



Universidade do Estado do Rio de Janeiro
Centro de Tecnologia e Ciências
Faculdade de Engenharia

Gesué dos Santos Valle Rezende

**METODOLOGIA PARA PRÉ-SELEÇÃO DE FLUIDOS DE
TRABALHO PARA CICLOS RANKINE ORGÂNICOS**

Rio de Janeiro

2021

Gesué dos Santos Valle Rezende

**METODOLOGIA PARA PRÉ-SELEÇÃO DE FLUIDOS DE TRABALHO
PARA CICLOS RANKINE ORGÂNICOS**



Dissertação apresentada, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Ciências, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Fenômenos de Transporte.

Orientador: Prof. Daniel José Nahid Mansur Chalhub, D.Sc.

Coorientador: Prof. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho, D.Sc.

Rio de Janeiro

2021

CATALOGAÇÃO NA FONTE
UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/B

R467 Rezende, Gezué dos Santos Valle.
Metodologia para pré-seleção de fluidos de trabalho para
ciclos Rankine orgânicos / Gezué dos Santos Valle Rezende. –
2021.
58f.

Orientador: Daniel José Nahid Mansur Chalhub.
Coorientador: Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho.
Dissertação (Mestrado) – Universidade do Estado do Rio de
Janeiro, Faculdade de Engenharia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Termodinâmica - Teses.
3. Dinâmica dos fluidos - Teses. I. Chalhub, Daniel José Nahid
Mansur. II. Costa Filho, Manuel Antonio da Fonseca. III.
Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de
Engenharia. IV. Título.

CDU 536.7

Bibliotecária: Júlia Vieira – CRB7/6022

Autorizo, apenas para fins acadêmicos e científicos, a reprodução total ou
parcial desta tese, desde que citada a fonte.

Assinatura

Data

Gesué dos Santos Valle Rezende

**METODOLOGIA PARA PRÉ-SELEÇÃO DE FLUIDOS DE TRABALHO
PARA CICLOS RANKINE ORGÂNICOS**

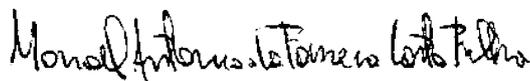
Dissertação apresentada, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Ciências, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Fenômenos de Transporte.

Aprovada em 29 de Outubro de 2021.

Banca Examinadora:



Prof. Daniel José Naihid Mansur Chalhub, D.Sc. (Orientador)
Universidade do Estado do Rio de Janeiro - UERJ



Prof. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho, D.Sc. (Coorientador)
Universidade do Estado do Rio de Janeiro - UERJ



Profa. Cristiana Brasil Maia, D.Sc.
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais - PUC-RJ



Prof. Diego Campos Knupp, D.Sc.
Universidade do Estado do Rio de Janeiro - UERJ

Rio de Janeiro

2021

DEDICATÓRIA

A Deus e a Nossa Senhora, por me manterem com fé, em todas as etapas do curso, por me darem a motivação e a luz que ninguém mais poderia me dar.

Aos meus filhos Manuella, Gesué e Alessandro, minha esposa Karla e meus pais Gesué e Ilka, por me incentivarem, em todos os momentos e em todas as empreitadas na vida. Por darem o suporte psicológico, emocional, alimentarem em mim a vontade de ser alguém melhor, um orgulho e um exemplo.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Daniel, pelo conhecimento transmitido, pelo tempo disponibilizado no auxílio a elaboração da dissertação, idéias, e pela visão atenta a todas as ferramentas que podem contribuir com nosso trabalho.

Ao professor Manoel, pelo conhecimento transmitido aliado a uma grande experiência, pela parceria, disponibilidade, idéias que direcionaram a pesquisa, incentivos e franqueza durante toda elaboração da dissertação.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES).

RESUMO

REZENDE, Gesué dos Santos Valle. *Metodologia para pré-seleção de fluidos de trabalho para Ciclos Rankine Orgânicos*. 2021. 58 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2021.

Este trabalho tem como objeto propor uma metodologia para agilizar a seleção de fluidos adequados a cada aplicação num Ciclo Rankine Orgânico. Nas simulações foram usados fluidos que possibilitam o aproveitamento da energia remanescente após a turbina com o emprego de um regenerador. Foram utilizados nas simulações a exaustão de três motores diesel, com temperaturas de 775, 816 e 854 K, e uma fonte geotérmica a 480 K. Buscou-se alcançar a máxima potência recuperável no ciclo, respeitando o Ponto de Estrangulamento da Diferença de Temperatura em 10 K tanto no evaporador quanto no condensador. Considerando o rendimento térmico e as áreas necessárias nos três trocadores de calor os fluidos mais adequados para trabalhar com os motores a diesel foram o benzeno, tolueno, n-hexano e p-xileno e com a fonte geotérmica foram HFE 7100, fluoracetona, R245fa, buteno e R11. Temperatura e pressão na saída do condensador próximas entre si, com médias respectivamente em 0,02 e 0,004, foram obtidas através de adimensionalização com referência aos pontos crítico e líquido saturado a 0,9 atm, para todas as aplicações estudadas. A máxima potência recuperada das fontes térmicas a 480, 775, 816 e 854 K foi obtida com temperaturas adimensionalizadas de vaporização próximas de 0,51; 0,79; 0,81 e 0,86, respectivamente, com as correspondentes pressões adimensionalizadas próximas de 0,23; 0,58; 0,62 e 0,68, para todos os fluidos pré-selecionados, indicando valores esperados crescentes com a temperatura da fonte, comprovando a utilidade da proposta. A proposta apresentada produziu diagramas generalizados temperatura x entropia e pressão x entalpia, capazes de representar o ciclo termodinâmico de forma praticamente sobreposta para todas as substâncias promissoras para uma dada aplicação.

