

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LARA FARONI ZON
RAUL MARCOS MANTOVANI MORELLATO

MODELAGEM DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)
PARA APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)

VITÓRIA
2016

LARA FARONI ZON
RAUL MARCOS MANTOVANI MORELLATO

**MODELAGEM DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)
PARA APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica do Centro
Tecnológico da Universidade Federal do
Espírito Santo, como requisito parcial para
obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon
Donatelli

VITÓRIA
2016

LARA FARONI ZON
RAUL MARCOS MANTOVANI MORELLATO

MODELAGEM DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC) PARA APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em ____ de dezembro de 2016.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof. Me. Leonardo Rodrigues Araujo
Instituto Federal do Espírito Santo
Examinador Externo

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares
Universidade Federal do Espírito Santo
Examinador Interno

Às nossas famílias e amigos pelo apoio ilimitado.

A todas as pessoas que assim como nós, estão em busca de seus sonhos.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus, por nos ter conduzido nessa trajetória e por nos ter dado força para buscar nossos objetivos e concluir o curso de Engenharia Mecânica.

Agradecemos também às nossas famílias, que durante todo nosso percurso, nos apoiaram, nos compreenderam e nos deram amor incondicional.

Aos nossos amigos e companheiros, pela motivação e apoio, impulsionando-nos a concluir mais essa etapa de nossas vidas.

Aos nossos professores, por todos os ensinamentos e conselhos que nos foram dados, em especial ao Professor Dr. João Luiz Marcon Donatelli, que nos auxiliou e guiou neste trabalho e aos seus orientados, que sempre nos foram solícitos.

Estendemos também nosso muito obrigado aos membros da secretaria do Departamento de Engenharia Mecânica, por todos os serviços prestados.

“Que os vossos esforços desafiem as impossibilidades,
lembrai-vos de que as grandes coisas do homem foram
conquistadas do que parecia impossível.”

Charles Chaplin

RESUMO

Essencial para o desenvolvimento das atividades humanas, o consumo de energia tem crescido continuamente nos tempos atuais. Dessa forma, o melhor aproveitamento dos insumos para sua geração torna-se imprescindível. Aumentar a eficiência de usinas termelétricas, por meio do aproveitamento do calor residual de seus motores de combustão interna, é tido assim, como uma alternativa bastante atrativa. Por isso, o presente trabalho busca validar uma modelagem que retorna as características termodinâmicas de Ciclos Rankine Orgânicos (ORC's) aplicados à geração de energia pela recuperação de resíduos térmicos em MCI's, tanto pelo calor dos gases de exaustão quanto pelo calor proveniente da água de resfriamento dos motores. A modelagem é feita com auxílio do software EES (Engineering Equation Solver), no qual os estados são definidos, possibilitando posteriormente balanços de massa e energia. A validação é possível por meio da comparação de resultados entre um estudo já realizado por (SONG et al., 2015) e o método desenvolvido neste trabalho, no EES. A metodologia aplicada em ambos é similar, de forma que os gráficos gerados tenham os mesmos eixos, o que permite tal comparação. Os cálculos são propostos para o calor sendo aproveitado de forma independente para gases de exaustão da combustão e água de resfriamento do motor e também é proposta uma configuração unificada das fontes de calor em um único ciclo. Com a unificação, o calor advindo da água quente funciona como preaquecimento para o fluido orgânico, o qual posteriormente recebe calor dos gases de exaustão, para que ocorra o processo de evaporação. Após a confirmação das equações no EES, a metodologia é aplicada a um sistema real. Esse sistema consiste nos motores de combustão interna da Termelétrica Viana SA (Tevisa), UTE Viana. Seus dados são utilizados como entrada para a rotina desenvolvida neste trabalho e os resultados obtidos apontarão a viabilidade da instalação de ORC's na termelétrica.

Palavras-chaves: recuperação de calor residual. ciclo rankine orgânico. motores diesel. termelétrica.

ABSTRACT

Essential to develop the human activities, the energy consumption has grown in the current times. Therefore, the best use of inputs becomes essential. Increasing the efficiency of thermoelectric plants, by exploiting the residual heat of their internal combustion engines, thus is regarded as a very attractive alternative. Therefore, the present work validates a model that returns the thermodynamic characteristics of an Organic Rankine Cycles (ORC's) applied to the generation of energy by the recovery of thermal residues in ICE, both by the heat of the combustion exhaust gases and by the heat coming from the cooling water of the engines. The modeling is done using the EES software (Engineering Equation Solver), in which the states are defined, allowing later mass and energy balances. The validation is possible thanks to the comparison of results between a study already carried out (SONG et al., 2015) and the method developed in EES, in this work. The methodology applied in both cases are similar, therefore, the generated graphs have the same axes, which allows such comparison. Calculations are proposed for the heat being harvested independently for exhaust gases and cooling water and a unified configuration of heat sources in a single cycle is also proposed. With the unification, the heat coming from the cooling water is taken as a preheating for the organic fluid, which later receives heat from the exhaust gases, in this way, the evaporation process takes place. After confirming the equations in EES, the methodology is applied to a real system. This system consists of the internal combustion engines of Termelétrica Viana SA (Tevisa), UTE Viana. Their data are used as input to the routine developed in this work and the results obtained will indicate the viability of the ORC installation in the thermoelectric plant.

Key-words: waste heat recovery. organic rankine cycle. diesel engines. thermoelectric

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de um ORC simples. Adaptado de (CHEN, 2011).....	21
Figura 2 – Configurações de ORC com (direita) e sem (esquerda) regenerador. Adaptado de (QUOILIN et al., 2013).....	22
Figura 3 – Exemplos de ORC's subcrítico e supercrítico. Adaptado de (KARELLAS; SCHUSTER, 2014).....	23
Figura 4 – Esquema de ORC conectado à placas parabólicas com armazenamento de energia. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).	24
Figura 5 – Esquema de ORC conectado à combustão de biomassa. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).....	25
Figura 6 – Esquema de ORC conectado a planta de geração geotérmica. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).	26
Figura 7 – Planta de geração usando calor rejeitado com ORC. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).....	27
Figura 8 – Diagrama T-s para fluidos (a) úmidos, (b) isoentópicos e (c) secos. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).....	29
Figura 9 – Representação da UG. Adaptado de (RIBEIRO, 2014).....	38
Figura 10 - Exemplificação do ciclo com única fonte de calor. (SONG et al. 2015). 41	41
Figura 11 - Exemplificação do ciclo unificado. (SONG et al., 2015).	41
Figura 12 - Diagrama T-s para fontes de calor operando em ciclos independentes. 44	44
Figura 13 - Diagrama T-s para fontes de calor operando em ciclo unificado.....	46
Figura 14 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o ciclohexano.....	51
Figura 15 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o benzeno.	52
Figura 16 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o tolueno. 52	52
Figura 17 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o ciclohexano.....	55
Figura 18 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o benzeno.	56
Figura 19 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o tolueno. 57	57

Figura 20 - Análise da água quente como fonte de calor, em relação à temperatura de evaporação do ciclo.....	60
Figura 21 - Desenvolvimento das temperaturas da fonte quente (água quente) e do fluido de trabalho (R123) durante a troca de calor no evaporador.....	62
Figura 22 - Desenvolvimento das temperaturas da água de resfriamento do condensador e do fluido de trabalho (R123) durante a troca de calor no condensador.....	63
Figura 23 - Análise do gás de exaustão como fonte de calor, em relação à temperatura de evaporação do ciclo.....	64
Figura 24 - Desenvolvimento das temperaturas da fonte quente (gases de exaustão) e do fluido de trabalho (benzeno) durante a troca de calor no evaporador.....	66
Figura 25 - Desenvolvimento das temperaturas da água de resfriamento do condensador e do fluido de trabalho (benzeno) durante a troca de calor no condensador.....	66
Figura 26 – Análise do sistema unificado, em relação à temperatura de evaporação do ciclo.....	68
Figura 27 – Desenvolvimento das temperaturas da fonte quente e do fluido de trabalho (benzeno) durante a troca de calor no evaporador no sistema unificado.....	69
Figura 28 – Desenvolvimento das temperaturas da água de resfriamento do condensador e do fluido de trabalho (benzeno) durante a troca de calor no condensador	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fontes de energia a serem recuperadas com ORC. Adaptada de (TCHANCHE et al., 2011).	27
Tabela 2 - Fluidos comuns em instalações comerciais de ORC. Adaptado de (QUOILIN et al., 2013).	30
Tabela 3 – Estudo da utilização de diferentes fluidos. Adaptado de (QUOILIN et al., 2013).	31
Tabela 4 - Parâmetros do ORC. (SONG et al., 2015).	42
Tabela 5 - Parâmetros das fontes de calor. (SONG et al., 2015).	42
Tabela 6 - Comparativo entre os valores calculados e esperados.	49
Tabela 7 - Erro percentual em relação ao resultado esperado.	50
Tabela 8 - Comparativo entre os resultados calculados e os presentes em (SONG et al., 2015), para temperatura de saída dos gases de exaustão de 105°C.	53
Tabela 9 - Erros percentuais entre os valores da referência e os calculados, relativos à Tabela 8.	54
Tabela 10 - Dados das fontes de calor da planta da UTE Viana da Tevisa (MORAWSKI, 2016).	59
Tabela 11 - Composição molar dos gases de exaustão (MORAWSKI, 2016).	59
Tabela 12 - Resultados da análise dos fluidos selecionados para água quente como fonte de calor.	61
Tabela 13 - Análise de Pinch Point para as trocas de calor sendo a água quente fonte de calor.	62
Tabela 14 - Desempenho dos fluidos para temperatura de evaporação de 266,8°C.	65
Tabela 15 - Análise de Pinch Point para as trocas de calor sendo os gases de exaustão fonte de calor (ΔT em °C).	67
Tabela 16 - Dados de saída da modelagem para a planta real com fontes de calor atuando em um mesmo ciclo.	69
Tabela 17 - Análise de Pinch Point para as trocas de calor sendo os gases de exaustão fonte de calor (ΔT em °C).	70
Tabela 18 - Principais resultados obtidos na simulação do sistema real.	71

Tabela 19 - Comparação entre os resultados calculados e esperados da seção 5.1, sem arredondamento.....	76
--	----

LISTA DE SIGLAS

WHR – *Waste Heat Recovery*

MCI – Motor de Combustão Interna

ORC – *Organic Rankine Cycle*

EES – *Engineering Equation Solver*

GWP – Potencial de Dano Global

ODP – Potencial de Destruição da Camada de Ozônio

LISTA DE SÍMBOLOS

$\eta_{iso,bomba}$	Eficiência isentrópica da bomba
ε	Perdas nos trocadores de calor
ΔT_{evap}	Mínima diferença de temperatura no evaporador
$\eta_{iso,turbina}$	Eficiência isentrópica da turbina
$\dot{m}_{fo}$	Vazão mássica do fluido orgânico ou fluido de trabalho
$\dot{m}_{\acute{a}gua}$	Vazão mássica da água de resfriamento do MCI ou água quente
$c_{p,\acute{a}gua}$	Calor específico da água de resfriamento do MCI ou água quente
$\dot{Q}_{adicionado}$	Taxa de calor adicionado ao ciclo
$\dot{m}_{g\acute{a}s}$	Vazão mássica dos gases de exaustão do MCI
$c_{p,g\acute{a}s}$	Calor específico dos gases de exaustão do MCI
$\dot{m}_{cond}$	Vazão mássica do fluido de resfriamento no condensador
$c_{p,cond}$	Calor específico do fluido de resfriamento no condensador
$\dot{Q}_{rejeitado}$	Taxa de calor rejeitado no ciclo
$\dot{W}_{bomba}$	Potência requerida na bomba
$\dot{W}_{turbina}$	Potência gerada na turbina
$\dot{W}_{líquida}$	Potência líquida do sistema
h	Entalpia específica do fluido em diferentes pontos do ciclo
T	Temperatura em diferentes pontos do ciclo
ΔT	Variação de temperatura entre diferentes pontos do ciclo

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA	18
1.2. OBJETIVOS E ALCANCES	18
1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1. CICLO RANKINE ORGÂNICO	20
2.2. ORC NO BRASIL	21
2.3. CONFIGURAÇÕES	22
2.4. APLICAÇÕES	23
2.4.1. ENERGIA SOLAR	23
2.4.2. BIOMASSA	24
2.4.3. GEOTÉRMICA	25
2.4.4. RECUPERAÇÃO DE CALOR REJEITADO	26
2.5. TIPOS DE FLUIDOS DE TRABALHO	28
2.5.1. SELEÇÃO	28
2.5.2. CATEGORIAS	29
2.5.3. FLUIDOS MAIS UTILIZADOS	30
3. DESCRIÇÃO DA PLANTA	32
3.1. MOTOR	32
3.2. GERADOR	33
3.3. SISTEMAS AUXILIARES	33
3.3.1. SISTEMA DE ÓLEO COMBUSTÍVEL	33
3.3.2. SISTEMA DE ÓLEO LUBRIFICANTE	34
3.3.3. SISTEMA DE ADMISSÃO DE AR	34
3.3.4. SISTEMA DE EXAUSTÃO DE GASES	34
3.3.5. SISTEMA DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO	35
3.4. FONTES PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR	37
4. DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM	39
4.1. METODOLOGIA	39
4.2. ARTIGO VALIDADO	39

4.3.	MODELAGEM	43
4.4.	VALIDAÇÃO DA MODELAGEM.....	49
4.4.1.	ÁGUA QUENTE	49
4.4.2.	GASES DE EXAUSTÃO	50
4.4.3.	SISTEMA UNIFICADO.....	54
5.	SIMULAÇÃO DO SISTEMA REAL.....	59
5.1.	ÁGUA QUENTE.....	60
5.2.	GÁS DE EXAUSTÃO.....	63
5.3.	SISTEMA UNIFICADO	67
6.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	71
	REFERÊNCIAS.....	73
	APÊNDICE A	76
	ANEXO A	77

1. INTRODUÇÃO

Em um mundo onde há aumento da demanda de energia, redução dos insumos energéticos e crescente preocupação ambiental, torna-se cada vez mais importante a melhor utilização dos recursos energéticos, principalmente aqueles derivados do petróleo. Sendo assim, para satisfazer as necessidades da sociedade atual, deve-se encontrar um balanço entre custo, produção de energia e emissão dos gases nocivos ao ambiente. Para isso, pode-se pontuar algumas medidas iniciais, tais quais:

- Redução do consumo de energia.
- Minimização do uso de combustíveis fósseis e substituição por energia elétrica;
- Geração de energia limpa pelo uso massivo de energias renováveis, como por exemplo a energia eólica, biomassa ou geotérmica.

Considerando as soluções acima citadas, uma solução economicamente viável e bastante atrativa é a repotenciação por meio da recuperação de calor de resíduos térmicos, o que aumenta a potência produzida e as eficiências energética e ambiental de termelétricas. Segundo (STENZEL; SOPOCY; PACE, 1997), os sistemas de geração de termelétricas têm a repotenciação como uma importante alternativa para melhorias nos mesmos.

A recuperação de resíduos térmicos ou WHR (do inglês *waste heat recovery*), tem como objetivo a utilização do calor que normalmente é descartado para a atmosfera ou para um sistema de resfriamento por um sistema térmico. A partir de análises, o calor antes não aproveitado, é transformado em uma forma útil de energia, aumentando a eficiência do processo, sem aumento no consumo de combustível e sem emissão adicional de CO₂.

Segundo (SANTOS, 2005), em pequenas centrais termelétricas motores de combustão interna (MCI) são amplamente utilizados para gerar eletricidade. Sendo essas máquinas térmicas vistas como oportunidades em potencial no que tange à recuperação de calor. Para aproveitar o calor residual, são possíveis várias alternativas de configurações de repotenciação. A opção de ciclo combinado é a mais conhecida, porém tecnologias mais avançadas vêm ganhando importância,

como por exemplo os Ciclos Rankine Orgânicos ou ORC (do inglês *Organic Rankine Cycle*) – que é o foco deste trabalho – e os Ciclos Kalina.

1.1. MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

Este estudo será apresentado como Trabalho de Conclusão de Curso na Universidade Federal do Espírito Santo. O mesmo tem como motivação o cenário atual da energia no Brasil e a crescente necessidade da utilização de usinas termelétricas – as quais não foram inicialmente pensadas para operar de modo contínuo. Por causa disso, as termelétricas vinham funcionando de forma ineficiente, não aproveitando os rejeitos térmicos de maneira eficaz. Com a combinação da necessidade do maior aproveitamento do combustível, ou seja, da produção de energia de forma mais eficiente, e a crescente utilização da termelétrica, tem-se no Brasil, um cenário conveniente e motivador para a implementação de ORC's associados às usinas termelétricas.

A justificativa da escolha do tema deste trabalho se dá porque, em centrais termelétricas com motores de combustão interna, a quantidade de calor rejeitado por seus gases de exaustão e por sua água de resfriamento é considerável. Devido a tal fato, a utilização de um sistema de repotenciação por meio da recuperação de calor residual por meio de um ORC pode ser acoplado à usina, visando aumentar sua potência gerada.

1.2. OBJETIVOS E ALCANCES

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma modelagem consistente, no software EES, que possibilite a análise energética de um caso real de reaproveitamento de calor rejeitado em motores de combustão interna da Termelétrica Tevisa, UTE Viana. Os resultados desse trabalho trarão análises de diferentes configurações de ORC's no que diz respeito ao aproveitamento de calor proveniente da água de resfriamento e dos gases de exaustão do MCI. Os cálculos serão feitos para os diferentes casos, de forma que seja possível compará-los entre

si e avaliá-los, tendo como consequência a escolha da configuração que melhor aproveite o calor rejeitado disponível, dentre as testadas.

1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Além deste capítulo introdutório, o qual apresenta a motivação e justificativa deste trabalho e seus objetivos e alcance, esse estudo conta com cinco outros capítulos em seu corpo. Adicionalmente a estes capítulos, há as Referências Bibliográficas e o Apêndice A.

No Capítulo 2, é feita a Revisão Bibliográfica, a qual traz assuntos referentes ao Ciclo Rankine Orgânico e suas características, apresentando ainda suas aplicações e situação no Brasil.

No Capítulo 3, o sistema real a ser estudado é descrito. A configuração da planta e suas características relevantes são aqui apresentadas.

No Capítulo 4, o desenvolvimento do trabalho e a modelagem são expostos. Inicialmente apresenta-se a metodologia: o estudo parte de um material de referência (SONG et al., 2015), o qual tem seu método implementado no software EES e por meio da comparação de resultados a modelagem é validada. As análises comparativas entre o material de referência e o método desenvolvido são mostradas e discutidas.

