	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	57,9	57,4	56,5	56,5	56,5	56,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	0	0	14,4	14,4	14,4	14,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	14,8	16,1	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	18,7	55,6	92,5	129,4	19,4	59	104,3	151,9	-158,2	-108,0	-57,7	-7,4
Investimento por Motor (US\$)	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.685.908	2.815.609	3.948.593	4.105.248	12.182.871	12.182.871	12.182.871	12.182.871
Potência Líquida Total (kW)	735,6	735,6	735,6	735,6	768,5	793,8	938,8	953,6	1000,4	1000,4	1000,4	1000,4
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	733,8	733,8	733,8	733,8	766,4	789,6	821,3	829,8	861,1	861,1	861,1	861,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	80,3	85,88	100,9	100,9	100,9	100,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,29	34,29	34,29	34,29	33,85	34,09	51,98	53,89	56,18	56,18	56,18	56,18
Potência Economizada no Radiador (kW)	36,1	36,1	36,1	36,1	36,01	38,32	89,21	91,74	94,53	94,53	94,53	94,53
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	714	714	714	714	813	925	1450	1595	8797	8797	8797	8797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	73,7	73,7	73,7	73,7	73,98	75,09	89,03	91,14	257,9	257,9	257,9	257,9
Custo Específico (US\$/kW)	3.480	3.480	3.480	3.480	3.495	3.547	4.206	4.305	12.178	12.178	12.178	12.178

Tabela B.2 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	160,6	160,6	160,6	160,6	162,2	166,3	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	98,8	98,8	98,8	98,8	99,6	99,8	73,5	80	100	100	100	100
ΔT no Regenerador (%)	86,1	86,1	86,1	86,1	87,4	90,1	82,6	90,9	105,1	105,1	105,1	105,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38	38	38	38	38,2	39,6	39,2	35,7	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	57,8	56,5	56,5	56,5	56,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	-	0	14,4	14,4	14,4	14,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	14,2	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	0,7	37,6	74,4	111,3	0,7	39	77,7	123,7	-244,2	-193,9	-143,7	-93,4
Investimento por Motor (US\$)	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.589.120	2.705.413	2.997.623	3.893.409	12.182.871	12.182.871	12.182.871	12.182.871
Potência Líquida Total (kW)	735,6	735,6	735,6	735,6	744	772,6	813,4	933	1000,4	1000,4	1000,4	1000,4
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	733,8	733,8	733,8	733,8	742	769,1	810,1	819,5	861,1	861,1	861,1	861,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	0	76,63	100,9	100,9	100,9	100,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,29	34,29	34,29	34,29	34,22	34,21	33,46	51,42	56,18	56,18	56,18	56,18
Potência Economizada no Radiador (kW)	36,1	36,1	36,1	36,1	36,24	37,7	36,8	88,35	94,53	94,53	94,53	94,53
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	714	714	714	714	735	828	948	1403	8797	8797	8797	8797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	98,2	98,2	98,2	98,2	92,21	98,93	104	117,8	343,8	343,8	343,8	343,8
Custo Específico (US\$/kW)	3.480	3.480	3.480	3.480	3.480	3.502	3.685	4.173	12.178	12.178	12.178	12.178

Tabela B.3 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	160,6	160,6	160,6	160,6	-	160,6	166,3	172	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	98,8	98,8	98,8	98,8	-	98,6	100,2	104,9	100	100	100	100
ΔT no Regenerador (%)	86,1	86,1	86,1	86,1	-	86,1	89,6	99,5	105,1	105,1	105,1	105,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38	38	38	38	-	38	40	35,7	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56,5	56,5	56,5	56,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	14,4	14,4	14,4	14,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-35,5	1,4	38,3	75,2	-	1,4	39,5	78,4	-416,2	-365,9	-315,6	-265,4
Investimento por Motor (US\$)	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.559.888	-	2.561.280	2.700.671	2.831.954	12.182.871	12.182.871	12.182.871	12.182.871
Potência Líquida Total (kW)	735,6	735,6	735,6	735,6	-	736	771,4	794,6	1000,4	1000,4	1000,4	1000,4
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	733,8	733,8	733,8	733,8	-	734,1	767,7	793,7	861,1	861,1	861,1	861,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	0	0	0	100,9	100,9	100,9	100,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,29	34,29	34,29	34,29	-	34,29	34,3	33,02	56,18	56,18	56,18	56,18
Potência Economizada no Radiador (kW)	36,1	36,1	36,1	36,1	-	36,11	38	33,96	94,53	94,53	94,53	94,53
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	714	714	714	714	-	714	824	947	8797	8797	8797	8797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	147,4	147,4	147,4	147,4	-	147,3	148,2	150,9	515,7	515,7	515,7	515,7
Custo Específico (US\$/kW)	3.480	3.480	3.480	3.480	-	3.480	3.501	3.564	12.178	12.178	12.178	12.178

Tabela B.4 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	160,6	160,6	160,6	160,6	-	-	-	-	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	98,8	98,8	98,8	98,8	-	-	-	-	100	100	100	100
ΔT no Regenerador (%)	86,1	86,1	86,1	86,1	-	-	-	-	105,1	105,1	105,1	105,1
ΔT no Pré-aquecedor (%)	38	38	38	38	-	-	-	-	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	-	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56,5	56,5	56,5	56,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	14,4	14,4	14,4	14,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-143,9	-107,0	-70,1	-33,2	-	-	-	-	-932,1	-881,8	-831,6	-781,3
Investimento por Motor (US\$)	2.559.888	2.559.888	2.559.888	2.559.888	-	-	-	-	12.182.871	12.182.871	12.182.871	12.182.871
Potência Líquida Total (kW)	735,6	735,6	735,6	735,6	-	-	-	-	1000,4	1000,4	1000,4	1000,4
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	733,8	733,8	733,8	733,8	-	-	-	-	861,1	861,1	861,1	861,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	100,9	100,9	100,9	100,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,29	34,29	34,29	34,29	-	-	-	-	56,18	56,18	56,18	56,18
Potência Economizada no Radiador (kW)	36,1	36,1	36,1	36,1	-	-	-	-	94,53	94,53	94,53	94,53
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	714	714	714	714	-	-	-	-	8797	8797	8797	8797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	294,7	294,7	294,7	294,7	-	-	-	-	1031,4	1031,4	1031,4	1031,4
Custo Específico (US\$/kW)	3.480	3.480	3.480	3.480	-	-	-	-	12.178	12.178	12.178	12.178

Tabela B.5 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	170,1	173,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	50,1	49,9	46,9	46,9	46,9	46,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	73,6	74,1	69,2	69,2	69,2	69,2
ΔT no Pré-aquecedor (%)	-	-	-	-	-	-	14	16,4	31,1	31,1	31,1	31,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	-	-	-	-	-	-	60	60	60	60	60	60
Fluido	-	-	-	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	59,9	59,9	59,9	59,9	-	60,1	59,4	59	58,1	58,1	58,1	58,1
Temperatura de Condensação (°C)	37	37	37	37	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	6,4	6,4	6,4	6,4
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	-	0	0	0	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	13,5	13,5	13,5	13,5	-	17	18,6	19,7	21,6	21,6	21,6	21,6
Fluido	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-1,7	4,9	11,6	18,2	-	5,6	24,0	44,7	-91,2	-68,3	-45,5	-22,6
Investimento por Motor (US\$)	705.776	705.776	705.776	705.776	-	909.594	2.644.943	2.771.349	6.389.840	6.389.840	6.389.840	6.389.840
Potência Líquida Total (kW)	128,58	128,58	128,58	128,58	-	160,99	403,5	415,37	452,25	452,25	452,25	452,25
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	0	0	0	0	-	0	243,8	250,1	274,1	274,1	274,1	274,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	72,07	72,07	72,07	72,07	-	99,23	106,2	111,2	123,7	123,7	123,7	123,7
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	17,9	17,9	17,9	17,9	-	22,39	35,49	37,07	40,26	40,26	40,26	40,26
Potência Economizada no Radiador (kW)	74,41	74,41	74,41	74,41	-	84,15	88,99	91,14	94,74	94,74	94,74	94,74
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0	0	0	0	-	0	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	266	266	266	266	-	408	877	976	4567	4567	4567	4567
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	116,2	116,2	116,2	116,2	-	119,6	138,7	141,2	299,2	299,2	299,2	299,2
Custo Específico (US\$/kW)	5.489	5.489	5.489	5.489	-	5.650	6.555	6.672	14.129	14.129	14.129	14.129

Tabela B.6 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	168,3	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	49,4	46,9	46,9	46,9	46,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	-	70,5	69,2	69,2	69,2	69,2
ΔT no Pré-aquecedor (%)	-	-	-	-	-	-	-	16	31,1	31,1	31,1	31,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	-	-	-	-	-	-	-	60	60	60	60	60
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	59,9	59,9	59,9	59,9	-	-	60,1	59,4	58,1	58,1	58,1	58,1
Temperatura de Condensação (°C)	37	37	37	37	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	6,4	6,4	6,4	6,4
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	13,5	13,5	13,5	13,5	-	-	17	18,1	21,6	21,6	21,6	21,6
Fluido	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-6,7	-0,1	6,6	13,2	-	-	7,4	25,8	-136,3	-113,4	-90,6	-67,7
Investimento por Motor (US\$)	705.776	705.776	705.776	705.776	-	-	909.650	2.598.024	6.389.840	6.389.840	6.389.840	6.389.840
Potência Líquida Total (kW)	128,58	128,58	128,58	128,58	-	-	161	398,47	452,25	452,25	452,25	452,25
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	0	241,7	274,1	274,1	274,1	274,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	72,07	72,07	72,07	72,07	-	-	99,24	103,5	123,7	123,7	123,7	123,7
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	17,9	17,9	17,9	17,9	-	-	22,39	35,06	40,26	40,26	40,26	40,26
Potência Economizada no Radiador (kW)	74,41	74,41	74,41	74,41	-	-	84,15	88,33	94,74	94,74	94,74	94,74
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0	0	0	0	-	-	0	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	266	266	266	266	-	-	408	838	4567	4567	4567	4567
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	155,0	155,0	155,0	155,0	-	-	159,5	184	398,9	398,9	398,9	398,9
Custo Específico (US\$/kW)	5.489	5.489	5.489	5.489	-	-	5.650	6.520	14.129	14.129	14.129	14.129

Tabela B.7 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	46,9	46,9	46,9	46,9
ΔT no Regenerador (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	69,2	69,2	69,2	69,2
ΔT no Pré-aquecedor (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	31,1	31,1	31,1	31,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	60	60	60	60
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	59,9	59,9	59,9	59,9	-	-	-	59,9	58,1	58,1	58,1	58,1
Temperatura de Condensação (°C)	37	37	37	37	-	-	-	36,3	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	-	0	6,4	6,4	6,4	6,4
ΔT no Regenerador (%)	0	0	0	0	-	-	-	0	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	13,5	13,5	13,5	13,5	-	-	-	14,7	21,6	21,6	21,6	21,6
Fluido	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-16,6	-10,0	-3,4	3,2	-	-	-	3,4	-226,5	-203,6	-180,8	-157,9
Investimento por Motor (US\$)	705.776	705.776	705.776	705.776	-	-	-	768.616	6.389.840	6.389.840	6.389.840	6.389.840
Potência Líquida Total (kW)	128,58	128,58	128,58	128,58	-	-	-	139,52	452,25	452,25	452,25	452,25
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	-	0	274,1	274,1	274,1	274,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	72,07	72,07	72,07	72,07	-	-	-	80,85	123,7	123,7	123,7	123,7
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	17,9	17,9	17,9	17,9	-	-	-	19,47	40,26	40,26	40,26	40,26
Potência Economizada no Radiador (kW)	74,41	74,41	74,41	74,41	-	-	-	78,14	94,74	94,74	94,74	94,74
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0	0	0	0	-	-	-	0	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	266	266	266	266	-	-	-	307	4567	4567	4567	4567
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	232,4	232,4	232,4	232,4	-	-	-	233,2	598,3	598,3	598,3	598,3
Custo Específico (US\$/kW)	5.489	5.489	5.489	5.489	-	-	-	5.509	14.129	14.129	14.129	14.129

Tabela B.8 - Resultados das estruturas ORC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	46,9	46,9	46,9	46,9
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	69,2	69,2	69,2	69,2
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	31,1	31,1	31,1	31,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	60	60	60	60
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	59,9	59,9	59,9	59,9	-	-	-	-	58,1	58,1	58,1	58,1
Temperatura de Condensação (°C)	37	37	37	37	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	6,4	6,4	6,4	6,4
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	13,5	13,5	13,5	13,5	-	-	-	-	21,6	21,6	21,6	21,6
Fluido	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-46,5	-39,9	-33,3	-26,7	-	-	-	-	-497,1	-474,2	-451,4	-428,5
Investimento por Motor (US\$)	705.776	705.776	705.776	705.776	-	-	-	-	6.389.840	6.389.840	6.389.840	6.389.840
Potência Líquida Total (kW)	128,58	128,58	128,58	128,58	-	-	-	-	452,25	452,25	452,25	452,25
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	274,1	274,1	274,1	274,1
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	72,07	72,07	72,07	72,07	-	-	-	-	123,7	123,7	123,7	123,7
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	17,9	17,9	17,9	17,9	-	-	-	-	40,26	40,26	40,26	40,26
Potência Economizada no Radiador (kW)	74,41	74,41	74,41	74,41	-	-	-	-	94,74	94,74	94,74	94,74
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0	0	0	0	-	-	-	-	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	266	266	266	266	-	-	-	-	4567	4567	4567	4567
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	464,9	464,9	464,9	464,9	-	-	-	-	1196,6	1196,6	1196,6	1196,6
Custo Específico (US\$/kW)	5.489	5.489	5.489	5.489	-	-	-	-	14.129	14.129	14.129	14.129

Tabela B.9 - Resultados das estruturas KA otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Pressão de Evaporação (°C)	96,4	96,4	96,4	96,4	105	115	120,4	120,4	127,4	127,4	127,4	127,4
Temperatura de Condensação (°C)	33,6	33,6	33,6	33,6	33,1	34	33,6	33,6	30,1	30,1	30,1	30,1
Superaquecimento (°C)	144,4	144,4	144,4	144,4	145,4	149,2	153,1	153	163,4	163,4	163,4	163,4
ΔT no Regenerador (°C)	77,4	77,4	77,4	77,4	64,5	70,3	103,9	103,9	104,7	104,7	104,7	104,7
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	13,4	13,4	13,4	13,4	32,7	31,8	0	0	3,1	3,1	3,1	3,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fração de Amônia (%)	94	94	94	94	93	93	94	94	95	95	95	95
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	53,4	54	53,5	53,5	53,5	53,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,1	33,5	30	30	30	30
Temperatura do Separador (°C)	-	-	-	-	-	-	69	69,2	77,9	77,9	77,9	77,9
ΔT no Regenerador 1 (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	10,3	10,3	10,3	10,3
ΔT no Regenerador 2 (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	19,1	20,8	26	26	26	26
Fração de Amônia (%)	-	-	-	-	-	-	92	93	99	99	99	99
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	12,6	46,5	80,3	114,1	13,1	49,1	93,9	140,7	-1759,2	-1706,0	-1652,8	-1599,7
Investimento por Motor (US\$)	2.559.595	2.559.595	2.559.595	2.559.595	2.778.592	3.036.719	4.301.134	4.455.297	88.105.592	88.105.592	88.105.592	88.105.592
Potência Líquida Total (kW)	675,89	675,89	675,89	675,89	725,86	760,13	924,18	938,55	1058,3	1058,3	1058,3	1058,3
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	692,73	692,73	692,73	692,73	731,4	765,5	793,6	793,6	852,2	852,2	852,2	852,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	88,45	101,9	162,6	162,6	162,6	162,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	26,39	26,39	26,39	26,39	28,22	27,77	46,68	48,59	54,09	54,09	54,09	54,09
Potência Economizada no Radiador (kW)	9,55	9,55	9,55	9,55	22,68	22,4	88,81	91,64	97,59	97,59	97,59	97,59
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	658	658	658	658	739	944	1648	1769	32136	32136	32136	32136
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	80,2	80,2	80,2	80,2	81,0	84,6	98,5	100,5	1762,0	1762,0	1762,0	1762,0
Custo Específico (US\$/kW)	3.787	3.787	3.787	3.787	3.828	3.995	4.654	4.747	83.252	83.252	83.252	83.252

Tabela B.10 - Resultados das estruturas KA otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Pressão de Evaporação (°C)	96,4	96,4	96,4	96,4	-	105	106,6	115,7	127,4	127,4	127,4	127,4
Temperatura de Condensação (°C)	33,6	33,6	33,6	33,6	-	33,1	31,6	33,1	30,1	30,1	30,1	30,1
Superaquecimento (°C)	144,4	144,4	144,4	144,4	-	149,4	152,7	154	163,4	163,4	163,4	163,4
ΔT no Regenerador (°C)	77,4	77,4	77,4	77,4	-	61,1	61,3	92,4	104,7	104,7	104,7	104,7
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	13,4	13,4	13,4	13,4	-	35,3	37,6	9,4	3,1	3,1	3,1	3,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fração de Amônia (%)	94	94	94	94	-	94	94	94	95	95	95	95
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	48,6	53,5	53,5	53,5	53,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	35,9	30	30	30	30
Temperatura do Separador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	66,4	77,9	77,9	77,9	77,9
ΔT no Regenerador 1 (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	10,3	10,3	10,3	10,3
ΔT no Regenerador 2 (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	15,5	26	26	26	26
Fração de Amônia (%)	-	-	-	-	-	-	-	95	99	99	99	99
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-5,4	28,4	62,2	96,0	-	30,0	67,3	131,4	-2381,8	-2328,6	-2275,5	-2222,3
Investimento por Motor (US\$)	2.559.595	2.559.595	2.559.595	2.559.595	-	2.799.583	2.919.292	3.816.798	88.105.592	88.105.592	88.105.592	88.105.592
Potência Líquida Total (kW)	675,89	675,89	675,89	675,89	-	730,58	751,04	869,43	1058,3	1058,3	1058,3	1058,3
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	692,73	692,73	692,73	692,73	-	734,6	753,8	780,2	852,2	852,2	852,2	852,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	0	0	50,34	162,6	162,6	162,6	162,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	26,39	26,39	26,39	26,39	-	28,52	28,53	43,77	54,09	54,09	54,09	54,09
Potência Economizada no Radiador (kW)	9,55	9,55	9,55	9,55	-	24,5	25,77	82,66	97,59	97,59	97,59	97,59
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	658	658	658	658	-	770	869	1335	32136	32136	32136	32136
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	106,9	106,9	106,9	106,9	-	108,2	109,7	123,9	2350,3	2350,3	2350,3	2350,3
Custo Específico (US\$/kW)	3.787	3.787	3.787	3.787	-	3.832	3.887	4.390	83.252	83.252	83.252	83.252

Tabela B.11 - Resultados das estruturas KA otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Pressão de Evaporação (°C)	96,4	96,4	96,4	96,4	-	-	102,5	103	127,4	127,4	127,4	127,4
Temperatura de Condensação (°C)	33,6	33,6	33,6	33,6	-	-	33,3	31,9	30,1	30,1	30,1	30,1
Superaquecimento (°C)	144,4	144,4	144,4	144,4	-	-	150,2	152,8	163,4	163,4	163,4	163,4
ΔT no Regenerador (°C)	77,4	77,4	77,4	77,4	-	-	57,2	60,4	104,7	104,7	104,7	104,7
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	13,4	13,4	13,4	13,4	-	-	36,9	35,5	3,1	3,1	3,1	3,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	165	165	165	165	165	165
Fração de Amônia (%)	94	94	94	94	-	-	94	94	95	95	95	95
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	53,5	53,5	53,5	53,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	30	30	30	30
Temperatura do Separador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	77,9	77,9	77,9	77,9
ΔT no Regenerador 1 (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	10,3	10,3	10,3	10,3
ΔT no Regenerador 2 (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	26	26	26	26
Fração de Amônia (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	99	99	99	99
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-41,6	-7,7	26,1	59,9	-	-	27,2	63,9	-3625,5	-3572,3	-3519,1	-3466,0
Investimento por Motor (US\$)	2.559.595	2.559.595	2.559.595	2.559.595	-	-	2.746.533	2.813.236	88.105.592	88.105.592	88.105.592	88.105.592
Potência Líquida Total (kW)	675,89	675,89	675,89	675,89	-	-	719,93	733,76	1058,3	1058,3	1058,3	1058,3
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	692,73	692,73	692,73	692,73	-	-	723,24	737,8	852,2	852,2	852,2	852,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	162,6	162,6	162,6	162,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	26,39	26,39	26,39	26,39	-	-	28,85	28,47	54,09	54,09	54,09	54,09
Potência Economizada no Radiador (kW)	9,55	9,55	9,55	9,55	-	-	25,54	24,43	97,59	97,59	97,59	97,59
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	658	658	658	658	-	-	732	791	32136	32136	32136	32136
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	160,4	160,4	160,4	160,4	-	-	161,5	162,3	3525,5	3525,5	3525,5	3525,5
Custo Específico (US\$/kW)	3.787	3.787	3.787	3.787	-	-	3.815	3.834	83.252	83.252	83.252	83.252

Tabela B.12 - Resultados das estruturas KA otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Pressão de Evaporação (°C)	96,4	96,4	96,4	96,4	-	-	-	-	127,4	127,4	127,4	127,4
Temperatura de Condensação (°C)	33,6	33,6	33,6	33,6	-	-	-	-	30,1	30,1	30,1	30,1
Superaquecimento (°C)	144,4	144,4	144,4	144,4	-	-	-	-	163,4	163,4	163,4	163,4
ΔT no Regenerador (°C)	77,4	77,4	77,4	77,4	-	-	-	-	104,7	104,7	104,7	104,7
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	13,4	13,4	13,4	13,4	-	-	-	-	3,1	3,1	3,1	3,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	-	165	165	165	165
Fração de Amônia (%)	94	94	94	94	-	-	-	-	95	95	95	95
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	53,5	53,5	53,5	53,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	30	30	30	30
Temperatura do Separador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	77,9	77,9	77,9	77,9
ΔT no Regenerador 1 (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	10,3	10,3	10,3	10,3
ΔT no Regenerador 2 (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	26	26	26	26
Fração de Amônia (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	99	99	99	99
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-149,9	-116,1	-82,3	-48,5	-	-	-	-	-7356,5	-7303,3	-7250,1	-7197,0
Investimento por Motor (US\$)	2.559.595	2.559.595	2.559.595	2.559.595	-	-	-	-	88.105.592	88.105.592	88.105.592	88.105.592
Potência Líquida Total (kW)	675,89	675,89	675,89	675,89	-	-	-	-	1058,3	1058,3	1058,3	1058,3
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	692,73	692,73	692,73	692,73	-	-	-	-	852,2	852,2	852,2	852,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	162,6	162,6	162,6	162,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	26,39	26,39	26,39	26,39	-	-	-	-	54,09	54,09	54,09	54,09
Potência Economizada no Radiador (kW)	9,55	9,55	9,55	9,55	-	-	-	-	97,59	97,59	97,59	97,59
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	658	658	658	658	-	-	-	-	32136	32136	32136	32136
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	320,7	320,7	320,7	320,7	-	-	-	-	7050,9	7050,9	7050,9	7050,9
Custo Específico (US\$/kW)	3.787	3.787	3.787	3.787	-	-	-	-	83.252	83.252	83.252	83.252