Palavras-chave: Ciclo Rankine Orgânico.; Geração de Potência.; Recuperação de calor residual.; Seleção de substâncias de trabalho..

ABSTRACT

REZENDE, Gesué dos Santos Valle. *Methodology for pre-selection of working fluids for Organic Rankine Cycles*. 2021. 58 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2021.

This work proposes a methodology to streamline the selection of fluids suitable for each application in an Organic Rankine Cycle. The simulations used fluids that allow the harvesting of energy remaining after the turbine using a regenerator. The simulations used three diesel engines with exhaust gas temperature at 775, 816, and 854 K and a geothermal source at 480 K. Simulations searched for the maximum recoverable power in the cycle, respecting the Pinch Point of the 10 K in both the evaporator and condenser. Considering the thermal efficiency and requested area for the three heat exchangers, the most suitable fluids for the diesel engine applications were benzene, toluene, n-hexane, and p-xylene, while HFE7100, fluoroketone, R245fa, and butene for the geothermal source. Temperature and pressure at the condenser outlet close to each other, with averages respectively at 0.02 and 0.004, were obtained through dimensionless with reference to the critical and saturated liquid at 0.9 atm points, for all applications studied. The maximum power recovered from the thermal sources at 480, 775, 816, and 854 K was obtained with dimensionless vaporization temperatures close to 0.51; 0.79; 0.81, and 0.86, respectively, with the corresponding dimensionless pressures close to 0.23; 0.58; 0.62, and 0.68, for all pre-selected fluids, indicating expected values increasing with the source temperature, proving the utility of the proposal. The presented proposal produced generalized temperature x entropy and pressure x enthalpy diagrams, capable of representing the thermodynamic cycle in an approximately overlapping way for all promising substances for a given application.

Keywords: Organic Rankine Cycle.; Power Generation.; Waste Heat Recovery.; Selection of Working Substances..

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Diagrama temperatura x entropia para diversos fluidos	17
Figura 2 - CRO convencional adaptado de Faroni e Mantovani (2016) e diagrama temperatura x entropia correspondente	18
Figura 3 - CRO regenerativo adaptado de Faroni e Mantovani (2016) e diagrama temperatura x entropia correspondente	19
Figura 4 - Sistema térmico solar adaptado de Ismail (2015) acoplado a um CRO .	21
Figura 5 - Ponto de estrangulamento da diferença de temperatura do evaporador .	23
Figura 6 - Ponto de estrangulamento da diferença de temperatura no pré-aquecimento	24
Figura 7 - Efeito do aumento da área do evaporador tipo casco e tubo sobre o rendimento térmico do CRO nas mesmas condições operacionais da Tab. 7	38
Figura 8 - Variação da potência recuperada com a temperatura utilizando os dados de Dai, Wang e Gao (2009)	39
Figura 9 - Rendimento térmico em função do N° de Jacob (Ja)	40
Figura 10 - Rendimento térmico em função do adimensional K proposto por Kuo et al. (2011)	41
Figura 11 - Efeito da introdução da temperatura adimensionalizada sobre o adimensional proposto por Kuo et al. (2011)	41
Figura 12 - Diagrama temperatura x entropia das substâncias selecionadas, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação	42
Figura 13 - Diagramas temperatura x entropia, ambas adimensionalizadas, das substâncias selecionadas, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação	43
Figura 14 - Diagramas pressão x entalpia das substâncias selecionadas, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação	43
Figura 15 - Diagrama pressão x entalpia, ambas adimensionalizadas, das substâncias selecionadas, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação	44
Figura 16 - Diagrama temperatura x entropia ambas adimensionalizadas, das substâncias selecionadas para o CRO operando com a fonte geotérmica, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação.	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Capacidade total instalada no mundo de acordo com a fonte de energia	16
Tabela 2 - Sumário das propriedades dos fluidos na comparação do ciclo Rankine convencional e do CRO (TCHANCHE et al., 2011)	19
Tabela 3 - Propriedades dos fluidos de trabalho pré-selecionados	25
Tabela 4 - Temperatura e pressão de vaporização para o máximo rendimento	34
Tabela 5 - Dados do escapamento dos motores usados em Oliveira-Junior (2019)	35
Tabela 6 - Rendimento térmico e fração do rendimento de um ciclo de Carnot correspondente	37
Tabela 7 - Área dos trocadores de calor do CRO com pressões no evaporador de 2500 kPa e no condensador de 102 kPa, recebendo calor de 1,3 kg/s de óleo térmico, com calor específico de 2,93 kJ/kg K a 511 K	37
Tabela 8 - Ganho de energia por aumento unitário da área do evaporador e correspondente aumento requerido de vazão mássica, para as mesmas condições operacionais da Tab 7	37
Tabela 9 - Efetividade dos trocadores de calor correspondentes à Tab. 7	38
Tabela 10 - Verificação de onde ocorre o PEDT nas mesmas condições operacionais da Tab. 7	39
Tabela 11 - Ponto de operação para a máxima potência recuperada, do CRO operando com o motor diesel Caterpillar 3516C, com os gases de exaustão a 775K	45
Tabela 12 - Ganhos de energia do CRO operando com o motor diesel Caterpillar 3516C	45
Tabela 13 - Áreas dos trocadores de calor do CRO operando com o motor diesel Caterpillar 3516C	45
Tabela 14 - Ponto de operação para a máxima potência recuperada, do CRO operando com o motor diesel Caterpillar C280-16, com os gases de exaustão a 816K	46
Tabela 15 - Ganhos de energia do CRO operando com o motor diesel Caterpillar C280-16	46
Tabela 16 - Áreas dos trocadores de calor do CRO operando com o motor diesel Caterpillar C280-16	46
Tabela 17 - Ponto de operação para a máxima potência recuperada, do CRO operando com o motor diesel Caterpillar Prime 2420, com os gases de exaustão a 854K	47
Tabela 18 - Ganhos de energia do CRO operando com o motor diesel Caterpillar Prime 2420	47