No Capítulo 5, o modelo é aplicado à planta descrita no Capítulo 3 e são detalhados os resultados obtidos no estudo.

No Capítulo 6, é feito o fechamento do trabalho. Nele são feitas as considerações finais e sugestões para trabalhos futuros.

O Apêndice A contém informações complementares para os erros encontrados nas análises feitas no Capítulo 4.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O estudo de Ciclos Rankine Orgânicos pode ser abordado de diferentes formas e tem se tornado cada vez mais relevante.

Na seção 2.1, o ciclo e suas etapas são descritas e algumas vantagens do mesmo são apresentadas. Na seção 2.2 a situação de tais ciclos no Brasil é colocada em pauta, trazendo exemplos de pesquisas realizadas no país. Na seção 2.3 são abordadas algumas configurações e possibilidades de trabalho do ORC. Na seção seguinte, seção 2.4, as principais aplicações desse tipo de ciclo são abordadas, mostrando como os ciclos orgânicos em questão podem ser usados com diferentes fontes de calor. Finalmente, na seção 2.5, os fluidos orgânicos utilizados em ORC's são discutidos, é mostrada a importância da seleção do fluido para determinada aplicação, as categorias dos mesmos e os principais fluidos utilizados em Ciclos Rankine Orgânicos.

2.1. CICLO RANKINE ORGÂNICO

Conceitualmente, o Ciclo Rankine Orgânico é similar ao Ciclo Rankine a Vapor de água, que é baseado na vaporização de um líquido a alta pressão, o qual será posteriormente expandido para uma pressão mais baixa, gerando assim trabalho mecânico. Para que o processo seja cíclico, o vapor de baixa pressão é condensado e em seguida bombeado até atingir alta pressão novamente. Portanto, o ORC envolve os mesmos componentes que uma planta de potência a vapor: um evaporador, uma turbina, um condensador e uma bomba, como mostrado na Figura1. Entretanto, o que difere tais ciclos são seus respectivos fluidos de trabalho utilizados. No sistema orgânico, é utilizado um fluido com temperatura de ebulição menor que a da água, ou seja, baixo ponto de evaporação, o que permite que a geração de potência ocorra em menores temperaturas e pressões se comparado ao Ciclo Rankine Convencional, que opera com água (QUOILIN et al.,2013).

Segundo (TCHANCHE et al.,2011), o emprego de ORC's na conversão de calor de fontes de baixa temperatura em energia elétrica vem ganhando importância e tem sido considerado a principal forma de fazê-lo.

Pode-se citar algumas vantagens do Ciclo Rankine Orgânico em relação ao Ciclo Rankine Convencional, tais quais: a necessidade de menores temperaturas e pressões no evaporador, como citado anteriormente e a possibilidade de adaptação, com poucas modificações, para ser usado em conjunto com diversas fontes de calor em diferentes temperaturas (QUOILIN et al., 2013).

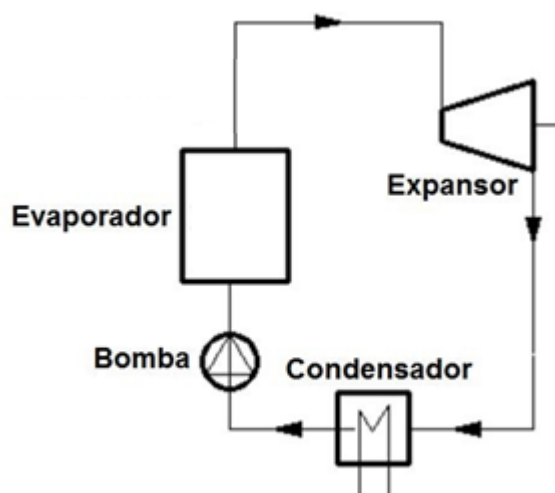


Figura 1 – Esquema de um ORC simples. Adaptado de (CHEN, 2011).

2.2. ORC NO BRASIL

Desde o ano 2000, a tecnologia ORC vem sendo estudada e exposta em congressos no Brasil, por meio de teses de mestrado e doutorado. Um exemplo é o trabalho de (RODRÍGUEZ et al., 2013), no qual os autores analisam a performance dos ciclos ORC e Kalina na produção de energia elétrica a partir do potencial geotérmico.

Outro estudo desenvolvido recentemente por (VILELA et al., 2014) avalia o desempenho de uma planta para produção de carvão vegetal, integrada a um sistema de geração de energia por meio de ORC. No trabalho, 60% da madeira utilizada dava origem ao carvão vegetal, sendo que desses, 10,8% referia-se à energia utilizada no processo em si. Além disso, o gás combustível, correspondente a 23,1% da madeira utilizada, servia como fonte de calor para o ORC – o gás era queimado e aquecia um óleo térmico e posteriormente, esse óleo trocava calor com o fluido orgânico no evaporador.

2.3. CONFIGURAÇÕES

O layout de um Ciclo Rankine Orgânico é um pouco mais simples do que o Ciclo a Vapor: não há tambor de água-vapor conectado à caldeira. As variações do ciclo, porém, são mais limitadas: reaquecimento e sangrias na turbina não são geralmente adequados para ORC, mas um regenerador pode ser instalado como preaquecedor de líquido entre a saída da bomba e saída do expensor, como mostrado na Figura 2. O design simplificado pode ser adaptado e otimizado de acordo com a necessidade da aplicação (QUOILIN et al., 2013).

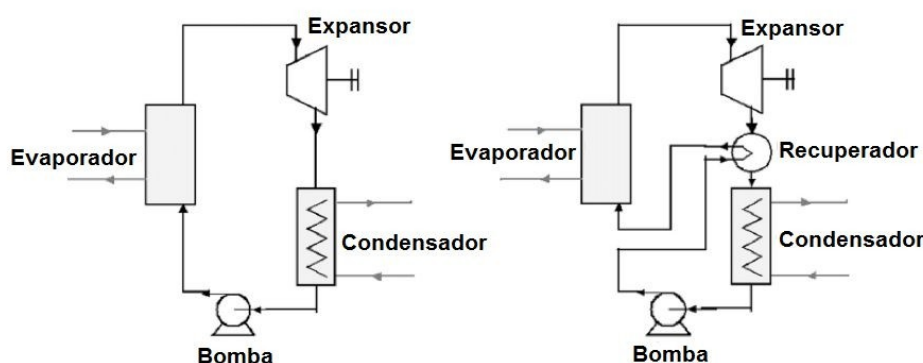


Figura 2 – Configurações de ORC com (direita) e sem (esquerda) regenerador. Adaptado de (QUOILIN et al., 2013).

Baseado no máximo valor de pressão a que o fluido de trabalho está submetido é possível distinguir os ciclos em subcrítico e supercrítico. No primeiro caso, após o condensador o fluido é bombeado para um valor abaixo da pressão crítica, como pode ser visto no ciclo representado pela linha pontilhada na Figura 3. O fluido é então aquecido, evaporado e superaquecido.

Fluidos com baixo valor de pressão crítica, como é o caso representado pela linha cheia na Figura 3, podem ser bombeados a pressões acima dessa. Nesse caso, o processo de aquecimento seguinte apresenta uma única fase nas quais as propriedades do fluido mudam progressivamente e a transformação de líquido para gás ocorre sem descontinuidades.

Por meio de uma comparação dos sistemas subcríticos e supercríticos realizada por (KARELLAS; SCHUSTER, 2014), notou-se que no primeiro caso a queda de entalpia específica na turbina ($h_3 - h_4$) é menor que o valor ($h'_3 - h'_4$) do

segundo caso, ilustrados na Figura 3.

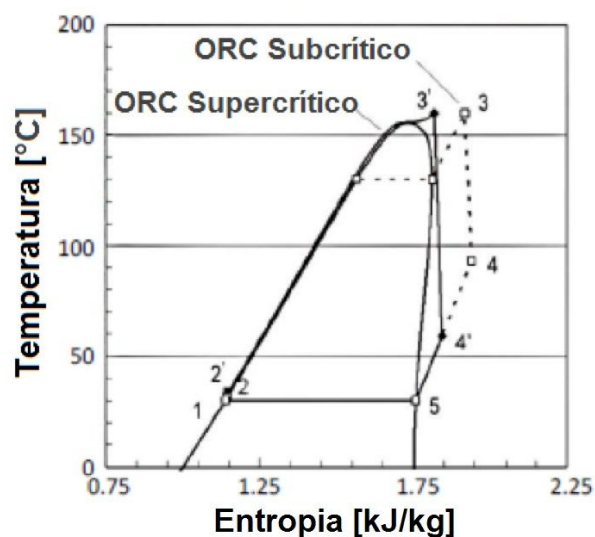


Figura 3 – Exemplos de ORC's subcrítico e supercrítico. Adaptado de (KARELLAS; SCHUSTER, 2014).

2.4. APLICAÇÕES

A versatilidade da tecnologia ORC, bem como a possibilidade de uso em diferentes intervalos de temperaturas, permitem a utilização do método em processos distintos (VÉLEZ et al., 2012).

2.4.1. ENERGIA SOLAR

A tecnologia dos concentradores de potência solar é consolidada e consiste em um mecanismo onde a radiação solar reflete em um coletor, linear ou pontual, transferindo assim calor a um fluido em altas temperaturas. Esse calor é então usado para gerar eletricidade em um ciclo de potência. As três principais formas para se concentrar a energia solar são: discos parabólicos, torres solares e calhas parabólicas, sendo os dois primeiros concentradores pontuais e o último linear. No caso dos concentradores pontuais, o fator de concentração é maior, de forma que eles atinjam temperaturas mais elevadas e dessa forma, Ciclos Rankine

Convencionais ou motores Stirling são mais apropriados. Para o caso da linear, entretanto, a faixa de temperatura alcançada é menor que aquela para sistemas pontuais, o que dificulta seu uso em Ciclos a Vapor Convencionais. Dessa forma, ORC's são uma tecnologia promissora para os concentradores lineares (QUOILIN et al., 2013). Na Figura 4, pode-se observar o uso de um ORC associado à energia solar (calhas parabólicas).pontuais, o que dificulta seu uso em Ciclos a Vapor Convencionais.

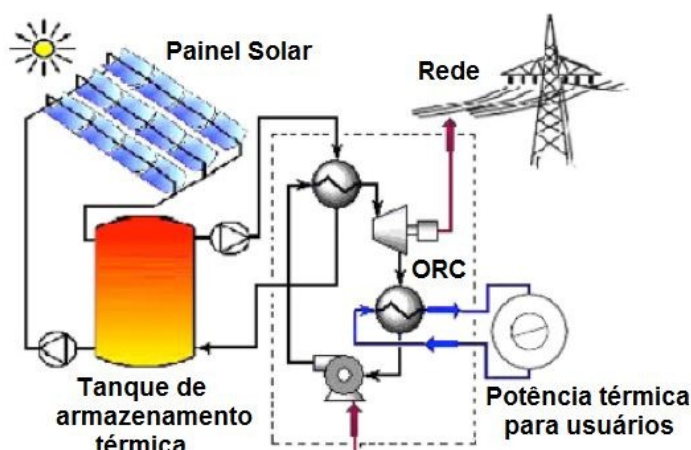


Figura 4 – Esquema de ORC conectado à placas parabólicas com armazenamento de energia.
Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).

2.4.2. BIOMASSA

Biomassa é um recurso extremamente abrangente, podendo ser advinda da agricultura, por meio de resíduos, ou de processos industriais, como na indústria madeireira. Um meio de se converter a biomassa em eletricidade é pelo calor gerado pela combustão, mediante um ciclo termodinâmico, como exemplificado na Figura 5:

De acordo com (VÉLEZ et al., 2012), pode-se aproveitar a biomassa por sua queima direta. Nesse caso, pode-se utilizar diferentes sistemas, tais quais: Ciclo Rankine Convencional, ORC e motor Stirling. Entretanto, como existe uma dificuldade de se transportar calor por longas distâncias, a geração de energia por meio de biomassa é normalmente local, e se limita em 6-10 MW de potência térmica, o que corresponde a 1-2 MW de potência elétrica (QUOILIN et al., 2013).

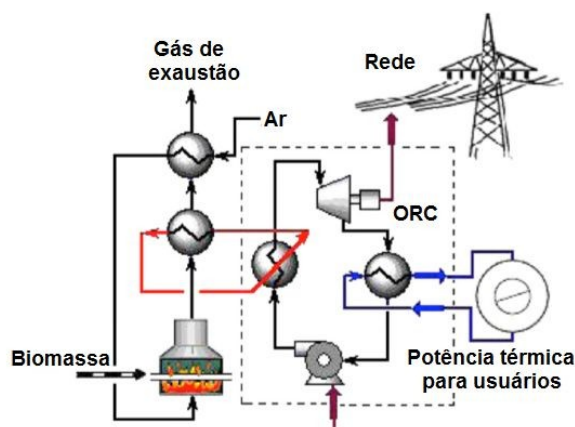


Figura 5 – Esquema de ORC conectado à combustão de biomassa. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).

Dessa forma, o uso de Ciclos a Vapor tradicionais se torna economicamente inviável, o que ressalta a importância dos ORC's para essa aplicação.

2.4.3. GEOTÉRMICA

No mundo há uma enorme quantidade de calor na forma de energia geotérmica, e esta representa uma das mais importantes fontes de energia renovável. Entretanto, a possibilidade de extração dessa energia é limitada, devido às dificuldades tecnológicas e razões econômicas (BIDINI et al., 1999).

Para fontes de energia geotérmica com temperaturas acima de 200°C e produzindo vapor seco ou uma mistura de vapor e salmoura, o melhor método de operação é o uso do vapor diretamente em turbinas em um ciclo aberto com ou sem reinjeção de fluido (HEARD et al., 1990).

Para fontes com temperaturas mais baixas, o uso direto do vapor é inviável e portanto, segundo (VÉLEZ et al., 2012), uma alternativa para a produção de energia elétrica é o uso de um ORC. Neste caso, o fluido geotérmico transfere calor a um fluido secundário, que funciona como fluido de trabalho para a planta de geração de potência do Ciclo Rankine Orgânico, como mostrado na Figura 6:

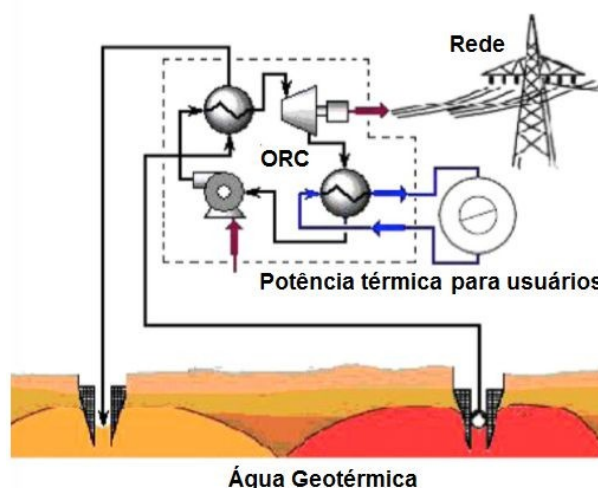


Figura 6 – Esquema de ORC conectado a planta de geração geotérmica. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).

2.4.4. RECUPERAÇÃO DE CALOR REJEITADO

De acordo com (ROY; MISHRA, 2010), o calor rejeitado em plantas térmicas, de forma geral, ultrapassa a metade do poder calorífico fornecido a elas. Esta energia não aproveitada faz com que a eficiência de um equipamento seja menor. Além da perda de calor, junto com esses rejeitos, também são lançados na atmosfera gases poluentes, como por exemplo dióxido de carbono e dióxido de enxofre, os quais são prejudiciais ao meio ambiente, já que contribuem com o aquecimento global e com a destruição da camada de ozônio.

Em relação ao calor liberado, pode-se classificá-lo em três faixas distintas, de acordo com sua temperatura:

- Baixa temperatura: gases liberados em até 230°C;
- Média temperatura: gases liberados entre 230°C e 650°C;
- Alta temperatura: gases liberados acima de 650°C.

Como a parcela de calor rejeitado nos sistemas é muito significativa, tem-se investido cada vez mais em pesquisa e tecnologias para recuperação desse calor. Como métodos para tal, pode-se citar o Ciclo Rankine Convencional, o Ciclo Rankine Orgânico e o Ciclo Kalina. Dentre essas opções, quando trata-se de

temperaturas baixas e médias, devido ao seu fluido de trabalho, o ORC pode ser considerado a melhor opção (Figura 7).

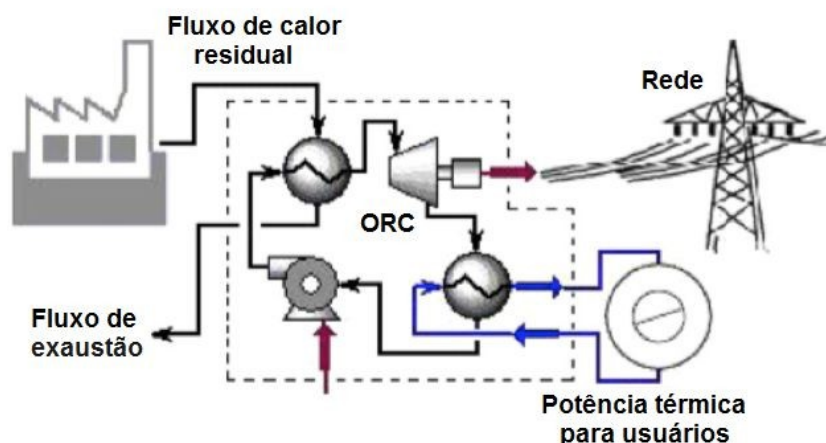


Figura 7 – Planta de geração usando calor rejeitado com ORC. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).

A escolha do fluido de trabalho de um Ciclo Rankine Orgânico, bem como a de seus componentes, é baseada na temperatura dos gases rejeitados e na potência desejada. A Tabela 1, a seguir, indica a faixa de temperatura dos rejeitos em diferentes situações.

Tabela 1 – Fontes de energia a serem recuperadas com ORC. Adaptada de (TCHANCHE et al., 2011).