Tabela B.13 - Resultados das estruturas KA otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Pressão de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	94,5	105,8	127,4	127,4	127,4	127,4
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	31,6	31,3	30	30	30	30
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	24,4	26,3	29,6	29,6	29,6	29,6
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	65,4	62,8	54	54	54	54
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	10,8	10,8	10,8	10,8
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	-	-	-	-	-	-	60	60	60	60	60	60
Fração de Amônia (%)	-	-	-	-	-	-	88	89	88	88	88	88
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	44,1	44,1	44,1	44,1	-	42	53,5	54	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	39,5	39,5	39,5	39,5	-	41,3	34,5	33,6	30	30	30	30
Temperatura do Separador (°C)	63,6	63,6	63,6	63,6	-	60,4	68,5	69,2	78	78	78	78
ΔT no Regenerador 1 (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	6,4	6,4	6,4	6,4
ΔT no Regenerador 2 (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	11,6	11,6	11,6	11,6	-	14,8	19	20,8	24,5	24,5	24,5	24,5
Fração de Amônia (%)	95	95	95	95	-	95	93	93	99	99	99	99
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-1,4	2,2	5,7	9,3	-	2,4	12,4	30,7	-15749,7	-15727,1	-15704,5	-15682,0
Investimento por Motor (US\$)	402.680	402.680	402.680	402.680	-	363.662	2.676.042	2.924.177	746.032.778	746.032.778	746.032.778	746.032.778
Potência Líquida Total (kW)	67,7	67,7	67,7	67,7	-	63,07	348,67	372,08	446,21	446,21	446,21	446,21
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	0	0	0	0	-	0	206,2	213,2	227,6	227,6	227,6	227,6
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	14,36	14,36	14,36	14,36	-	3,12	86,2	101,5	160,6	160,6	160,6	160,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	14,36	14,36	14,36	14,36	-	18,55	32,24	34,21	38,48	38,48	38,48	38,48
Potência Economizada no Radiador (kW)	67,7	67,7	67,7	67,7	-	78,5	88,51	91,59	96,49	96,49	96,49	96,49
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0	0	0	0	-	0	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	147	147	147	147	-	174	792	961	133824	133824	133824	133824
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	125,9	125,9	125,9	125,9	-	122,1	162,5	166,4	35394,0	35394,0	35394,0	35394,0
Custo Específico (US\$/kW)	5.948	5.948	5.948	5.948	-	5.766	7.675	7.859	1.671.932	1.671.932	1.671.932	1.671.932

Tabela B.14 - Resultados das estruturas KA otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Pressão de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	94,1	127,4	127,4	127,4	127,4
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	31,6	30	30	30	30
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	21,4	29,6	29,6	29,6	29,6
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	65	54	54	54	54
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	10,8	10,8	10,8	10,8
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	-	-	-	-	-	-	-	60	60	60	60	60
Fração de Amônia (%)	-	-	-	-	-	-	-	88	88	88	88	88
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	44,1	44,1	44,1	44,1	-	-	44,2	53,1	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	39,5	39,5	39,5	39,5	-	-	39,6	35	30	30	30	30
Temperatura do Separador (°C)	63,6	63,6	63,6	63,6	-	-	63,1	68,1	78	78	78	78
ΔT no Regenerador 1 (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	6,4	6,4	6,4	6,4
ΔT no Regenerador 2 (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	11,6	11,6	11,6	11,6	-	-	13,9	18,5	24,5	24,5	24,5	24,5
Fração de Amônia (%)	95	95	95	95	-	-	95	93	99	99	99	99
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-4,2	-0,7	2,9	6,4	-	-	3,1	11,2	-21018,0	-20995,4	-20972,9	-20950,3
Investimento por Motor (US\$)	402.680	402.680	402.680	402.680	-	-	456.182	2.613.061	746.032.778	746.032.778	746.032.778	746.032.778
Potência Líquida Total (kW)	67,7	67,7	67,7	67,7	-	-	75,74	341,8	446,21	446,21	446,21	446,21
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	0	205,2	227,6	227,6	227,6	227,6
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	14,36	14,36	14,36	14,36	-	-	17,39	80,76	160,6	160,6	160,6	160,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	14,36	14,36	14,36	14,36	-	-	17,15	31,71	38,48	38,48	38,48	38,48
Potência Economizada no Radiador (kW)	67,7	67,7	67,7	67,7	-	-	75,5	87,55	96,49	96,49	96,49	96,49
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0	0	0	0	-	-	0	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	147	147	147	147	-	-	179	749	133824	133824	133824	133824
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	167,9	167,9	167,9	167,9	-	-	170,0	215,8	47200,9	47200,9	47200,9	47200,9
Custo Específico (US\$/kW)	5.948	5.948	5.948	5.948	-	-	6.023	7.645	1.671.932	1.671.932	1.671.932	1.671.932

Tabela B.15 - Resultados das estruturas KA otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Pressão de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	127,4	127,4	127,4	127,4
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	30	30	30	30
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	29,6	29,6	29,6	29,6
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	54	54	54	54
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	10,8	10,8	10,8	10,8
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	60	60	60	60
Fração de Amônia (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	88	88	88	88
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	44,1	44,1	44,1	44,1	-	-	-	44,1	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	39,5	39,5	39,5	39,5	-	-	-	39,5	30	30	30	30
Temperatura do Separador (°C)	63,6	63,6	63,6	63,6	-	-	-	63,6	78	78	78	78
ΔT no Regenerador 1 (°C)	0	0	0	0	-	-	-	0	6,4	6,4	6,4	6,4
ΔT no Regenerador 2 (°C)	0	0	0	0	-	-	-	0	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	11,6	11,6	11,6	11,6	-	-	-	11,6	24,5	24,5	24,5	24,5
Fração de Amônia (%)	95	95	95	95	-	-	-	95	99	99	99	99
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-9,9	-6,4	-2,8	0,8	-	-	-	0,8	-31548,8	-31526,2	-31503,6	-31481,1
Investimento por Motor (US\$)	402.680	402.680	402.680	402.680	-	-	-	402.680	746.032.778	746.032.778	746.032.778	746.032.778
Potência Líquida Total (kW)	67,7	67,7	67,7	67,7	-	-	-	67,7	446,21	446,21	446,21	446,21
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	-	0	227,6	227,6	227,6	227,6
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	14,36	14,36	14,36	14,36	-	-	-	14,36	160,6	160,6	160,6	160,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	14,36	14,36	14,36	14,36	-	-	-	14,36	38,48	38,48	38,48	38,48
Potência Economizada no Radiador (kW)	67,7	67,7	67,7	67,7	-	-	-	67,7	96,49	96,49	96,49	96,49
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0	0	0	0	-	-	-	0	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	147	147	147	147	-	-	-	147	133824	133824	133824	133824
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	251,9	251,9	251,9	251,9	-	-	-	251,9	70801,3	70801,3	70801,3	70801,3
Custo Específico (US\$/kW)	5.948	5.948	5.948	5.948	-	-	-	5.948	1.671.932	1.671.932	1.671.932	1.671.932

Tabela B.16 - Resultados das estruturas KA otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Pressão de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	127,4	127,4	127,4	127,4
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	30	30	30	30
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	29,6	29,6	29,6	29,6
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	54	54	54	54
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	10,8	10,8	10,8	10,8
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	60	60	60	60
Fração de Amônia (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	88	88	88	88
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	44,1	44,1	44,1	44,1	-	-	-	-	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	39,5	39,5	39,5	39,5	-	-	-	-	30	30	30	30
Temperatura do Separador (°C)	63,6	63,6	63,6	63,6	-	-	-	-	78	78	78	78
ΔT no Regenerador 1 (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	6,4	6,4	6,4	6,4
ΔT no Regenerador 2 (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT da Água do Motor (°C)	11,6	11,6	11,6	11,6	-	-	-	-	24,5	24,5	24,5	24,5
Fração de Amônia (%)	95	95	95	95	-	-	-	-	99	99	99	99
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-27,0	-23,4	-19,9	-16,3	-	-	-	-	-63141,0	-63118,4	-63095,9	-63073,3
Investimento por Motor (US\$)	402.680	402.680	402.680	402.680	-	-	-	-	746.032.778	746.032.778	746.032.778	746.032.778
Potência Líquida Total (kW)	67,7	67,7	67,7	67,7	-	-	-	-	446,21	446,21	446,21	446,21
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	227,6	227,6	227,6	227,6
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	14,36	14,36	14,36	14,36	-	-	-	-	160,6	160,6	160,6	160,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	14,36	14,36	14,36	14,36	-	-	-	-	38,48	38,48	38,48	38,48
Potência Economizada no Radiador (kW)	67,7	67,7	67,7	67,7	-	-	-	-	96,49	96,49	96,49	96,49
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0	0	0	0	-	-	-	-	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	147	147	147	147	-	-	-	-	133824	133824	133824	133824
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	503,8	503,8	503,8	503,8	-	-	-	-	141602,6	141602,6	141602,6	141602,6
Custo Específico (US\$/kW)	5.948	5.948	5.948	5.948	-	-	-	-	1.671.932	1.671.932	1.671.932	1.671.932

Tabela B.17 - Resultados das estruturas CRC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	206	210,2	210,2	210,2	210,2
Temperatura de Evaporação de Baixa (°C)	173,9	173,9	173,9	173,9	173,6	173,7	173,2	-	153,8	153,8	153,8	153,8
Superaquecimento de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	129,1	134,6	134,6	134,6	134,6
Superaquecimento de Baixa (°C)	144,1	144,1	144,1	144,1	150,5	153,3	162,7	0	114,4	114,4	114,4	114,4
ΔT no Pré-aquecedor 1 (°C)	16,1	16,1	16,1	16,1	27,9	36,7	38,7	39	43,4	43,4	43,4	43,4
ΔT no Pré-aquecedor 2 (°C)	99,6	99,6	99,6	99,6	89,2	90,6	80,1	75,2	12,1	12,1	12,1	12,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fração Mássica para Segundo Nível (-)	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
Extração para o Des aerador (-)	0,023	0,023	0,023	0,023	0,026	0,011	0,026	0,0002	0,01	0,01	0,01	0,01
Pressão do Des aerador (bar)	8,7	8,7	8,7	8,7	8,6	8,7	8,5	5,2	1,016	1,016	1,016	1,016
Temperatura de Condensação (°C)	45,6	45,6	45,6	45,6	41,7	40,3	39,2	39	35	35	35	35
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	14,6	45,4	76,3	107,1	15,1	48,1	81,6	119,4	-171,0	-128,9	-86,8	-44,7
Investimento por Motor (US\$)	2.186.464	2.186.464	2.186.464	2.186.464	2.320.728	2.427.934	2.509.333	3.475.058	12.020.240	12.020.240	12.020.240	12.020.240
Potência Líquida Total (kW)	616,6	616,6	616,6	616,6	649,7	668,3	677,1	774,3	841,4	841,4	841,4	841,4
Potência Turbina de Alta (kW)	0	0	0	0	0	0	0	245,7	242,6	242,6	242,6	242,6
Potência Turbina de Média (kW)	0	0	0	0	0	0	0	0	295,5	295,5	295,5	295,5
Potência Turbina de Baixa (kW)	665,8	665,8	665,8	665,8	696,8	713,5	722,1	578,1	354,6	354,6	354,6	354,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	26,31	26,31	26,31	26,31	26,55	26,81	26,81	25,73	25	25	25	25
Potência Economizada no Radiador (kW)	4,97	4,97	4,97	4,97	8,58	11,27	11,79	11,98	12,18	12,18	12,18	12,18
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	562	562	562	562	658	724	802	1115	7674	7674	7674	7674
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	75,07	75,07	75,07	75,07	75,62	76,9	78,44	95,03	302,4	302,4	302,4	302,4
Custo Específico (US\$/kW)	3.546	3.546	3.546	3.546	3.572	3.633	3.706	4.488	14.286	14.286	14.286	14.286

Tabela B.18 - Resultados das estruturas CRC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	210,2	210,2	210,2	210,2
Temperatura de Evaporação de Baixa (°C)	173,9	173,9	173,9	173,9	-	173,7	173,1	174,3	153,8	153,8	153,8	153,8
Superaquecimento de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	134,6	134,6	134,6	134,6
Superaquecimento de Baixa (°C)	144,1	144,1	144,1	144,1	-	154,4	160	160,9	114,4	114,4	114,4	114,4
ΔT no Pré-aquecedor 1 (°C)	16,1	16,1	16,1	16,1	-	30,8	38,5	38,7	43,4	43,4	43,4	43,4
ΔT no Pré-aquecedor 2 (°C)	99,6	99,6	99,6	99,6	-	92,7	60,5	82,1	12,1	12,1	12,1	12,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fração Mássica para Segundo Nível (-)	0	0	0	0	-	0	0	0	1	1	1	1
Extração para o Des aerador (-)	0,023	0,023	0,023	0,023	-	0,016	0,059	0,026	0,01	0,01	0,01	0,01
Pressão do Des aerador (bar)	8,7	8,7	8,7	8,7	-	8,7	8,5	8,8	1,016	1,016	1,016	1,016
Temperatura de Condensação (°C)	45,6	45,6	45,6	45,6	-	41,2	39,6	38,7	35	35	35	35
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-0,8	30,0	60,8	91,7	-	31,3	63,7	98,4	-255,9	-213,8	-171,7	-129,6
Investimento por Motor (US\$)	2.186.464	2.186.464	2.186.464	2.186.464	-	2.359.050	2.496.259	2.534.745	12.020.240	12.020.240	12.020.240	12.020.240
Potência Líquida Total (kW)	616,6	616,6	616,6	616,6	-	657,3	674,3	682,3	841,4	841,4	841,4	841,4
Potência Turbina de Alta (kW)	0	0	0	0	-	0	0	0	242,6	242,6	242,6	242,6
Potência Turbina de Média (kW)	0	0	0	0	-	0	0	0	295,5	295,5	295,5	295,5
Potência Turbina de Baixa (kW)	665,8	665,8	665,8	665,8	-	703,9	719,4	727,7	354,6	354,6	354,6	354,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	26,31	26,31	26,31	26,31	-	26,62	26,8	26,75	25	25	25	25
Potência Economizada no Radiador (kW)	4,97	4,97	4,97	4,97	-	9,45	11,77	11,79	12,18	12,18	12,18	12,18
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	562	562	562	562	-	681	799	834,1	7674	7674	7674	7674
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	100,1	100,1	100,1	100,1	-	101,3	104,5	104,9	403,31	403,31	403,31	403,31
Custo Específico (US\$/kW)	3.546	3.546	3.546	3.546	-	3.589	3.702	3.715	14.286	14.286	14.286	14.286

Tabela B.19 - Resultados das estruturas CRC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Temperatura de Evaporação de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	210,2	210,2	210,2	210,2	
Temperatura de Evaporação de Baixa (°C)	173,9	173,9	173,9	173,9	-	-	174,1	173,1	153,8	153,8	153,8	153,8	
Superaquecimento de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	134,6	134,6	134,6	134,6	
Superaquecimento de Baixa (°C)	144,1	144,1	144,1	144,1	-	-	151,6	156,7	114,4	114,4	114,4	114,4	
ΔT no Pré-aquecedor 1 (°C)	16,1	16,1	16,1	16,1	-	-	27,4	29,3	43,4	43,4	43,4	43,4	
ΔT no Pré-aquecedor 2 (°C)	99,6	99,6	99,6	99,6	-	-	96,8	95,8	12,1	12,1	12,1	12,1	
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	165	165	165	165	165	165	
Fração Mássica para Segundo Nível (-)	0	0	0	0	-	-	0	0	1	1	1	1	
Extração para o Des aerador (-)	0,023	0,023	0,023	0,023	-	-	0,013	0,012	0,01	0,01	0,01	0,01	
Pressão do Des aerador (bar)	8,7	8,7	8,7	8,7	-	-	8,7	8,5	1,016	1,016	1,016	1,016	
Temperatura de Condensação (°C)	45,6	45,6	45,6	45,6	-	-	42,6	41,3	35	35	35	35	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-31,7	-0,9	30,0	60,8	-	-	31,2	63,5	-425,6	-383,5	-341,4	-299,3	
Investimento por Motor (US\$)	2.186.464	2.186.464	2.186.464	2.186.464	-	-	2.301.670	2.343.810	12.020.240	12.020.240	12.020.240	12.020.240	
Potência Líquida Total (kW)	616,6	616,6	616,6	616,6	-	-	646,9	653,6	841,4	841,4	841,4	841,4	
Potência Turbina de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	242,6	242,6	242,6	242,6	
Potência Turbina de Média (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	295,5	295,5	295,5	295,5	
Potência Turbina de Baixa (kW)	665,8	665,8	665,8	665,8	-	-	694,1	700,4	354,6	354,6	354,6	354,6	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	26,31	26,31	26,31	26,31	-	-	26,56	26,58	25	25	25	25	
Potência Economizada no Radiador (kW)	4,97	4,97	4,97	4,97	-	-	8,43	8,97	12,18	12,18	12,18	12,18	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	562	562	562	562	-	-	636	673	7674	7674	7674	7674	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	150,2	150,2	150,2	150,2	-	-	150,7	151,8	604,97	604,97	604,97	604,97	
Custo Específico (US\$/kW)	3.546	3.546	3.546	3.546	-	-	3.558	3.586	-	14.286	14.286	14.286	

Tabela B.20 - Resultados das estruturas CRC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira com 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Temperatura de Evaporação de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	209,1	209,1	209,1	209,1	
Temperatura de Evaporação de Baixa (°C)	173,9	173,9	173,9	173,9	-	-	-	-	159,1	159,1	159,1	159,1	
Superaquecimento de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	132	132	132	132	
Superaquecimento de Baixa (°C)	144,1	144,1	144,1	144,1	-	-	-	-	101,9	101,9	101,9	101,9	
ΔT no Pré-aquecedor 1 (°C)	16,1	16,1	16,1	16,1	-	-	-	-	42	42	42	42	
ΔT no Pré-aquecedor 2 (°C)	99,6	99,6	99,6	99,6	-	-	-	-	24,9	24,9	24,9	24,9	
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	-	165	165	165	165	
Fração Mássica para Segundo Nível (-)	0	0	0	0	-	-	-	-	1	1	1	1	
Extração para o Des aerador (-)	0,023	0,023	0,023	0,023	-	-	-	-	0,025	0,025	0,025	0,025	
Pressão do Des aerador (bar)	8,7	8,7	8,7	8,7	-	-	-	-	2,3	2,3	2,3	2,3	
Temperatura de Condensação (°C)	45,6	45,6	45,6	45,6	-	-	-	-	36	36	36	36	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-124,3	-93,5	-62,6	-31,8	-	-	-	-	-934,6	-892,5	-850,4	-808,3	
Investimento por Motor (US\$)	2.186.464	2.186.464	2.186.464	2.186.464	-	-	-	-	12.020.240	12.020.240	12.020.240	12.020.240	
Potência Líquida Total (kW)	616,6	616,6	616,6	616,6	-	-	-	-	841,4	841,4	841,4	841,4	
Potência Turbina de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	242,6	242,6	242,6	242,6	
Potência Turbina de Média (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	295,5	295,5	295,5	295,5	
Potência Turbina de Baixa (kW)	665,8	665,8	665,8	665,8	-	-	-	-	354,6	354,6	354,6	354,6	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	26,31	26,31	26,31	26,31	-	-	-	-	25	25	25	25	
Potência Economizada no Radiador (kW)	4,97	4,97	4,97	4,97	-	-	-	-	12,18	12,18	12,18	12,18	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	562	562	562	562	-	-	-	-	7674	7674	7674	7674	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	300,3	300,3	300,3	300,3	-	-	-	-	1209,94	1209,94	1209,94	1209,94	
Custo Específico (US\$/kW)	3.546	3.546	3.546	3.546	-	-	-	-	14.286	14.286	14.286	14.286	

Tabela B.21 - Resultados das estruturas CRC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Temperatura de Evaporação de Baixa (°C)	160	160	160	160	-	160	163,8	163,8	161,7	161,7	161,7	161,7
Superaquecimento de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Superaquecimento de Baixa (°C)	60,2	60,2	60,2	60,2	-	62	66,3	66,1	78,3	78,3	78,3	78,3
ΔT no Pré-aquecedor 1 (°C)	31,4	31,4	31,4	31,4	-	31,1	34	33,7	43,3	43,3	43,3	43,3
ΔT no Pré-aquecedor 2 (°C)	21,7	21,7	21,7	21,7	-	21,8	0,8	0,7	0	0	0	0
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	60	60	60	60	-	60	60	60	60	60	60	60
Fração Mássica para Segundo Nível (-)	0	0	0	0	-	0	0	0	0	0	0	0
Extração para o Des aerador (-)	0,111	0,111	0,111	0,111	-	0,11	0,146	0,146	0,07	0,07	0,07	0,07
Pressão do Des aerador (bar)	6,2	6,2	6,2	6,2	-	6,2	6,8	6,8	1,9	1,9	1,9	1,9
Temperatura de Condensação (°C)	41,8	41,8	41,8	41,8	-	42	40	39,9	35	35	35	35
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-8,6	2,0	12,6	23,1	-	2,0	13,1	24,2	-29,5	-17,5	-5,5	6,5
Investimento por Motor (US\$)	1.325.226	1.325.226	1.325.226	1.325.226	-	1.325.702	1.385.875	1.387.198	2.447.035	2.447.035	2.447.035	2.447.035
Potência Líquida Total (kW)	211,22	211,22	211,22	211,22	-	211,2	220,4	220,4	239,6	239,6	239,6	239,6
Potência Turbina de Alta (kW)	0	0	0	0	-	0	0	0	0	0	0	0
Potência Turbina de Média (kW)	0	0	0	0	-	0	0	0	87,27	87,27	87,27	87,27
Potência Turbina de Baixa (kW)	226,7	226,7	226,7	226,7	-	226,5	236	235,7	167,6	167,6	167,6	167,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	9,9	9,9	9,9	9,9	-	9,9	9,85	9,84	9,81	9,81	9,81	9,81
Potência Economizada no Radiador (kW)	3,83	3,83	3,83	3,83	-	3,79	4,12	4,09	5,2	5,2	5,2	5,2
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	1,641	1,641	1,641	1,641	-	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	332	332	332	332	-	361	403	404	1184	1184	1184	1184
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	132,9	132,9	132,9	132,9	-	132,9	133,1	133,2	216,2	216,2	216,2	216,2
Custo Específico (US\$/kW)	6.276	6.276	6.276	6.276	-	6.277	6.288	6.294	10.213	10.213	10.213	10.213

Tabela B.22 - Resultados das estruturas CRC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Temperatura de Evaporação de Baixa (°C)	160	160	160	160	-	-	160	160	161,7	161,7	161,7	161,7
Superaquecimento de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Superaquecimento de Baixa (°C)	60,2	60,2	60,2	60,2	-	-	62	61,9	78,3	78,3	78,3	78,3
ΔT no Pré-aquecedor 1 (°C)	31,4	31,4	31,4	31,4	-	-	31,1	31,4	43,3	43,3	43,3	43,3
ΔT no Pré-aquecedor 2 (°C)	21,7	21,7	21,7	21,7	-	-	21,8	21,6	0	0	0	0
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	60	60	60	60	-	-	60	60	60	60	60	60
Fração Mássica para Segundo Nível (-)	0	0	0	0	-	-	0	0	0	0	0	0
Extração para o Des aerador (-)	0,111	0,111	0,111	0,111	-	-	0,111	0,112	0,07	0,07	0,07	0,07
Pressão do Des aerador (bar)	6,2	6,2	6,2	6,2	-	-	6,2	6,2	1,9	1,9	1,9	1,9
Temperatura de Condensação (°C)	41,8	41,8	41,8	41,8	-	-	42	41,1	35	35	35	35
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-17,9	-7,3	3,2	13,8	-	-	3,2	13,9	-46,7	-34,7	-22,7	-10,8
Investimento por Motor (US\$)	1.325.226	1.325.226	1.325.226	1.325.226	-	-	1.325.367	1.335.483	2.447.035	2.447.035	2.447.035	2.447.035
Potência Líquida Total (kW)	211,22	211,22	211,22	211,22	-	-	211,16	212,67	239,6	239,6	239,6	239,6
Potência Turbina de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	0	0	0	0
Potência Turbina de Média (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	87,27	87,27	87,27	87,27
Potência Turbina de Baixa (kW)	226,7	226,7	226,7	226,7	-	-	226,5	228,2	167,6	167,6	167,6	167,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	9,9	9,9	9,9	9,9	-	-	9,9	9,89	9,81	9,81	9,81	9,81
Potência Economizada no Radiador (kW)	3,83	3,83	3,83	3,83	-	-	3,79	3,83	5,2	5,2	5,2	5,2
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	1,641	1,641	1,641	1,641	-	-	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641	1,641
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	332	332	332	332	-	-	332	340	1184	1184	1184	1184
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	177,1	177,1	177,1	177,1	-	-	177,2	177,3	288,33	288,33	288,33	288,33
Custo Específico (US\$/kW)	6.276	6.276	6.276	6.276	-	-	6.277	6.280	10.213	10.213	10.213	10.213