Tabela 19 - Áreas dos trocadores de calor do CRO operando com o motor diesel Caterpillar Prime 2420	47
Tabela 20 - Vazão mássica, calor específico e exergia dos gases de exaustão dos motores diesel considerados	48
Tabela 21 - Temperaturas e pressões de vaporização das tabelas 11, 14 e 17, adimensionalizadas.	49
Tabela 22 - Temperaturas e pressões de condensação das tabelas 11, 14 e 17, adimensionalizadas	49
Tabela 23 - Áreas dos trocadores de calor do CRO operando com uma fonte geotérmica a 480K	50
Tabela 24 - Temperaturas e pressões de condensação da Fig.16, adimensionalizadas.	51
Tabela 25 - Temperaturas e pressões de vaporização da Fig.16, adimensionalizadas	52

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

COND	Condensador
CRO	Ciclo Rankine Orgânico
CPC	Concentrador Parabólico Composto
DMTL	Diferença Média da Temperatura Logarítima
Evap	Evaporador
HTF	Heat Transfer Fluid
NIST	National Institute of Standards and Technology
PEDT	Ponto de Estrangulamento da Diferença de Temperatura
PAG	Potencial de Aquecimento Global
PDO	Potencial de Destruição da Camada de Ozônio
Rec	Recuperador

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

$A_{trocador}$	Área de Troca Térmica, m^2
c	Calor específico, (kJ/kgK)
C_{min}	Capacidade calorífica mínima, (kJ/K)
C_r	Razão da capacidade calorífica mínima e máxima, (kJ/K)
F	Fator de Correção da Configuração
g	aceleração da gravidade, m/s^2
h	Entalpia Específica, (kJ/kg)
K	Adimensional de Kuo
\dot{m}	Vazão Mássica (kg/s)
P	Pressão, (kPa)
\dot{Q}	Transferência de Calor, (kW)
s	Entropia específica, (kJ/kg)
T	Temperatura, ($^{\circ}C$ ou K)
t	Tempo
U	Coefficiente Global de Troca Térmica, W/m^2K
V	Velocidade, (m/s^2)
v	Volume específico, (m^3/kg)
\dot{W}	Potência (kJ/s)

Letras Gregas

δT_{DML}	Diferença Média Logarítmica da Temperatura
$\Delta H_{i,j}$	Varição de Entalpia de i até j (kJ/Kg K)
η	Rendimento
ρ	Massa específica
ν	Viscosidade cinemática, (m^2/s)
μ	Viscosidade dinâmica, (Ns/m^2)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
3.1	Ciclo Rankine Orgânico	16
3.2	Fontes de calor	20
3.2.1	<u>Energia Solar</u>	20
3.2.2	<u>Biomassa</u>	21
3.2.3	<u>Geotérmica</u>	21
3.2.4	<u>Recuperação de calor rejeitado</u>	22
3.3	Ponto de Estrangulamento da Diferença de Temperatura (PEDT)	22
3.4	Exergia	23
4	METODOLOGIA	25
4.1	Modelagem Termodinâmica	25
4.1.1	<u>Turbina ou Expansor</u>	27
4.1.2	<u>Bomba</u>	28
4.1.3	<u>Trocadores de Calor</u>	29
4.2	Propostas de adimensionalização existentes na literatura	32
4.3	Diagramas generalizados de substâncias puras	33
4.4	Premissas e critérios adotados	34
5	RESULTADOS	36
5.1	Performance do Ciclo	36
5.2	Comparação de resultados com a literatura	39
5.3	Diagramas generalizados de substâncias puras	42
5.4	Premissas e critérios adotados	44
6	CONCLUSÃO	53
	REFERÊNCIAS	55

1 INTRODUÇÃO

A temperatura do planeta aumentou em torno de $0,5^{\circ}\text{C}$ nos últimos 100 anos e cientistas estimam que deva aumentar em 4°C até o final desse século. A temperatura média do planeta está aumentando porque as atividades humanas estão emitindo para a atmosfera grande quantidade de gases de efeito estufa advindos da queima de combustíveis fósseis tais como carvão mineral, derivados de petróleo e gás natural, para geração de energia. EPE (2020).

A diversificação da matriz energética é uma necessidade estratégica para trazer maior segurança energética aos países. Ademais, priorizar as energias renováveis tem sido uma tendência mundial, para minimizar os efeitos do aquecimento global e reduzir a dependência de combustíveis fósseis. Fontes de energia renovável, tais como solar, eólica, biomassa e geotérmica, vêm sendo estudadas e implementadas ao redor do mundo, com bastante sucesso.

No mundo todo, a geração de energia elétrica de fontes renováveis já representa 26% do total. Porém, a demanda por energia elétrica é apenas 1/5 de toda a energia requerida. A dificuldade para uma transição limpa está na implantação de fontes renováveis para o setor de transporte e térmico IEA (2019).