Categoria	Fontes de Calor	Temperatura (°C)
Média Temperatura (230 °C - 650 °C)	Gases de Exaustão de Turbinas	370 - 540
	Vapor de Exaustão de Caldeiras	230 - 480
	MCI (Gases de Exaustão)	315 - 600
Baixa Temperatura (<230 °C)	Processo de Condensação de Vapor	50 - 90
	MCI (Exaustão e água e óleo de refrigeração)	55 - 120
	Processo de Processamento a Quente de Líquidos e Sólidos	32 - 232

Um bom exemplo para o aproveitamento de calor rejeitado é descrito por (WANG et al., 2011). Os autores propõem a utilização do calor residual de baixa temperatura, proveniente dos gases de exaustão de um MCI veicular, como fonte de

calor para um ORC. Quando o veículo está em funcionamento, os estados de seus gases de escape têm uma ampla variação, dessa forma, é importante definir a condição em que o Ciclo Rankine Organico atingirá o melhor aproveitamento do calor disponível. No trabalho de (WANG et al., 2011), o desempenho de diferentes fluidos são analisados em regiões específicas de funcionamento do motor.

2.5. TIPOS DE FLUIDOS DE TRABALHO

Existem diversos fluidos de trabalho a serem utilizados em Ciclos Rankine Orgânicos. Esta seção trata da seleção dos fluidos, abordando o processo inicial da escolha do mesmo, seguindo para as categorias, as quais dividem os diferentes fluidos de trabalho e finalmente traz os fluidos mais utilizados na subseção 2.5.3.

2.5.1. SELEÇÃO

Segundo (VÉLEZ et al., 2012), a seleção de um fluido de trabalho é crucial para o bom desempenho de um ORC, porque dependendo da aplicação, fonte de calor e nível de calor a ser usado, o fluido deve apresentar propriedades termodinâmicas ótimas a temperatura e pressões mais baixas possível, além de satisfazer outros critérios, como por exemplo os de:

- Meio ambiente: Alguns fluidos foram restringidos devido ao seu potencial de destruição da camada de ozônio e contribuição para o aquecimento global;
- Segurança: O fluido deve ser não-tóxico, não-corrosivo e não-inflamável;
- Estabilidade: A estabilidade química pode limitar a temperatura da fonte de calor, porque o fluido pode ser destruído e produzir substâncias que modifiquem o trabalho do ciclo;
- Pressão: Quando o fluido requer altas pressões para tornar o processo eficiente, o custo do equipamento é mais alto devido a necessidade de maior resistência, aumentando a complexidade da planta;
- Disponibilidade e baixo custo: Garantir a viabilidade financeira do projeto;

- Calor latente e peso molecular: Quanto maior o peso molecular e o calor latente do fluido, mais energia pode ser absorvida da fonte de calor no evaporador e, portanto, o tamanho da instalação e consumo da bomba podem ser menores;
- Baixo ponto de congelamento: A temperatura de congelamento do fluido deve ser menor do que a menor temperatura do ciclo;
- Curva de saturação: As propriedades termodinâmicas do fluido significam que a inclinação da curva de saturação vai ser negativa, vertical ou positiva.

2.5.2. CATEGORIAS

Segundo (QUOILIN et al., 2013), fluidos cujo diagrama T-s apresentam curva de saturação com inclinação negativa, vertical e positiva são denominados úmidos, isentrópicos e secos, respectivamente.

Como o objetivo do ORC é usar o calor a baixas e médias temperaturas, o superaquecimento do vapor, como no Ciclo Rankine a Vapor, não é apropriado. Além disso, ao expandir um fluido úmido sem superaquecimento (segmento 1-2 da Figura 8 (a)), cai-se na zona de líquido/vapor, causando dano na turbina e ineficiências no ciclo, pela mudança de fase. O caso oposto ocorre com fluidos isentrópicos e secos, que mesmo sem superaquecimento a expansão cai na zona de vapor (Figura 8 (b) e 8 (c)).

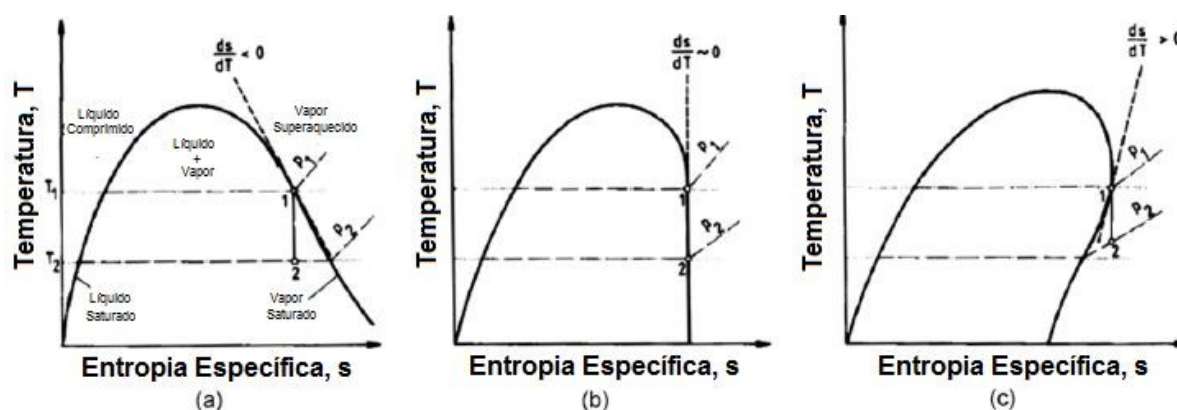


Figura 8 – Diagrama T-s para fluidos (a) úmidos, (b) isentrópicos e (c) secos. Adaptado de (VÉLEZ et al., 2012).

Nesse último caso, uma troca de calor intermediária pode ser necessária para permitir maior uso da energia do vapor expandido, preaquecendo o fluido que sai da

bomba com esse mesmo vapor que sai do expensor.

2.5.3.FLUIDOS MAIS UTILIZADOS

Enquanto o estudo da seleção de fluidos cobre uma grande gama de fluidos de trabalho, apenas alguns são efetivamente usados em plantas de potências ORC comerciais, conforme mostrado na Tabela 2 e Tabela 3.

Tabela 2 - Fluidos comuns em instalações comerciais de ORC. Adaptado de (QUOILIN et al., 2013).

HFC - 134a	Usado em plantas de potência geotérmica ou em baixas temperaturas de recuperação de calor residual.
HFC - 245fa	Fluido de trabalho de baixa temperatura, principalmente usado em recuperação de calor residual.
n-pentano	Usado na única planta de potência solar comercial de ORC em Nevada.
Solkatherm	Recuperação de calor residual.
OMTS	Plantas de potência de biomassa e cogeração.
Tolueno	Recuperação de calor residual

A Tabela 3 contém um resumo do estudo apresentado no trabalho de (QUOILIN et al., 2013), estando aqui contidas apenas as principais aplicações e seus respectivos fluidos de trabalho.

Tabela 3 – Estudo da utilização de diferentes fluidos. Adaptado de (QUOILIN et al., 2013).

Aplicação	T_{cd} (°C)	T_{ev} (°C)	Fluidos Considerados	Fluidos Recomendados
WHR	30	150-200	HCFC-123, iso-pentano, HFE 7100, benzeno, tolueno, p-xileno	Benzeno, tolueno, HCFC-123
Cogeração	90	250-350	Butil-benzeno, propil-benzeno, etilbenzeno, tolueno, OMTS	Butil-benzeno
Geotérmica	30	70-90	Amônia, n-pentano, HCFH-123, PF5050	Amônia
Solar	30	150	N-pentano, SES36, R245fa, R134a	R245fa, SES36
MCI WHR	35	96-221	HFC-134a, R11, benzeno	Benzeno

3. DESCRIÇÃO DA PLANTA

Este capítulo é dedicado à descrição da central termelétrica – UTE Viana – utilizada aqui como estudo de caso. Como o intuito deste trabalho é o aproveitamento de calor desperdiçado dos MCI, uma atenção especial às fontes de calor com potencial de recuperação é dada. Todas as informações contidas nesse capítulo pertencem aos trabalhos de (MORAWSKI,2016) e (RIBEIRO,2014).

A planta em questão foi fundada em 2007 pela Wärtsilä visando construir, operar e explorar uma planta de geração termelétrica a partir de unidades motogeradoras, operando com Ciclo Diesel, a óleo combustível de baixa viscosidade e baixo teor de enxofre - OCB-1.

A central termelétrica dispõe de 20 unidades motogeradoras (UG's) constituídas por motores alternativos Wärtsilä W20V32 de 9 MW e geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g/10, 13,8 kV - 10.913 kVA. Cada motor tem capacidade de produção de 8,73 MW de potência elétrica totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW. A planta conta ainda com cinco caldeiras de recuperação de calor e duas caldeiras auxiliares para fornecimento de vapor demandado nos processos de aquecimento e preaquecimento em determinados subsistemas da planta.

A seguir é dada uma breve descrição dos subsistemas associados ao motor e seus processos.

3.1. MOTOR

O Wärtsilä W20V32 é um motor turbo aspirado com pós-arrefecimento (aftercooled), que opera com ciclo Diesel de quatro tempos com injeção direta de combustível.

A partida do motor é feita com ar comprimido a pressões mínima e máxima de 15 bar e de 30 bar, respectivamente.

O sistema de resfriamento dos motores é feito por meio de água desmineralizada e aditivada em circuito fechado. O sistema de lubrificação conta com uma bomba de parafuso acionada diretamente pelo motor, um filtro de óleo

automático e um filtro de óleo centrífugo. Os gases de exaustão podem ou não passar totalmente pelas caldeiras de recuperação antes de serem lançados na atmosfera por meio das chaminés.

Esse tipo de motor permite trabalhar em dois modos de operação distintos, um de alta eficiência energética e o outro minimizando a emissão de poluentes.

3.2. GERADOR

As unidades motogeradoras são compostas por motores W20V32 e seus respectivos geradores. A potência disponibilizada no eixo do motor é convertida em energia elétrica no gerador, e em seguida passa pelos elevadores de tensão para então ser enviada à linha de transmissão.

3.3. SISTEMAS AUXILIARES

Nesse item serão descritos, de forma sucinta, os subsistemas dos motores da usina termelétrica em questão. Os equipamentos auxiliares são agrupados em subsistemas do motogerador. No caso dos motores W20V32, cinco subsistemas são destacados. São eles:

- Sistema de Óleo Combustível;
- Sistema de Óleo Lubrificante;
- Sistema de Admissão de Ar;
- Sistema de Exaustão de Gases;
- Sistema de Resfriamento.

3.3.1. SISTEMA DE ÓLEO COMBUSTÍVEL

O combustível utilizado na usina termelétrica em questão neste trabalho é um óleo combustível residual de alta viscosidade (OCB-1), obtido a partir do refino do

petróleo ou por meio da mistura de destilados pesados com óleos residuais de refinaria. Esse combustível é largamente utilizado pela indústria e sua aplicação se dá, de modo geral, em equipamentos destinados à geração de calor, tais como: fornos, caldeiras e secadores ou diretamente em equipamentos destinados a produzir trabalho a partir de uma fonte térmica, como é o caso de um motor de combustão interna.

3.3.2. SISTEMA DE ÓLEO LUBRIFICANTE

O sistema de óleo lubrificante além de desempenhar o seu papel intrínseco de lubrificação dos componentes mecânicos, minimizando as perdas por atrito nas regiões onde há movimento relativo entre as superfícies, também atua como fluido de resfriamento em determinadas regiões do motor, se tornando, com isso, uma fonte de calor de baixa temperatura com potencial de aproveitamento.

3.3.3. SISTEMA DE ADMISSÃO DE AR

O sistema de admissão de ar de combustão é composto por um filtro de admissão, silenciadores, compressores, válvulas de by-pass e resfriadores de ar. Na entrada, o ar passa pelos filtros de admissão e em seguida pelo silenciador. Após essas etapas, o ar é comprimido pelos compressores e posteriormente resfriado a água, no resfriador de alta e baixa temperatura (HT e LT, respectivamente). Estes circuitos de água de resfriamento são fontes de calor com potencial de recuperação, e serão analisados mais detalhadamente a frente. Por fim, o fluxo de ar é direcionado para o coletor de ar do motor, de onde é injetado nos cilindros.

3.3.4. SISTEMA DE EXAUSTÃO DE GASES

O sistema de exaustão de gases começa a ser analisado após a saída de gases dos cilindros do motor. Esse sistema compreende o coletor de gases,

turbinas, damper da caldeira de recuperação de calor (nas unidades geradoras que tiverem caldeira de recuperação), silenciador de gases, chaminé e dreno. Há ainda outros subsistemas compreendidos pelo sistema de exaustão de gases.

Dentre tais subsistemas estão o controle de emissão de poluentes (NO_x) e as caldeiras de recuperação de calor. No caso das caldeiras de recuperação, estas utilizam os gases de apenas 25% dos motores. No entanto, as cinco caldeiras atendem a demanda das 20 unidades motogeradoras presentes na planta. Na central termelétrica os conjuntos que contém caldeira de recuperação são as unidades geradoras 01, 05, 06, 15 e 16.

As unidades geradoras que não possuem caldeira de recuperação liberam os gases de exaustão a uma temperatura de aproximadamente 350 °C. Esta é a principal fonte de calor com potencial para ser recuperada. No entanto, é necessário salientar que há uma temperatura crítica de resfriamento dos gases de exaustão, que está intimamente relacionada ao teor de enxofre no combustível. Se os gases forem resfriados a uma temperatura inferior poderá ocorrer formação de H_2SO_4 . Geralmente essa temperatura gira em torno de 180°C no caso do óleo pesado.

3.3.5. SISTEMA DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

O sistema de resfriamento das unidades motogeradoras é feito por meio de dois circuitos fechados: um de baixa temperatura (circuito LT) e um de alta temperatura (circuito HT), apresentando baixíssimo consumo durante a operação. O fluido utilizado é água desmineralizada e aditivada. Os dois circuitos estão equipados com válvulas termostáticas para controle desse sistema.

No que tange ao resfriamento, ambos estão equipados com válvulas termostáticas para monitoramento e controle desse sistema. A seguir serão descritos os principais equipamentos encontrados nos circuitos LT e HT, bem como sua descrição de funcionamento.

- Circuito de Alta Temperatura (HT):

O circuito HT é responsável pelo resfriamento do bloco do motor, isso inclui os cilindros e os cabeçotes dos cilindros. Uma bomba centrífuga faz com que a água

seja conduzida por todo o sistema, alcançando as bancadas, onde estão posicionados os cilindros. Das bancadas, a água corre para as peças de união das cabeças de onde é obrigada a fluir em volta dos bicos e das sedes das válvulas de escape. Finalmente, o fluxo de água é conduzido para o coletor múltiplo e em seguida é direcionado para uma válvula termostática responsável por manter a temperatura da água na saída do bloco do motor no patamar correto, por meio de recirculação. Nesse caso essa temperatura é de 96°C. Esse controle de temperatura é importante, pois impede que o bloco do motor fique sujeito a choques térmicos, dada a diferença de temperatura entre os fluxos de água de resfriamento de entrada e saída. Essa é a máxima temperatura do circuito de água de resfriamento, e portanto, a saída do motor é um ponto do circuito de resfriamento com grande potencial para recuperação de calor.

- Circuito de Baixa Temperatura (LT):

O circuito de baixa temperatura é composto pelos dois trocadores de calor do ar de combustão e o trocador de calor do óleo lubrificante. Uma bomba semelhante àquela do circuito HT bombeia água pelo circuito. A água que retorna dos radiadores é bombeada para o trocador de calor do ar de combustão de baixa temperatura, em seguida vai para o trocador de calor de óleo lubrificante e finalmente retorna para o trocador de calor de ar de alta temperatura.

O calor removido pelos circuitos HT e LT deve ser dissipado por meio de um sistema de resfriamento a fim de permitir o fechamento do circuito. No caso da central termelétrica, o método de resfriamento adotado, em função das condições ambientais, disponibilidade de água, requisitos ambientais, etc. é o uso de um banco de radiadores. Sendo que cada conjunto motogerador conta com dois radiadores.

Imediatamente antes de a água entrar no banco de radiadores, há o encontro dos dois circuitos (HT e LT) e é onde o fluxo apresenta seu maior potencial energético.

3.4. FONTES PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR

Anteriormente neste capítulo, foram pontuadas as fontes de calor com potencial para serem recuperadas. São elas: os gases de exaustão e a água de resfriamento dos motores.

O potencial dos gases de exaustão é provenientes de 15 unidades geradoras (UG's), o que corresponde a 75% das mesmas. Nas outras cinco, ou seja, nos 25% restantes, os gases são aproveitados pelas caldeiras de recuperação. Neste trabalho, o aproveitamento do potencial dos gases de exaustão será estudado logo após a passagem dos mesmos pelas turbinas

No caso da água de resfriamento, o potencial pode ser aproveitado nas 20 UG,s, o que difere do caso dos gases de exaustão. Como foi visto anteriormente, esta água é utilizada em diferentes sistemas de resfriamento. São eles: o resfriamento do motor; o resfriamento do óleo lubrificante; e o resfriamento do ar de admissão do motor.

Na Figura 9, um esquema gerado no THERMOFLEX de uma unidade motogeradora com caldeira de recuperação de calor é mostrado (RIBEIRO, 2014). Neste, pode-se destacar os pontos de tomada de temperatura para os gases de exaustão do motor e para a água de resfriamento. No primeiro caso, a temperatura é medida na tubulação localizada na saída do motor, como mostrado pelo ponto 1, na Figura 9. Para o caso dos gases, a unidade motogeradora de onde estes são aproveitados, não conta com caldeira de recuperação de calor. No caso da água, o ponto 2 da Figura 9 é o ponto no qual é feita a medição de temperatura. O ponto 2, ou seja, o ponto imediatamente antes da entrada da água no banco de radiadores, é o local acessível para aproveitamento da água que contém o maior potencial energético.