Tabela B.23 - Resultados das estruturas CRC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Temperatura de Evaporação de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Temperatura de Evaporação de Baixa (°C)	160	160	160	160	-	-	-	-	161,7	161,7	161,7	161,7	
Superaquecimento de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Superaquecimento de Baixa (°C)	60,2	60,2	60,2	60,2	-	-	-	-	78,3	78,3	78,3	78,3	
ΔT no Pré-aquecedor 1 (°C)	31,4	31,4	31,4	31,4	-	-	-	-	43,3	43,3	43,3	43,3	
ΔT no Pré-aquecedor 2 (°C)	21,7	21,7	21,7	21,7	-	-	-	-	0	0	0	0	
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	60	60	60	60	-	-	-	-	60	60	60	60	
Fração Mássica para Segundo Nível (-)	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	0	
Extração para o Des aerador (-)	0,111	0,111	0,111	0,111	-	-	-	-	0,07	0,07	0,07	0,07	
Pressão do Des aerador (bar)	6,2	6,2	6,2	6,2	-	-	-	-	1,9	1,9	1,9	1,9	
Temperatura de Condensação (°C)	41,8	41,8	41,8	41,8	-	-	-	-	35	35	35	35	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-36,6	-26,0	-15,5	-4,9	-	-	-	-	-81,3	-69,3	-57,3	-45,3	
Investimento por Motor (US\$)	1.325.226	1.325.226	1.325.226	1.325.226	-	-	-	-	2.447.035	2.447.035	2.447.035	2.447.035	
Potência Líquida Total (kW)	211,22	211,22	211,22	211,22	-	-	-	-	239,6	239,6	239,6	239,6	
Potência Turbina de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	0	
Potência Turbina de Média (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	87,27	87,27	87,27	87,27	
Potência Turbina de Baixa (kW)	226,7	226,7	226,7	226,7	-	-	-	-	167,6	167,6	167,6	167,6	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	9,9	9,9	9,9	9,9	-	-	-	-	9,81	9,81	9,81	9,81	
Potência Economizada no Radiador (kW)	3,83	3,83	3,83	3,83	-	-	-	-	5,2	5,2	5,2	5,2	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	1,641	1,641	1,641	1,641	-	-	-	-	1,641	1,641	1,641	1,641	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	332	332	332	332	-	-	-	-	1184	1184	1184	1184	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	265,7	265,7	265,7	265,7	-	-	-	-	432,49	432,49	432,49	432,49	
Custo Específico (US\$/kW)	6.276	6.276	6.276	6.276	-	-	-	-	10.213	10.213	10.213	10.213	

Tabela B.24 - Resultados das estruturas CRC otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira com 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Temperatura de Evaporação de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Temperatura de Evaporação de Baixa (°C)	160	160	160	160	-	-	-	-	161,7	161,7	161,7	161,7	
Superaquecimento de Alta (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Superaquecimento de Baixa (°C)	60,2	60,2	60,2	60,2	-	-	-	-	78,3	78,3	78,3	78,3	
ΔT no Pré-aquecedor 1 (°C)	31,4	31,4	31,4	31,4	-	-	-	-	43,3	43,3	43,3	43,3	
ΔT no Pré-aquecedor 2 (°C)	21,7	21,7	21,7	21,7	-	-	-	-	0	0	0	0	
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	60	60	60	60	-	-	-	-	60	60	60	60	
Fração Mássica para Segundo Nível (-)	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	0	
Extração para o Des aerador (-)	0,111	0,111	0,111	0,111	-	-	-	-	0,07	0,07	0,07	0,07	
Pressão do Des aerador (bar)	6,2	6,2	6,2	6,2	-	-	-	-	1,9	1,9	1,9	1,9	
Temperatura de Condensação (°C)	41,8	41,8	41,8	41,8	-	-	-	-	35	35	35	35	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-92,7	-82,2	-71,6	-61,0	-	-	-	-	-184,9	-172,9	-160,9	-148,9	
Investimento por Motor (US\$)	1.325.226	1.325.226	1.325.226	1.325.226	-	-	-	-	2.447.035	2.447.035	2.447.035	2.447.035	
Potência Líquida Total (kW)	211,22	211,22	211,22	211,2	-	-	-	-	239,6	239,6	239,6	239,6	
Potência Turbina de Alta (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	0	
Potência Turbina de Média (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	87,27	87,27	87,27	87,27	
Potência Turbina de Baixa (kW)	226,7	226,7	226,7	226,7	-	-	-	-	167,6	167,6	167,6	167,6	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	9,9	9,9	9,9	9,9	-	-	-	-	9,81	9,81	9,81	9,81	
Potência Economizada no Radiador (kW)	3,83	3,83	3,83	3,83	-	-	-	-	5,2	5,2	5,2	5,2	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	1,641	1,641	1,641	1,641	-	-	-	-	1,641	1,641	1,641	1,641	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	332	332	332	332	-	-	-	-	1184	1184	1184	1184	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	531,4	531,4	531,4	531,4	-	-	-	-	864,98	864,98	864,98	864,98	
Custo Específico (US\$/kW)	6.276	6.276	6.276	6.276	-	-	-	-	10.213	10.213	10.213	10.213	

Tabela B.25 - Resultados das estruturas CSEA otimizadas para as diferentes funções objetivo com 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	1,95	1,95	1,95	1,95	7,96	8,9	9	9,2	13,68	13,68	13,68	13,68	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	1	1	1	1	0	0	0	0	0,04	0,04	0,04	0,04	
Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	72,67	72,67	72,67	72,67	69,16	68,43	68,43	68,27	64,72	64,72	64,72	64,72	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	1,43	1,43	1,43	1,43	0,92	0,78	0,77	0,75	0,25	0,25	0,25	0,25	
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	34,46	34,46	34,46	34,46	32,76	32,47	32,44	32,42	31,61	31,61	31,61	31,61	
Concentração de Solução Fraca	0,553	0,553	0,553	0,553	0,54	0,54	0,54	0,54	0,53	0,53	0,53	0,53	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	27,35	28,5	28,63	28,92	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	0	3,63	3,98	5,39	23,46	23,46	23,46	23,46	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	1,46	4,62	7,77	10,93	3,70	11,20	19,40	27,70	-102,96	-93,33	-83,69	-74,06	
Investimento por Motor (US\$)	228.914	228.914	228.914	228.914	703.785	797.243	808.002	844.215	5.941.866	5.941.866	5.941.866	5.941.866	
Potência Líquida Total (kW)	63,1	63,1	63,1	63,1	153,1	163,9	164,9	168,1	192,7	192,7	192,7	192,7	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	83,3	86,9	87,3	88,3	89,3	89,3	89,3	89,3	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	4,3	4,3	4,3	4,3	18,4	20,7	21,0	21,6	32,0	32,0	32,0	32,0	
Potência Economizada no Radiador (kW)	7,4	7,4	7,4	7,4	28,2	37,7	38,6	41,5	75,4	75,4	75,4	75,4	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	332	332	332	332	2123	2667	2711	2977	218480	218480	218480	218480	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	76,8	76,8	76,8	76,8	97,3	102,9	103,7	106,3	652,8	652,8	652,8	652,8	
Custo Específico (US\$/kW)	3.628	3.628	3.628	3.628	4.598	4.865	4.899	5.022	30.838	30.838	30.838	30.838	

Tabela B.26 - Resultados das estruturas CSEA otimizadas para as diferentes funções objetivo com 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	1,95	1,95	1,95	1,95	-	7,8	7,77	8,4	13,68	13,68	13,68	13,68
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	1	1	1	1	-	0	0	0	0,04	0,04	0,04	0,04
Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	72,67	72,67	72,67	72,67	-	69,24	69,13	68,99	64,72	64,72	64,72	64,72
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	1,43	1,43	1,43	1,43	-	0,94	0,92	0,92	0,25	0,25	0,25	0,25
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	34,46	34,46	34,46	34,46	-	32,69	32,65	32,64	31,61	31,61	31,61	31,61
Concentração de Solução Fraca	0,553	0,553	0,553	0,553	-	0,545	0,545	0,544	0,53	0,53	0,53	0,53
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	27,1	27,26	28,53	29,37	29,37	29,37	29,37
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	0	0	0,72	23,46	23,46	23,46	23,46
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-0,15	3,00	6,16	9,31	-	6,40	13,99	21,95	-144,90	-135,26	-125,63	-115,99
Investimento por Motor (US\$)	228.914	228.914	228.914	228.914	-	696.327	701.025	750.100	5.941.866	5.941.866	5.941.866	5.941.866
Potência Líquida Total (kW)	63,1	63,1	63,1	63,1	-	152,0	152,4	158,5	192,7	192,7	192,7	192,7
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	82,4	83,0	87,0	89,3	89,3	89,3	89,3
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	4,3	4,3	4,3	4,3	-	18,1	18,1	19,4	32,0	32,0	32,0	32,0
Potência Economizada no Radiador (kW)	7,4	7,4	7,4	7,4	-	27,7	27,6	30,9	75,4	75,4	75,4	75,4
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	332	332	332	332	-	2075	2120	2493	218480	218480	218480	218480
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	102,4	102,4	102,4	102,4	-	129,3	129,8	133,5	870,6	870,6	870,6	870,6
Custo Específico (US\$/kW)	3.628	3.628	3.628	3.628	-	4.582	4.599	4.731	30.838	30.838	30.838	30.838

Tabela B.27 - Resultados das estruturas CSEA otimizadas para as diferentes funções objetivo com 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	1,95	1,95	1,95	1,95	-	-	7,25	7,22	13,68	13,68	13,68	13,68	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	1	1	1	1	-	-	0	0	0,04	0,04	0,04	0,04	
Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	72,67	72,67	72,67	72,67	-	-	69,62	70,12	64,72	64,72	64,72	64,72	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	1,43	1,43	1,43	1,43	-	-	1,02	1,5	0,25	0,25	0,25	0,25	
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	34,46	34,46	34,46	34,46	-	-	32,79	33,41	31,61	31,61	31,61	31,61	
Concentração de Solução Fraca	0,553	0,553	0,553	0,553	-	-	0,547	0,552	0,53	0,53	0,53	0,53	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	24,4	23,88	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	0	0	23,46	23,46	23,46	23,46	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-3,38	-0,23	2,93	6,08	-	-	4,29	11,04	-228,77	-219,14	-209,50	-199,87	
Investimento por Motor (US\$)	228.914	228.914	228.914	228.914	-	-	641.670	640.052	5.941.866	5.941.866	5.941.866	5.941.866	
Potência Líquida Total (kW)	63,1	63,1	63,1	63,1	-	-	142,9	141,3	192,7	192,7	192,7	192,7	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	74,0	72,3	89,3	89,3	89,3	89,3	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	4,3	4,3	4,3	4,3	-	-	16,8	16,7	32,0	32,0	32,0	32,0	
Potência Economizada no Radiador (kW)	7,4	7,4	7,4	7,4	-	-	25,8	25,7	75,4	75,4	75,4	75,4	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	332	332	332	332	-	-	1668	1692	218480	218480	218480	218480	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	153,6	153,6	153,6	153,6	-	-	190,0	191,7	1305,9	1305,9	1305,9	1305,9	
Custo Específico (US\$/kW)	3.628	3.628	3.628	3.628	-	-	4.489	4.529	30.838	30.838	30.838	30.838	

Tabela B.28 - Resultados das estruturas CSEA otimizadas para as diferentes funções objetivo com 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	1,95	1,95	1,95	1,95	-	-	-	-	13,68	13,68	13,68	13,68	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	1	1	1	1	-	-	-	-	0,04	0,04	0,04	0,04	
Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	72,67	72,67	72,67	72,67	-	-	-	-	64,72	64,72	64,72	64,72	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	1,43	1,43	1,43	1,43	-	-	-	-	0,25	0,25	0,25	0,25	
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	34,46	34,46	34,46	34,46	-	-	-	-	31,61	31,61	31,61	31,61	
Concentração de Solução Fraca	0,553	0,553	0,553	0,553	-	-	-	-	0,53	0,53	0,53	0,53	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	23,46	23,46	23,46	23,46	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-13,08	-9,92	-6,77	-3,61	-	-	-	-	-480,39	-470,76	-461,12	-451,49	
Investimento por Motor (US\$)	228.914	228.914	228.914	228.914	-	-	-	-	5.941.866	5.941.866	5.941.866	5.941.866	
Potência Líquida Total (kW)	63,1	63,1	63,1	63,1	-	-	-	-	192,7	192,7	192,7	192,7	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	89,3	89,3	89,3	89,3	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	4,3	4,3	4,3	4,3	-	-	-	-	32,0	32,0	32,0	32,0	
Potência Economizada no Radiador (kW)	7,4	7,4	7,4	7,4	-	-	-	-	75,4	75,4	75,4	75,4	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	332	332	332	332	-	-	-	-	218480	218480	218480	218480	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	307,3	307,3	307,3	307,3	-	-	-	-	2611,8	2611,8	2611,8	2611,8	
Custo Específico (US\$/kW)	3.628	3.628	3.628	3.628	-	-	-	-	30.838	30.838	30.838	30.838	

Tabela B.29 - Resultados das estruturas CSEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira e 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	18,16	18,16	18,16	18,16	86,28	110,59	115,67	118,45	158,49	158,49	158,49	158,49
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	13,07	13,07	13,07	13,07	9,07	5,21	7,56	4,95	1,49	1,49	1,49	1,49
Temperatura no Gerador (°C)	134,3	134,3	134,3	134,3	126,71	111,36	106,2	103,08	78,23	78,23	78,23	78,23
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	7,81	7,81	7,81	7,81	6,71	4,91	4,36	4,43	0,01	0,01	0,01	0,01
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	0	25,4	23,1	37,3	37,3	37,3	37,3
Concentração de Solução Fraca	0,66	0,66	0,66	0,66	0,63	0,61	0,6	0,59	0,54	0,54	0,54	0,54
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	28,1	28,44	28,7	28,895	29,37	29,37	29,37	29,37
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	7,1	21	29,69	31,79	77,75	77,75	77,75	77,75
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	0,27	2,99	5,71	8,43	3,36	9,53	16,84	24,63	-22,34	-13,56	-4,77	4,02
Investimento por Motor (US\$)	149.246	149.246	149.246	149.246	559.761	701.183	790.145	817.153	2.013.114	2.013.114	2.013.114	2.013.114
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	132,6	147,8	156,4	158,3	176,0	176,0	176,0	176,0
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	85,6	86,7	87,4	88,1	89,5	89,5	89,5	89,5
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	27,5	35,6	38,7	39,8	58,4	58,4	58,4	58,4
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	14,5	36,8	47,7	50,1	84,9	84,9	84,9	84,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	1,5	1,3	1,2	1,2	0,9	0,9	0,9	0,9
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	181	181	181	181	1395	1672	1906	2069	12805	12805	12805	12805
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	58,1	58,1	58,1	58,1	89,4	100,4	106,9	109,3	242,2	242,2	242,2	242,2
Custo Específico (US\$/kW)	2.744	2.744	2.744	2.744	4.223	4.745	5.052	5.161	11.441	11.441	11.441	11.441

Tabela B.30 - Resultados das estruturas CSEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira e 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	18,16	18,16	18,16	18,16	-	74,84	78,01	84,85	158,49	158,49	158,49	158,49
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	13,07	13,07	13,07	13,07	-	5,27	5,79	5,79	1,49	1,49	1,49	1,49
Temperatura no Gerador (°C)	134,3	134,3	134,3	134,3	-	116,8	110,61	109,83	78,23	78,23	78,23	78,23
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	7,81	7,81	7,81	7,81	-	9,33	4,83	4,94	0,01	0,01	0,01	0,01
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	7,9	7,9	9,69	1	1	1	1
Concentração de Solução Fraca	0,66	0,66	0,66	0,66	-	0,61	0,62	0,61	0,54	0,54	0,54	0,54
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	27,84	28,17	28,43	29,37	29,37	29,37	29,37
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	3,12	4,97	9,05	77,75	77,75	77,75	77,75
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-0,78	1,94	4,66	7,38	-	6,03	12,35	19,35	-36,55	-27,76	-18,98	-10,19
Investimento por Motor (US\$)	149.246	149.246	149.246	149.246	-	526.792	552.888	597.760	2.013.114	2.013.114	2.013.114	2.013.114
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	127,2	130,8	136,9	176,0	176,0	176,0	176,0
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	84,8	85,9	86,6	89,5	89,5	89,5	89,5
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	24,3	25,5	27,8	58,4	58,4	58,4	58,4
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	6,7	10,4	18,0	84,9	84,9	84,9	84,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	1,3	1,5	1,5	0,9	0,9	0,9	0,9
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	181	181	181	181	-	1326	1439	1561	12805	12805	12805	12805
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	77,5	77,5	77,5	77,5	-	116,9	119,3	123,2	323,0	323,0	323,0	323,0
Custo Específico (US\$/kW)	2.744	2.744	2.744	2.744	-	4.142	4.226	4.366	11.441	11.441	11.441	11.441

Tabela B.31 - Resultados das estruturas CSEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira e 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	18,16	18,16	18,16	18,16	-	-	68,19	70	158,49	158,49	158,49	158,49
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	13,07	13,07	13,07	13,07	-	-	7,54	6,67	1,49	1,49	1,49	1,49
Temperatura no Gerador (°C)	134,3	134,3	134,3	134,3	-	-	123,72	118,9	78,23	78,23	78,23	78,23
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	7,81	7,81	7,81	7,81	-	-	6,1	6	0,01	0,01	0,01	0,01
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	0	4,1	1	1	1	1
Concentração de Solução Fraca	0,66	0,66	0,66	0,66	-	-	0,63	0,62	0,54	0,54	0,54	0,54
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	26,61	27,64	29,37	29,37	29,37	29,37
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	0	0,63	77,75	77,75	77,75	77,75
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-2,89	-0,17	2,55	5,27	-	-	5,67	11,56	-64,97	-56,18	-47,39	-38,61
Investimento por Motor (US\$)	149.246	149.246	149.246	149.246	-	-	465.604	493.867	2.013.114	2.013.114	2.013.114	2.013.114
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	-	119,0	122,9	176,0	176,0	176,0	176,0
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	80,9	84,1	89,5	89,5	89,5	89,5
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	-	21,9	22,7	58,4	58,4	58,4	58,4
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	0,0	1,4	84,9	84,9	84,9	84,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	1,2	1,6	0,9	0,9	0,9	0,9
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	181	181	181	181	-	-	1093	1263	12805	12805	12805	12805
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	116,2	116,2	116,2	116,2	-	-	165,7	170,2	484,5	484,5	484,5	484,5
Custo Específico (US\$/kW)	2.744	2.744	2.744	2.744	-	-	3.913	4.019	11.441	11.441	11.441	11.441

Tabela B.32 - Resultados das estruturas CSEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira e 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	18,16	18,16	18,16	18,16	-	-	-	-	158,49	158,49	158,49	158,49
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	13,07	13,07	13,07	13,07	-	-	-	-	1,49	1,49	1,49	1,49
Temperatura no Gerador (°C)	134,3	134,3	134,3	134,3	-	-	-	-	78,23	78,23	78,23	78,23
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	7,81	7,81	7,81	7,81	-	-	-	-	0,01	0,01	0,01	0,01
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	1	1	1	1
Concentração de Solução Fraca	0,66	0,66	0,66	0,66	-	-	-	-	0,54	0,54	0,54	0,54
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	29,37	29,37	29,37	29,37
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	77,75	77,75	77,75	77,75
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-9,21	-6,49	-3,77	-1,05	-	-	-	-	-150,22	-141,43	-132,64	-123,86
Investimento por Motor (US\$)	149.246	149.246	149.246	149.246	-	-	-	-	2.013.114	2.013.114	2.013.114	2.013.114
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	-	-	-	176,0	176,0	176,0	176,0
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	89,5	89,5	89,5	89,5
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	-	-	-	58,4	58,4	58,4	58,4
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	84,9	84,9	84,9	84,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	-	-	0,9	0,9	0,9	0,9
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	181	181	181	181	-	-	-	-	12805	12805	12805	12805
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	232,4	232,4	232,4	232,4	-	-	-	-	969,0	969,0	969,0	969,0
Custo Específico (US\$/kW)	2.744	2.744	2.744	2.744	-	-	-	-	11.441	11.441	11.441	11.441

Tabela B.33 - Resultados das estruturas CSEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira e 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	18,01	18,01	18,01	18,01	60	60	60	60	60	60	60	60
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	9,23	9,23	9,23	9,23	5,61	5,1	4,23	4,2	0	0	0	0
Temperatura no Gerador (°C)	126,9	126,9	126,9	126,9	102,5	100,1	98,3	96,7	65	65	65	65
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	7,41	7,41	7,41	7,41	4,18	3,77	3,73	3,06	0	0	0	0
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	0	0	0	0	30,1	33	34,6	32,4	31,7	31,7	31,7	31,7
Concentração de Solução Fraca	0,65	0,65	0,65	0,65	0,6	0,59	0,6	0,58	0,53	0,53	0,53	0,53
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	26,87	28	28,297	28,642	29,33	29,33	29,33	29,33
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	0	0	0	1,06	6,87	6,87	6,87	6,87
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	0,04	2,76	5,48	8,20	2,83	9,00	15,23	21,67	-35,53	-28,47	-21,41	-14,36
Investimento por Motor (US\$)	160.620	160.620	160.620	160.620	514.531	541.538	552.991	583.660	2.434.837	2.434.837	2.434.837	2.434.837
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	121,7	125,0	125,8	128,9	141,1	141,1	141,1	141,1
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	81,7	85,3	86,3	87,3	89,2	89,2	89,2	89,2
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	20,0	20,3	20,4	20,7	22,2	22,2	22,2	22,2
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	2,3	14,1	14,1	14,1	14,1
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	199	199	199	199	1257	1489	1597	1774	36121	36121	36121	36121
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	62,5	62,5	62,5	62,5	89,5	91,7	93,0	95,8	365,4	365,4	365,4	365,4
Custo Específico (US\$/kW)	2.950	2.950	2.950	2.950	4.230	4.333	4.394	4.527	17.261	17.261	17.261	17.261

Tabela B.34 - Resultados das estruturas CSEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira e 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Variação de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	18,01	18,01	18,01	18,01	-	60	60	60	60	60	60	60
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	9,23	9,23	9,23	9,23	-	6,31	6	4,55	0	0	0	0
Temperatura no Gerador (°C)	126,9	126,9	126,9	126,9	-	103,3	101,4	99,1	65	65	65	65
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	7,41	7,41	7,41	7,41	-	4	3,7	3,74	0	0	0	0
Variação de Temperatura no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	30,5	33,3	33,8	31,7	31,7	31,7	31,7
Concentração de Solução Fraca	0,65	0,65	0,65	0,65	-	0,6	0,59	0,6	0,53	0,53	0,53	0,53
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	26,94	27,83	28,03	29,33	29,33	29,33	29,33
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	0	0	0	6,87	6,87	6,87	6,87
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-1,10	1,62	4,35	7,07	-	5,28	11,44	17,64	-52,71	-45,65	-38,60	-31,54
Investimento por Motor (US\$)	160.620	160.620	160.620	160.620	-	516.035	536.839	543.974	2.434.837	2.434.837	2.434.837	2.434.837
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	121,9	124,5	125,0	141,1	141,1	141,1	141,1
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	82,0	84,7	85,3	89,2	89,2	89,2	89,2
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	20,1	20,3	20,3	22,2	22,2	22,2	22,2
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	0,0	0,0	0,0	14,1	14,1	14,1	14,1
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	199	199	199	199	-	1267	1443	1508	36121	36121	36121	36121
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	83,3	83,3	83,3	83,3	-	119,5	121,7	122,8	487,3	487,3	487,3	487,3
Custo Específico (US\$/kW)	2.950	2.950	2.950	2.950	-	4.235	4.313	4.350	17.261	17.261	17.261	17.261