Cerca de 46,2% da matriz energética brasileira é renovável, destacando as grandes usinas hidrelétricas, e a média da matriz energética mundial é 14% (EPE, 2020). Especificamente para a geração de energia elétrica, as hidrelétricas no Brasil, correspondem a uma produção de 65%. Entretanto, devido ao afastamento dos grandes centros consumidores, susceptibilidade a períodos de estiagem, e impactos ambientais devido a suas construções, essa fonte de energia renovável vem tendo sua expansão limitada EPE (2020).

Uma limitação das energias geotérmica e solar é operar normalmente em temperaturas mais baixas, dificultando a geração de energia elétrica através de ciclos termodinâmicos. O CRO é a tecnologia mais empregada atualmente para esta finalidade. O CRO é diferente do Ciclo Rankine a vapor apenas quanto ao fluido que é normalmente um hidrocarboneto ou hidrocarboneto halógeno. Trabalha em menores pressões e temperaturas, por isto seus componentes possuem menores dimensões, possibilitando a recuperação de energia de fontes térmicas em temperaturas mais baixas. A eficiência do CRO depende fortemente do fluido de trabalho, sua escolha é uma das etapas críticas no projeto de instalações físicas. Esta etapa é normalmente realizada por simulação computacional.

Esta dissertação visa desenvolver uma metodologia inovadora e ágil de pré-seleção de fluidos de trabalho apropriados a cada aplicação, gerar diagramas generalizados adimensionais e verificar a qualidade da proposta junto à literatura existente.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Existe uma grande quantidade de estudos sobre desempenho térmico, melhoria de performance, seleção dos fluidos de trabalho adequados de acordo com o tipo de fonte térmica, e suas temperaturas atingidas, para um CRO.

Mago et al. (2008) utilizaram a análise pela segunda lei da termodinâmica para apresentar uma estimativa quantitativa da exergia destruída em um CRO. Os mesmos observaram que a maior parte da destruição de exergia ocorre no evaporador, e que o processo com CRO regenerativo possui maior eficiência exérgica que o CRO básico, já que ajuda a compensar uma quantidade significativa da exergia destruída no evaporador. Dai, Wang e Gao (2009) afirmaram que a temperatura mais alta de entrada da turbina nem sempre produz maior potência, esta afirmação só é válida para fluidos quando a inclinação da curva de vapor saturado é negativa no diagrama temperatura x entropia. Para fluidos com uma inclinação não negativa, reduzindo a temperatura na entrada da turbina, a partir do ponto de inflexão, uma maior potência é obtida.

Desai e Bandyopadhyay (2009) analisaram o emprego do recuperador e as condições de saída da turbina para melhorar o desempenho térmico. Estes observaram que a utilização de fluidos secos favorece a implantação do recuperador, já que a jusante da turbina, o fluido encontra-se superaquecido.

Srinivasan, Mago e Krishnan (2010) examinaram a recuperação de calor dos gases de exaustão de baixa temperatura, usando CRO, com base em uma análise exérgica. Verificaram que pontos de estrangulamento da diferença de temperatura (PEDT) mais elevados promoveram maiores destruições de exergia, independente das condições de operação do motor. Hung et al. (2010) consideraram a eficiência térmica de um CRO usando o sistema de Conversão de Energia Térmica do Oceano (CETO) como fonte de calor e concluíram que os fluidos úmidos apresentam uma melhor eficiência na conversão de energia do que os fluidos secos. Papadopoulos, Stijepovic e Linke (2010) verificaram as áreas mínimas de troca térmica no condensador e no evaporador, que possibilitassem a máxima recuperação de energia, com o menor capital de investimento.

Kuo et al. (2011) confirmaram que não existe uma propriedade física única que possa ser utilizada como único indicador para seleção de fluidos, e propuseram um adimensional para a triagem do fluido de trabalho. Estes autores também afirmaram que um bom fluido de trabalho deve ter baixa viscosidade, alta condutividade térmica, alto calor latente de vaporização, pois estas propriedades proporcionam um sistema menor e maior capacidade de transferência térmica. Ademais deve ter baixo volume específico, pois reduz os custos da turbina.

Quoilin (2011) investigou diversos fluidos orgânicos secos de baixo custo, e comparou os resultados obtidos de desempenho térmico em um CRO para a recuperação de

calor da exaustão de motores a combustão interna. Este autor concluiu que para seleção de fluidos de trabalho, o desempenho térmico é um dos critérios de escolha, mas não o único, já que o fluido pode ter bom desempenho térmico e ser inviável ao se considerar outros critérios. Também afirmou que critérios ambientais devem ser considerados tais como, efeito estufa, danos na camada de ozônio, inflamabilidade e toxicidade. A temperatura crítica do fluido deve ser a maior possível em relação à temperatura de operação do ciclo, já que o fluido orgânico sofre decomposição em temperaturas elevadas. A aplicação de acordo com a fonte térmica deve ser considerada, coletores solares requerem maior eficiência térmica, e gases de exaustão requerem maior produção de potência. Tchanche et al. (2011) focaram na utilização das fontes térmicas e seus resultados, afirmando que a solar ainda não é muito utilizada, e as geotérmicas e biomassa encontram-se tecnologicamente desenvolvidas. Porém destacaram a fonte de recuperação de calor residual como a mais promissora fonte de energia, em indústrias e outras aplicações de grande porte.