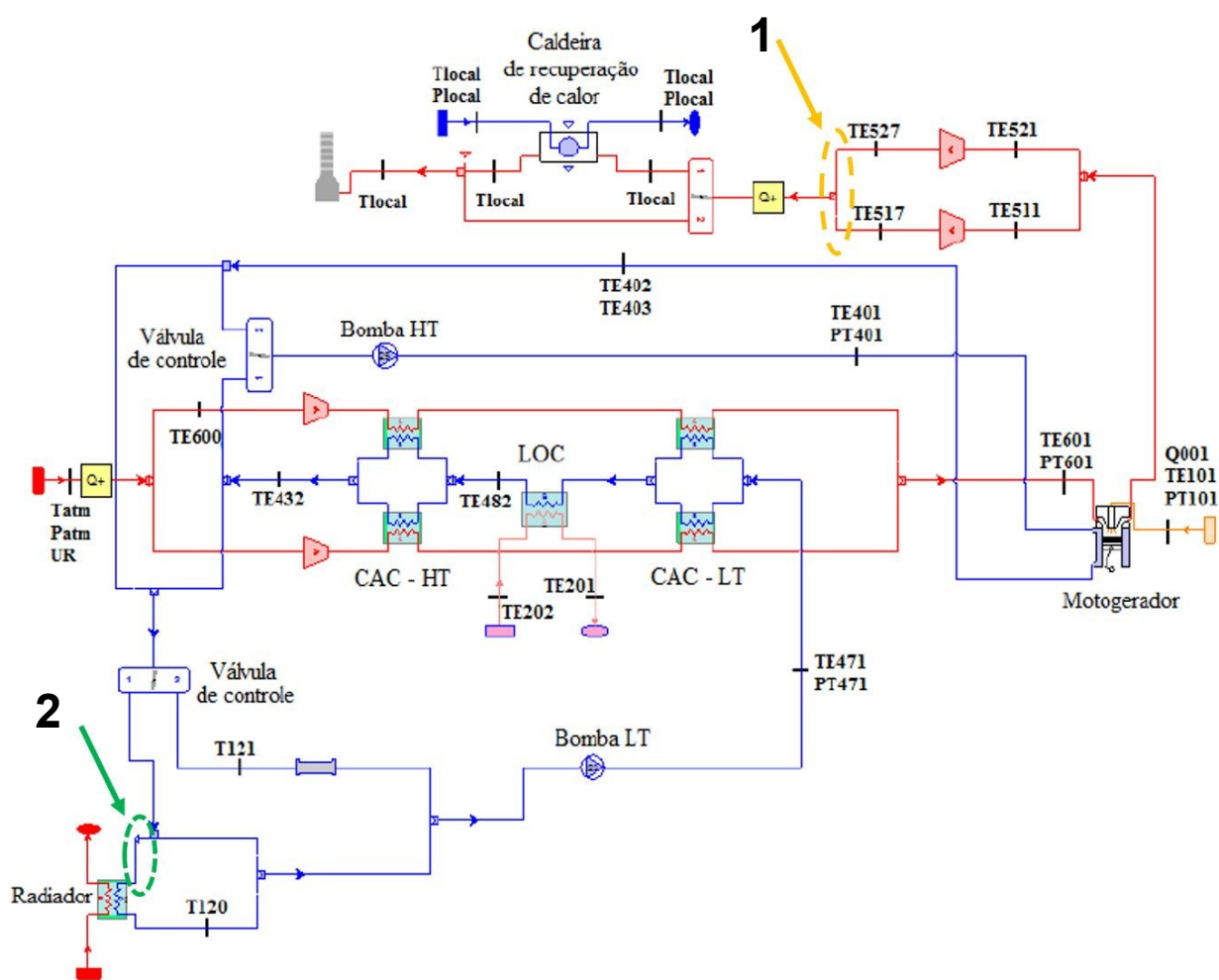


Figura 9 – Representação da UG. Adaptado de (RIBEIRO, 2014)

4. DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM

Neste capítulo será mostrado o passo a passo para o desenvolvimento do trabalho em questão. Para isso, será feita a seguinte divisão: na seção 4.1, a metodologia aplicada será relatada, seguida pela seção 4.2, a qual descreverá o material utilizado como referência neste estudo; por fim, tem-se as seções 4.3 e 4.4, que compreendem a modelagem proposta e sua validação, respectivamente.

4.1. METODOLOGIA

Inicialmente, toma-se um material científico para referência e orientação dos métodos a serem seguidos. Após a compreensão do texto, adota-se a rotina utilizada pelos autores para o cálculo dos parâmetros desejados para o ORC, como por exemplo a eficiência do ciclo. Para solução matemática e fonte de propriedades termodinâmicas, propõe-se a implementação de um modelo no software a ser utilizado neste trabalho, o software EES (Engineering Equation Solver) - mais informações podem ser encontradas no Anexo A.1, ao final do presente estudo.

A partir daí, faz-se uma análise comparativa entre os resultados obtidos na simulação no EES e os apresentados pelo autor em seu texto, o qual será melhor exposto na seção 4.3 deste capítulo. Diante da proximidade dos resultados, é possível validar a simulação implementada no EES.

Com a confirmação da modelagem, a simulação de um sistema real, cuja descrição é dada no Capítulo 3, é proposta. Seus resultados serão apresentados no Capítulo 5.

4.2. ARTIGO VALIDADO

Para o presente trabalho, foi escolhido como referência o estudo *“Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines”*, pertencente aos autores Jian Song, Yin Song e Chun-wei Gu.

Nele é examinada a utilização de ORC's para o aproveitamento de calor residual proveniente de um motor de combustão interna a diesel, utilizado em plantas de propulsão marinhas. As possíveis fontes de calor para reaproveitamento são: os gases de exaustão advindos da combustão e a água do sistema de resfriamento do motor. Todas as propriedades termodinâmicas são obtidas a partir do software REFPROP 9.0 e para solução matemática lançou-se mão de um programa em linguagem FORTRAN.

O objetivo da pesquisa consiste em avaliar o comportamento da potência líquida, eficiência, vazão mássica do fluido de trabalho e temperatura de evaporação referentes ao ciclo de estudo, variando-se o fluido de trabalho e a configuração do ORC.

A escolha do fluido de trabalho deve se adequar à fonte de calor da configuração do ciclo utilizado, bem como seguir alguns critérios gerais. São eles:

- Propriedades termodinâmicas durante o ciclo;
- Estabilidade química na condição de operação;
- Impacto ambiental suave – baixo GWP (Potencial de Dano Global) e ODP (Potencial de Destruição da Camada de Ozônio);
- Segurança no sistema (não-inflamável, não-explosivo e não-tóxico);
- Disponibilidade e baixo custo.

Os fluidos candidatos para a recuperação do calor disponível na água de resfriamento do motor são: R236ea, R236fa, R600, R600a, R123, R134a e R245fa. Enquanto que, para a troca referente aos gases de exaustão, estuda-se o ciclohexano, benzeno, tolueno, n-nonano e n-decano.

Os fluidos de melhor desempenho são pré-selecionados para ambos os casos dentre os fluidos tratados no estudo, fundamentando-se na potência líquida e na eficiência do ciclo. Então, o dano ambiental é avaliado, servindo como critério final de desempate na escolha do fluido mais adequado.

Quanto às configurações estudadas, a modelagem propõe dois diferentes cenários:

- Análise isolada de apenas uma fonte de calor: primeiramente avalia-se a água de resfriamento do motor (tratada no presente texto como “água quente”), e

posteriormente dos gases de exaustão, operando em ciclos distintos (Figura 10);

- Duas fontes de calor operando conjuntamente em um mesmo ciclo (sistema unificado). Neste caso, a água é responsável pelo preaquecimento e o gás por finalizar o aquecimento e promover o processo de evaporação do fluido de trabalho (Figura 11).

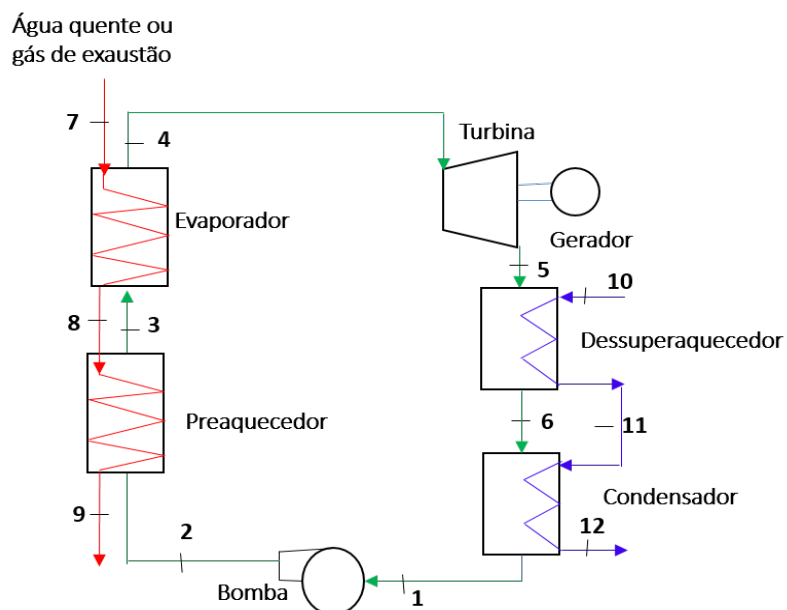


Figura 10 - Exemplificação do ciclo com única fonte de calor. (SONG et al. 2015).

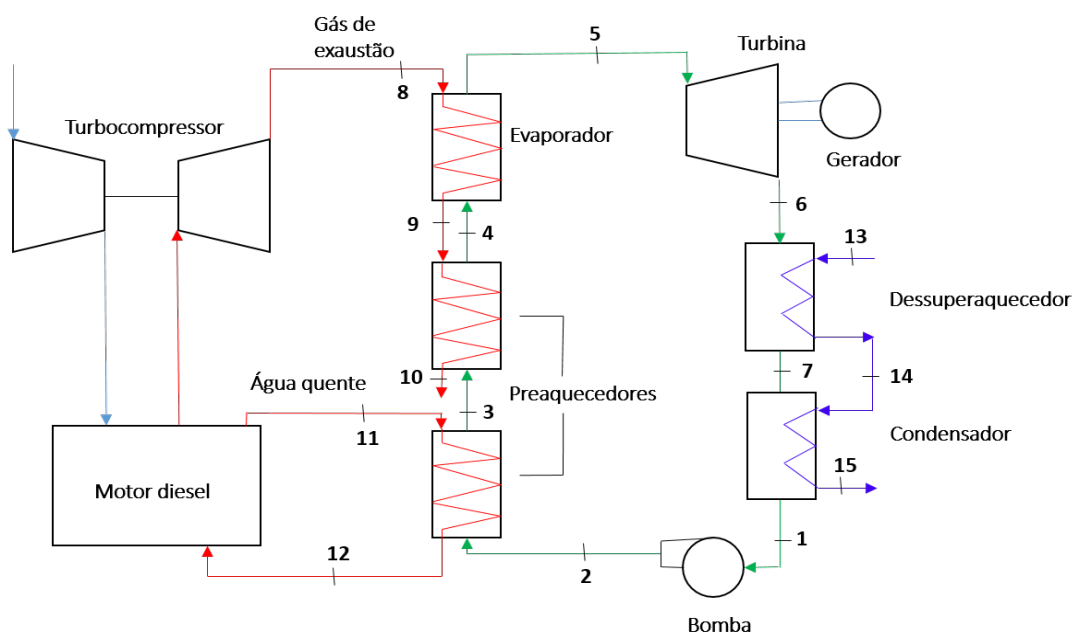


Figura 11 - Exemplificação do ciclo unificado. (SONG et al., 2015).

Algumas considerações são feitas no estudo, sendo as principais: a ausência de sub-resfriamento na saída do condensador e superaquecimento na saída do evaporador e a definição da temperatura de condensação como 38°C.

Por fim, a partir dos resultados para as diferentes configurações e fluidos, obtém-se que a potência utilizando ciclohexano como fluido de trabalho atuando no sistema unificado é apenas 1,4% menor do que o sistema independente, que contém dois ORC's distintos, nos quais R245fa é utilizado para a troca de calor com a água e o ciclohexano troca calor com os gases de exaustão, para a condição de melhor desempenho. Adicionalmente, o sistema unificado requer menor aparato para operar, necessita de menos espaço físico e possivelmente menor investimento para aquisição.

Do texto (SONG et al., 2015), tem-se as informações contidas nas Tabelas 4 e 5, as quais servirão como dados de entrada na modelagem. Com tal inicialização, a implementação do método para a análise de ORC's se torna possível.

Tabela 4 - Parâmetros do ORC. (SONG et al., 2015).

Propriedade	Símbolo	Valor
Eficiência isentrópica da bomba	$\eta_{iso,bomba}$	0,8
Perdas nos trocadores de calor	ε	0,01
Mínima diferença de temperatura no evaporador	ΔT_{evap}	6°C
Eficiência isentrópica na turbina	$\eta_{iso,turbina}$	0,8

Tabela 5 - Parâmetros das fontes de calor. (SONG et al., 2015).

Propriedade	Unidade	Valor
Temperatura do gás de exaustão	°C	300
Calor específico do gás de exaustão	kJ/kg.°C	1,1
Vazão mássica do gás de exaustão	kg/h	7139
Temperatura de saída da água quente	°C	65
Temperatura de entrada da água quente	°C	90
Vazão mássica da água quente	kg/h	6876

Os parâmetros do sistema ORC, informados pela Tabela 4, são referentes às plantas construídas por (SONG et al., 2015) e os dados relativos às fontes de calor estão agrupados na Tabela 5.

4.3. MODELAGEM

A modelagem é feita por meio dos recursos disponíveis no software EES, o qual é largamente utilizado na área das Ciências Termodinâmicas. Neste trabalho é proposta uma análise simplificada do sistema, desconsiderando-se a perda de carga.

O equacionamento proposto segue (SONG et al., 2015), complementado pela teoria presente em (MORAN; SHAPIRO, 2009) e os estados termodinâmicos são definidos lançando-se mão dos recursos disponíveis no EES, utilizando conjuntos de propriedades termodinâmicas convenientes em cada caso.

Um balanço de energia no evaporador é feito para que o calor total disponível, proveniente da fonte quente, seja calculado e permita a obtenção da vazão mássica do fluido orgânico de trabalho. Em seguida, faz-se um balanço de energia no condensador e avalia-se o Pinch Point em cada trecho das trocas de calor. Posteriormente, com as eficiências isentrópicas da bomba e da turbina, é possível definir os estados após bombeamento e expansão do fluido. Finalmente, calcula-se a potência líquida gerada e a eficiência térmica do sistema. A seguir, tem-se a análise para as diferentes configurações.

Nas Figuras 12 e 13 abaixo a representação das fontes de calor é meramente qualitativa, com intuito apenas de ilustrar a numeração utilizada para os estados termodinâmicos do fluido de trabalho, referente aos sistemas apresentados nas Figuras 10 e 11.

No caso das fontes de calor sendo aproveitadas em ciclos distintos, Figura 12, tem-se:

- Evaporador

Gases de Exaustão do MCI

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot (T_7 - T_8) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot (T_8 - T_9) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{adicionado} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_4 - h_2) \quad (4.3)$$

Água de Resfriamento do MCI

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{g\acute{a}s} \cdot c_{p,g\acute{a}s} \cdot (T_7 - T_8) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{g\acute{a}s} \cdot c_{p,g\acute{a}s} \cdot (T_8 - T_9) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_{adicionado} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_4 - h_2) \quad (4.6)$$

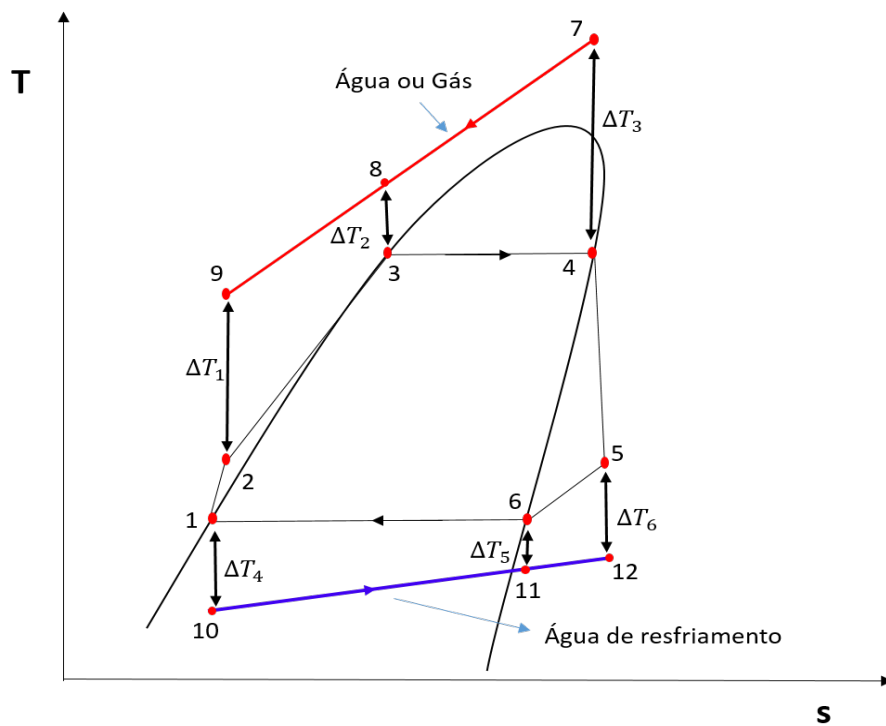


Figura 12 - Diagrama T-s para fontes de calor operando em ciclos independentes.

- Condensador:

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_5 - h_6) = \dot{m}_{cond} \cdot c_{p,cond} \cdot (T_{12} - T_{11}) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_6 - h_1) = \dot{m}_{cond} \cdot c_{p,cond} \cdot (T_{11} - T_{10}) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{rejeitado} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_5 - h_1) \quad (4.9)$$

- Pinch Point:

$$\Delta T_1 = T_9 - T_2 \quad (4.10)$$

$$\Delta T_2 = T_8 - T_3 \quad (4.11)$$

$$\Delta T_3 = T_7 - T_4 \quad (4.12)$$

- Eficiência isentrópica da bomba e da turbina:

$$\eta_{iso,bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.13)$$

$$\eta_{iso,turbina} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (4.14)$$

- Potência líquida:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.15)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_4 - h_5) \quad (4.16)$$

$$\dot{W}_{liquida} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba} \quad (4.17)$$

- Eficiência térmica do sistema:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liquida}}{\dot{Q}_{adicionado}} \quad (4.18)$$

Os pontos dos ciclos independentes podem ser identificados na Figura 12.