Tabela B.35 - Resultados das estruturas CSEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira e 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Varição de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	18,01	18,01	18,01	18,01	-	-	60	60	60	60	60	60
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	9,23	9,23	9,23	9,23	-	-	6,47	6,9	0	0	0	0
Temperatura no Gerador (°C)	126,9	126,9	126,9	126,9	-	-	106,7	105	65	65	65	65
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	7,41	7,41	7,41	7,41	-	-	4,53	4	0	0	0	0
Varição de Temperatura no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	24,6	29,1	31,7	31,7	31,7	31,7
Concentração de Solução Fraca	0,65	0,65	0,65	0,65	-	-	0,61	0,6	0,53	0,53	0,53	0,53
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	26,46	26,42	29,33	29,33	29,33	29,33
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	0	0	6,87	6,87	6,87	6,87
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-3,36	-0,64	2,08	4,80	-	-	4,19	10,17	-87,08	-80,02	-72,97	-65,91
Investimento por Motor (US\$)	160.620	160.620	160.620	160.620	-	-	488.109	505.795	2.434.837	2.434.837	2.434.837	2.434.837
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	-	117,6	120,4	141,1	141,1	141,1	141,1
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	77,3	78,9	89,2	89,2	89,2	89,2
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	-	19,7	19,9	22,2	22,2	22,2	22,2
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	0,0	1,4	14,1	14,1	14,1	14,1
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	199	199	199	199	-	-	1076	1190	36121	36121	36121	36121
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	124,9	124,9	124,9	124,9	-	-	175,8	177,9	731,0	731,0	731,0	731,0
Custo Específico (US\$/kW)	2.950	2.950	2.950	2.950	-	-	4.152	4.202	17.261	17.261	17.261	17.261

Tabela B.36 - Resultados das estruturas CSEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira e 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Variação de Temperatura no Gerador de Vapor (°C)	18,01	18,01	18,01	18,01	-	-	-	-	60	60	60	60
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	9,23	9,23	9,23	9,23	-	-	-	-	0	0	0	0
Temperatura no Gerador (°C)	126,9	126,9	126,9	126,9	-	-	-	-	65	65	65	65
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	7,41	7,41	7,41	7,41	-	-	-	-	0	0	0	0
Variação de Temperatura no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	31,7	31,7	31,7	31,7
Concentração de Solução Fraca	0,65	0,65	0,65	0,65	-	-	-	-	0,53	0,53	0,53	0,53
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	29,33	29,33	29,33	29,33
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	6,87	6,87	6,87	6,87
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-10,17	-7,44	-4,72	-2,00	-	-	-	-	-190,19	-183,13	-176,07	-169,02
Investimento por Motor (US\$)	160.620	160.620	160.620	160.620	-	-	-	-	2.434.837	2.434.837	2.434.837	2.434.837
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	-	-	-	141,1	141,1	141,1	141,1
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	89,2	89,2	89,2	89,2
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	-	-	-	22,2	22,2	22,2	22,2
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	14,1	14,1	14,1	14,1
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	-	-	1,7	1,7	1,7	1,7
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	199	199	199	199	-	-	-	-	36121	36121	36121	36121
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	249,9	249,9	249,9	249,9	-	-	-	-	1461,9	1461,9	1461,9	1461,9
Custo Específico (US\$/kW)	2.950	2.950	2.950	2.950	-	-	-	-	17.261	17.261	17.261	17.261

Tabela B.37 - Resultados das estruturas CDEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira e 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Bifurcação Após o Regenerador de Alta (-)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Diferença de Temperatura no Gerador de Vapor de Alta (°C)	17,66	17,66	17,66	17,66	59,4	61,74	66,82	65,67	117,6	117,6	117,6	117,6
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	14,54	14,54	14,54	14,54	3,88	7,75	4,55	3,84	3,18	3,18	3,18	3,18
Temperatura na Saída do Gerador de Alta (°C)	209,8	209,8	209,8	209,8	190,5	186,6	188	183,1	202,9	202,9	202,9	202,9
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	5,92	5,92	5,92	5,92	6,29	5,2	4,19	4	0,62	0,62	0,62	0,62
Temperatura da Solução na Saída do Gerador de Baixa (°C)	113	113	113	113	110,3	113,3	108,7	101	96,6	96,6	96,6	96,6
Concentração de Solução Fraca (-)	0,63	0,63	0,63	0,63	0,64	0,62	0,61	0,6	0,54	0,54	0,54	0,54
Relação de Pressão (-)	31,78	31,78	31,78	31,78	27,03	21,63	20	15,13	16,95	16,95	16,95	16,95
Diferença de Temperatura no Regenerador de Alta (°C)	21,64	21,64	21,64	21,64	10,8	16,94	14,59	26,67	28,58	28,58	28,58	28,58
Diferença de Temperatura no Regenerador de Baixa (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	25,77	25,77	25,77	25,77
Temperatura na Entrada da Bomba de Alta (°C)	66,4	66,4	66,4	66,4	58,2	61,3	57,3	67,5	63	63	63	63
Concentração na Entrada da Bomba de Alta (-)	0,63	0,63	0,63	0,63	0,64	0,62	0,61	0,6	0,54	0,54	0,54	0,54
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	27,77	28,37	28,71	28,86	29,37	29,37	29,37	29,37
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	0	5,05	17,54	23,76	89,69	89,69	89,69	89,69
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-0,36	2,37	5,09	7,81	1,71	8,13	15,46	23,52	-1,42	3,06	7,54	12,03
Investimento por Motor (US\$)	179.020	179.020	179.020	179.020	585.001	655.765	805.761	879.846	1.743.661	1.743.661	1.743.661	1.743.661
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	123,6	134,3	152,9	160,8	186,4	186,4	186,4	186,4
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	84,5	85,9	87,5	88,0	89,6	89,6	89,6	89,6
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	21,0	22,2	24,9	27,7	53,4	53,4	53,4	53,4
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	10,6	30,2	40,4	90,2	90,2	90,2	90,2
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	1,7	1,6	1,6	1,6	1,2	1,2	1,2	1,2
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	207	207	207	207	1483	1741	2252	2538	6483	6483	6483	6483
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	69,6	69,6	69,6	69,6	100,2	103,4	111,6	115,8	198,0	198,0	198,0	198,0
Custo Específico (US\$/kW)	3.288	3.288	3.288	3.288	4.733	4.883	5.270	5.471	9.352	9.352	9.352	9.352

Tabela B.38 - Resultados das estruturas CDEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira e 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Bifurcação Após o Regenerador de Alta (-)	0	0	0	0	-	0	0	0	0	0	0	0	
Diferença de Temperatura no Gerador de Vapor de Alta (°C)	17,66	17,66	17,66	17,66	-	67,7	55,71	60,87	117,6	117,6	117,6	117,6	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	14,54	14,54	14,54	14,54	-	5,85	4,74	4,98	3,18	3,18	3,18	3,18	
Temperatura na Saída do Gerador de Alta (°C)	209,8	209,8	209,8	209,8	-	198,4	167,9	177,2	202,9	202,9	202,9	202,9	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	5,92	5,92	5,92	5,92	-	6,46	4,27	4,1	0,62	0,62	0,62	0,62	
Temperatura da Solução na Saída do Gerador de Baixa (°C)	113	113	113	113	-	104,4	104	104	96,6	96,6	96,6	96,6	
Concentração de Solução Fraca (-)	0,63	0,63	0,63	0,63	-	0,63	0,6	0,6	0,54	0,54	0,54	0,54	
Relação de Pressão (-)	31,78	31,78	31,78	31,78	-	35,31	16,96	16	16,95	16,95	16,95	16,95	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Alta (°C)	21,64	21,64	21,64	21,64	-	27,34	23,94	24,61	28,58	28,58	28,58	28,58	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Baixa (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	25,77	25,77	25,77	25,77	
Temperatura na Entrada da Bomba de Alta (°C)	66,4	66,4	66,4	66,4	-	73,4	65,6	66,1	63	63	63	63	
Concentração na Entrada da Bomba de Alta (-)	0,63	0,63	0,63	0,63	-	0,63	0,6	0,6	0,54	0,54	0,54	0,54	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	27,89	28,22	28,57	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	0	5,78	15,73	89,69	89,69	89,69	89,69	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-1,62	1,10	3,83	6,55	-	4,83	10,32	17,57	-13,73	-9,24	-4,76	-0,28	
Investimento por Motor (US\$)	179.020	179.020	179.020	179.020	-	544.271	665.116	784.972	1.743.661	1.743.661	1.743.661	1.743.661	
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	121,7	136,5	151,4	186,4	186,4	186,4	186,4	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	84,9	85,2	87,0	89,6	89,6	89,6	89,6	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	23,2	20,1	24,8	53,4	53,4	53,4	53,4	
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	0,0	11,4	29,1	90,2	90,2	90,2	90,2	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	1,6	1,7	1,7	1,2	1,2	1,2	1,2	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	207	207	207	207	-	1423	1759	2166	6483	6483	6483	6483	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	92,8	92,8	92,8	92,8	-	126,2	137,5	146,3	264,0	264,0	264,0	264,0	
Custo Específico (US\$/kW)	3.288	3.288	3.288	3.288	-	4.473	4.873	5.185	9.352	9.352	9.352	9.352	

Tabela B.39 - Resultados das estruturas CDEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira e 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Bifurcação Após o Regenerador de Alta (-)	0	0	0	0	-	-	0	0	0	0	0	0	
Diferença de Temperatura no Gerador de Vapor de Alta (°C)	17,66	17,66	17,66	17,66	-	-	64,46	53,13	117,6	117,6	117,6	117,6	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	14,54	14,54	14,54	14,54	-	-	5,28	4,46	3,18	3,18	3,18	3,18	
Temperatura na Saída do Gerador de Alta (°C)	209,8	209,8	209,8	209,8	-	-	200,5	197,6	202,9	202,9	202,9	202,9	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	5,92	5,92	5,92	5,92	-	-	6,01	4,6	0,62	0,62	0,62	0,62	
Temperatura da Solução na Saída do Gerador de Baixa (°C)	113	113	113	113	-	-	104	104	96,6	96,6	96,6	96,6	
Concentração de Solução Fraca (-)	0,63	0,63	0,63	0,63	-	-	0,63	0,61	0,54	0,54	0,54	0,54	
Relação de Pressão (-)	31,78	31,78	31,78	31,78	-	-	38,32	39,94	16,95	16,95	16,95	16,95	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Alta (°C)	21,64	21,64	21,64	21,64	-	-	28,26	23,4	28,58	28,58	28,58	28,58	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Baixa (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	25,77	25,77	25,77	25,77	
Temperatura na Entrada da Bomba de Alta (°C)	66,4	66,4	66,4	66,4	-	-	74,8	66	63	63	63	63	
Concentração na Entrada da Bomba de Alta (-)	0,63	0,63	0,63	0,63	-	-	0,63	0,61	0,54	0,54	0,54	0,54	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	26,33	27,42	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	0	0	89,69	89,69	89,69	89,69	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-4,15	-1,42	1,30	4,02	-	-	3,47	8,06	-38,34	-33,86	-29,37	-24,89	
Investimento por Motor (US\$)	179.020	179.020	179.020	179.020	-	-	516.324	581.264	1.743.661	1.743.661	1.743.661	1.743.661	
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	-	118,0	123,6	186,4	186,4	186,4	186,4	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	79,7	83,4	89,6	89,6	89,6	89,6	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	-	21,7	19,8	53,4	53,4	53,4	53,4	
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	0,0	0,0	90,2	90,2	90,2	90,2	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	1,6	1,7	1,2	1,2	1,2	1,2	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	207	207	207	207	-	-	1178	1433	6483	6483	6483	6483	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	139,3	139,3	139,3	139,3	-	-	185,3	199,1	396,0	396,0	396,0	396,0	
Custo Específico (US\$/kW)	3.288	3.288	3.288	3.288	-	-	4.376	4.702	9.352	9.352	9.352	9.352	

Tabela B.40 - Resultados das estruturas CDEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores sem caldeira e 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Bifurcação Após o Regenerador de Alta (-)	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	0
Diferença de Temperatura no Gerador de Vapor de Alta (°C)	17,66	17,66	17,66	17,66	-	-	-	-	117,6	117,6	117,6	117,6
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	14,54	14,54	14,54	14,54	-	-	-	-	3,18	3,18	3,18	3,18
Temperatura na Saída do Gerador de Alta (°C)	209,8	209,8	209,8	209,8	-	-	-	-	202,9	202,9	202,9	202,9
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	5,92	5,92	5,92	5,92	-	-	-	-	0,62	0,62	0,62	0,62
Temperatura da Solução na Saída do Gerador de Baixa (°C)	113	113	113	113	-	-	-	-	96,6	96,6	96,6	96,6
Concentração de Solução Fraca (-)	0,63	0,63	0,63	0,63	-	-	-	-	0,54	0,54	0,54	0,54
Relação de Pressão (-)	31,78	31,78	31,78	31,78	-	-	-	-	16,95	16,95	16,95	16,95
Diferença de Temperatura no Regenerador de Alta (°C)	21,64	21,64	21,64	21,64	-	-	-	-	28,58	28,58	28,58	28,58
Diferença de Temperatura no Regenerador de Baixa (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	25,77	25,77	25,77	25,77
Temperatura na Entrada da Bomba de Alta (°C)	66,4	66,4	66,4	66,4	-	-	-	-	63	63	63	63
Concentração na Entrada da Bomba de Alta (-)	0,63	0,63	0,63	0,63	-	-	-	-	0,54	0,54	0,54	0,54
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	29,37	29,37	29,37	29,37
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	89,69	89,69	89,69	89,69
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Operacional (US\$/h)	-11,73	-9,00	-6,28	-3,56	-	-	-	-	-112,18	-107,70	-103,21	-98,73
Investimento por Motor (US\$)	179.020	179.020	179.020	179.020	-	-	-	-	1.743.661	1.743.661	1.743.661	1.743.661
Potência Líquida Total (kW)	54,4	54,4	54,4	54,4	-	-	-	-	186,4	186,4	186,4	186,4
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	89,6	89,6	89,6	89,6
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	5,6	5,6	5,6	5,6	-	-	-	-	53,4	53,4	53,4	53,4
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	90,2	90,2	90,2	90,2
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	-	-	1,2	1,2	1,2	1,2
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	207	207	207	207	-	-	-	-	6483	6483	6483	6483
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	278,5	278,5	278,5	278,5	-	-	-	-	792,1	792,1	792,1	792,1
Custo Específico (US\$/kW)	3.288	3.288	3.288	3.288	-	-	-	-	9.352	9.352	9.352	9.352

Tabela B.41 - Resultados das estruturas CDEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira e 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Bifurcação Após o Regenerador de Alta (-)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Diferença de Temperatura no Gerador de Vapor de Alta (°C)	12,8	12,8	12,8	12,8	47,41	43,23	43,72	53,46	60	60	60	60	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	3,07	3,07	3,07	3,07	5,42	4,14	4,51	4,65	0	0	0	0	
Temperatura na Saída do Gerador de Alta (°C)	168,6	168,6	168,6	168,6	165,4	164,2	165,8	164,2	163	163	163	163	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	5,44	5,44	5,44	5,44	4,24	4,03	2,92	3,01	0,12	0,12	0,12	0,12	
Temperatura da Solução na Saída do Gerador de Baixa (°C)	100,6	100,6	100,6	100,6	104	98,9	97,8	99,2	66,2	66,2	66,2	66,2	
Concentração de Solução Fraca (-)	0,62	0,62	0,62	0,62	0,6	0,6	0,58	0,58	0,53	0,53	0,53	0,53	
Relação de Pressão (-)	18,26	18,26	18,26	18,26	15,48	13,81	13,76	13,6	11,72	11,72	11,72	11,72	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Alta (°C)	25,81	25,81	25,81	25,81	26,08	32	34,09	32	32,16	32,16	32,16	32,16	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Baixa (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	50,46	50,46	50,46	50,46	
Temperatura na Entrada da Bomba de Alta (°C)	69,8	69,8	69,8	69,8	67,4	72,7	72,9	71	65,5	65,5	65,5	65,5	
Concentração na Entrada da Bomba de Alta (-)	0,62	0,62	0,62	0,62	0,6	0,6	0,58	0,58	0,53	0,53	0,53	0,53	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	27,29	28,26	28,4	28,75	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	0	1,44	4,6	12,1	39,73	39,73	39,73	39,73	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-1,11	1,68	4,46	7,25	0,67	7,00	13,74	21,54	-33,88	-29,39	-24,91	-20,43	
Investimento por Motor (US\$)	218.567	218.567	218.567	218.567	632.154	679.818	732.568	825.669	3.155.596	3.155.596	3.155.596	3.155.596	
Potência Líquida Total (kW)	55,7	55,7	55,7	55,7	125,1	131,6	137,8	148,8	177,7	177,7	177,7	177,7	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	81,9	85,1	86,4	87,6	89,3	89,3	89,3	89,3	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	4,3	4,3	4,3	4,3	16,8	16,5	18,3	20,9	29,8	29,8	29,8	29,8	
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	3,0	9,7	22,1	58,2	58,2	58,2	58,2	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	1,8	1,8	1,8	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	268	268	268	268	1596	1918	2098	2376	36782	36782	36782	36782	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	83,1	83,1	83,1	83,1	107,0	109,3	112,5	117,5	375,9	375,9	375,9	375,9	
Custo Específico (US\$/kW)	3.924	3.924	3.924	3.924	5.054	5.165	5.315	5.550	17.754	17.754	17.754	17.754	

Tabela B.42 - Resultados das estruturas CDEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira e 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Bifurcação Após o Regenerador de Alta (-)	0	0	0	0	-	0	0	0	0	0	0	0	
Diferença de Temperatura no Gerador de Vapor de Alta (°C)	12,8	12,8	12,8	12,8	-	44,66	49,03	47,93	60	60	60	60	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	3,07	3,07	3,07	3,07	-	3,37	2,39	3,35	0	0	0	0	
Temperatura na Saída do Gerador de Alta (°C)	168,6	168,6	168,6	168,6	-	164,2	161,1	164	163	163	163	163	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	5,44	5,44	5,44	5,44	-	3,97	3,68	3,44	0,12	0,12	0,12	0,12	
Temperatura da Solução na Saída do Gerador de Baixa (°C)	100,6	100,6	100,6	100,6	-	101,5	97,9	97,7	66,2	66,2	66,2	66,2	
Concentração de Solução Fraca (-)	0,62	0,62	0,62	0,62	-	0,6	0,59	0,59	0,53	0,53	0,53	0,53	
Relação de Pressão (-)	18,26	18,26	18,26	18,26	-	15,78	17,11	13,9	11,72	11,72	11,72	11,72	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Alta (°C)	25,81	25,81	25,81	25,81	-	24,16	27,9	31,5	32,16	32,16	32,16	32,16	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Baixa (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	50,46	50,46	50,46	50,46	
Temperatura na Entrada da Bomba de Alta (°C)	69,8	69,8	69,8	69,8	-	65,2	68	71,3	65,5	65,5	65,5	65,5	
Concentração na Entrada da Bomba de Alta (-)	0,62	0,62	0,62	0,62	-	0,6	0,59	0,59	0,53	0,53	0,53	0,53	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	27,27	28,12	28,46	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	0	2,59	7	39,73	39,73	39,73	39,73	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-2,65	0,14	2,92	5,71	-	2,47	8,71	15,73	-56,15	-51,66	-47,18	-42,70	
Investimento por Motor (US\$)	218.567	218.567	218.567	218.567	-	634.092	688.486	754.996	3.155.596	3.155.596	3.155.596	3.155.596	
Potência Líquida Total (kW)	55,7	55,7	55,7	55,7	-	125,6	132,2	141,2	177,7	177,7	177,7	177,7	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	81,9	84,4	86,5	89,3	89,3	89,3	89,3	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	4,3	4,3	4,3	4,3	-	16,3	17,8	18,7	29,8	29,8	29,8	29,8	
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	0,0	5,6	13,4	58,2	58,2	58,2	58,2	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	1,8	1,8	1,8	1,7	1,7	1,7	1,7	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	268	268	268	268	-	1625	1872	2144	36782	36782	36782	36782	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	110,8	110,8	110,8	110,8	-	142,4	147,0	150,9	501,2	501,2	501,2	501,2	
Custo Específico (US\$/kW)	3.924	3.924	3.924	3.924	-	5.047	5.209	5.347	17.754	17.754	17.754	17.754	

Tabela B.43 - Resultados das estruturas CDEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira e 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Bifurcação Após o Regenerador de Alta (-)	0	0	0	0	-	-	-	0	0	0	0	0	
Diferença de Temperatura no Gerador de Vapor de Alta (°C)	12,8	12,8	12,8	12,8	-	-	-	45,2	60	60	60	60	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	3,07	3,07	3,07	3,07	-	-	-	3,47	0	0	0	0	
Temperatura na Saída do Gerador de Alta (°C)	168,6	168,6	168,6	168,6	-	-	-	164	163	163	163	163	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	5,44	5,44	5,44	5,44	-	-	-	3,98	0,12	0,12	0,12	0,12	
Temperatura da Solução na Saída do Gerador de Baixa (°C)	100,6	100,6	100,6	100,6	-	-	-	101,7	66,2	66,2	66,2	66,2	
Concentração de Solução Fraca (-)	0,62	0,62	0,62	0,62	-	-	-	0,6	0,53	0,53	0,53	0,53	
Relação de Pressão (-)	18,26	18,26	18,26	18,26	-	-	-	16	11,72	11,72	11,72	11,72	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Alta (°C)	25,81	25,81	25,81	25,81	-	-	-	23,92	32,16	32,16	32,16	32,16	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Baixa (°C)	0	0	0	0	-	-	-	0	50,46	50,46	50,46	50,46	
Temperatura na Entrada da Bomba de Alta (°C)	69,8	69,8	69,8	69,8	-	-	-	64,9	65,5	65,5	65,5	65,5	
Concentração na Entrada da Bomba de Alta (-)	0,62	0,62	0,62	0,62	-	-	-	0,6	0,53	0,53	0,53	0,53	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	27,14	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	0	39,73	39,73	39,73	39,73	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-5,73	-2,95	-0,16	2,62	-	-	-	6,11	-100,69	-96,21	-91,72	-87,24	
Investimento por Motor (US\$)	218.567	218.567	218.567	218.567	-	-	-	630.705	3.155.596	3.155.596	3.155.596	3.155.596	
Potência Líquida Total (kW)	55,7	55,7	55,7	55,7	-	-	-	125,1	177,7	177,7	177,7	177,7	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	81,4	89,3	89,3	89,3	89,3	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	4,3	4,3	4,3	4,3	-	-	-	16,3	29,8	29,8	29,8	29,8	
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	0,0	58,2	58,2	58,2	58,2	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	-	1,8	1,7	1,7	1,7	1,7	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	268	268	268	268	-	-	-	1596	36782	36782	36782	36782	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	166,2	166,2	166,2	166,2	-	-	-	213,4	751,8	751,8	751,8	751,8	
Custo Específico (US\$/kW)	3.924	3.924	3.924	3.924	-	-	-	5.040	17.754	17.754	17.754	17.754	

Tabela B.44 - Resultados das estruturas CDEG otimizadas para as diferentes funções objetivo para motores com caldeira e 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000													
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida				
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Bifurcação Após o Regenerador de Alta (-)	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	0	
Diferença de Temperatura no Gerador de Vapor de Alta (°C)	12,8	12,8	12,8	12,8	-	-	-	-	60	60	60	60	
Diferença de Temperatura Terminal no Condensador (°C)	3,07	3,07	3,07	3,07	-	-	-	-	0	0	0	0	
Temperatura na Saída do Gerador de Alta (°C)	168,6	168,6	168,6	168,6	-	-	-	-	163	163	163	163	
Diferença de Temperatura Terminal no Evaporador (°C)	5,44	5,44	5,44	5,44	-	-	-	-	0,12	0,12	0,12	0,12	
Temperatura da Solução na Saída do Gerador de Baixa (°C)	100,6	100,6	100,6	100,6	-	-	-	-	66,2	66,2	66,2	66,2	
Concentração de Solução Fraca (-)	0,62	0,62	0,62	0,62	-	-	-	-	0,53	0,53	0,53	0,53	
Relação de Pressão (-)	18,26	18,26	18,26	18,26	-	-	-	-	11,72	11,72	11,72	11,72	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Alta (°C)	25,81	25,81	25,81	25,81	-	-	-	-	32,16	32,16	32,16	32,16	
Diferença de Temperatura no Regenerador de Baixa (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	50,46	50,46	50,46	50,46	
Temperatura na Entrada da Bomba de Alta (°C)	69,8	69,8	69,8	69,8	-	-	-	-	65,5	65,5	65,5	65,5	
Concentração na Entrada da Bomba de Alta (-)	0,62	0,62	0,62	0,62	-	-	-	-	0,53	0,53	0,53	0,53	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Controle (kg/s)	2,87	2,87	2,87	2,87	-	-	-	-	2,87	2,87	2,87	2,87	
Vazão Mássica de Água Gelada na Sala de Baixa Voltagem (kg/s)	5,73	5,73	5,73	5,73	-	-	-	-	5,73	5,73	5,73	5,73	
Vazão Mássica de Água Gelada na Serpentina (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	29,37	29,37	29,37	29,37	
Vazão Mássica de Água Gelada no Trocador do Radiador (kg/s)	0	0	0	0	-	-	-	-	39,73	39,73	39,73	39,73	
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	
Lucro Operacional (US\$/h)	-14,99	-12,21	-9,42	-6,64	-	-	-	-	-234,32	-229,84	-225,35	-220,87	
Investimento por Motor (US\$)	218.567	218.567	218.567	218.567	-	-	-	-	3.155.596	3.155.596	3.155.596	3.155.596	
Potência Líquida Total (kW)	55,7	55,7	55,7	55,7	-	-	-	-	177,7	177,7	177,7	177,7	
Potência Adicional Produzida (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	89,3	89,3	89,3	89,3	
Potência Economizada do Sistema de Ar Condicionado (kW)	60,0	60,0	60,0	60,0	-	-	-	-	60,0	60,0	60,0	60,0	
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	4,3	4,3	4,3	4,3	-	-	-	-	29,8	29,8	29,8	29,8	
Potência Economizada no Radiador (kW)	0,0	0,0	0,0	0,0	-	-	-	-	58,2	58,2	58,2	58,2	
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	-	-	1,7	1,7	1,7	1,7	
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	268	268	268	268	-	-	-	-	36782	36782	36782	36782	
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	332,3	332,3	332,3	332,3	-	-	-	-	1503,7	1503,7	1503,7	1503,7	
Custo Específico (US\$/kW)	3.924	3.924	3.924	3.924	-	-	-	-	17.754	17.754	17.754	17.754	