Al-Sulaiman, Dincer e Hamdullahpur (2012) apresentaram as análises de energia e exergia de um sistema de biomassa usando CRO e concluíram que o queimador de biomassa contribui com 55% da exergia total destruída, enquanto o evaporador do CRO contribui com 38% da exergia total destruída. Wang et al. (2012) concluíram que o PEDT ideal é 15K e para fontes térmicas abaixo de 373K a tecnologia CRO é inadequada. Stijepovic et al. (2012) mencionam que características correlacionadas devem servir como critério de seleção de fluidos tais como eficiência térmica e eficiência exergética. Chen, Xu e Chen (2012) concluíram que quando a temperatura de entrada na turbina é maior, a destruição de exergia é maior no condensador e no evaporador. Porém quando menor a temperatura de entrada na turbina, maior será a destruição de exergia no evaporador e na turbina (reduzindo esta destruição no condensador). Quoilin et al. (2013) apresentam alguns estudos sobre alternativas de configuração do ciclo, de forma a aproveitar a energia térmica remanescente à jusante da turbina, recomendando o uso de um recuperador. Ademais, apresenta os principais fabricantes mundiais e a tecnologia empregada por eles.

Wang et al. (2013) analisaram um CRO ideal e observaram que a maior destruição de exergia ocorre no evaporador. Estes autores sugeriram como critério prévio de seleção de fluido, seja considerada a temperatura do ponto crítico. Mencionaram o número de Jacob, que é um número adimensional inversamente proporcional ao rendimento térmico para um dado fluido. Este número de Jacob é função das temperaturas de vaporização e condensação. Bao e Zhao (2013) apresentaram uma revisão geral sobre critérios de seleção de fluidos, suas classificações em úmido, isoentrópico e seco, desaconselhando o emprego de fluidos úmidos, por causarem erosão na turbina e requererem o superaquecimento. Apresentaram aspectos considerados importantes, para seleção do expansor adequado. Afirmaram que os fluidos secos não requerem o superaquecimento, e que saem da turbina ainda com uma grande quantidade de energia.

Walraven, Laenen e D'haeseleer (2014) compararam em todos os aspectos os tro-

cadores de calor aplicados em um CRO, do tipo casco e tubo, bem como os trocadores de placas. Analisaram vantagens e desvantagens, e quais condições seriam mais vantajosas para o uso de cada tipo. Toffolo et al. (2014) realizaram a validação econômica, à partir de dados de uma planta real e verificaram a flexibilidade de projeto para outras temperaturas ambientes e outras fontes térmicas. He et al. (2014) afirmaram que quando o calor sensível é alto e o calor latente é baixo, o número de Jacob não é adequado para avaliar o desempenho do ciclo, comparando o mesmo fluido em diferentes temperaturas de vaporização. Porém, quando o calor sensível é baixo e o latente alto, o número de Jacob é adequado para avaliar o desempenho do ciclo. Ayachi et al. (2014) afirmaram que existe uma forte correlação da temperatura crítica com a eficiência exergética, na qual existe um valor ótimo, desde que conhecido o PEDT. Xu e Yu (2014) apresentaram critérios de seleção de fluidos levando em consideração apenas a temperatura crítica, e os impactos da área de troca de calor na eficiência do ciclo. Yu e Feng (2014) afirmaram que uma razão entre calor latente e calor sensível, mais próxima de um, favorece a um PEDT na vaporização. Já, quanto menor esta razão, favorece a um PEDT no pré-aquecimento.

Tartière e Astolfi (2017) fizeram um resumo do desenvolvimento da tecnologia, analisaram os principais 27 fabricantes ao redor do mundo, suas plantas, capacidade de geração de energia elétrica e fontes de calor empregadas. Apresentaram as tendências e perspectivas para o segmento, com foco na recuperação de calor residual. Gallego (2018) observou que o aumento da pressão, devido ao correspondente aumento de temperatura da fonte térmica, possibilitou um ganho de rendimento térmico em um CRO acionado por um coletor solar. Os fluidos analisados foram a água, o tolueno e o R245fa. Também constou no artigo, uma análise da vazão mássica requerida por cada um destes três fluidos. Oliveira-Junior (2019) testou a recuperação de calor dos gases de exaustão, de três tipos de motores à diesel, e encontrou o butano como melhor fluido de trabalho, em termos de eficiência térmica.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo pretende-se fundamentar os conceitos básicos acerca do ciclo utilizado, fontes de calor e princípios termodinâmicos importantes e analisados durante o desenvolvimento da pesquisa.

3.1 Ciclo Rankine Orgânico

O CRO possui uma estrutura simples, alta confiabilidade e fácil manutenção, quando comparado com outros ciclos, como por exemplo o de Kalina que possui uma estrutura complexa, ou o Ciclo Flash trilateral que requer uma turbina que suporte uma expansão em duas fases, ou ainda o Ciclo Rankine à vapor que trabalha a altas pressões Bao e Zhao (2013). A tabela 1 mostra a capacidade instalada de usinas de energia usando CRO, por aplicação em 2017, de acordo com Tartière e Astolfi (2017).

O CRO possibilita a recuperação de energia em temperaturas inferiores a temperatura do Ciclo Rankine convencional (à vapor d'água). Seus componentes são os mesmos que o Ciclo Convencional, ou seja, um evaporador, um condensador, uma bomba e uma turbina.