No caso do ciclo unificado, Figura 13, com o aproveitamento de calor das duas fontes quentes em um único ORC, tem-se:

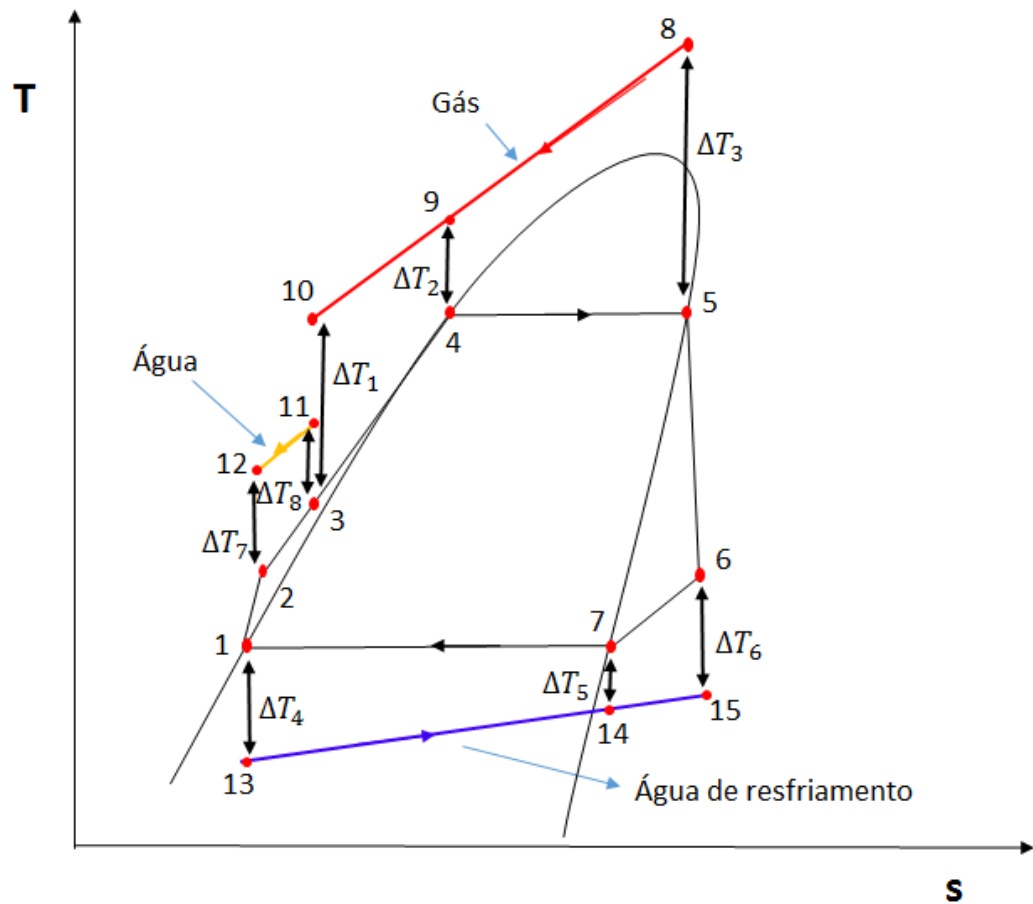


Figura 13 - Diagrama T-s para fontes de calor operando em ciclo unificado.

- No evaporador e preaquecedores:

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot (T_{11} - T_{12}) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{gás} \cdot c_{p,gás} \cdot (T_8 - T_9) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{gás} \cdot c_{p,gás} \cdot (T_9 - T_{10}) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_{adicionado} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_3 - h_2) + \dot{m}_{fo} \cdot (h_5 - h_3) \quad (4.22)$$

- No condensador:

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_6 - h_7) = \dot{m}_{cond} \cdot c_{p,cond} \cdot (T_{15} - T_{14}) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_7 - h_1) = \dot{m}_{cond} \cdot c_{p,cond} \cdot (T_{14} - T_{13}) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.24)$$

$$\dot{Q}_{rejeitado} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_6 - h_1) \quad (4.25)$$

- Pinch Point:

$$\Delta T_1 = T_{10} - T_3 \quad (4.26)$$

$$\Delta T_2 = T_9 - T_4 \quad (4.27)$$

$$\Delta T_3 = T_8 - T_5 \quad (4.28)$$

$$\Delta T_4 = T_1 - T_{13} \quad (4.29)$$

$$\Delta T_5 = T_7 - T_{14} \quad (4.30)$$

$$\Delta T_6 = T_6 - T_{15} \quad (4.31)$$

$$\Delta T_7 = T_{12} - T_2 \quad (4.32)$$

$$\Delta T_8 = T_{11} - T_3 \quad (4.33)$$

- Eficiência isentrópica da bomba e da turbina:

$$\eta_{iso,bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.34)$$

$$\eta_{iso,t} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (4.35)$$

- Potência líquida:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.36)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_{fo} \cdot (h_5 - h_6) \quad (4.37)$$

$$\dot{W}_{liquida} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba} \quad (4.38)$$

- Eficiência térmica do sistema:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liquida}}{\dot{Q}_{adicionado}} \quad (4.39)$$

Os pontos do ciclo do ciclo unificado podem ser identificados na Figura 13.

Para as equações apresentadas acima, o subscrito *fo* se refere ao fluido orgânico utilizado no ORC e ε à razão de perda de calor nos trocadores.

O texto base, como dito em 4.2, propõe a seleção de um fluido orgânico de trabalho para cada configuração do ciclo. Dessa forma, a metodologia apresentada nesta seção segue o padrão acima e a rotina descrita, para todos os diferentes fluidos propostos em cada caso, e por fim, chega-se ao fluido de melhor desempenho, baseados nos critérios acima citados, em que a potência líquida gerada é o mais relevante.

4.4. VALIDAÇÃO DA MODELAGEM

A partir da execução da modelagem proposta na seção 4.3, é possível fazer uma análise comparativa entre os resultados presentes no texto de referência e aqueles obtidos após a implementação do método no EES.

4.4.1. ÁGUA QUENTE

Nesta subseção, avalia-se o caso em que a água de resfriamento do motor, ou água quente, é a única fonte de calor. Os valores são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6 - Comparativo entre os valores calculados e esperados.

<i>Fluido de trabalho</i>	-	T_{evap} (°C)	$\dot{m}_{fo}$ (kg/s)	$\dot{W}_{liquida}$ (kW)	η_{ciclo}
R236ea	Referência	64,0	1,19	10,2	5,1%
	Calculado		1,19	10,8	5,4%
R236fa	Referência	64,6	1,28	10,3	5,2%
	Calculado		1,29	10,9	5,4%
R600	Referência	63,2	0,52	10,1	5,1%
	Calculado		0,52	10,7	5,4%
R600a	Referência	63,7	0,57	10,1	5,1%
	Calculado		0,57	10,7	5,4%
R123	Referência	62,5	1,10	10,2	5,1%
	Calculado		1,10	10,7	5,4%
R134a	Referência	64,7	1,14	10,2	5,1%
	Calculado		1,14	10,7	5,4%
R245fa	Referência	63,3	0,99	10,3	5,2%
	Calculado		0,99	10,8	5,4%

É perceptível a proximidade entre os números tabelados, de forma que o erro percentual não ultrapassou 1%, 6,2% e 6% para a vazão mássica do fluido de trabalho, potência líquida do ciclo e eficiência térmica do sistema, respectivamente. O erro percentual para cada caso é mostrado na Tabela 7.

Tabela 7 - Erro percentual em relação ao resultado esperado.

<i>Fluido de trabalho</i>	Erro		
	<i>$\dot{m}_{fo}$</i>	<i>$\dot{W}_{líquida}$</i>	<i>η_{ciclo}</i>
R236ea	0,08%	5,88%	5,98%
R236fa	0,7%	5,63%	4,62%
R600	0,23%	6,14%	5,29%
R600a	0,42%	6,14%	5,10%
R123	0,55%	5,10%	5,10%
R134a	0,18%	5,20%	5,29%
R245fa	0,15%	5,05%	4,04%

Apesar dos erros encontrados em uma seleção de fluidos orgânicos baseada na potência líquida do ciclo e na eficiência térmica do sistema, os fluidos com melhor desempenho na avaliação deste trabalho e na ponderação de (SONG et al., 2015) são coincidentes. Sendo eles R236fa e R245fa.

Ao final deste trabalho, no Apêndice A, encontra-se a Tabela 19, que expõe o valores não arredondados.

4.4.2. GASES DE EXAUSTÃO

O caso no qual a única fonte da calor passa a ser os gases de exaustão de um MCI é tomado nesta subseção. A comparação é feita de forma gráfica e pode ser observada nas Figuras 14, 15 e 16, sendo estes os fluidos de melhor desempenho, tanto na avaliação deste trabalho quanto no julgamento de (SONG et al., 2015).

Na Figura 14, referente ao ciclohexano, os erros não ultrapassam 2%, 2,5%, 1% e 1% para temperatura de evaporação, vazão mássica, potência líquida de saída e eficiência térmica do sistema, respectivamente.

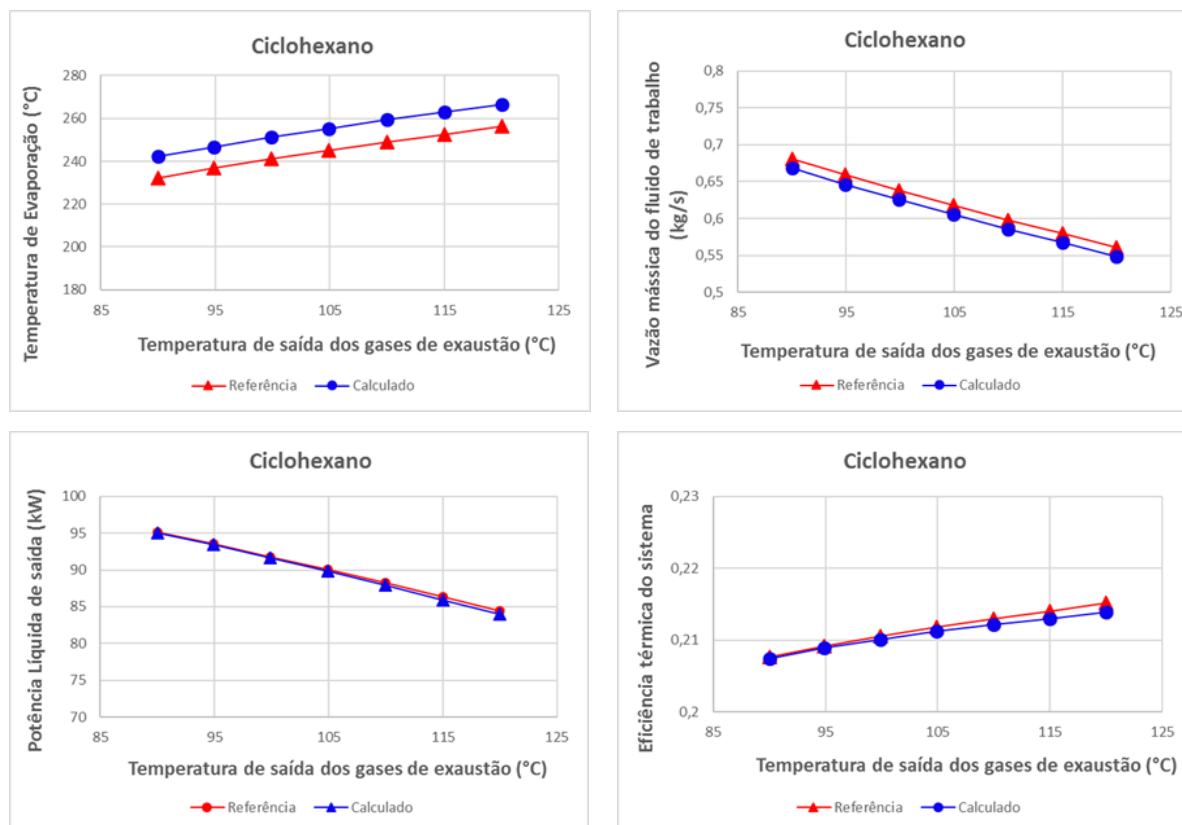
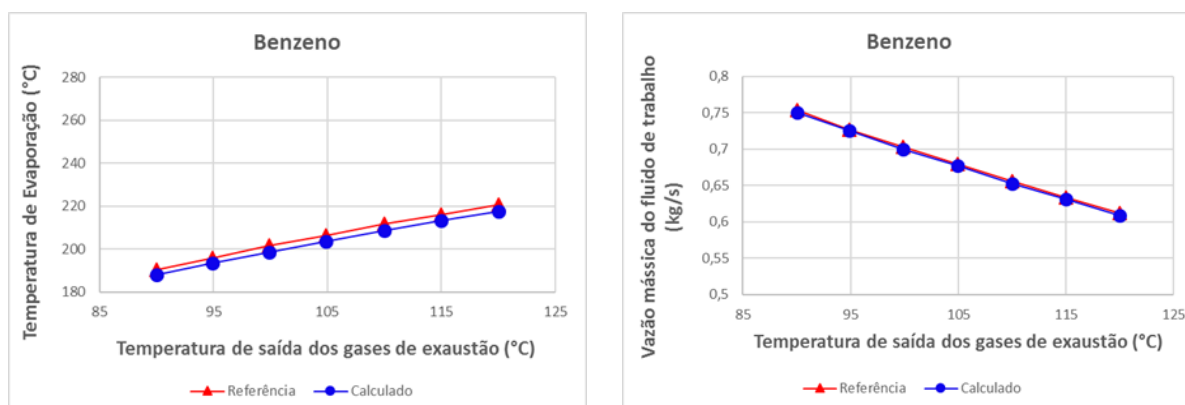


Figura 14 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o ciclohexano.

De maneira análoga, a análise comparativa é feita para o benzeno (Figura 15). Os erros ficaram abaixo de 1% para todos os critérios avaliados.



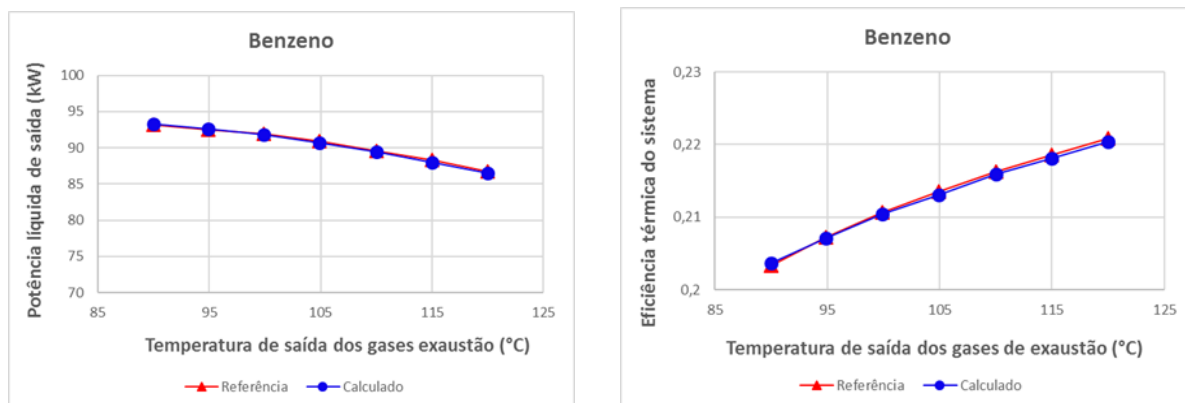


Figura 15 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o benzeno.

Para o Tolueno (Figura 16), tem-se 1,5%, 1%, 1% e 1% como limitantes superiores para os erros de temperatura de evaporação, vazão mássica, potência líquida de saída e eficiência térmica do sistema, respectivamente.

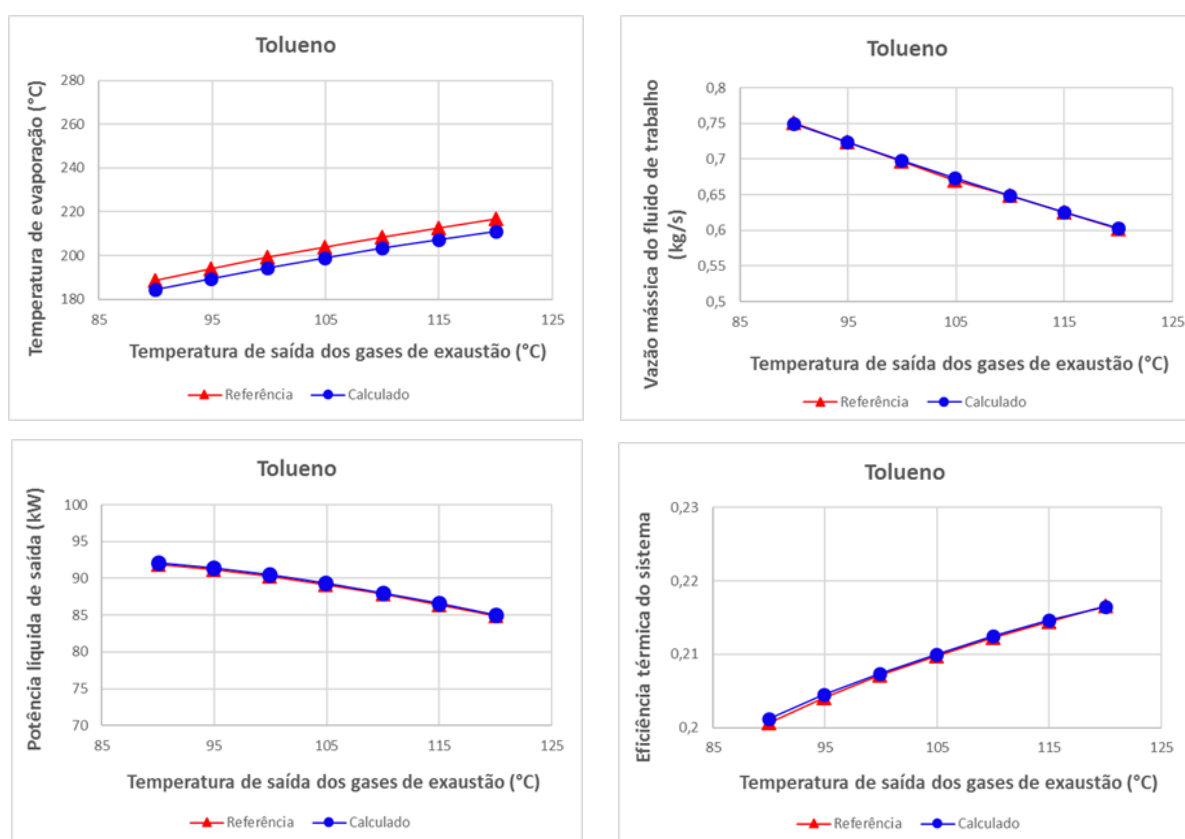


Figura 16 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o tolueno.

Apesar de ocultados, os resultados para o n-nonano e n-decano

demonstraram erros máximos de 1,23%.