Tabela B.45 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com óleo térmico para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	38,4	38,4	38,4	38,4	40,1	45,5	49,4	51,4	67,1	67,1	67,1	67,1
ΔT no Regenerador (°C)	51,4	51,4	51,4	51,4	53,2	59,1	66	68,8	105,4	105,4	105,4	105,4
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	37,6	37,6	37,6	37,6	38,1	39,1	35,3	34,5	7,3	7,3	7,3	7,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	57,7	57,5	56	56	56	56
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	5,6	5,6	5,6	5,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	14,6	16,1	24,4	24,4	24,4	24,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	6,4	43,0	79,6	116,2	6,4	44	87,4	131,9	-170,0	-122,6	-75,2	-27,7
Investimento por Motor (US\$)	3.117.100	3.117.100	3.117.100	3.117.100	3.151.579	3.277.243	4.173.134	4.311.065	12.472.877	12.472.877	12.472.877	12.472.877
Potência Líquida Total (kW)	730	730	730	730	737,66	759,5	878	890,9	943,2	943,2	943,2	943,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	728,4	728,4	728,4	728,4	735,6	156,3	762,9	768,1	778	778	778	778
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	78,58	85,74	128,5	128,5	128,5	128,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,28	34,28	34,28	34,28	34,31	34,31	52,79	54,56	60,24	60,24	60,24	60,24
Potência Economizada no Radiador (kW)	35,87	35,87	35,87	35,87	36,37	37,5	89,27	91,61	96,9	96,9	96,9	96,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	1100	1100	1100	1100	1126	1233	1652	1830	9522	9522	9522	9522
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	90,39	90,39	90,39	90,39	90,44	9134	100,6	102,4	279,9	279,9	279,9	279,9
Custo Específico (US\$/kW)	4.270	4.270	4.270	4.270	4.272	4.315	4.753	4.839	13.224	13.224	13.224	13.224

Tabela B.46 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com óleo térmico para 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	192,9	192,9	192,9	192,9	-	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	38,4	38,4	38,4	38,4	-	42,5	45,5	48,8	67,1	67,1	67,1	67,1
ΔT no Regenerador (°C)	51,4	51,4	51,4	51,4	-	56	59,1	65,2	105,4	105,4	105,4	105,4
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	37,6	37,6	37,6	37,6	-	38,3	39,2	35,5	7,3	7,3	7,3	7,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	57,8	56	56	56	56
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	5,6	5,6	5,6	5,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	14,1	24,4	24,4	24,4	24,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-15,6	21,0	57,6	94,2	-	21,2	59	102,1	-258,1	-210,7	-163,3	-115,9
Investimento por Motor (US\$)	3.117.100	3.117.100	3.117.100	3.117.100	-	3.196.289	3.278.106	4.130.236	12.472.877	12.472.877	12.472.877	12.472.877
Potência Líquida Total (kW)	730	730	730	730	-	746,5	759,7	873,2	943,2	943,2	943,2	943,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	728,4	728,4	728,4	728,4	-	744,1	756,4	761,1	778	778	778	778
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	0	0	75,96	128,5	128,5	128,5	128,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,28	34,28	34,28	34,28	-	34,26	34,31	52,15	60,24	60,24	60,24	60,24
Potência Economizada no Radiador (kW)	35,87	35,87	35,87	35,87	-	36,61	37,52	88,32	96,9	96,9	96,9	96,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	1100	1100	1100	1100	-	1162	1233	1643	9522	9522	9522	9522
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	120,5	120,5	120,5	120,5	-	120,9	121,8	133,5	373,3	373,3	373,3	373,3
Custo Específico (US\$/kW)	4.270	4.270	4.270	4.270	-	4.282	4.315	4.730	13.224	13.224	13.224	13.224

Tabela B.47 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com óleo térmico para 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	192,9	192,9	192,9	192,9	-	-	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	38,4	38,4	38,4	38,4	-	-	40,1	44	67,1	67,1	67,1	67,1
ΔT no Regenerador (°C)	51,4	51,4	51,4	51,4	-	-	53,2	57,4	105,4	105,4	105,4	105,4
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	37,6	37,6	37,6	37,6	-	-	38,1	38,7	7,3	7,3	7,3	7,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56	56	56	56
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	5,6	5,6	5,6	5,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	24,4	24,4	24,4	24,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-59,6	-23,0	13,6	50,2	-	-	13,7	51	-434,2	-386,8	-339,3	-291,9
Investimento por Motor (US\$)	3.117.100	3.117.100	3.117.100	3.117.100	-	-	3.151.602	3.229.195	12.472.877	12.472.877	12.472.877	12.472.877
Potência Líquida Total (kW)	730	730	730	730	-	-	737,7	752,2	943,2	943,2	943,2	943,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	728,4	728,4	728,4	728,4	-	-	735,6	749,5	778	778	778	778
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	128,5	128,5	128,5	128,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,28	34,28	34,28	34,28	-	-	34,31	34,28	60,24	60,24	60,24	60,24
Potência Economizada no Radiador (kW)	35,87	35,87	35,87	35,87	-	-	36,38	37	96,9	96,9	96,9	96,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	1100	1100	1100	1100	-	-	1126	1190	9522	9522	9522	9522
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	180,8	180,8	180,8	180,8	-	-	180,9	181,7	560,0	560,0	560,0	560,0
Custo Específico (US\$/kW)	4.270	4.270	4.270	4.270	-	-	4.272	4.293	13.224	13.224	13.224	13.224

Tabela B.48 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com óleo térmico para 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	192,9	192,9	192,9	192,9	-	-	-	-	192,9	192,9	192,9	192,9
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	38,4	38,4	38,4	38,4	-	-	-	-	67,1	67,1	67,1	67,1
ΔT no Regenerador (°C)	51,4	51,4	51,4	51,4	-	-	-	-	105,4	105,4	105,4	105,4
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	37,6	37,6	37,6	37,6	-	-	-	-	7,3	7,3	7,3	7,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	-	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56	56	56	56
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	5,6	5,6	5,6	5,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	24,4	24,4	24,4	24,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-191,6	-155,0	-118,4	-81,8	-	-	-	-	-962,4	-914,9	-867,5	-820,1
Investimento por Motor (US\$)	3.117.100	3.117.100	3.117.100	3.117.100	-	-	-	-	12.472.877	12.472.877	12.472.877	12.472.877
Potência Líquida Total (kW)	730	730	730	730	-	-	-	-	943,2	943,2	943,2	943,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	728,4	728,4	728,4	728,4	-	-	-	-	778	778	778	778
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	128,5	128,5	128,5	128,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	34,28	34,28	34,28	34,28	-	-	-	-	60,24	60,24	60,24	60,24
Potência Economizada no Radiador (kW)	35,87	35,87	35,87	35,87	-	-	-	-	96,9	96,9	96,9	96,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	1100	1100	1100	1100	-	-	-	-	9522	9522	9522	9522
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	361,6	361,6	361,6	361,6	-	-	-	-	1120,0	1120,0	1120,0	1120,0
Custo Específico (US\$/kW)	4.270	4.270	4.270	4.270	-	-	-	-	13.224	13.224	13.224	13.224

Tabela B.49 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	146,5	146,5	146,5	146,5	146,5	150,9	154,7	152,7	163,4	163,4	163,4	163,4
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	9,2	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	0	1,2	22,4	34,7	34,7	34,7	34,7
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	40,2	40,2	40,2	40,2	40,2	41	40	27,2	15,4	15,4	15,4	15,4
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	57,5	57,9	56,2	56,2	56,2	56,2
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	35	34,9	35	35	35	35
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	4,7	4,7	4,7	4,7
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	13,7	17	23	23	23	23
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	0,5	27,5	54,5	81,5	0,5	27,7	59,6	92,8	-141,0	-103,5	-66,0	-28,6
Investimento por Motor (US\$)	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.554.747	3.415.597	3.836.008	10.166.768	10.166.768	10.166.768	10.166.768
Potência Líquida Total (kW)	537,9	537,9	537,9	537,9	537,9	548,7	659	694,3	744,6	744,6	744,6	744,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	534,5	534,5	534,5	534,5	534,5	544,9	552,3	567,8	589,8	589,8	589,8	589,8
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	72,93	91,93	120,6	120,6	120,6	120,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	38,16	38,16	38,16	38,16	38,16	38,13	55,93	57,32	62,5	62,5	62,5	62,5
Potência Economizada no Radiador (kW)	41,57	41,57	41,57	41,57	41,57	42	89,7	91,87	96,73	96,73	96,73	96,73
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	715	715	715	715	715	763	1158	1398	7855	7855	7855	7855
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	98,06	98,06	98,06	98,06	98,06	98,57	109,7	117	289,0	289,0	289,0	289,0
Custo Específico (US\$/kW)	4.632	4.632	4.632	4.632	4.632	4.656	5.183	5.525	13.654	13.654	13.654	13.654

Tabela B.50 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor para 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	146,5	146,5	146,5	146,5	-	147,9	150,9	153,6	163,4	163,4	163,4	163,4
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	34,7	34,7	34,7	34,7
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	40,2	40,2	40,2	40,2	-	40,5	41	40,6	15,4	15,4	15,4	15,4
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	57,4	56,2	56,2	56,2	56,2
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	34,9	35	35	35	35
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	4,7	4,7	4,7	4,7
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	13,3	23	23	23	23
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-17,1	9,9	36,9	63,9	-	9,9	37,3	68,8	-212,9	-175,4	-137,9	-100,4
Investimento por Motor (US\$)	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.491.553	-	2.509.629	2.555.762	3.356.650	10.166.768	10.166.768	10.166.768	10.166.768
Potência Líquida Total (kW)	537,9	537,9	537,9	537,9	-	541,3	548,8	652,7	744,6	744,6	744,6	744,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	534,5	534,5	534,5	534,5	-	537,7	544,9	548,5	589,8	589,8	589,8	589,8
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	0	0	70,7	120,6	120,6	120,6	120,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	38,16	38,16	38,16	38,16	-	38,16	38,14	55,52	62,5	62,5	62,5	62,5
Potência Economizada no Radiador (kW)	41,57	41,57	41,57	41,57	-	41,76	42,03	89,07	96,73	96,73	96,73	96,73
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	715	715	715	715	-	728	762	988	7855	7855	7855	7855
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	130,8	130,8	130,8	130,8	-	130,9	131,4	145,1	385,5	385,5	385,5	385,5
Custo Específico (US\$/kW)	4.632	4.632	4.632	4.632	-	4.636	4.657	5.142	13.654	13.654	13.654	13.654

Tabela B.51 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor para 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	146,5	146,5	146,5	146,5	-	-	146,5	149,1	163,4	163,4	163,4	163,4
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	34,7	34,7	34,7	34,7
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	40,2	40,2	40,2	40,2	-	-	40,2	40,7	15,4	15,4	15,4	15,4
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56,2	56,2	56,2	56,2
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	35	35	35	35
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	4,7	4,7	4,7	4,7
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	23	23	23	23
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-52,3	-25,3	1,7	28,7	-	-	1,7	28,9	-356,4	-318,9	-281,4	-243,9
Investimento por Motor (US\$)	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.491.553	-	-	2.490.775	2.526.641	10.166.768	10.166.768	10.166.768	10.166.768
Potência Líquida Total (kW)	537,9	537,9	537,9	537,9	-	-	537,5	544,3	744,6	744,6	744,6	744,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	534,5	534,5	534,5	534,5	-	-	534,1	540,6	589,8	589,8	589,8	589,8
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	120,6	120,6	120,6	120,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	38,16	38,16	38,16	38,16	-	-	38,16	38,15	62,5	62,5	62,5	62,5
Potência Economizada no Radiador (kW)	41,57	41,57	41,57	41,57	-	-	41,57	41,87	96,73	96,73	96,73	96,73
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	715	715	715	715	-	-	687	741	7855	7855	7855	7855
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	196,2	196,2	196,2	196,2	-	-	196,2	196,5	578,2	578,2	578,2	578,2
Custo Específico (US\$/kW)	4.632	4.632	4.632	4.632	-	-	4.634	4.642	13.654	13.654	13.654	13.654

Tabela B.52 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor para 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	146,5	146,5	146,5	146,5	-	-	-	-	163,4	163,4	163,4	163,4
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	34,7	34,7	34,7	34,7
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	40,2	40,2	40,2	40,2	-	-	-	-	15,4	15,4	15,4	15,4
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	-	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56,2	56,2	56,2	56,2
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	35	35	35	35
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	4,7	4,7	4,7	4,7
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	23	23	23	23
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-157,8	-130,8	-103,8	-76,8	-	-	-	-	-786,9	-749,4	-711,9	-674,4
Investimento por Motor (US\$)	2.491.553	2.491.553	2.491.553	2.491.553	-	-	-	-	10.166.768	10.166.768	10.166.768	10.166.768
Potência Líquida Total (kW)	537,9	537,9	537,9	537,9	-	-	-	-	744,6	744,6	744,6	744,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	534,5	534,5	534,5	534,5	-	-	-	-	589,8	589,8	589,8	589,8
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	120,6	120,6	120,6	120,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	38,16	38,16	38,16	38,16	-	-	-	-	62,5	62,5	62,5	62,5
Potência Economizada no Radiador (kW)	41,57	41,57	41,57	41,57	-	-	-	-	96,73	96,73	96,73	96,73
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	715	715	715	715	-	-	-	-	7855	7855	7855	7855
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	392,3	392,3	392,3	392,3	-	-	-	-	1156,4	1156,4	1156,4	1156,4
Custo Específico (US\$/kW)	4.632	4.632	4.632	4.632	-	-	-	-	13.654	13.654	13.654	13.654

Tabela B.53 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água pressurizada para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	130	130	130	130	130,6	132,5	133,4	134,6	137,3	137,3	137,3	137,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34	34,2	34,2	34,2	34,2
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	17,1	17,1	17,1	17,1
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	40,5	40,5	40,5	40,5	40,7	41,5	41,8	42,3	35,3	35,3	35,3	35,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	56,9	56,5	55,7	55,7	55,7	55,7
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	5,4	5,4	5,4	5,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	13	14,5	19,4	19,4	19,4	19,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	0,6	26,1	51,7	77,2	0,6	26,4	55,6	87,0	-146,0	-111,7	-77,5	-43,2
Investimento por Motor (US\$)	2.350.309	2.350.309	2.350.309	2.350.309	2.361.331	2.406.931	3.201.159	3.316.105	10.097.569	10.097.569	10.097.569	10.097.569
Potência Líquida Total (kW)	508,8	508,8	508,8	508,8	511	518,4	616,2	627,1	680,2	680,2	680,2	680,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	503,1	503,1	503,1	503,1	505,1	511,9	515	519,2	546,2	546,2	546,2	546,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	67,88	74,21	100,6	100,6	100,6	100,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	39,48	39,48	39,48	39,48	39,5	39,59	56,86	58,9	63,25	63,25	63,25	63,25
Potência Economizada no Radiador (kW)	45,21	45,21	45,21	45,21	45,4	46,09	90,19	92,64	96,68	96,68	96,68	96,68
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	705	705	705	705	712	749	1114	1210	7937	7937	7937	7937
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	97,8	97,8	97,8	97,8	97,83	98,3	110	111,9	314,2	314,2	314,2	314,2
Custo Específico (US\$/kW)	4.620	4.620	4.620	4.620	4.621	4.643	5.195	5.288	14.845	14.845	14.845	14.845

Tabela B.54 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água pressurizada para 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	130	130	130	130	-	130,8	132,2	133,2	137,3	137,3	137,3	137,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	-	34,1	34,1	34,1	34,2	34,2	34,2	34,2
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	17,1	17,1	17,1	17,1
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	40,5	40,5	40,5	40,5	-	40,8	41,4	41,7	35,3	35,3	35,3	35,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	-	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	57	55,7	55,7	55,7	55,7
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	35	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	5,4	5,4	5,4	5,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	12,5	19,4	19,4	19,4	19,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-16,0	9,5	35,1	60,6	-	9,5	35,4	64,1	-217,3	-183,1	-148,8	-114,5
Investimento por Motor (US\$)	2.350.309	2.350.309	2.350.309	2.350.309	-	2.366.667	2.399.755	3.164.462	10.097.569	10.097.569	10.097.569	10.097.569
Potência Líquida Total (kW)	508,8	508,8	508,8	508,8	-	511,9	517,3	612,2	680,2	680,2	680,2	680,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	503,1	503,1	503,1	503,1	-	505,9	510,9	514,1	546,2	546,2	546,2	546,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	0	0	65	100,6	100,6	100,6	100,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	39,48	39,48	39,48	39,48	-	39,51	39,58	56,17	63,25	63,25	63,25	63,25
Potência Economizada no Radiador (kW)	45,21	45,21	45,21	45,21	-	45,5	45,98	89,24	96,68	96,68	96,68	96,68
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	705	705	705	705	-	716	743	1087	7937	7937	7937	7937
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	130,4	130,4	130,4	130,4	-	130,5	130,9	145,9	419,1	419,1	419,1	419,1
Custo Específico (US\$/kW)	4.620	4.620	4.620	4.620	-	4.623	4.639	5.169	14.845	14.845	14.845	14.845

Tabela B.55 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água pressurizada para 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	130	130	130	130	-	-	130,5	131,6	137,3	137,3	137,3	137,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	-	-	34,1	34,1	34,2	34,2	34,2	34,2
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	17,1	17,1	17,1	17,1
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	40,5	40,5	40,5	40,5	-	-	40,7	41,1	35,3	35,3	35,3	35,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	-	-	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	55,7	55,7	55,7	55,7
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	5,4	5,4	5,4	5,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	19,4	19,4	19,4	19,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-49,2	-23,7	1,9	27,5	-	-	1,9	27,6	-359,9	-325,6	-291,3	-257,1
Investimento por Motor (US\$)	2.350.309	2.350.309	2.350.309	2.350.309	-	-	2.361.380	2.383.678	10.097.569	10.097.569	10.097.569	10.097.569
Potência Líquida Total (kW)	508,8	508,8	508,8	508,8	-	-	510,9	514,9	680,2	680,2	680,2	680,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	503,1	503,1	503,1	503,1	-	-	504,9	508,7	546,2	546,2	546,2	546,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	100,6	100,6	100,6	100,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	39,48	39,48	39,48	39,48	-	-	39,5	39,55	63,25	63,25	63,25	63,25
Potência Economizada no Radiador (kW)	45,21	45,21	45,21	45,21	-	-	45,41	45,77	96,68	96,68	96,68	96,68
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	705	705	705	705	-	-	712	730	7937	7937	7937	7937
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	195,6	195,6	195,6	195,6	-	-	195,7	196	628,6	628,6	628,6	628,6
Custo Específico (US\$/kW)	4.620	4.620	4.620	4.620	-	-	4.622	4.629	14.845	14.845	14.845	14.845

Tabela B.56 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água pressurizada para 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	130	130	130	130	-	-	-	-	137,3	137,3	137,3	137,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	-	-	-	-	34,2	34,2	34,2	34,2
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	-	-	17,1	17,1	17,1	17,1
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	40,5	40,5	40,5	40,5	-	-	-	-	35,3	35,3	35,3	35,3
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	-	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	-	-	-	-	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	55,7	55,7	55,7	55,7
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	5,4	5,4	5,4	5,4
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	19,4	19,4	19,4	19,4
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-148,7	-123,2	-97,6	-72,1	-	-	-	-	-787,5	-753,2	-718,9	-684,7
Investimento por Motor (US\$)	2.350.309	2.350.309	2.350.309	2.350.309	-	-	-	-	10.097.569	10.097.569	10.097.569	10.097.569
Potência Líquida Total (kW)	508,8	508,8	508,8	508,8	-	-	-	-	680,2	680,2	680,2	680,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	503,1	503,1	503,1	503,1	-	-	-	-	546,2	546,2	546,2	546,2
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	-	-	100,6	100,6	100,6	100,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	39,48	39,48	39,48	39,48	-	-	-	-	63,25	63,25	63,25	63,25
Potência Economizada no Radiador (kW)	45,21	45,21	45,21	45,21	-	-	-	-	96,68	96,68	96,68	96,68
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,803	0,803	0,803	0,803	-	-	-	-	0,803	0,803	0,803	0,803
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	705	705	705	705	-	-	-	-	7937	7937	7937	7937
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	391,2	391,2	391,2	391,2	-	-	-	-	1257,3	1257,3	1257,3	1257,3
Custo Específico (US\$/kW)	4.620	4.620	4.620	4.620	-	-	-	-	14.845	14.845	14.845	14.845

Tabela B.57 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	141,5	141,5	141,5	141,5	145,4	149,3	151	148,2	158	158	158	158
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	12,7	11	11	11	11
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	4,6	6	28,6	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	39,7	39,7	39,7	39,7	40,9	39,2	38,6	21,5	15,1	15,1	15,1	15,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	58,6	57,9	58,6	56,1	56,1	56,1	56,1
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	0	0	0	4,8	4,8	4,8	4,8
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	11,6	14	17,6	23,1	23,1	23,1	23,1
Fluido	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	78,3	183,9	289,5	395,2	79,4	201,6	334,2	470,4	-453,3	-304,2	-155,0	-5,9
Investimento por Motor (US\$)	6.130.546	6.130.546	6.130.546	6.130.546	6.312.607	8.823.803	9.428.251	10.425.546	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07
Potência Líquida Total (kW)	2112,6	2112,6	2112,6	2112,6	2162,3	2610,5	2685	2777,4	2982,7	2982,7	2982,7	2982,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	2092	2092	2092	2092	2138	2206	2228	2229	2342	2342	2342	2342
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	257,8	302,7	391,6	484,6	484,6	484,6	484,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	153,2	153,2	153,2	153,2	153,5	212,9	224,6	288,2	250,7	250,7	250,7	250,7
Potência Economizada no Radiador (kW)	174,9	174,9	174,9	174,9	178,8	360,9	379,3	385,2	407,6	407,6	407,6	407,6
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2835	2835	2835	2835	3015	4521	5061	5939	27.235	27.235	27.235	27.235
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	61,43	61,43	61,43	61,43	61,8	71,55	74,33	79,46	250,9	250,9	250,9	250,9
Custo Específico (US\$/kW)	2.902	2.902	2.902	2.902	2.919	3.380	3.511	3.754	11.853	11.853	11.853	11.853