A diferença está no fluido de trabalho, trocando água por um fluido orgânico, normalmente um hidrocarboneto ou um hidrocarboneto halogenado. A massa molecular deste fluido, por ser maior, possibilita uma pressão menor nos equipamentos, reduzindo custos de investimento em todos os componentes do ciclo. A escolha do fluido mais adequado de acordo com a aplicação, vem sendo tema de muitos estudos segundo (QUOILIN, 2011), pois este requisito afeta diretamente na performance do ciclo. Critérios ambientais, toxicidade e disponibilidade de mercado, não podem deixar de ser considerados.

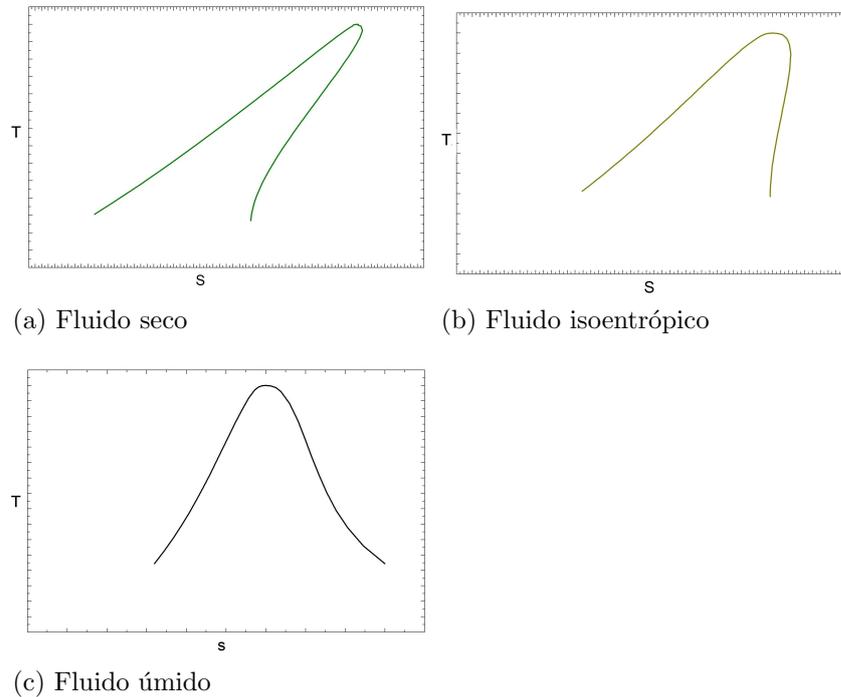
A Figura 1 mostra os fluidos orgânicos secos, isoentrópicos, ou úmidos segundo Wang et al. (2013). Fluidos orgânicos úmidos são aqueles que apresentam a inclinação da

Tabela 1 - Capacidade total instalada no mundo de acordo com a fonte de energia

Fonte	Capacidade Instalada (MW)	Percentual
Geotérmica	2021	74.8%
Biomassa	301	11.1%
Gases de Exaustão	375	13.9%
Solar	4	0.1%

Fonte: Tartière e Astolfi (2017)