No caso estudado nesta seção, a literatura ainda prevê um limite mínimo para a temperatura na saída dos gases de exaustão. Isso é feito devido a presença de enxofre na composição de tais gases. Em temperaturas abaixo de 100°C (373,15 K), ou seja, menores que o ponto de orvalho ácido, o trióxido de enxofre se combinaria com o vapor d'água, se tornando assim, ácido sulfúrico. Isso poderia causar corrosão da tubulação e/ou danificar o trocador de calor, devendo portanto ser evitado. Consequentemente, a temperatura dos gases de exaustão na saída do motor é especificada como 105°C, o que está 5°C acima do limite de segurança (SONG et al., 2015).

Utilizando essa temperatura de exaustão na modelagem proposta, obtém-se os valores mostrados na Tabela 8. Esta ainda traz os resultados encontrados por (SONG et al., 2015), de forma a permitir uma análise comparativa para os parâmetros: temperatura de evaporação, vazão mássica, potência líquida de saída e eficiência térmica do sistema.

Tabela 8 - Comparativo entre os resultados calculados e os presentes em (SONG et al., 2015), para temperatura de saída dos gases de exaustão de 105°C.

<i>Fluido de trabalho</i>	-	T_{evap} (°C)	$\dot{m}_{fo}$ (kg/s)	$\dot{W}_{liquida}$ (kW)	η_{ciclo}
Ciclohexano	Referência	245,2	0,62	90,1	21,2%
	Calculado	255,3	0,60	90,9	21,4%
Benzeno	Referência	206,6	0,68	90,8	21,3%
	Calculado	203,6	0,68	90,0	21,2%
Tolueno	Referência	204,0	0,67	89,2	21,0%
	Calculado	198,9	0,68	88,2	20,7%

Mais uma vez, a semelhança dos resultados é visível, sendo que o erro máximo encontrado é de 3,98% para a vazão mássica do ciclohexano, enquanto os demais ficam abaixo de 2%. A Tabela 9 mostra os erros caso a caso.

Tabela 9 - Erros percentuais entre os valores da referência e os calculados, relativos à Tabela 8.

Erro				
<i>Fluido de trabalho</i>	<i>Temperatura de evaporação</i>	<i>$\dot{m}_{fo}$</i>	<i>$\dot{W}_{liquida}$</i>	<i>η_{ciclo}</i>
Ciclohexano	1,95%	3,98%	0,88%	0,80%
Benzeno	0,63%	0,03%	0,86%	0,66%
Tolueno	1,07%	1,55%	1,17%	1,29%

4.4.3. SISTEMA UNIFICADO

Nesta subseção, as duas fontes de calor disponíveis são utilizadas conjuntamente. A água quente é responsável pelo preaquecimento do fluido de trabalho, e o processo de evaporação é concluído a partir do calor cedido pelos gases de exaustão do MCI. Novamente, a comparação é feita de forma gráfica e a pré-seleção dos fluidos é baseada no desempenhos dos mesmos e o resultado é similar à subseção 4.4.2 – ciclohexano, benzeno e tolueno são os fluidos pre-selecionados. Agora, entretanto, há um novo parâmetro de análise. Dessa forma, os resultados são mostrados para temperatura de evaporação, vazão mássica, potência líquida de saída, eficiência térmica do sistema e carga térmica do preaquecedor. Além disso, o parâmetro posto no eixo das abscissas passa de temperatura de saída dos gases de exaustão, a qual foi previamente fixada (vide 4.4.2), para temperatura na saída do preaquecimento.

Na Figura 17, referente ao ciclohexano, os erros ficam abaixo de 1,5%, 1%, 1,5%, 1% e 4,5% para temperatura de evaporação, vazão mássica, potência líquida de saída, eficiência térmica do sistema e carga térmica do preaquecedor, respectivamente.

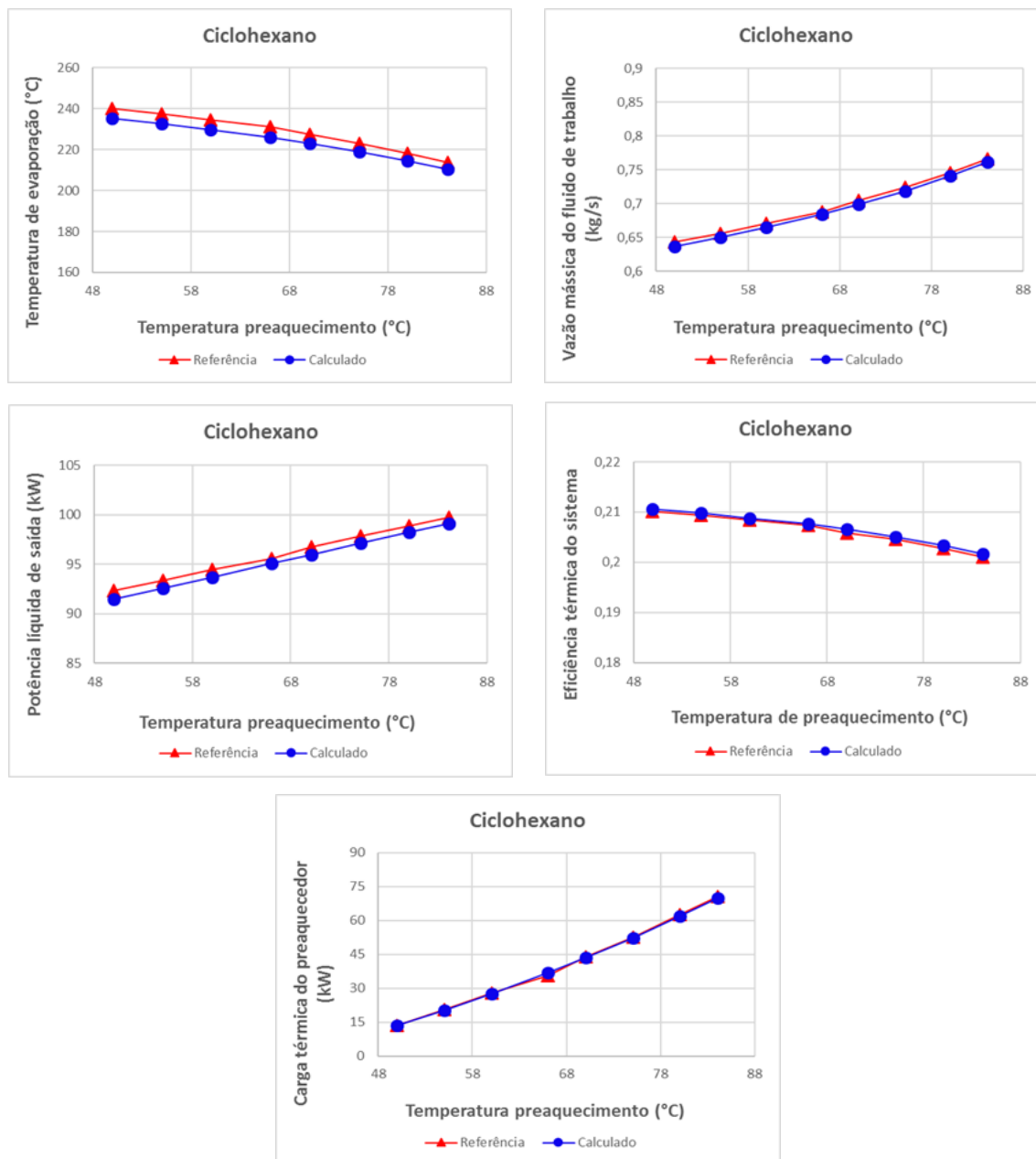


Figura 17 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o ciclohexano.

No caso do benzeno (Figura 18), os erros não ultrapassam 1,5%, 1,5%, 2,5%, 3,5% e 6% para temperatura de evaporação, vazão mássica, potência líquida de saída, eficiência térmica do sistema e carga térmica do preaquecedor, respectivamente.

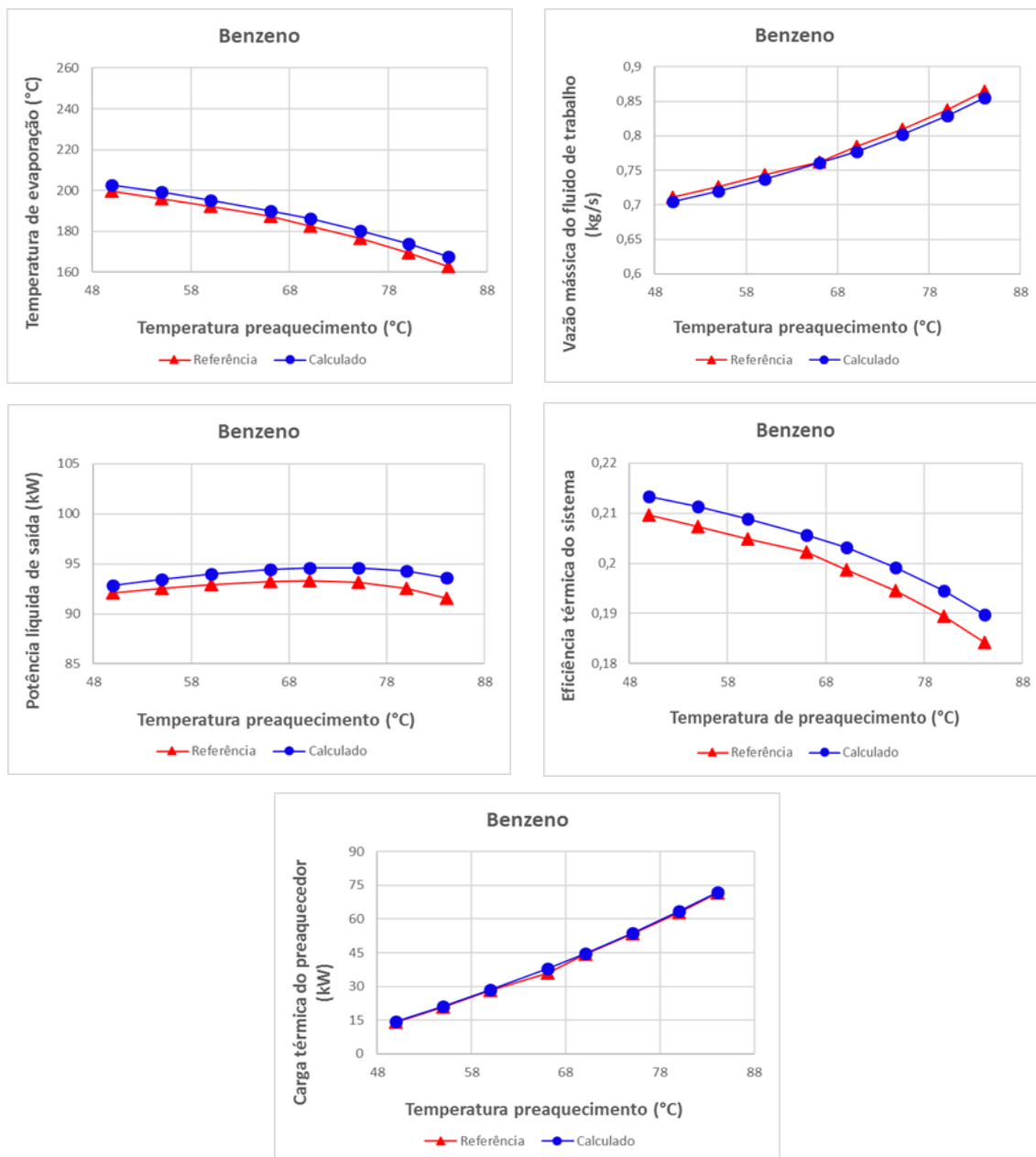


Figura 18 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o benzeno.

Para o Tolueno (Figura 19), os limites superiores do erro são 1%, 1%, 1,5%, 2,5% e 4% para temperatura de evaporação, vazão mássica, potência líquida de saída, eficiência térmica do sistema e carga térmica do preaquecedor, respectivamente.

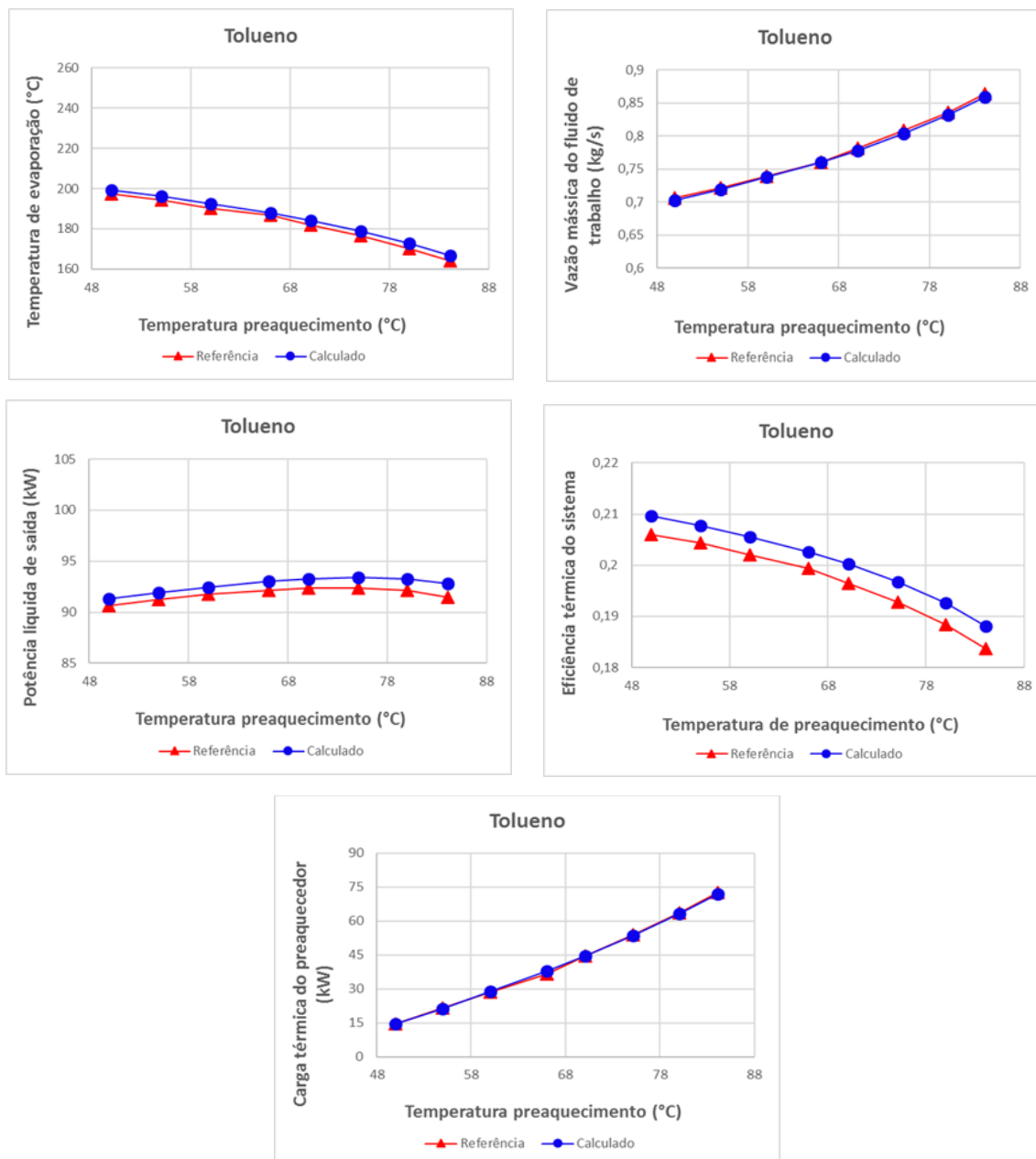


Figura 19 - Comparativo entre a curva de referência e a calculada para o tolueno.

A partir do que foi encontrado nas subseções 4.4.1, 4.4.2 e 4.4.3, conclui-se que modelagem é, de fato, válida. O maior erro encontrado considerando todos os casos acima apresentados foi de 6,14%.

Possíveis justificativas para tal percentual são:

1. A simplificação assumida neste estudo, em que a perda de carga não é levada em consideração;
2. O fato de que o autor do artigo utilizado para validação expõe seus resultados

com apenas uma ou duas casas decimais;

3. A utilização de diferente softwares, com banco de dados distintos, para a definição dos estados;
4. O método de extração dos valores do texto de referência, para os casos em que estes eram apresentados de forma gráfica.

5. SIMULAÇÃO DO SISTEMA REAL

Após a validação da modelagem, pode-se enfim aplicá-la ao sistema a ser estudado neste trabalho, ou seja, à UTE Viana. Os dados da planta termelétrica foram obtidos a partir de estudos anteriores de (MORAWSKI, 2016) e (RIBEIRO, 2014) e são expostos nas Tabelas 10 e 11. A temperatura de saída da água quente foi calculada segundo (MORAWSKI, 2016), a partir da utilização de um ciclo ORC comercial.

Tabela 10 - Dados das fontes de calor da planta da UTE Viana da Tevisa (MORAWSKI, 2016).

Propriedade	Unidade	Valor
Temperatura do gás de exaustão	°C	345
Vazão mássica do gás de exaustão	kg/s	16,7
Temperatura de entrada da água quente	°C	78,4
Temperatura de saída da água quente	°C	65,5
Vazão mássica da água quente	m³/h	100
Temperatura de condensação do ciclo	°C	38

Tabela 11 - Composição molar dos gases de exaustão (MORAWSKI, 2016).

CO_2	H_2O	N_2	O_2	Ar	SO_2
6,36	5,58	75,53	11,60	0,90	0,03

A temperatura de condensação do ciclo foi adotada como 38°C, semelhante ao estudo de (SONG et al., 2015), já que os fluidos de trabalho avaliados são os mesmos e esta temperatura se aproxima da temperatura ambiente, porém ainda é superior a mesma.

Nas seções a seguir – 5.1, 5.2 3 5.3 – são mostrados os resultados obtidos para as diferentes configurações estudadas.

5.1. ÁGUA QUENTE

Para esta configuração, utiliza-se exclusivamente a água de resfriamento do motor como fonte de calor.

A implementação da modelagem considera a variação da temperatura de evaporação para os mesmos fluidos utilizados por (SONG et al., 2015). A temperatura de evaporação foi variada até 72,4°C, valor 6°C menor do que a temperatura de entrada do fluido quente (água), para garantir essa diferença terminal mínima estipulada.