Tabela B.58 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	141,5	141,5	141,5	141,5	143,2	146,3	149,3	150,4	158	158	158	158
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	11	11	11	11
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	0	4,7	5,7	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	39,7	39,7	39,7	39,7	40,3	41	39	38,7	15,1	15,1	15,1	15,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	58,5	58	56,1	56,1	56,1	56,1
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	4,8	4,8	4,8	4,8
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	11,7	13,5	23,1	23,1	23,1	23,1
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	35,0	140,6	246,2	351,9	35,3	143,0	269,9	402,1	-703,0	-553,9	-404,7	-255,6
Investimento por Motor (US\$)	6.130.546	6.130.546	6.130.546	6.130.546	6.204.827	6.357.863	8.829.210	9.284.639	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07
Potência Líquida Total (kW)	2112,6	2112,6	2112,6	2112,6	2135,9	2171,3	2611,3	2669,5	2982,7	2982,7	2982,7	2982,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	2092	2092	2092	2092	2113	2146	2206	2222	2342	2342	2342	2342
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	258,3	293,9	484,6	484,6	484,6	484,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	153,2	153,2	153,2	153,2	153,5	153,5	213,1	222,4	250,7	250,7	250,7	250,7
Potência Economizada no Radiador (kW)	174,9	174,9	174,9	174,9	177,1	179,2	360,9	376,2	407,6	407,6	407,6	407,6
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2835	2835	2835	2835	2907	3061	4526	4927	27.235	27.235	27.235	27.235
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	81,9	81,9	81,9	81,9	81,99	82,64	95,43	98,17	3,35E+02	3,35E+02	3,35E+02	3,35E+02
Custo Específico (US\$/kW)	2.902	2.902	2.902	2.902	2.905	2.928	3.381	3.478	11.853	11.853	11.853	11.853

Tabela B.59 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	141,5	141,5	141,5	141,5	-	143,3	145,3	148,1	158	158	158	158
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	11	11	11	11
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	0	0	3,8	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	39,7	39,7	39,7	39,7	-	40,3	40,9	39,3	15,1	15,1	15,1	15,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	58,8	56,1	56,1	56,1	56,1
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	4,8	4,8	4,8	4,8
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	9,8	23,1	23,1	23,1	23,1
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-51,6	54,1	159,7	265,3	-	54,5	162,0	277,4	-1.202,1	-1.052,9	-903,8	-754,7
Investimento por Motor (US\$)	6.130.546	6.130.546	6.130.546	6.130.546	-	6.209.306	6.312.982	8.397.003	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07
Potência Líquida Total (kW)	2112,6	2112,6	2112,6	2112,6	-	2137,1	2162,5	2544,3	2982,7	2982,7	2982,7	2982,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	2092	2092	2092	2092	-	2114	2138	2188	2342	2342	2342	2342
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	0	0	218,3	484,6	484,6	484,6	484,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	153,2	153,2	153,2	153,2	-	153,4	153,6	203,3	250,7	250,7	250,7	250,7
Potência Economizada no Radiador (kW)	174,9	174,9	174,9	174,9	-	177,1	178,9	341,6	407,6	407,6	407,6	407,6
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	-	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2835	2835	2835	2835	-	2911	3014	4163	27.235	27.235	27.235	27.235
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	122,9	122,9	122,9	122,9	-	123	123,6	139,7	5,02E+02	5,02E+02	5,02E+02	5,02E+02
Custo Específico (US\$/kW)	2.902	2.902	2.902	2.902	-	2.905	2.919	3.300	11.853	11.853	11.853	11.853

Tabela B.60 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	141,5	141,5	141,5	141,5	-	-	-	141,7	158	158	158	158
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	-	0	11	11	11	11
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	-	0	37,6	37,6	37,6	37,6
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	39,7	39,7	39,7	39,7	-	-	-	39,8	15,1	15,1	15,1	15,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56,1	56,1	56,1	56,1
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	4,8	4,8	4,8	4,8
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	23,1	23,1	23,1	23,1
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-311,2	-205,5	-99,9	5,7	-	-	-	5,9	-2.699,2	-2.550,0	-2.400,9	-2.251,8
Investimento por Motor (US\$)	6.130.546	6.130.546	6.130.546	6.130.546	-	-	-	6.138.048	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07	3,54E+07
Potência Líquida Total (kW)	2112,6	2112,6	2112,6	2112,6	-	-	-	2115,2	2982,7	2982,7	2982,7	2982,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	2092	2092	2092	2092	-	-	-	2094	2342	2342	2342	2342
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	-	0	484,6	484,6	484,6	484,6
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	153,2	153,2	153,2	153,2	-	-	-	153,3	250,7	250,7	250,7	250,7
Potência Economizada no Radiador (kW)	174,9	174,9	174,9	174,9	-	-	-	175,2	407,6	407,6	407,6	407,6
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	-	-	-	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2835	2835	2835	2835	-	-	-	2842	27.235	27.235	27.235	27.235
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	245,8	245,8	245,8	245,8	-	-	-	245,7	1,00E+03	1,00E+03	1,00E+03	1,00E+03
Custo Específico (US\$/kW)	2.902	2.902	2.902	2.902	-	-	-	2.902	11.853	11.853	11.853	11.853

Tabela B.61 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	128,4	128,4	128,4	128,4	131,2	130,6	131,8	132,4	135,3	135,3	135,3	135,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34	34	34	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	13,7	14,1	14,5	14,7	14,7	14,7	14,7
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	10,4	11,6	12,8	12	12	12	12
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	39,8	39,8	39,8	39,8	41	40,7	40,7	40,4	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	58,2	57,6	57,2	54,3	54,3	54,3	54,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	0	0	0	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	11,1	13,3	14,7	18,8	18,8	18,8	18,8
Fluido	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	77,1	177,2	277,3	377,4	78,3	189,1	314,9	443,5	-431,32	-295,24	-159,16	-23,08
Investimento por Motor (US\$)	5.661.743	5.661.743	5.661.743	5.661.743	5.816.961	8.446.188	9.053.040	9.501.323	33.075.156	33.075.156	33.075.156	33.075.156
Potência Líquida Total (kW)	2002	2002	2002	2002	2046,6	2473,9	2548,7	2591,3	2721,6	2721,6	2721,6	2721,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	1992	1992	1992	1992	2032	2105	2130	2145	2218	2218	2218	2218
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	242,9	285,3	310,7	371,5	371,5	371,5	371,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	157,9	157,9	157,9	157,9	158,4	215	226,6	233,7	258	258	258	258
Potência Economizada no Radiador (kW)	188,1	188,1	188,1	188,1	192,3	361,2	379,7	388,8	409,9	409,9	409,9	409,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2718	2718	2718	2718	2870	4442	4990	5414	25.797	25.797	25.797	25.797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	59,9	59,9	59,9	59,9	60,17	72,27	75,19	77,62	257,30	257,30	257,30	257,30
Custo Específico (US\$/kW)	2.828	2.828	2.828	2.828	2.842	3.414	3.552	3.667	12.153	12.153	12.153	12.153

Tabela B.62 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	128,4	128,4	128,4	128,4	129,9	132,5	133,1	134,1	135,3	135,3	135,3	135,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34,1	34	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	14,7	14,7	14,7	14,7
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	12	12	12	12
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	39,8	39,8	39,8	39,8	40,4	41,5	41,7	42,2	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	58,1	57,6	54,3	54,3	54,3	54,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	10,8	12,5	18,8	18,8	18,8	18,8
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	37,1	137,2	237,3	337,4	37,5	139,8	256,2	378,9	-664,81	-528,73	-392,65	-256,57
Investimento por Motor (US\$)	5.661.743	5.661.743	5.661.743	5.661.743	5.737.467	5.923.589	7.957.871	8.385.166	33.075.156	33.075.156	33.075.156	33.075.156
Potência Líquida Total (kW)	2002	2002	2002	2002	2026,1	2068,2	2420,1	2475,0	2721,6	2721,6	2721,6	2721,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	1992	1992	1992	1992	2014	2052	2059	2075	2218	2218	2218	2218
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	235,4	268,3	371,5	371,5	371,5	371,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	157,9	157,9	157,9	157,9	158,2	158,6	215,9	225,5	258	258	258	258
Potência Economizada no Radiador (kW)	188,1	188,1	188,1	188,1	190,4	194,3	361,6	377	409,9	409,9	409,9	409,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2718	2718	2718	2718	2791	2977	4136	4502	25.797	25.797	25.797	25.797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	79,8	79,8	79,8	79,8	79,93	80,84	92,81	95,62	343,09	343,09	343,09	343,09
Custo Específico (US\$/kW)	2.828	2.828	2.828	2.828	2.832	2.864	3.288	3.388	12.153	12.153	12.153	12.153

Tabela B.63 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	128,4	128,4	128,4	128,4	-	129,9	131,4	132,1	135,3	135,3	135,3	135,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	-	34,1	34,1	34,1	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	14,7	14,7	14,7	14,7
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	0	0	0	12	12	12	12
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	39,8	39,8	39,8	39,8	-	40,4	41,1	41,4	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	-	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	58,5	54,3	54,3	54,3	54,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	0	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	8,8	18,8	18,8	18,8	18,8
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-42,8	57,3	157,4	257,5	-	57,8	159,8	266,4	-1131,69	-995,61	-859,53	-723,45
Investimento por Motor (US\$)	5.661.743	5.661.743	5.661.743	5.661.743	-	5.740.652	5.833.982	7.546.772	33.075.156	33.075.156	33.075.156	33.075.156
Potência Líquida Total (kW)	2002	2002	2002	2002	-	2027	2.050	2357	2721,6	2721,6	2721,6	2721,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	1992	1992	1992	1992	-	2014	2036	2047	2218	2218	2218	2218
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	0	0	194,6	371,5	371,5	371,5	371,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	157,9	157,9	157,9	157,9	-	158,2	158,4	205,1	258	258	258	258
Potência Economizada no Radiador (kW)	188,1	188,1	188,1	188,1	-	190,5	192,7	340,4	409,9	409,9	409,9	409,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	-	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2718	2718	2718	2718	-	2794	2887	3791	25.797	25.797	25.797	25.797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	119,8	119,8	119,8	119,8	-	119,9	120,5	135,6	514,64	514,64	514,64	514,64
Custo Específico (US\$/kW)	2.828	2.828	2.828	2.828	-	2.832	2.845	3.202	12.153	12.153	12.153	12.153

Tabela B.64 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 4 UGs, para 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	128,4	128,4	128,4	128,4	-	-	-	128,4	135,3	135,3	135,3	135,3
Temperatura de Condensação (°C)	34,1	34,1	34,1	34,1	-	-	-	34,1	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	-	0	14,7	14,7	14,7	14,7
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	-	0	12	12	12	12
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	39,8	39,8	39,8	39,8	-	-	-	39,8	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	-	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	-	-	-	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	54,3	54,3	54,3	54,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	6,9	6,9	6,9	6,9
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	18,8	18,8	18,8	18,8
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-282,5	-182,4	-82,3	17,8	-	-	-	17,8	-2.532,32	-2.396,24	-2.260,16	-2.124,08
Investimento por Motor (US\$)	5.661.743	5.661.743	5.661.743	5.661.743	-	-	-	5.661.743	33.075.156	33.075.156	33.075.156	33.075.156
Potência Líquida Total (kW)	2002	2002	2002	2002	-	-	-	2002	2721,6	2721,6	2721,6	2721,6
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	1992	1992	1992	1992	-	-	-	1992	2218	2218	2218	2218
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	-	0	371,5	371,5	371,5	371,5
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	157,9	157,9	157,9	157,9	-	-	-	157,9	258	258	258	258
Potência Economizada no Radiador (kW)	188,1	188,1	188,1	188,1	-	-	-	188,1	409,9	409,9	409,9	409,9
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	3,21	3,21	3,21	3,21	-	-	-	3,21	3,21	3,21	3,21	3,21
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	2718	2718	2718	2718	-	-	-	2718	25.797	25.797	25.797	25.797
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	239,5	239,5	239,5	239,5	-	-	-	239,5	1029,27	1029,27	1029,27	1029,27
Custo Específico (US\$/kW)	2.828	2.828	2.828	2.828	-	-	-	2.828	12.153	12.153	12.153	12.153

Tabela B.65 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	139,5	139,5	139,5	139,5	140,4	140,4	147,9	147,9	157,3	157,3	157,3	157,3
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	11,6	13,4	10,5	12	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	11,2	15,4	20,1	25,9	38,8	38,8	38,8	38,8
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	38,7	38,7	38,7	38,7	37	34,8	29	23,8	14,1	14,1	14,1	14,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	56,9	56,9	57,1	57,2	56,3	56,3	56,3	56,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	9,6	9,4	9,1	8,7	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	0	0	0	0	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	10,7	14	16,4	18	22,7	22,7	22,7	22,7
Fluido	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	418,0	808,2	1198,4	1588,6	446,5	926,7	1431,6	1944,3	-1668,4	-1109,2	-550,0	9,2
Investimento por Motor (US\$)	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	2,28E+07	2,49E+07	2,80E+07	2,96E+07	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08
Potência Líquida Total (kW)	7803,7	7803,7	7803,7	7803,7	9402,9	9767,6	10184,1	10327,3	11183,7	11183,7	11183,7	11183,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7736	7736	7736	7736	8056	8124	8339	8346	8765	8765	8765	8765
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	822,2	1074	1262	1394	1829	1829	1829	1829
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	573	573	573	573	775,4	833,2	856,6	871,3	929,8	929,8	929,8	929,8
Potência Economizada no Radiador (kW)	643,3	643,3	643,3	643,3	1303	1405	1442	1461	1522	1522	1522	1522
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	10342	10342	10342	10342	14903	16787	19620	20977	84.456	84.456	84.456	84.456
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	44,89	44,89	44,89	44,89	51,23	53,89	58,25	60,57	248,1	248,1	248,1	248,1
Custo Específico (US\$/kW)	2.120	2.120	2.120	2.120	2.420	2.546	2.752	2.861	11.722	11.722	11.722	11.722

Tabela B.66 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	139,5	139,5	139,5	139,5	143,1	140,4	140,4	147,9	157,3	157,3	157,3	157,3
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	12,1	13,5	9,5	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	12	15,5	17,4	38,8	38,8	38,8	38,8
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	38,7	38,7	38,7	38,7	40,4	36,9	34,6	31,3	14,1	14,1	14,1	14,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	56,8	56,8	56,9	56,3	56,3	56,3	56,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	9,6	9,5	9,3	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	0	0	0	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	11,8	14,1	15,8	22,7	22,7	22,7	22,7
Fluido	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	301,2	691,3	1081,5	1471,7	306,2	757,0	1238,1	1743,6	-2594,6	-2035,4	-1476,2	-917,1
Investimento por Motor (US\$)	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	1,71E+07	2,34E+07	2,49E+07	2,75E+07	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08
Potência Líquida Total (kW)	7803,7	7803,7	7803,7	7803,7	8013,6	9524,7	9755,7	10130,0	11183,7	11183,7	11183,7	11183,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7736	7736	7736	7736	7926	8084	8121	8339	8765	8765	8765	8765
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	897,5	1076	1210	1829	1829	1829	1829
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	573	573	573	573	575,9	794,9	833,5	852,5	929,8	929,8	929,8	929,8
Potência Economizada no Radiador (kW)	643,3	643,3	643,3	643,3	666,1	1341	1406	1437	1522	1522	1522	1522
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	10342	10342	10342	10342	10915	15454	16780	19171	84.456	84.456	84.456	84.456
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	59,9	59,9	59,9	59,9	60,29	69,26	71,85	76,69	3,31E+02	3,31E+02	3,31E+02	3,31E+02
Custo Específico (US\$/kW)	2.120	2.120	2.120	2.120	2.136	2.454	2.545	2.717	11.722	11.722	11.722	11.722

Tabela B.67 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	139,5	139,5	139,5	139,5	140,2	143,1	146	147,6	157,3	157,3	157,3	157,3
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	0	3,1	4,2	38,8	38,8	38,8	38,8
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	38,7	38,7	38,7	38,7	39,2	40,4	39,1	38,9	14,1	14,1	14,1	14,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	56,6	56,6	56,3	56,3	56,3	56,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	9,6	9,5	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	10,4	12,2	22,7	22,7	22,7	22,7
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	67,6	457,8	847,9	1238,1	68,0	465,3	918,1	1395,3	-4445,1	-3885,9	-3326,7	-2767,5
Investimento por Motor (US\$)	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	1,67E+07	1,71E+07	2,25E+07	2,38E+07	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08
Potência Líquida Total (kW)	7803,7	7803,7	7803,7	7803,7	7855,8	8014	9414,3	9665,5	11183,7	11183,7	11183,7	11183,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7736	7736	7736	7736	7782	7926	8105	8185	8765	8765	8765	8765
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	783,3	923,4	1829	1829	1829	1829
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	573	573	573	573	574,1	575,9	776,2	811,4	929,8	929,8	929,8	929,8
Potência Economizada no Radiador (kW)	643,3	643,3	643,3	643,3	650,3	666,2	1305	1371	1522	1522	1522	1522
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	10342	10342	10342	10342	10459	10916	14669	15874	84.456	84.456	84.456	84.456
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	89,8	89,8	89,8	89,8	89,81	90,44	101,2	104,4	4,96E+02	4,96E+02	4,96E+02	4,96E+02
Custo Específico (US\$/kW)	2.120	2.120	2.120	2.120	2.121	2.136	2.390	2.467	11.722	11.722	11.722	11.722

Tabela B.68 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com vapor, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	139,5	139,5	139,5	139,5	-	-	140,3	141,8	157,3	157,3	157,3	157,3
Temperatura de Condensação (°C)	35,5	35,5	35,5	35,5	-	-	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	11,6	11,6	11,6	11,6
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	38,8	38,8	38,8	38,8
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	38,7	38,7	38,7	38,7	-	-	39,2	40	14,1	14,1	14,1	14,1
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	165	165	165	165	165	165
Fluido	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	-	-	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano	n-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	56,3	56,3	56,3	56,3
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	6,6	6,6	6,6	6,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	22,7	22,7	22,7	22,7
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-633,2	-243,0	147,2	537,4	-	-	148,2	543,6	-9996,5	-9437,3	-8878,1	-8318,9
Investimento por Motor (US\$)	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	1,65E+07	-	-	1,67E+07	1,69E+07	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08	1,31E+08
Potência Líquida Total (kW)	7803,7	7803,7	7803,7	7803,7	-	-	7856,1	7949,2	11183,7	11183,7	11183,7	11183,7
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7736	7736	7736	7736	-	-	7782	7866	8765	8765	8765	8765
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	1829	1829	1829	1829
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	573	573	573	573	-	-	574,1	575,4	929,8	929,8	929,8	929,8
Potência Economizada no Radiador (kW)	643,3	643,3	643,3	643,3	-	-	650,3	660,7	1522	1522	1522	1522
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	-	-	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	10342	10342	10342	10342	-	-	10460	10707	84.456	84.456	84.456	84.456
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	179,6	179,6	179,6	179,6	-	-	179,6	180,1	9,93E+02	9,93E+02	9,93E+02	9,93E+02
Custo Específico (US\$/kW)	2.120	2.120	2.120	2.120	-	-	2.121	2.127	11.722	11.722	11.722	11.722

Tabela B.69 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 8000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	126	126	126	126	128,7	130,1	131,2	131,8	134,7	134,7	134,7	134,7
Temperatura de Condensação (°C)	35,1	35,1	35,1	35,1	34	34	34	34	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	12,1	14,2	14,2	14,7	15,3	15,3	15,3	15,3
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	7,6	10,8	11,8	12,9	13,3	13,3	13,3	13,3
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	38,3	38,3	38,3	38,3	40,5	40,4	40,3	40,1	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	56,4	56,2	56	56,1	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	9,5	9,3	8,9	8,2	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	0	0	0	0	4,6	4,6	4,6	4,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	9,7	12,9	14,5	15,4	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	404,0	767,6	1131,2	1494,8	435,1	892,0	1364,0	1844,2	-1.577,9	-1.068,5	-559,1	-49,7
Investimento por Motor (US\$)	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	2,08E+07	2,34E+07	2,51E+07	2,64E+07	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08
Potência Líquida Total (kW)	7272	7272	7272	7272	8879,2	9329,3	9538,3	9664,1	10187,5	10187,5	10187,5	10187,5
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7249	7249	7249	7249	7704	7873	7957	8012	8303	8303	8303	8303
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	729	962,5	1076	1144	1383	1383	1383	1383
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	590,7	590,7	590,7	590,7	781,4	843,2	873,9	888,9	951,3	951,3	951,3	951,3
Potência Economizada no Radiador (kW)	688,1	688,1	688,1	688,1	1301	1411	1453	1471	1527	1527	1527	1527
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	9673	9673	9673	9673	14243	16620	18174	19381	75.810	75.810	75.810	75.810
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	42,8	42,8	42,8	42,8	49,64	53,1	55,73	57,92	253,7	253,7	253,7	253,7
Custo Específico (US\$/kW)	2.021	2.021	2.021	2.021	2.345	2.508	2.633	2.736	11.985	11.985	11.985	11.985

Tabela B.70 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 6000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	126	126	126	126	128,4	128,7	130,2	131,1	134,7	134,7	134,7	134,7
Temperatura de Condensação (°C)	35,1	35,1	35,1	35,1	34,1	34	34	34	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	1,7	14,4	13,7	14	15,3	15,3	15,3	15,3
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	9,7	10,2	11,2	13,3	13,3	13,3	13,3
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	38,3	38,3	38,3	38,3	41,9	40,7	40,6	40,6	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	56,4	56,2	56,1	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	9,3	9,1	8,8	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	0	0	0	4,6	4,6	4,6	4,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	10,8	12,9	14,1	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	300,3	663,9	1027,5	1391,1	308,7	733,2	1193,3	1664,2	-2.440,2	-1.930,8	-1.421,4	-912,1
Investimento por Motor (US\$)	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	1,56E+07	2,17E+07	2,34E+07	2,47E+07	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08
Potência Líquida Total (kW)	7272	7272	7272	7272	7617,9	9050,2	9322,8	9493,2	10187,5	10187,5	10187,5	10187,5
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7249	7249	7249	7249	7553	7777	7868	7942	8303	8303	8303	8303
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	806,9	961,2	1048	1383	1383	1383	1383
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	590,7	590,7	590,7	590,7	599	802	843,1	866,3	951,3	951,3	951,3	951,3
Potência Economizada no Radiador (kW)	688,1	688,1	688,1	688,1	738,3	1342	1411	1443	1527	1527	1527	1527
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	9673	9673	9673	9673	10495	15073	16568	17798	75.810	75.810	75.810	75.810
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	57,1	57,1	57,1	57,1	57,89	67,65	70,71	73,43	338,3	338,3	338,3	338,3
Custo Específico (US\$/kW)	2.021	2.021	2.021	2.021	2.051	2.397	2.505	2.602	11.985	11.985	11.985	11.985

Tabela B.71 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 4000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	126	126	126	126	126,2	128,4	130,4	131,7	134,7	134,7	134,7	134,7
Temperatura de Condensação (°C)	35,1	35,1	35,1	35,1	34,2	34,1	34,1	34,1	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	1,5	1,5	0	0	15,3	15,3	15,3	15,3
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	0	0	0	0	13,3	13,3	13,3	13,3
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	38,3	38,3	38,3	38,3	40,7	41,6	40,6	41,2	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	56,3	56,1	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	9,6	9,2	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	0	0	4,6	4,6	4,6	4,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	9,6	11,4	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	92,8	456,4	820,0	1183,6	91,9	469,3	889,4	1333,6	-4.163,6	-3.654,3	-3.144,9	-2.635,5
Investimento por Motor (US\$)	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	1,52E+07	1,56E+07	2,00E+07	2,13E+07	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08
Potência Líquida Total (kW)	7272	7272	7272	7272	7458,7	7604,4	8.743	8983,2	10187,5	10187,5	10187,5	10187,5
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7249	7249	7249	7249	7408	7543	7581	7653	8303	8303	8303	8303
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	0	0	716,5	851,9	1383	1383	1383	1383
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	590,7	590,7	590,7	590,7	596,8	598,1	784,8	822,9	951,3	951,3	951,3	951,3
Potência Economizada no Radiador (kW)	688,1	688,1	688,1	688,1	721,5	743	1305	1375	1527	1527	1527	1527
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	9673	9673	9673	9673	10040	10443	13496	14593	75.810	75.810	75.810	75.810
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	85,6	85,6	85,6	85,6	86,06	86,7	96,9	100,2	507,5	507,5	507,5	507,5
Custo Específico (US\$/kW)	2.021	2.021	2.021	2.021	2.033	2.048	2.289	2.366	11.985	11.985	11.985	11.985

Tabela B.72 - Resultados das estruturas ótimas ORC acopladas com água, utilizando economia de escala de 15 UGs, para 2000 horas de despacho anual.