Figura 1 - Diagrama temperatura x entropia para diversos fluidos

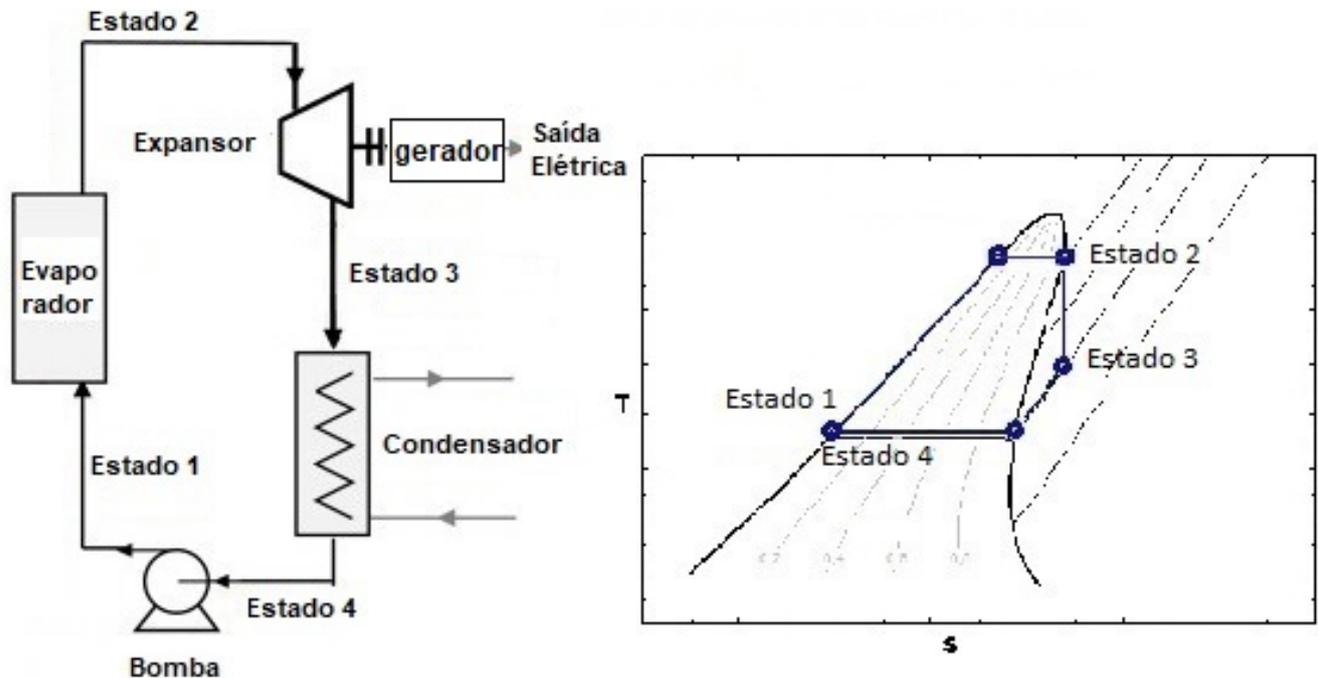


curva de vapor saturado negativa, no diagrama temperatura x entropia (propileno). Os fluidos isoentrópicos praticamente apresentam a curva de vapor saturado na posição vertical no diagrama temperatura x entropia (R245fa, buteno). Já os fluidos secos apresentam inclinação da curva de vapor saturado positiva, estando superaquecidos à jusante da turbina (tolueno, benzeno), com energia remanescente ainda disponível para ser utilizada no pré-aquecimento do fluido, antes da entrada no evaporador, aumentando o rendimento do ciclo.

A Fig.2 adaptada de Faroni e Mantovani (2016) permite identificar um CRO convencional normalmente utilizado. O fluido é bombeado, aumentando sua pressão, sem mudar de fase, chegando no evaporador como líquido sub-resfriado, onde recebe calor da fonte térmica até passar para vapor saturado, após esta etapa segue para a turbina onde o trabalho é produzido. No condensador, com a pressão mais baixa, o fluido entra vapor superaquecido e sofre resfriamento com água ou ar, até voltar ao estado de líquido saturado. Cabe destacar que o evaporador é foco de muitas pesquisas, pois ele é o componente com maior potencial de aumento da performance do ciclo (MAGO et al., 2008).

Nos ciclos reais, os processos não são isoentrópicos na turbina e na bomba, e com perdas de carga. O emprego de um recuperador a jusante da turbina pode aumentar a performance do ciclo conforme figura adaptada de Faroni e Mantovani (2016), ver Fig. 3, principalmente quando utilizados fluidos secos. Representa um componente a mais no ciclo e com ele, o mesmo passa a ser classificado como CRO Regenerativo. Segundo

Figura 2 - CRO convencional adaptado de Faroni e Mantovani (2016) e diagrama temperatura x entropia correspondente



(SILVA, 2010), o CRO é a principal tecnologia capaz de obter o aproveitamento térmico de baixa temperatura, que antes era desperdiçado, apresentando resultados extremamente satisfatórios para uma grande gama de condições de funcionamento. De acordo com (OROZCO et al., 2012) o sucesso da tecnologia pode ser parcialmente explicado pela sua característica modular: um sistema de CRO semelhante pode ser utilizado, com pequenas modificações, em conjunto com diferentes fontes de calor. Este sucesso foi reforçado pela alta maturidade tecnológica da maioria dos seus componentes, devido à sua ampla utilização em aplicações de refrigeração.

A utilização da água é mais benéfica segundo Tchanche et al. (2011) para aplicações de alta temperatura, devido à água apresentar uma boa estabilidade térmica e química, não existindo o risco de decomposição. Possui baixa viscosidade, desta forma requer-se menos trabalho de bombeamento. Apresenta calor específico e calor latente elevados, sendo um bom fluido de transporte térmico. Não é tóxica nem inflamável, tem ODP e GWP nulos, é barata e abundante. Ademais, o fluido na saída da turbina deve ser vapor superaquecido, ou saturado, pois um escoamento bifásico pode causar severa erosão nas palhetas da turbina. A Tabela 2 apresenta uma comparação das propriedades típicas da água e dos fluidos orgânicos Tchanche et al. (2011).

Quoilin (2011) afirma que o CRO é, geralmente, mais eficiente que o ciclo de Rankine convencional para fontes térmicas de baixa temperatura, tendo como principais vantagens elevado rendimento mesmo a baixas temperaturas, bom funcionamento em

Figura 3 - CRO regenerativo adaptado de Faroni e Mantovani (2016) e diagrama temperatura x entropia correspondente