Feito isso, percebe-se um padrão para os resultados. Dessa forma, a fim de torná-los mais claros, apenas as curvas dos fluidos de melhor desempenho relação à potência líquida e eficiência do sistema são mostrados na Figura 20:

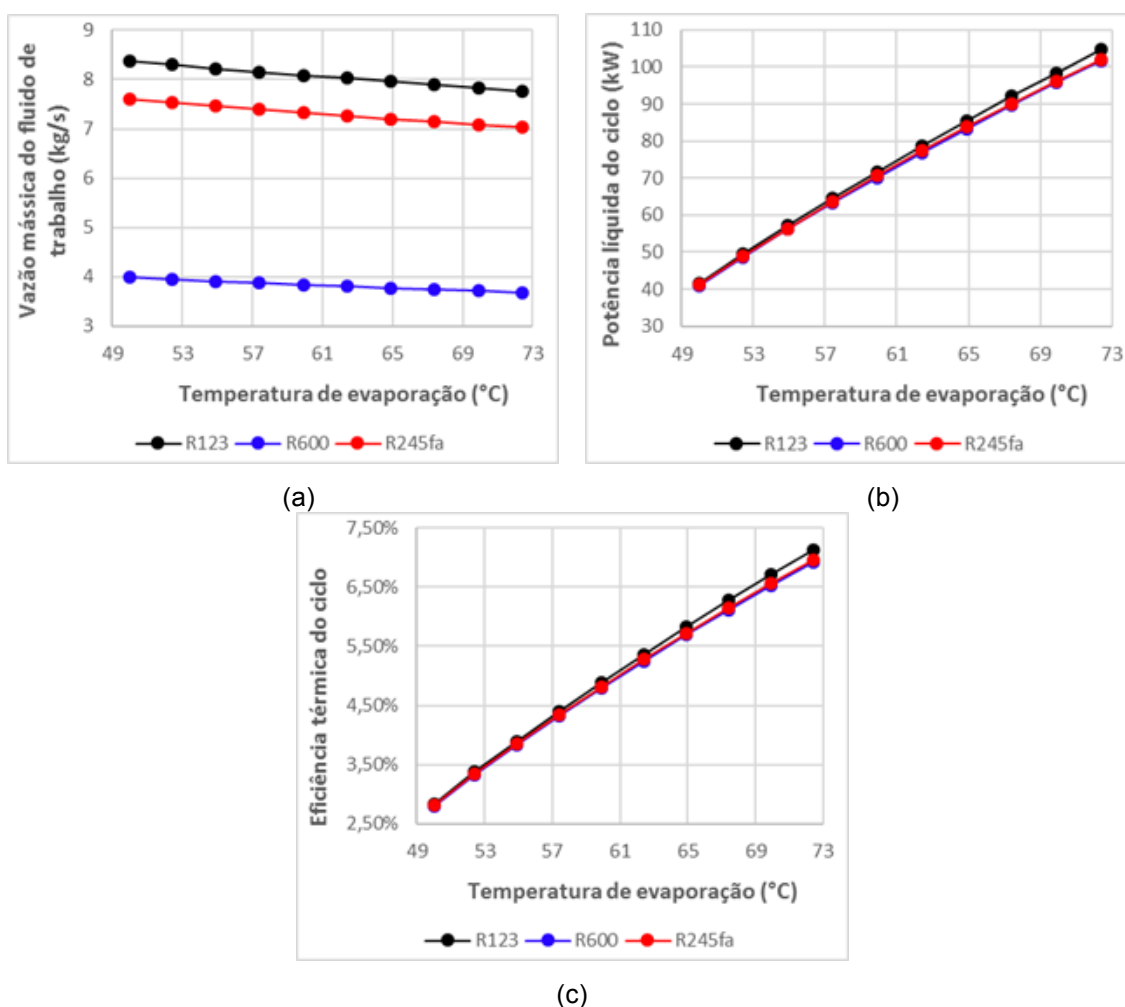


Figura 20 - Análise da água quente como fonte de calor, em relação à temperatura de evaporação do ciclo.

Observando a figura acima, é possível perceber que a potência e a eficiência do ciclo tem seu valor incrementado com o crescimento da temperatura de evaporação do ciclo. Porém, deve-se garantir que as diferenças de temperatura de Pinch Point nos preaquecedores, evaporador e condensador sejam maiores que o valor estipulado de 6°C.

Adotando-se a maior temperatura de evaporação possível para cada fluido de trabalho que garanta a mínima diferença de 6°C para Pinch Point, obtém-se os valores contidos na Tabela 12.

Tabela 12 - Resultados da análise dos fluidos selecionados para água quente como fonte de calor.

<i>Fluido de trabalho</i>	<i>Temperatura de evaporação (°C)</i>	<i>$\dot{m}_{fo}$ (kg/s)</i>	<i>$\dot{W}_{líquida}$ (kW)</i>	<i>η_{ciclo}</i>
R236ea	61,9	8,805	74,06	5,05%
R236fa	62,1	9,535	73,72	5,03%
R600	61,6	3,825	74,27	5,07%
R600a	61,2	4,224	73,77	5,03%
R123	61,3	8,055	75,22	5,13%
R134a	62,3	8,394	72,88	4,97%
R245fa	61,6	7,289	74,79	5,10%

A Tabela 12 indica que o melhor fluido de trabalho para o caso da UTE Viana é o R123, fornecendo 75,22 kW de potência líquida e 5,13% de eficiência térmica.

A Tabela 13 contém os valores calculados para as diferenças de temperatura de Pinch Point correspondente a temperatura de evaporação que leva a máxima potencia líquida de cada fluido, previamente mostrada na Tabela 12. Os ΔT da Tabela 13 estão em °C e os índices são referentes à Figura 12 da seção 4.3, segundo as equações 4.10 a 4.12.

Tabela 13 - Análise de Pinch Point para as trocas de calor sendo a água quente fonte de calor.

<i>Fluido de trabalho</i>	ΔT_1	ΔT_2	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	ΔT_6
R236ea	27,26	6	16,47	13	8,25	16,44
R236fa	27,2	6	16,31	13	8,24	15,35
R600	27,2	6	16,89	13	8,18	14,68
R600a	27,14	6	16,63	13	8,19	14,31
R123	27,37	6	17,17	13	8,14	14,29
R134a	26,78	6	16,19	13	7,97	8
R245fa	27,32	6	16,84	13	8,17	14,36

As Figuras 21 e 22 mostram as diferenças de temperatura em relação ao calor trocado para o R123, fluido de melhor desempenho. A linha em amarelo é referente ao comportamento do fluido de trabalho, enquanto as linhas vermelha e azul correspondem à fonte quente e água de resfriamento do condensador, respectivamente.

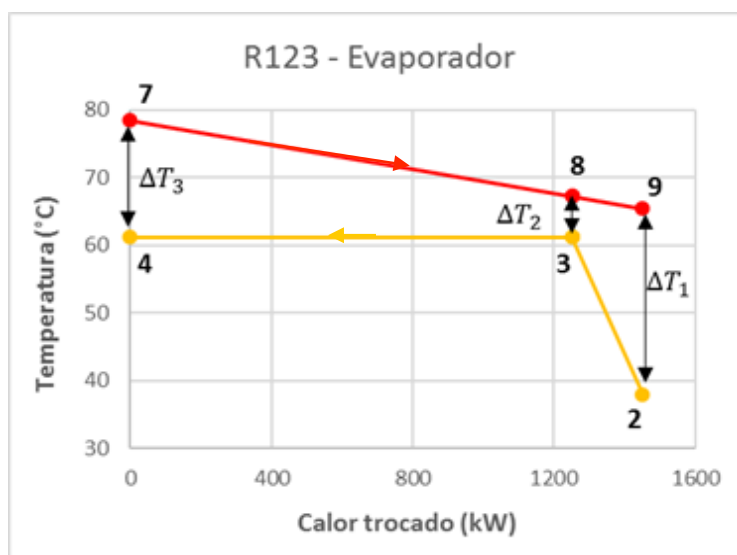


Figura 21 - Desenvolvimento das temperaturas da fonte quente (água quente) e do fluido de trabalho (R123) durante a troca de calor no evaporador.

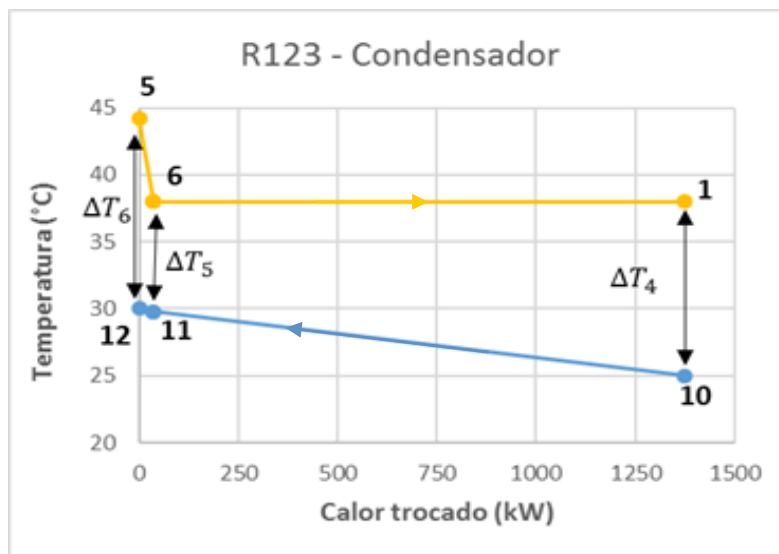


Figura 22 - Desenvolvimento das temperaturas da água de resfriamento do condensador e do fluido de trabalho (R123) durante a troca de calor no condensador.

Nota-se pelas Figuras 21 e 22, e Tabela 13, que a diferença mínima de Pinch Point estipulada é satisfeita.

5.2. GÁS DE EXAUSTÃO

Os gases de exaustão da saída do motor são postos como fonte de calor única nesta seção. Sabe-se que a temperatura de saída após a troca de calor para os gases de exaustão não pode ser inferior a 180 °C devido a possibilidade de formação de ácido sulfúrico, de acordo com (MORAWSKI, 2016). Portanto, essa é a temperatura que permite a maior troca de calor entre fluidos, sendo assim a temperatura ideal para o processo. Dessa forma, para os cálculos a seguir, a temperatura de saída dos gases de exaustão é fixada. Variando-se a temperatura de evaporação, obtém-se os resultados expostos na Figura 23:

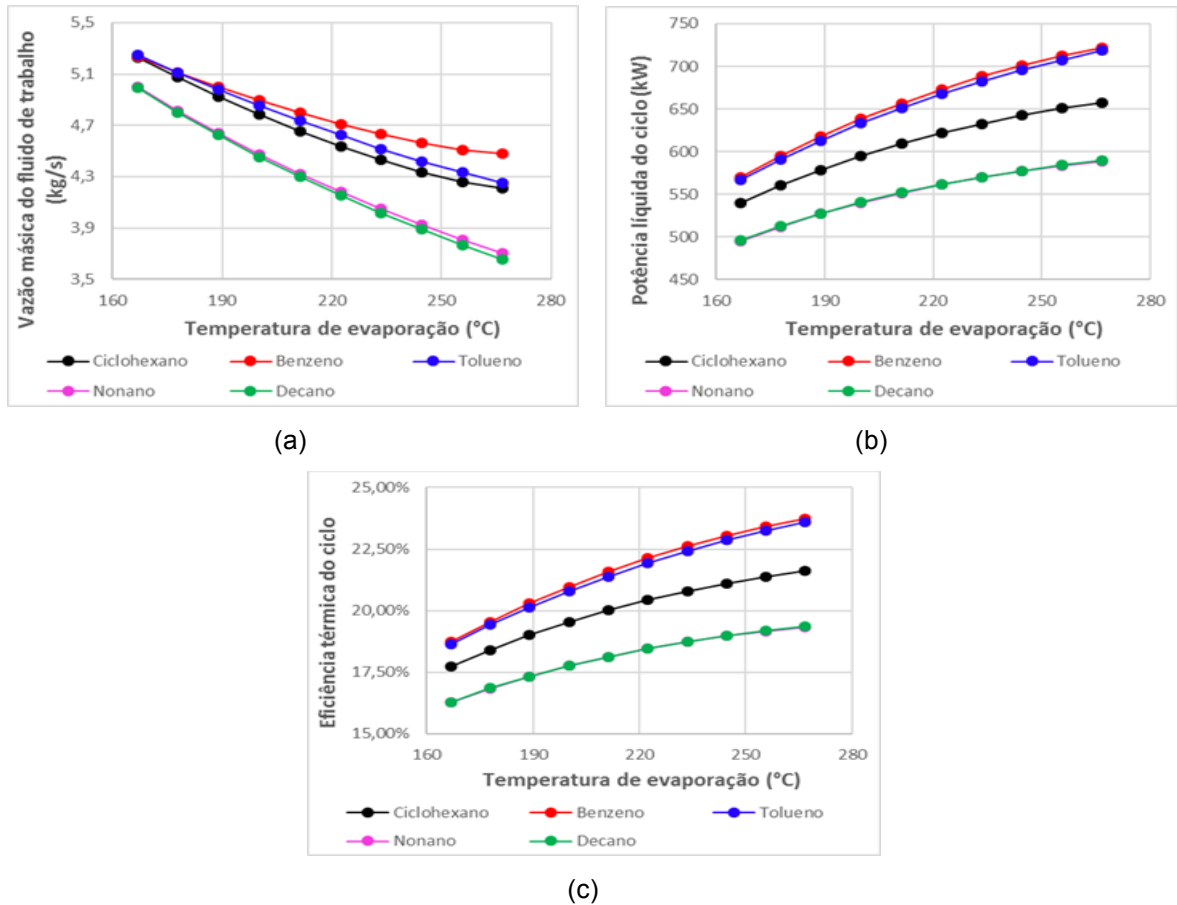


Figura 23 - Análise do gás de exaustão como fonte de calor, em relação à temperatura de evaporação do ciclo.

No caso da Figura 23 (a), a vazão decresce com o aumento da temperatura de evaporação. Isso acontece devido à relação entre as mesmas (Equação 5.1, na qual os índices se referem à Figura 12).

$$\dot{m}_{fo} \cdot (h_4 - h_2) = \dot{m}_{gás} \cdot c_{p,gás} (T_7 - T_9) \quad (5.1)$$

Com o aumento da temperatura de evaporação, a diferença entre as entalpias dos estados 2 e 4 aumenta. Para manter a igualdade da Equação 5.1, como o lado direito se mantém constante, a vazão mássica deve diminuir proporcionalmente.

Para a potência líquida e eficiência térmica ocorre o contrário, visto que estas são diretamente proporcionais à temperatura de evaporação. (Figuras 23 (b) e 23 (c)).

Isso se deve também à variação de entalpias. No caso da potência (Equação 5.2), a variação de entalpia na turbina ($h_4 - h_5$) é significativamente maior do que a

variação na bomba ($h_2 - h_1$). Este incremento é suficiente ainda, para suprir a queda na vazão, fazendo com que a potência líquida do ciclo aumente com a elevação da temperatura de evaporação.

$$\dot{W}_{líquida} = \dot{m}_{fo} [(h_4 - h_2) - (h_2 - h_1)] \quad (5.2)$$

Para o caso da eficiência térmica, a análise é similar à da potência. Reescrevendo a equação da eficiência, tem-se:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{líquida}}{\dot{Q}_{adicionado}} = 1 + \frac{h_1 - h_5}{h_4 - h_2} \quad (5.3)$$

Com o aumento da temperatura de evaporação, a diferença $h_4 - h_2$ aumenta mais do que $h_1 - h_5$. Dessa forma o valor dessa fração diminui, o que gera um aumento para o valor da eficiência.

Neste trabalho, estipulou-se 266,85°C como o limite máximo para a temperatura de evaporação, visto que esse valor se aproxima da temperatura crítica de todos fluidos estudados, porém não os ultrapassam.

Como visto acima, temperaturas de evaporação mais elevadas favorecem o desempenho do fluido, portanto, a comparação entre os mesmos é feita para a maior temperatura possível e pode ser vista na Tabela 14.

Tabela 14 - Desempenho dos fluidos para temperatura de evaporação de 266,8°C.

<i>Fluido de trabalho</i>	<i>T_{evap} (°C)</i>	<i>$\dot{m}_{fo}$ (kg/s)</i>	<i>$\dot{W}_{líquida}$ (kW)</i>	<i>η_{ciclo}</i>
Ciclohexano	266,85	4,21	657,8	21,61%
Benzeno	266,85	4,48	722,1	23,72%
Tolueno	266,85	4,25	718,3	23,60%
Nonano	266,85	3,70	588,7	19,34%
Decano	266,85	3,66	589,3	19,36%

Tem-se então, que para a UTE Viana, o melhor fluido de trabalho é o benzeno, fornecendo 722,1 kW de potência líquida e 23,72% de eficiência térmica.

De forma a garantir a adequação ao Pinch Point, as seções de troca de calor são novamente analisadas. De forma análoga à seção 5.1, tem-se as Figuras 24 e 25, mostrando o comportamento das temperaturas na troca de calor para o benzeno, fluido de melhor desempenho.

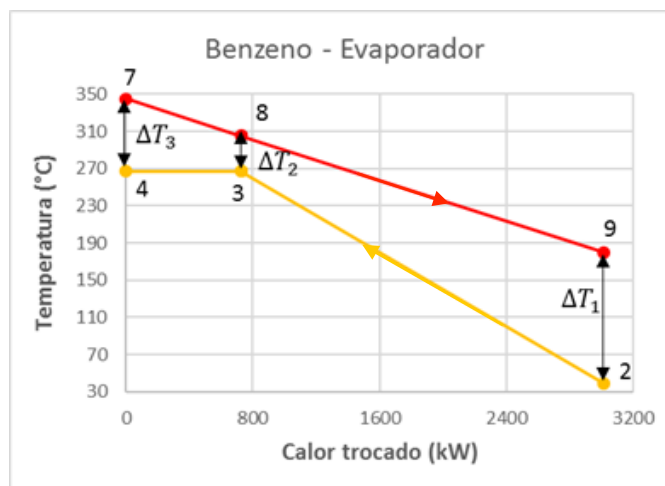


Figura 24 - Desenvolvimento das temperaturas da fonte quente (gases de exaustão) e do fluido de trabalho (benzeno) durante a troca de calor no evaporador.

Nas Figuras 24 e 25, pode ser notado que o Pinch Point estipulado é atendido. Os valores das diferenças de temperatura em cada ponto, para todos os fluidos cogitados, são expostos na Tabela 15, segundo às equações 4.10 a 4.12 e à Figura 12.