Número de Horas Anuais de Despacho: 2000												
Função Objetivo	Min. Custo Específico				Max. Lucro Operacional				Max. Potência Líquida			
Variável de Decisão	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Ciclo de Alta Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	126	126	126	126	-	-	126	127,7	134,7	134,7	134,7	134,7
Temperatura de Condensação (°C)	35,1	35,1	35,1	35,1	-	-	34,2	34,1	34	34	34	34
Superaquecimento (°C)	0	0	0	0	-	-	1,6	1,6	15,3	15,3	15,3	15,3
ΔT no Regenerador (°C)	0	0	0	0	-	-	0	0	13,3	13,3	13,3	13,3
ΔT no Pré-aquecedor (°C)	38,3	38,3	38,3	38,3	-	-	40,7	41,5	43,5	43,5	43,5	43,5
ΔT dos Gases de Exaustão (°C)	165	165	165	165	-	-	165	165	165	165	165	165
Fluido	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	-	-	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano	i-Pentano
Ciclo de Baixa Temperatura												
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	55,5	55,5	55,5	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	34,9	34,9	34,9	34,9
Superaquecimento (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
ΔT no Regenerador (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	4,6	4,6	4,6	4,6
ΔT da Água do Motor (°C)	-	-	-	-	-	-	-	-	18	18	18	18
Fluido	-	-	-	-	-	-	-	-	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000	Novec 7000
Resultados												
Lucro Operacional (US\$/h)	-529,5	-165,9	197,7	561,3	-	-	195,9	571,5	-9.334,0	-8.824,6	-8.315,2	-7.805,8
Investimento por Motor (US\$)	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	1,47E+07	-	-	1,52E+07	1,55E+07	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08	1,22E+08
Potência Líquida Total (kW)	7272	7272	7272	7272	-	-	7453,7	7568,7	10187,5	10187,5	10187,5	10187,5
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	7249	7249	7249	7249	-	-	7403	7509	8303	8303	8303	8303
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0	0	0	0	-	-	0	0	1383	1383	1383	1383
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	590,7	590,7	590,7	590,7	-	-	596,9	598,1	951,3	951,3	951,3	951,3
Potência Economizada no Radiador (kW)	688,1	688,1	688,1	688,1	-	-	721,8	732,4	1527	1527	1527	1527
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	12,05	12,05	12,05	12,05	-	-	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05	12,05
Área Total de Trocadores de Calor (m²)	9673	9673	9673	9673	-	-	10028	10330	75.810	75.810	75.810	75.810
Custo da Energia Elétrica (US\$/MWh)	171,2	171,2	171,2	171,2	-	-	172,1	172,9	1.015,0	1.015,0	1.015,0	1.015,0
Custo Específico (US\$/kW)	2.021	2.021	2.021	2.021	-	-	2.033	2.042	11.985	11.985	11.985	11.985

APÊNDICE C. ANÁLISES DE VIABILIDADE ECONÔMICA

Neste item são apresentadas as análises de viabilidade econômica dos resultados obtidos na maximização do lucro operacional. Os índices econômicos calculados são o valor presente líquido (VPL), a taxa interna de retorno (TIR) e o payback descontado (PDB). Nesta análise foi considerado uma taxa mínima de atratividade de 15% e tempo de vida útil do projeto de 20 anos.

- Nas Tabelas C.1 a C.6 são apresentadas as análises de viabilidade das superestruturas ótimas aproveitando diretamente o calor dos gases de exaustão para motores sem caldeira de recuperação e as Tabelas C.7 a C.11 para motores com caldeira de recuperação.
- Nas Tabelas C.12 a C.14 são apresentadas as análises de viabilidade das superestruturas ORC ótimas utilizando circuito intermediário de troca térmica com a fonte quente, mas sem economia de escala.
- Nas Tabelas C.15 a C.18 são apresentadas as análises de viabilidade das superestruturas ORC ótimas utilizando circuito intermediário de troca térmica com a fonte quente, com economia de escala de 4 e 15 UGs.

Tabela C.1 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC para motores sem caldeira.

ORC Aproveitando os Gases de Motores sem Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	35.027	988.948	1.962.899
TIR (%)	4000	-	15,23	21,02	26,17
PBD (anos)		-	18,7	8,6	6,0
VPL (US\$)		26.264	1.464.657	2.918.071	4.645.638
TIR (%)	6000	15,17	23,80	30,50	33,86
PBD (anos)		19,0	7,0	4,8	4,2
VPL (US\$)		971.422	2.954.377	5.222.748	7.606.300
TIR (%)	8000	20,95	31,66	35,83	43,87
PBD (anos)		8,6	4,6	3,9	3,0

Tabela C.2 - Análise de viabilidade da estrutura ótima KA para motores sem caldeira.

KA Aproveitando os Gases de Motores sem Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	680.988	1.599.858
TIR (%)	4000	-	-	19,12	24,23
PBD (anos)		-	-	10,2	6,8
VPL (US\$)		-	1.126.652	2.527.490	4.934.820
TIR (%)	6000	-	21,60	28,84	35,38
PBD (anos)		-	8,2	5,2	3,9
VPL (US\$)		655.951	2.458.636	4.701.968	7.045.460
TIR (%)	8000	18,92	27,98	32,33	39,76
PBD (anos)		10,5	5,4	4,4	3,4

Tabela C.3 - Análise de viabilidade da estrutura ótima CRC para motores sem caldeira.

CRC Aproveitando os Gases de Motores sem Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	781.142	1.589.847
TIR (%)	4000	-	-	20,59	25,94
PBD (anos)		-	-	8,9	6,1
VPL (US\$)		-	1.175.479	2.392.292	3.695.485
TIR (%)	6000	-	23,12	30,27	37,89
PBD (anos)		-	7,3	4,9	3,6
VPL (US\$)		756.105	2.408.567	4.086.067	5.978.880
TIR (%)	8000	20,37	30,78	40,47	41,87
PBD (anos)		9,6	4,8	3,3	3,2

Tabela C.4 - Análise de viabilidade da estrutura ótima CSEA.

CSEA Aproveitando a Água de Resfriamento dos Motores					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	107.404	176.406
TIR (%)	4000	-	-	17,80	22,07
PBD (anos)		-	-	11,9	7,9
VPL (US\$)		-	240.352	525.401	824.347
TIR (%)	6000	-	20,69	27,04	32,42
PBD (anos)		-	8,8	5,7	4,4
VPL (US\$)		185.269	560.828	971.440	1.387.060
TIR (%)	8000	19,37	26,33	34,00	40,70
PBD (anos)		10,0	6,0	4,2	3,3

Tabela C.5 - Análise de viabilidade da estrutura ótima CSEG para motores sem caldeira.

CSEG Aproveitando os Gases de Motores sem Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	141.957	289.427
TIR (%)	4000	-	-	20,04	24,50
PBD (anos)		-	-	9,4	6,6
VPL (US\$)		-	226.457	463.811	726.703
TIR (%)	6000	-	22,04	28,43	34,20
PBD (anos)		-	7,9	5,3	4,1
VPL (US\$)		168.245	477.205	843.249	1.233.331
TIR (%)	8000	19,97	25,97	31,94	38,67
PBD (anos)		9,4	6,1	4,5	3,5

Tabela C.6 - Análise de viabilidade da estrutura ótima CDEG para motores sem caldeira.

CDEG Aproveitando os Gases de Motores sem Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	86.874	201.796
TIR (%)	4000	-	-	17,81	20,72
PBD (anos)		-	-	11,9	8,8
VPL (US\$)		-	181.390	387.571	659.851
TIR (%)	6000	-	20,49	24,45	28,45
PBD (anos)		-	9,0	6,7	5,3
VPL (US\$)		85.622	407.101	774.146	1.177.747
TIR (%)	8000	17,45	25,04	30,30	36,07
PBD (anos)		12,5	6,4	4,9	3,8

Tabela C.7 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC para motores com caldeira.

ORC Aproveitando os Gases de Motores com Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	-	85.119
TIR (%)	4000	-	-	-	16,86
PBD (anos)		-	-	-	13,6
VPL (US\$)		-	-	2.777.905	968.919
TIR (%)	6000	-	-	20,05	21,13
PBD (anos)		-	-	9,3	8,5
VPL (US\$)		-	280.409	1.201.766	2.238.310
TIR (%)	8000	-	20,09	22,43	27,95
PBD (anos)		-	9,3	7,7	5,5

Tabela C.8 - Análise de viabilidade da estrutura ótima KA para motores com caldeira.

KA Aproveitando os Gases de Motores com Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	-	20.026
TIR (%)	4000	-	-	-	15,84
PBD (anos)		-	-	-	16,3
VPL (US\$)		-	-	116.419	420.602
TIR (%)	6000	-	-	19,23	17,69
PBD (anos)		-	-	10,1	12,1
VPL (US\$)		-	2.458.636	620.900	1.537.263
TIR (%)	8000	-	27,98	18,86	23,55
PBD (anos)		-	5,4	10,5	7,1

Tabela C.9 - Análise de viabilidade da estrutura ótima CRC para motores com caldeira.

CRC Aproveitando os Gases de Motores com Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	4000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	120.166	522.015
TIR (%)	6000	-	-	16,53	21,42
PBD (anos)		-	-	14,3	8,3
VPL (US\$)		-	100.136	655.964	1.211.793
TIR (%)	8000	-	16,28	22,73	28,96
PBD (anos)		-	15,0	7,5	5,2

Tabela C.10 - Análise de viabilidade da estrutura ótima CSEG para motores com caldeira.

CSEG Aproveitando os Gases de Motores com Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	104.902	254.625
TIR (%)	4000	-	-	18,58	23,20
PBD (anos)		-	-	10,9	7,2
VPL (US\$)		-	198.291	429.635	662.482
TIR (%)	6000	-	21,31	27,83	34,24
PBD (anos)		-	8,4	5,5	4,1
VPL (US\$)		141.706	450.667	762.632	1.085.112
TIR (%)	8000	19,56	28,32	36,69	43,97
PBD (anos)		9,8	5,3	3,8	3,0

Tabela C.11 - Análise de viabilidade da estrutura ótima CDEG para motores com caldeira.

CDEG Aproveitando os Gases de Motores com Caldeira					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	-	152.972
TIR (%)	4000	-	-	-	19,03
PBD (anos)		-	-	-	10,3
VPL (US\$)		-	92.757	327.106	590.748
TIR (%)	6000	-	17,45	22,75	27,56
PBD (anos)		-	12,5	7,5	5,6
VPL (US\$)		33.544	350.516	688.019	1.078.600
TIR (%)	8000	15,90	23,39	29,97	35,58
PBD (anos)		16,1	7,2	4,9	3,9

Tabela C.12 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC acoplada com óleo térmico.

ORC Acoplada com Óleo Térmico					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	342.981	1.276.872
TIR (%)	4000	-	-	16,83	21,49
PBD (anos)		-	-	13,6	8,2
VPL (US\$)		-	796.156	2.215.771	3.834.426
TIR (%)	6000	-	19,14	25,90	29,81
PBD (anos)		-	10,2	6,1	5,0
VPL (US\$)		320.447	2.203.253	4.376.484	6.604.805
TIR (%)	8000	16,71	25,85	31,65	39,01
PBD (anos)		13,9	6,1	4,6	3,5

Tabela C.13 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC acoplada com vapor.

ORC Acoplada com Vapor					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	42.539	723.554
TIR (%)	4000	-	-	15,29	19,74
PBD (anos)		-	-	18,4	9,6
VPL (US\$)		-	371.780	1.400.813	2.583.819
TIR (%)	6000	-	17,48	23,90	27,36
PBD (anos)		-	12,4	6,9	5,6
VPL (US\$)		25.013	1.387.043	2.984.416	4.646.890
TIR (%)	8000	15,17	23,82	28,97	34,13
PBD (anos)		19,0	6,9	5,2	4,1

Tabela C.14 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC acoplada com água pressurizada.

ORC Acoplada com Água Pressurizada					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	-
TIR (%)	2000	-	-	-	-
PBD (anos)		-	-	-	-
VPL (US\$)		-	-	47.548	691.007
TIR (%)	4000	-	-	15,34	19,80
PBD (anos)		-	-	18,2	9,6
VPL (US\$)		-	356.759	1.329.459	2.407.308
TIR (%)	6000	-	17,53	24,00	27,22
PBD (anos)		-	12,4	6,9	5,7
VPL (US\$)		30.022	1.321.947	2.784.119	4.356.462
TIR (%)	8000	15,22	23,92	28,90	35,70
PBD (anos)		18,8	6,9	5,2	3,9

Tabela C.15 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC acoplada com vapor, utilizando economia de escala de 4 UGs.

ORC Acoplada com Vapor - 4 UGs					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	73.800
TIR (%)	2000	-	-	-	15,20
PBD (anos)		-	-	-	18,9
VPL (US\$)		-	1.364.474	4.055.985	6.945.272
TIR (%)	4000	-	18,66	25,38	28,25
PBD (anos)		-	10,8	6,3	5,4
VPL (US\$)		1.325.666	5.370.444	10.136.275	15.101.173
TIR (%)	6000	18,56	28,52	33,17	40,44
PBD (anos)		10,9	5,3	4,3	3,3
VPL (US\$)		3.975.866	10.094.964	16.734.857	23.555.014
TIR (%)	8000	25,18	33,11	42,69	50,01
PBD (anos)		6,4	4,3	3,1	2,6

Tabela C.16 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC acoplada com água pressurizada, utilizando economia de escala de 4 UGs.

ORC Acoplada com Água Pressurizada - 4 UGs					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	-	222.777
TIR (%)	2000	-	-	-	15,67
PBD (anos)		-	-	-	16,9
VPL (US\$)		-	1.447.101	4.000.908	6.669.870
TIR (%)	4000	-	19,18	26,06	29,12
PBD (anos)		-	10,2	6,0	5,1
VPL (US\$)		1.408.294	5.250.269	9.621.767	14.229.882
TIR (%)	6000	18,56	29,16	34,10	41,51
PBD (anos)		10,9	5,1	4,1	3,2
VPL (US\$)		3.920.788	9.469.034	15.768.420	22.208.015
TIR (%)	8000	25,87	32,76	42,19	51,19
PBD (anos)		6,1	4,4	3,1	2,5

Tabela C.17 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC acoplada com vapor, utilizando economia de escala de 15 UGs.

ORC Acoplada com Vapor - 15 UGs					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	1.855.103	6.804.980
TIR (%)	2000	-	-	16,87	21,60
PBD (anos)		-	-	13,6	8,2
VPL (US\$)		1.702.376	11.649.701	22.986.549	34.934.348
TIR (%)	4000	16,72	25,97	31,24	38,00
PBD (anos)		13,9	6,1	4,7	3,6
VPL (US\$)		11.499.477	28.429.656	46.497.827	65.482.354
TIR (%)	6000	25,84	34,21	44,14	51,82
PBD (anos)		6,1	4,1	3,0	2,4
VPL (US\$)		22.358.110	46.403.937	71.686.598	97.359.857
TIR (%)	8000	30,64	44,07	54,52	65,63
PBD (anos)		4,8	3,0	2,3	1,9

Tabela C.18 - Análise de viabilidade da estrutura ótima ORC acoplada com água pressurizada, utilizando economia de escala de 15 UGs.

ORC Acoplada com Água Pressurizada - 15 UGs					
Indicadores	Horas Anuais de Despacho	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)		-	-	2.452.258	7.154.265
TIR (%)	2000	-	-	17,71	22,56
PBD (anos)		-	-	12,1	7,6
VPL (US\$)		2.300.782	11.749.865	22.268.002	33.389.570
TIR (%)	4000	17,54	27,12	32,63	39,60
PBD (anos)		12,3	5,7	4,4	3,4
VPL (US\$)		11.593.381	27.535.839	44.811.578	62.500.436
TIR (%)	6000	26,93	35,02	44,87	54,11
PBD (anos)		5,8	4,0	2,9	2,3
VPL (US\$)		21.787.278	44.666.361	68.301.580	92.347.415
TIR (%)	8000	31,62	44,72	56,96	68,62
PBD (anos)		4,6	2,9	2,2	1,8

APÊNDICE D. FERRAMENTA COMPUTACIONAL DESENVOLVIDA

Neste item é apresentada a ferramenta computacional, desenvolvida no âmbito do projeto de P&D, oriunda desta tese. A ferramenta desenvolvida contempla todas as superestruturas de aproveitamento de calor modeladas nesta tese e permite realizar simulações e otimizações termoeconômicas estruturais e paramétricas para inúmeros cenários econômicos mediante variações nas condições de contorno, visando obter subsídios técnico-econômicos para definição do projeto de recuperação de calor dos motores da UTE Viana.

Este sistema foi desenvolvido por meio do software EES, utilizando todos os programas e rotinas empregados na modelagem e otimização das superestruturas de aproveitamento de calor apresentadas. O *software* EES possui uma poderosa capacidade disponível em sua versão profissional em que um ou mais programas desenvolvidos no EES podem ser incorporados em um programa executável. Assim, este programa pode ser fornecido a usuários e pode ser utilizado em qualquer computador com sistema operacional Microsoft Windows. Essa ferramenta é ideal para o desenvolvimento de programas para usuários que não precisam compreender ou se capacitar sobre os detalhes e ferramentas do EES, o que demandaria normalmente muito tempo e esforço.

Todas as superestruturas foram desenvolvidas por meio da implementação da modelagem através de uma lista de equações, parâmetros e condições no ambiente de equações do EES, como apresentado na Figura D.1. Entretanto, este ambiente não é amigável para usuários não experientes e familiarizados com o referido software.

Para contornar esta situação, o EES permite que seja desenvolvido outro ambiente mais amigável, mas com a mesma modelagem, chamado de *Diagram Window*, o qual fornece a capacidade de facilmente desenvolver uma interface gráfica amigável e acessível para um programa do EES. O *Diagram Window* apresenta uma tela para inserir esquemáticos, textos, desenhos e até variáveis de entrada da modelagem desenvolvida. Um exemplo de *Diagram Window* pode ser visto na Figura D.2. Através dessa interface podem ser realizadas simulações, otimizações, elaboração de gráficos

e tabelas de forma mais simples por meio de botões e atalhos programados pelo desenvolvedor.

Figura D.1 - Janela de equações do EES.

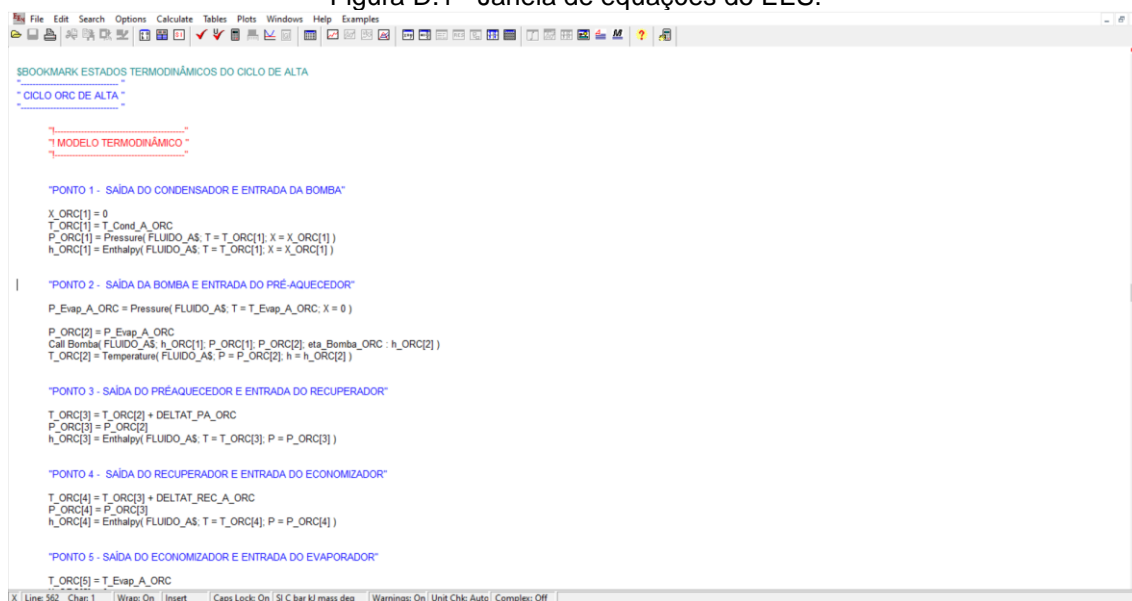
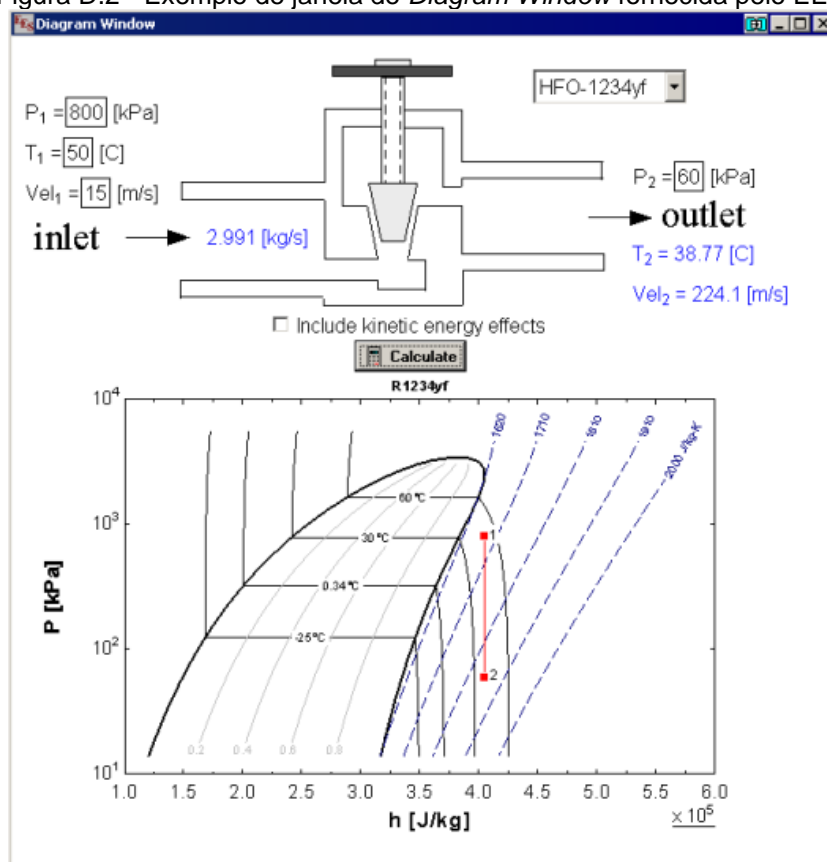
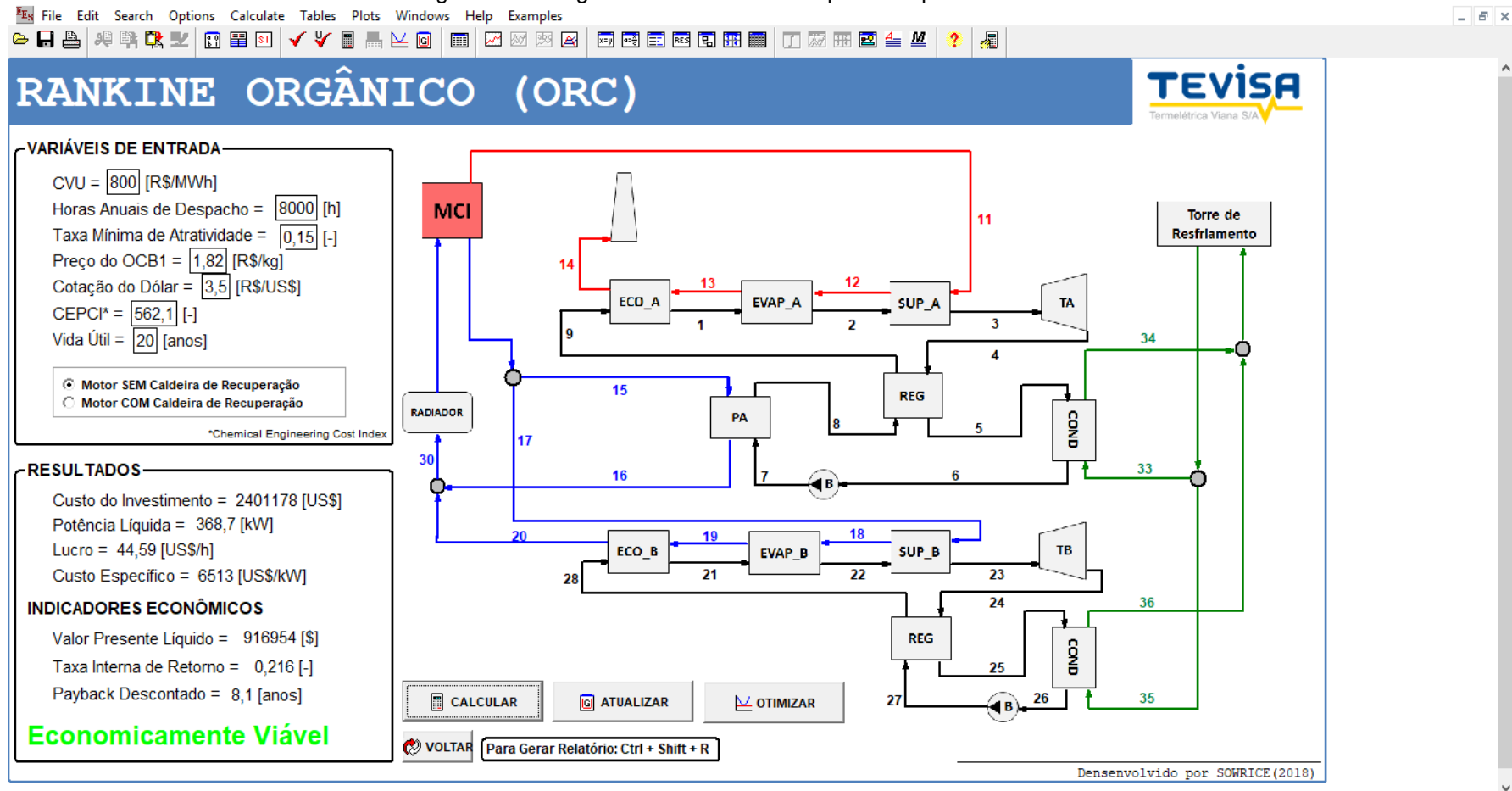


Figura D.2 - Exemplo de janela de *Diagram Window* fornecida pelo EES.