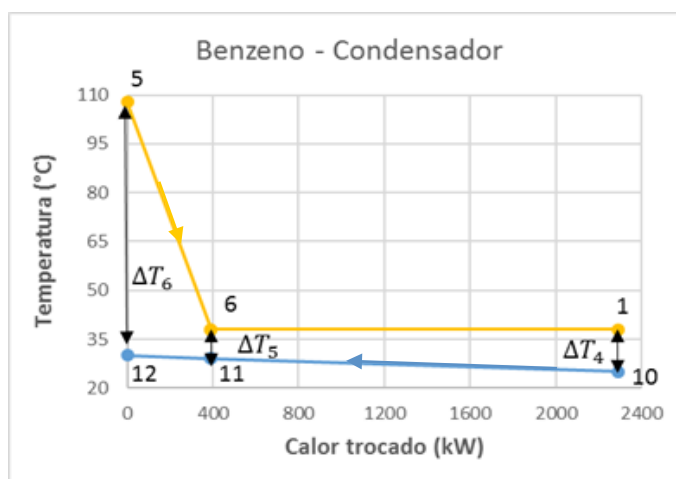


Figura 25 - Desenvolvimento das temperaturas da água de resfriamento do condensador e do fluido de trabalho (benzeno) durante a troca de calor no condensador.

Tabela 15 - Análise de Pinch Point para as trocas de calor sendo os gases de exaustão fonte de calor (ΔT em °C).

<i>Fluido de trabalho</i>	ΔT_1	ΔT_2	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	ΔT_6
Ciclohexano	140,5	49,89	78,15	13	9,567	116,5
Benzeno	140,5	38,28	78,15	13	8,852	77,87
Tolueno	141,2	29,63	78,15	13	9,29	106
Nonano	141,6	40,93	78,15	13	10,29	155,8
Decano	141,8	37,87	78,15	13	10,33	160

De fato, o critério estipulado de diferença mínima de 6°C é satisfeito como pode ser visto na Tabela 15.

5.3. SISTEMA UNIFICADO

No terceiro e último caso, tanto a água quente quanto os gases de exaustão do motor são utilizados como fontes de calor para a geração de potência em um único ORC. Mantém-se o padrão seguido pelo texto tomado como base neste trabalho, de forma que a água quente preaqueça o fluido de trabalho e o processo evaporativo se conclua a partir da troca de calor com os gases de exaustão.

Analogamente ao proposto por (SONG et al., 2015), assume-se que o fluido de trabalho pode ser preaquecido somente até 72,4°C para que a diferença mínima entre a temperatura do fluido de trabalho e a temperatura da fonte quente, ou seja, o Pinch Point, seja mantido em 6°C, dado que a temperatura da água que entra no trocador é 78,4°C.

Foi verificado que o aumento da temperatura de preaquecimento favorece a potência líquida e eficiência do ciclo. Dessa forma, essa temperatura é adotada como a máxima possível, ou seja, 72,4°C. Feito isso, examina-se o desempenho do sistema com a variação da temperatura de evaporação, obtendo-se a Figura 26.

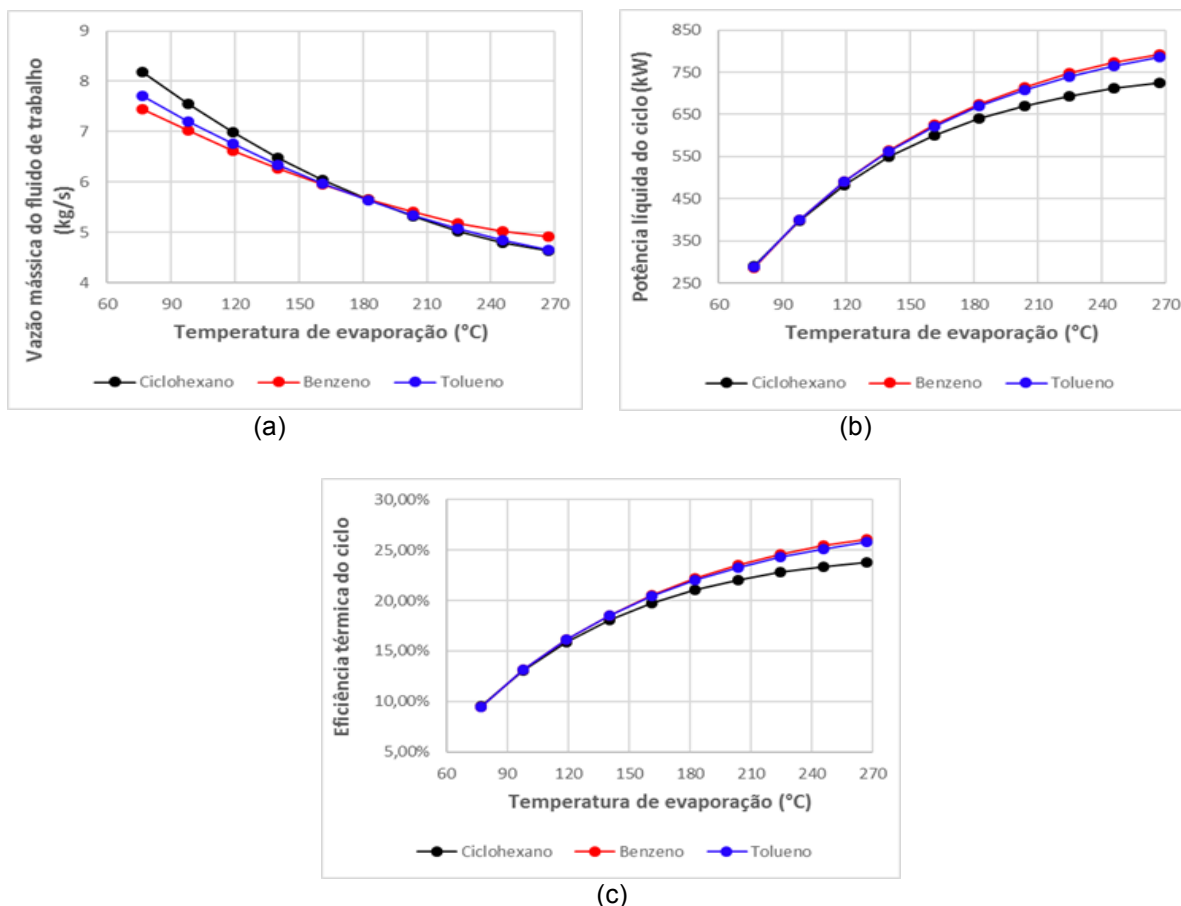


Figura 26 – Análise do sistema unificado, em relação à temperatura de evaporação do ciclo.

O comportamento das curvas na Figura 26 é análogo ao comportamento das curvas na Figura 23. Pela Figura 26 (a), constata-se que a vazão mássica decresce ao aumentar a temperatura de evaporação, enquanto a potência líquida (Figura 276(b)) e a eficiência térmica (Figura 26 (c)) são crescentes, pelos mesmos motivos já explicados na seção 5.2.

Como já dito na seção 5.2, o limite máximo para a temperatura de evaporação é estipulado em 266,85°C, sendo esta a temperatura que levará o ciclo para seu melhor desempenho. A Tabela 16 mostra os resultados para os diferentes fluidos.

Tabela 16 - Dados de saída da modelagem para a planta real com fontes de calor atuando em um mesmo ciclo.

<i>Fluido de trabalho</i>	T_{evap} (K)	$\dot{m}_{fo}$ (kg/s)	$\dot{W}_{líquida}$ (kW)	η_{ciclo}
Ciclohexano	266,85	4,634	724,3	23,80%
Benzeno	266,85	4,919	792,6	26,04%
Tolueno	266,85	4,651	785,2	25,80%

Observando-a, vê-se que o fluido de melhor desempenho para a UTE Viana é mais uma vez o benzeno, fornecendo 792,6 kW de potência líquida e 26,04% de eficiência térmica.

Para tal fluido na condição de melhor desempenho, 294,1 kW são cedidos da água quente para o fluido de trabalho no preaquecedor. Tal fator representa apenas 19,83% do calor total disponível para transferência nessa etapa do processo, demonstrando um baixo aproveitamento do potencial acessível.

Para confirmar os resultados, uma vez mais é necessária a análise de adequação ao Pinch Point nas seções de troca de calor. No caso do sistema unificado, utiliza-se as equações de 4.26 a 4.33, Figura 13, e o comportamento das temperaturas em questão é mostrado nas Figuras 27 e 28 para o benzeno, fluido de melhor desempenho.

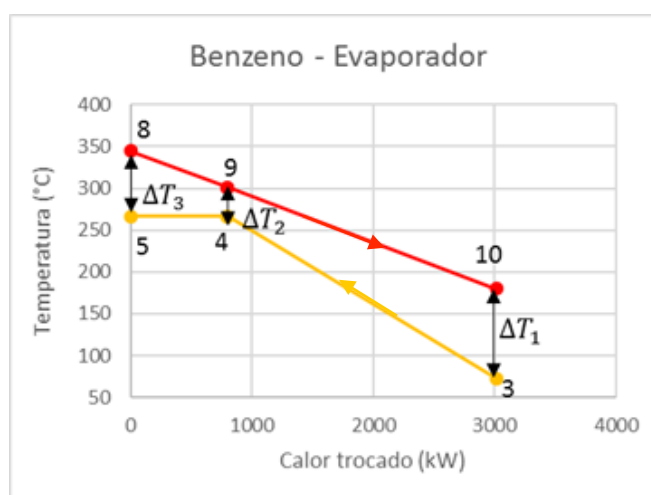


Figura 27 – Desenvolvimento das temperaturas da fonte quente e do fluido de trabalho (benzeno) durante a troca de calor no evaporador no sistema unificado.

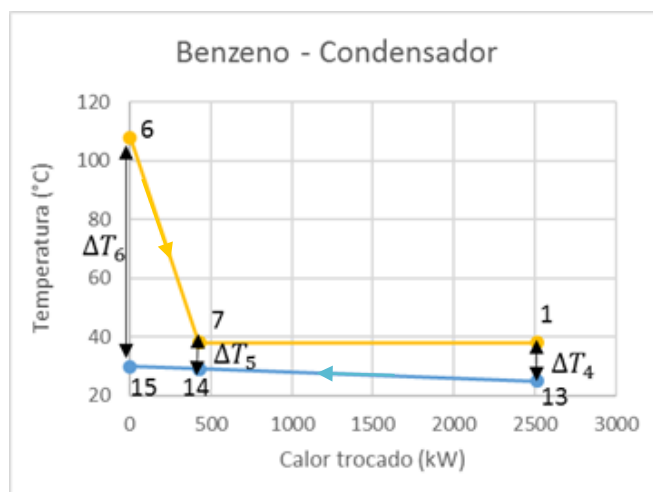


Figura 28 – Desenvolvimento das temperaturas da água de resfriamento do condensador e do fluido de trabalho (benzeno) durante a troca de calor no condensador

Observando-se as Figuras 27 e 28, é notada a adequação ao Pinch Point estipulado. As diferenças de temperatura em cada seção, para todas as possibilidades de fluido, podem ser vistos na Tabela 17, segundo a Figura 13.

Tabela 17 - Análise de Pinch Point para as trocas de calor sendo os gases de exaustão fonte de calor (ΔT em °C).

Fluido de trabalho	ΔT_1	ΔT_2	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	ΔT_6	ΔT_7	ΔT_8
Ciclohexano	107,6	47,03	78,15	13	9,567	116,5	36,25	6
Benzeno	107,6	34,39	78,15	13	8,852	77,87	36,29	6
Tolueno	107,6	25,1	78,15	13	9,29	106	37,1	6

Os deltas de Pinch Point para o preaquecedor a água são ΔT_7 e ΔT_8 . Apesar de não ilustrados graficamente, pela Tabela 17 constata-se a adequação ao critério definido.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Tabela 18 - Principais resultados obtidos na simulação do sistema real.

<i>Fonte de calor</i>	<i>Fluido de trabalho</i>	<i>Potência líquida (kW)</i>	<i>Eficiência térmica</i>
Água	R123	75,22	5,13 %
Gás	Benzeno	722,10	23,72 %
Unificado	Benzeno	792,60	26,04 %

A partir da Tabela 18, percebe-se que o aproveitamento isolado do calor residual da água quente e do gás de exaustão gera uma potência líquida de 797,32 kW. Dessa forma, a potência gerada pelo ciclo unificado é 0,6% menor, ou seja 4,72 kW, do que para as fontes separadas.

Essa pequena diferença pode estar relacionada à escolha de um único fluido de trabalho, no caso do ciclo unificado. Nesta situação, utiliza-se o mesmo fluido tanto para a troca de calor com a água quente quanto para a troca com os gases de exaustão, entretanto, essas trocas de calor ocorrem em faixas de temperatura distintas. Assim, o fluido trabalha fora de sua faixa de operação de maior desempenho para as condições da planta, fazendo com que o mesmo apresente menor desempenho.

A situação descrita acima é próxima daquela apresentada por (SONG et al., 2015), na qual o ciclo unificado produz 1,4% a menos de potência em relação aos ciclos isolados para a recuperação do calor.

Para conclusões sobre a viabilidade da utilização do ciclo unificado, são necessárias análises posteriores, como por exemplo uma análise termoeconômica, na qual o ganho concebido pela utilização dos ciclos isolados será posto contra o possível gasto adicional, gerado pela maior quantidade de equipamentos necessários na montagem dos ciclos independentes, se comparado ao ciclo unificado. Porém, possivelmente tal análise constatará que o ciclo unificado é mais adequado, dado que utiliza apenas um ORC.

Outro ponto a ser considerado é a disponibilidade de espaço nas plantas. O ciclo unificado gera um pouco menos de potência adicional, mas pode ser instalado em espaços reduzidos, enquanto a instalação de dois ciclos com fontes de calor

diferentes requer maiores espaços livres.

Portanto, pode-se inferir que, apenas sob a perspectiva energética, a implementação de dois ORC's com fontes de calor independentes é mais viável que aquela onde as fontes de calor são combinadas em apenas um ciclo.

REFERÊNCIAS

1. BIDINI, G.; DESIDERI, U.; MARIA, F. D. **A single flash integrated gas turbine-geothermal power plant with non condensable gas combustion.** 1999.
2. CHEN, H. **The Conversion of Low-Grade Heat into Power Using Supercritical Rankine Cycles.** Dissertação (Mestrado) — University of South Florida, College of Engineering, Department of Chemical and Biomedical Engineering, Florida, 2011.
3. HEARD, C.; FERNANDEZ, H.; HOLLAND, F. **Development in geothermal energy in mexico-part twenty seven: the potential for geothermal organic rankine cycle power plants in mexico.** 1990.
4. KARELLAS, S.; SCHUSTER, A. **Energy-exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration orc-vcc hybrid system utilizing biomass fuel and solar power.** 2014.
5. MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. M. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** Rio de Janeiro: LTC, 2009.
6. MORAWSKI, A. P. **Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica Equipada com Motores de Combustão Interna Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual.** Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Vitória, 2016.
7. QUOILIN, S. et al. **Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems.** 2013.
8. RIBEIRO, C. C. **Desenvolvimento de um Sistema de Informação para Monitoramento e Diagnóstico de Desempenho Termodinâmico de uma Central Termelétrica com Motores de Combustão Interna.** Dissertação

- (Mestrado) — Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Vitória, 2014.
9. RODRÍGUEZ, C. E. C. et al. **Exergetic and economic comparison of orc and kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil.** 2013.
 10. ROY, J. P.; MISHRA, M. K. **Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using organic rankine cycle. energy.** 2010.
 11. SANTOS, J. J. C. S. **Avaliação Exergoeconômica das Tecnologias para a Produção Combinada de Eletricidade e Água Dessalinizada.** Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Itajubá, 2005.
 12. SOFFIATO, M. **Design and Performance Evaluation of an Organic Rankine Cycle System Exploiting the Low Grade Waste Heat of the Main Engines in a LNG Carrier.** Dissertação (Mestrado) — Università Degli Studi Di Padova, Dipartimento Di Ingegneria Industriale, Corso di laurea Magistrale in Ingegneria Energetica, Padova, 2014.
 13. SONG, J.; SONG, Y.; GU, C. wei. **Thermodynamic analysis and performance optimization of an organic rankine cycle (orc) waste heat recovery system for marine diesel engines.** 2015.
 14. STENZEL, W.; SOPOCY, D.; PACE, S. **Repowering existing fossil steam plants.** 1997.
 15. TCHANCHE, B. F. et al. **Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles – a review of various applications.** 2011.
 16. VÉLEZ, F. et al. **A technical, economical and market review of organic rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation.**

2012.

17. VILELA, A. de O. et al. **A new technology for the combined production of charcoal and electricity through cogeneration.** 2014.
18. WANG, E. H. et al. **Study of working fluid selection of organic rankine cycle (orc) for engine waste heat recovery.** 2011.

APÊNDICE A

Este item é destinado a expor os resultados julgados necessários para complementar certas análises.

A Tabela 19 expõe os valores não arredondados para a modelagem da seção 4.4.1.

Tabela 19 - Comparação entre os resultados calculados e esperados da seção 5.1, sem arredondamento.

<i>Fluido de trabalho</i>	-	T_{evap} (°C)	$\dot{m}_{fo}$ (kg/s)	$\dot{W}_{líquida}$ (kW)	η_{ciclo}
R236ea	Referência Calculado	64,0	1,1900 1,1910	10,20 10,80	5,10% 5,40%
R236fa	Referência Calculado	64,6	1,2800 1,2890	10,30 10,88	5,20% 5,44%
R600	Referência Calculado	63,2	0,5200 0,5188	10,10 10,72	5,10% 5,37%
R600a	Referência Calculado	63,7	0,5700 0,5724	10,10 10,72	5,10% 5,36%
R123	Referência Calculado	62,5	1,1000 1,0940	10,20 10,72	5,10% 5,36%
R134a	Referência Calculado	64,7	1,1400 1,1420	10,20 10,73	5,10% 5,37%
R245fa	Referência Calculado	63,3	0,9900 0,9885	10,30 10,82	5,20% 5,41%

ANEXO A

Na execução deste trabalho, para cumprir os objetivos de forma confiável, lançou-se mão de alguns recursos computacionais. Tal software funciona como facilitador e tem características fundamentais para este estudo.

A.1 EES

Desenvolvido pela F-Chart Software, o EES (Engineering Equation Solver) é um software direcionado para a área das Ciências Térmicas. Suas principais funções de operação são:

- Resolver conjuntos de equações algébricas, sendo que estas podem ser equações não-lineares, equações diferenciais ou equações com variáveis complexas;
- Fazer otimizações de sistemas.
- Obter regressões lineares e não-lineares.
- Gerar gráficos de alta qualidade e fazer animações.
- Simplificar análises de incertezas.