Portanto, primeiramente foram desenvolvidas *Diagram Windows* individuais para todas as superestruturas modeladas de aproveitamento de calor. Nesta janela foram inseridos os desenhos das superestruturas, entradas de variáveis para os cálculos, resultados e botões para calcular e otimizar as superestruturas. Um exemplo pode ser visto na Figura D.3, que contém o *Diagram Window* da superestrutura ORC.

Figura D.3 - *Diagram Window* elaborada para a superestrutura ORC.



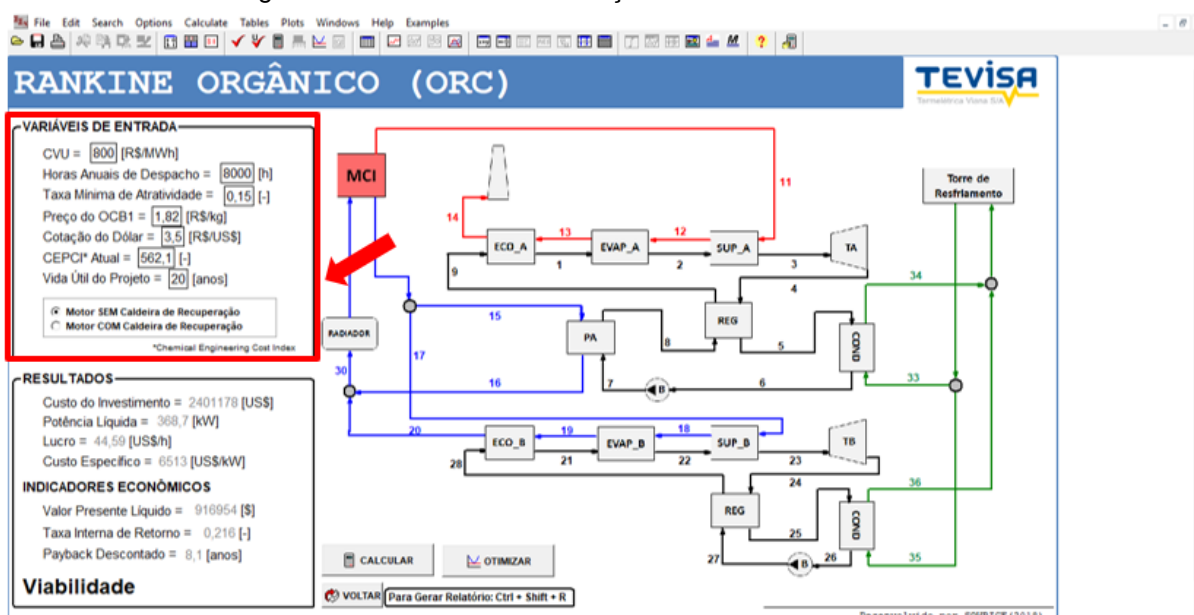
O sistema desenvolvido consiste em uma tela inicial com a descrição do projeto, um botão com instruções de uso do programa e seis botões com os nomes das superestruturas de aproveitamento de calor que servem de acesso às respectivas tecnologias. Esta tela inicial está apresentada na Figura D.4.

Figura D.4 - Tela inicial do sistema desenvolvido.



Ao clicar em qualquer botão das superestruturas, o usuário será direcionado ao *Diagram Window* da mesma. O primeiro passo necessário é a alimentação das variáveis de contorno desejadas pelo usuário nas caixas ao lado de cada variável no canto superior esquerdo, como está destacado na Figura D.5, que representa a superestrutura ORC, como exemplo.

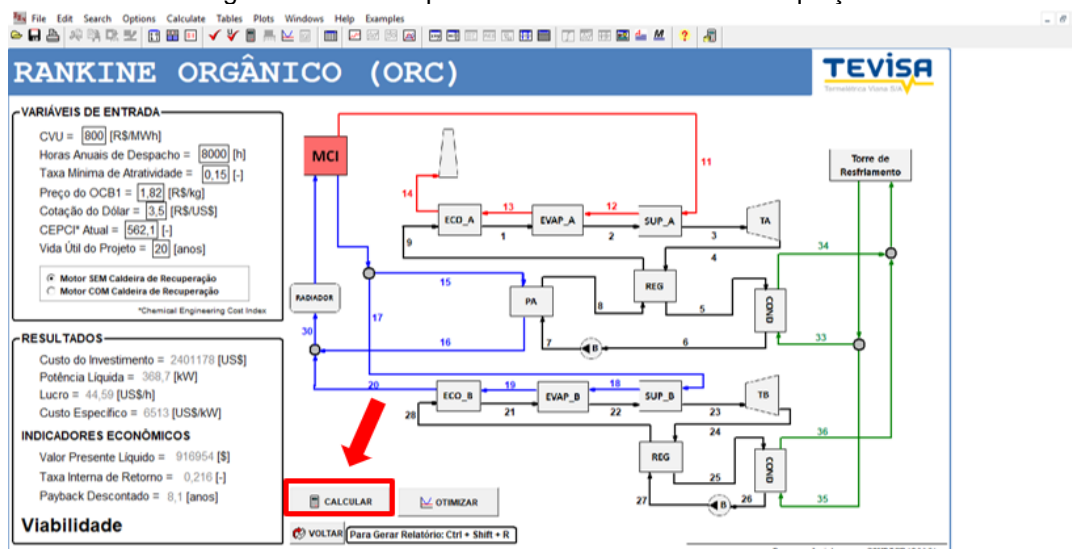
Figura D.5 - Caixas de alimentação das variáveis de contorno.



Nessas caixas são requisitados os valores do custo variável unitário (CVU) para a venda da energia elétrica pela termelétrica, em R\$/MWh, o número de horas anuais de despacho da usina, a taxa mínima de atratividade (TMA), o preço do combustível OCB1, em R\$/kg, a cotação do dólar, o valor mais atual do indicador de inflação CEPCI e a vida útil do projeto, em anos. Além disso, é possível determinar se o aproveitamento de calor é referente a um motor que já possui ou não caldeira de recuperação de calor. Isto implica em atribuir um valor da temperatura dos gases de exaustão na entrada da superestrutura de 345°C, se não houver uso prévio de caldeira de recuperação de calor, ou de 240°C, no caso de aproveitamento prévio do calor dos gases de exaustão em uma caldeira de recuperação.

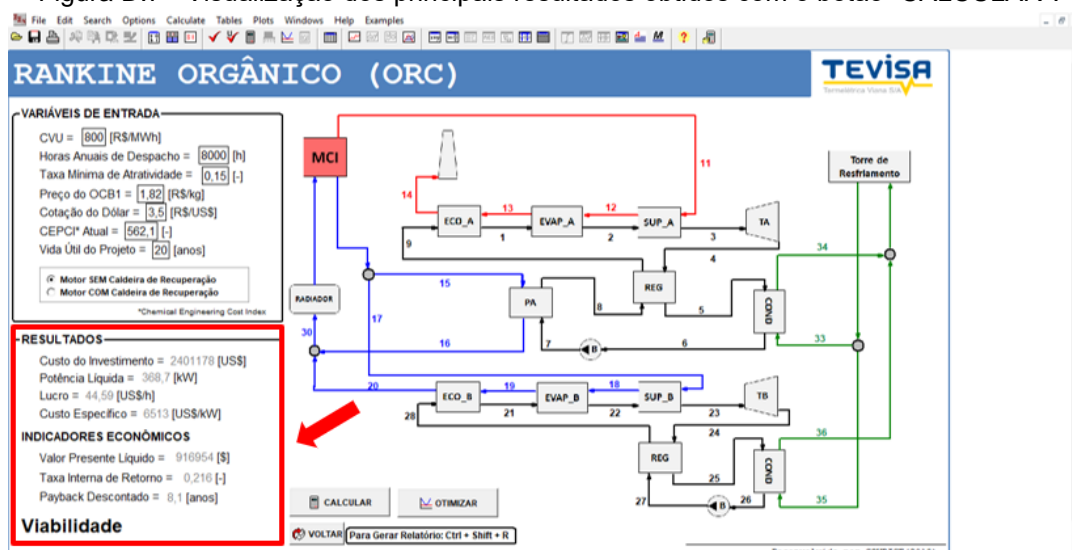
Após essa etapa inicial de atribuição de valores aos referidos parâmetros (condições de contorno), o próximo passo é realizar o cálculo das equações da modelagem para determinar os chutes iniciais das variáveis de decisão. Para isso, é necessário o acionamento do botão “CALCULAR”, localizado na parte inferior da tela, como destacado na Figura D.6, ou através do atalho F2.

Figura D.6 - Botão para o cálculo do sistema de equações.



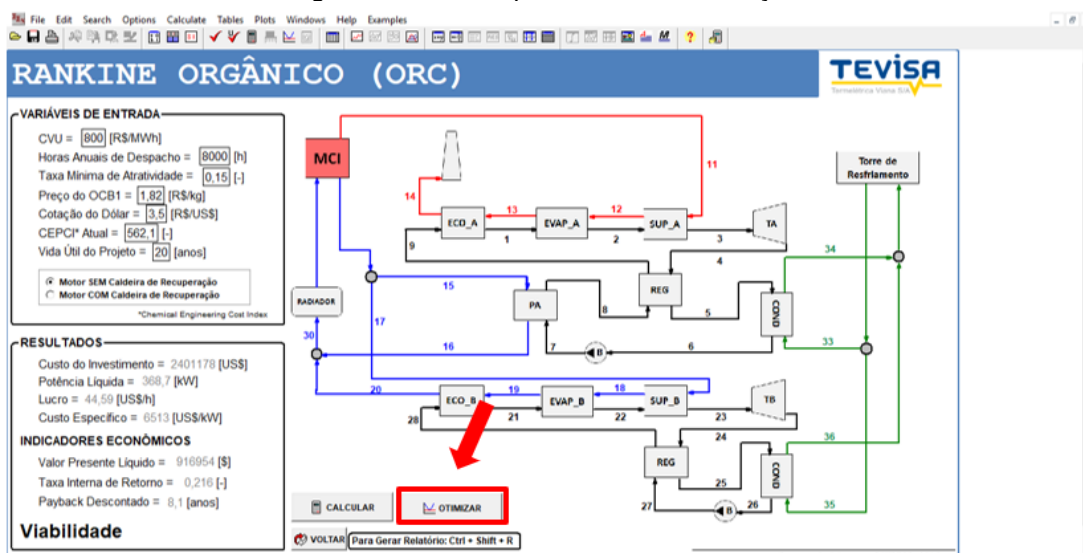
Após o cálculo das equações da superestrutura, é necessária a atualização dos chutes iniciais. Isso é feito através do atalho de teclado Ctrl+G. Após esta atualização, é possível visualizar os principais resultados do cálculo das equações da superestrutura para os chutes iniciais das variáveis de decisão no canto inferior esquerdo, como está ilustrado na Figura D.7. Vale ressaltar que estes são resultados preliminares e não os resultados otimizados da superestrutura. A observação destes resultados, com a mudança das condições de contorno alimentadas, pode ser interessante para o usuário visualizar a influência de cada um desses parâmetros (cenário econômico) nos resultados e na viabilidade ou não do projeto. Isso significa que é possível simular o desempenho termoeconômico da planta fora das condições de contorno consideradas no projeto otimizado.

Figura D.7 - Visualização dos principais resultados obtidos com o botão "CALCULAR".



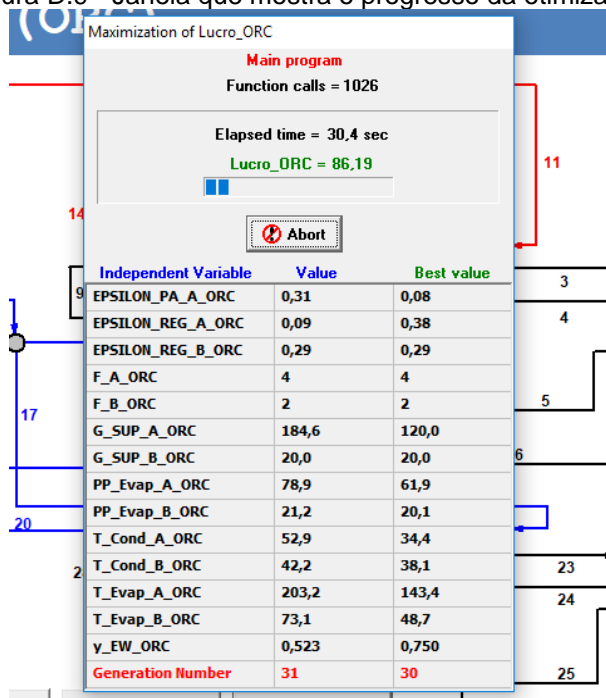
Com o cálculo do sistema de equações da modelagem e a atualização dos chutes iniciais das variáveis, o programa está pronto para iniciar a otimização. O começo da otimização é realizado através do acionamento do botão “OTIMIZAR” na parte inferior da tela (Figura D.8), ou pelo atalho de teclado F4.

Figura D.8 - Botão para iniciar a otimização.



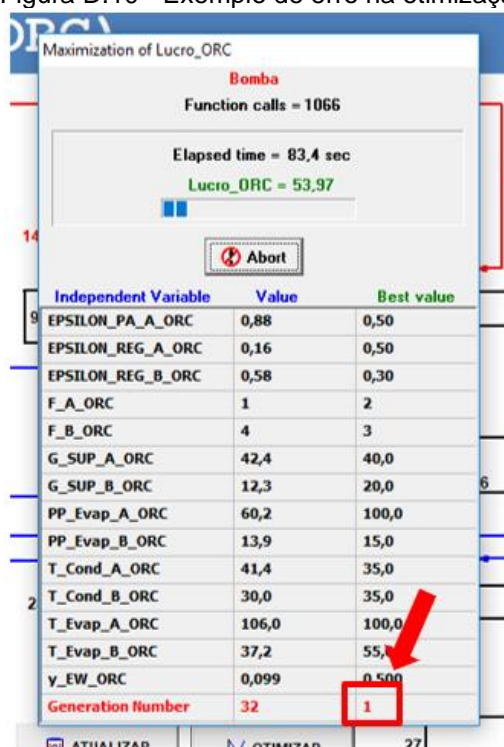
Ao iniciar a otimização, a janela de progresso da mesma (Figura D.9) irá aparecer na tela, apresentando os valores das variáveis de decisão ótimas, função objetivo, progresso da otimização, chamadas de função, tempo decorrido e número de gerações.

Figura D.9 - Janela que mostra o progresso da otimização.



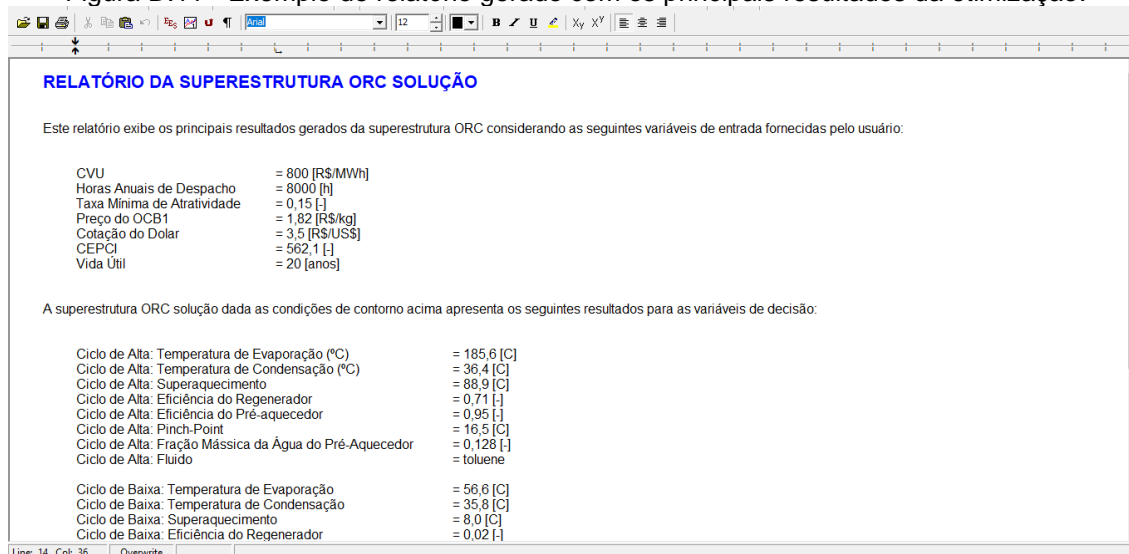
Devido ao processo randômico do algoritmo genético na biblioteca de otimização do EES, taxas de mutação e conjunto inicial de variáveis, pode acontecer que o algoritmo de otimização não consiga avançar. Isto é verificado quando não ocorre alteração no valor ótimo das variáveis de decisão do primeiro número de geração, como exemplificado na Figura D.10. Esse problema é contornado refazendo o processo de início da otimização, ou seja, o cálculo das equações, seguido de atualização dos chutes iniciais e início da otimização.

Figura D.10 - Exemplo de erro na otimização.



A otimização da superestrutura normalmente requer mais de um processo de otimização, como destacado na Figura D.10. O primeiro processo de otimização gera um resultado preliminar e, para resultados da superestrutura ótima mais precisos, sugere-se que o processo de atualização dos chutes iniciais e otimização seja repetido até um valor de convergência estabelecido da função objetivo. Finalizado o processo de otimização, é possível gerar um relatório com os principais resultados e da viabilidade da superestrutura em função dos parâmetros de contorno fornecidos. Para gerar o relatório, como o apresentado na Figura D.11, deve-se utilizar o atalho de teclado Ctrl+Shift+R.

Figura D.11 - Exemplo de relatório gerado com os principais resultados da otimização.



Além desse relatório simplificado, é possível visualizar todos os resultados da superestrutura. Para acessar todos os resultados utiliza-se o atalho de teclado Ctrl+U. A Figura D.12 mostra um exemplo desta janela com todos os resultados da superestrutura. Nessa janela estão todas as informações dos equipamentos resultantes da otimização, além de todos os custos e benefícios.

Outra janela de resultados que pode ser acessada é a dos vetores de propriedades utilizadas para as determinações dos estados de cada ponto da superestrutura. Variáveis como temperatura, pressão e entalpia de cada ponto têm seus valores reportados nesta janela, como exemplifica a Figura D.13. Para acessar todos os vetores, utiliza-se o atalho de teclado Ctrl+Y.

Figura D.12 - Janela de resultados da otimização.

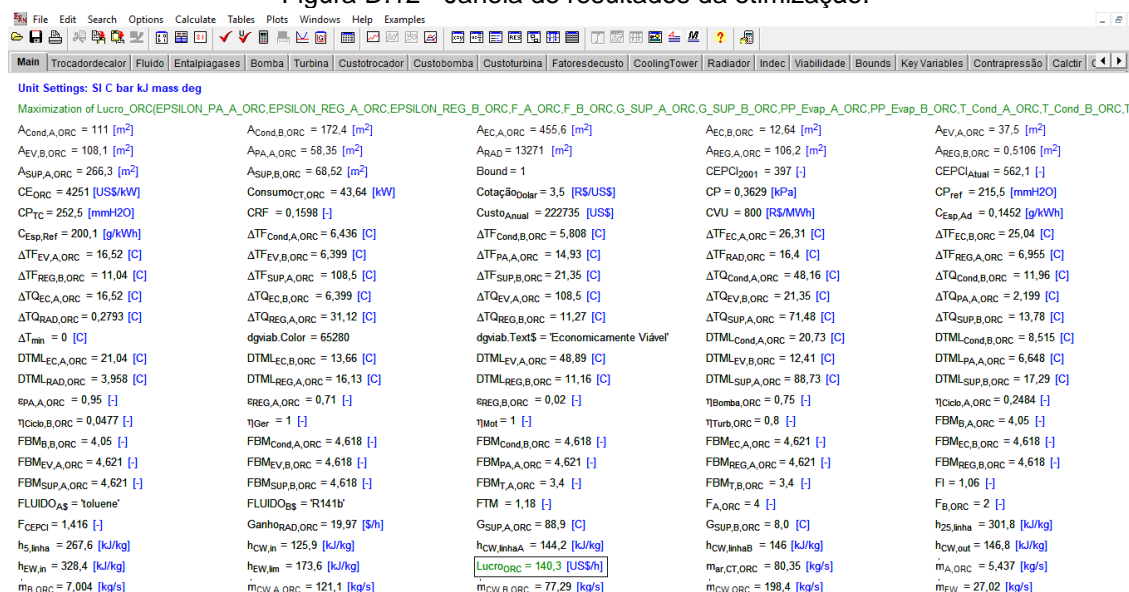


Figura D.13 - Janela vetores da otimização.

	Torç,1 [C]	Porç,1 [bar]	hORC,1 [kJ/kg]	XORC,1 [-]
[1]	185,6	5,751	161,7	0
[2]	185,6	5,751	465,1	1
[3]	274,5	5,751	638,9	
[4]	185,3	0,06692	484,3	100
[5]	83,16	0,06692	326,8	100
[6]	36,44	0,06692	-138,5	0
[7]	36,69	5,751	-137,7	
[8]	76,2	5,751	-66,32	
[9]	154,2	5,751	91,23	
[10]				
[11]	346		-988,9	
[12]	294,2		-1045	
[13]	202,2		-1144	
[14]	180,5		-1167	
[15]	78,4	2	328,4	
[16]	51,63	2	216,3	
[17]	78,4	2	328,4	
[18]	77,92	2	326,4	
[19]	62,97	2	263,8	
[20]	61,22	2	256,4	
[21]	56,57	2,23	105,3	0
[22]	56,57	2,23	316	1
[23]	64,62	2,23	322,8	
[24]	47,46	1,154	311,1	100
[25]	46,96	1,154	310,7	100
[26]	35,81	1,154	80,08	0

Para retornar à tela do *Diagram Window* da superestrutura quando acessar algum resultado ou relatório, deve-se utilizar o atalho de teclado Ctrl+D. Para retornar à tela principal do programa e escolher outra superestrutura, utiliza-se o botão “VOLTAR”, localizado na parte inferior da tela, como mostrado na Figura D.14.

Figura D.14 - Botão de retorno a tela inicial.