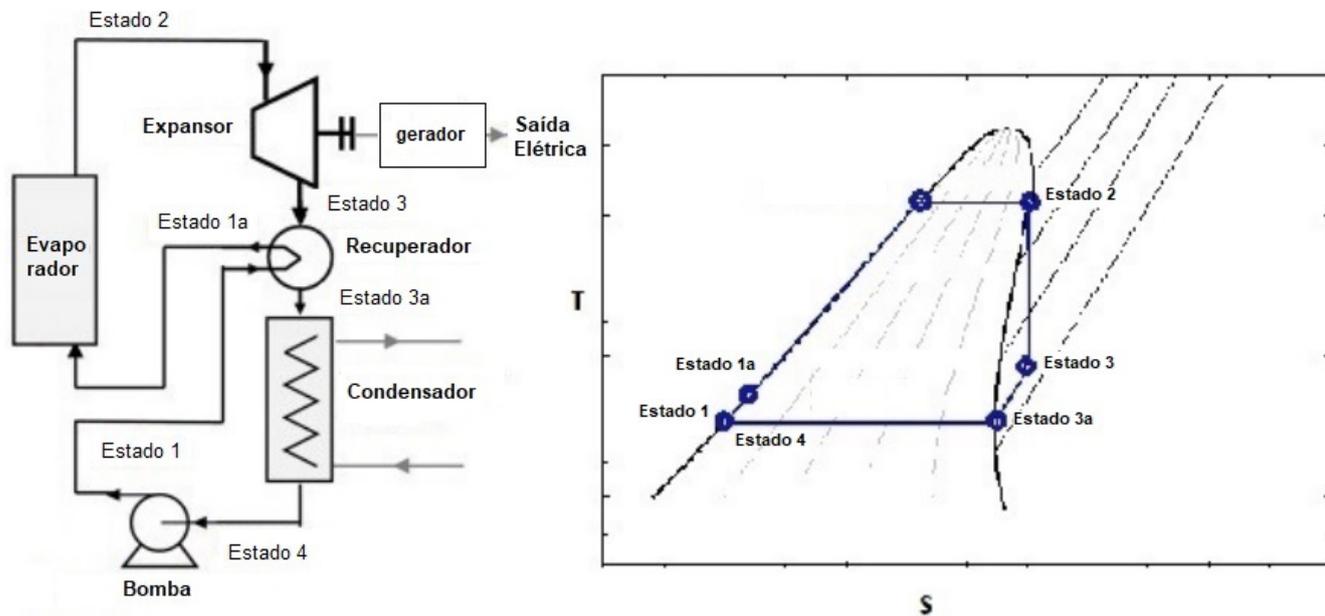


Tabela 2 - Sumário das propriedades dos fluidos na comparação do ciclo Rankine convencional e do CRO (TCHANHE et al., 2011)

Propriedade	Ciclo de Rankine Convencional	Ciclo de Rankine Orgânico
Pressão Crítica	Alta	Baixa
Temperatura Crítica	Alta	Baixa
Temperatura de Vaporização	Alta	Baixa
Pressão de Condensação	Baixa	Média
Pressão de Vaporização	Alta	Baixa/Média
Calor Latente	Alto	Baixo
Viscosidade	Baixa	Relativamente alta
Inflamabilidade	Não	Geralmente sim
Toxicidade	Não	Geralmente Sim
Impacto Ambiental	Não	Geralmente alto
Abundância	Abundante	Problema de abastecimento
Custo	Baixo	Elevado

regime de carga parcial, temperatura e pressão máxima mais baixas, período de vida útil alongado, não há necessidade de sobreaquecimento, expansão na zona de vapor, menor fadiga mecânica na turbina devido à sua menor rotação, o que permite o acoplamento direto do gerador e boa resposta de arranque do ciclo.

3.2 Fontes de calor

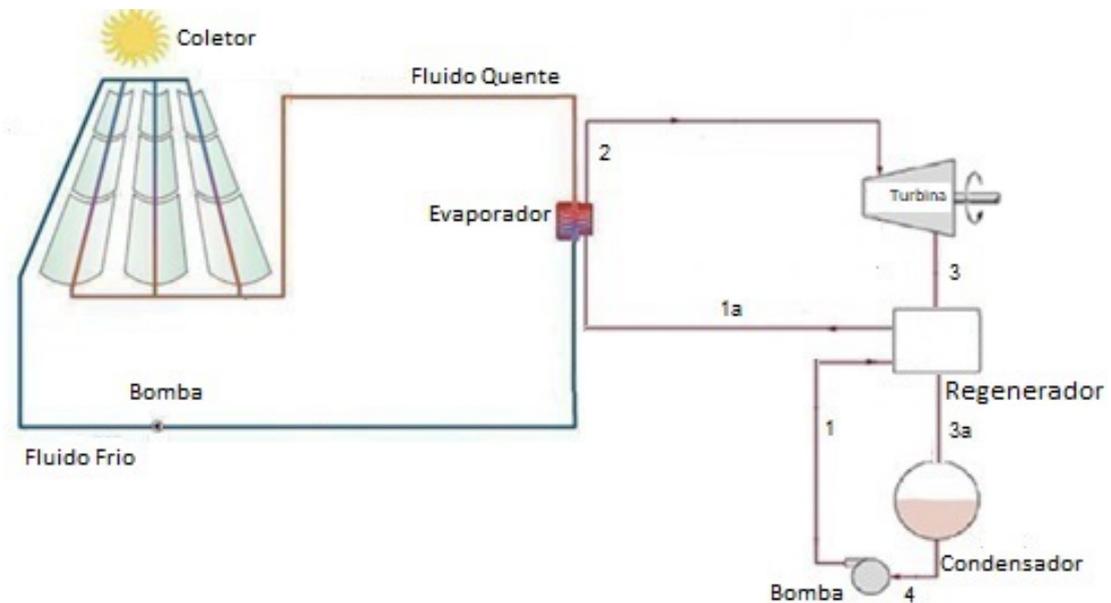
3.2.1 Energia Solar

A quantidade de energia que o sol fornece todos os dias à Terra é suficiente para alimentar toda demanda energética diária do planeta diversas vezes. O problema é que a tecnologia ainda não alcançou patamares satisfatórios para um expressivo aproveitamento desta fonte de energia (MACHADO; MIRANDA, 2015).

Das tecnologias de aproveitamento da energia solar para geração de eletricidade via ciclo termodinâmico, o Concentrador Solar Cilíndrico Parabólico é o mais usado no mundo em instalações de pequena e média capacidade. Eles são formados por espelhos de vidro delgado ou de vidro espesso, formando uma calha cilíndrica com uma linha focal no centro onde é alocado um receptor que geralmente é um tubo no vácuo que absorve as altas temperaturas concentradas pelo cilindro, e aquece um fluido de trabalho, conhecido como fluido de transferência de calor (Heat Transfer Fluid - HTF). Dependendo do fluido utilizado, podem ser alcançadas temperaturas superiores a 400°C. O fluido é bombeado para passar por um trocador de calor para aquecer o fluido de trabalho do ciclo termodinâmico para a conversão de energia elétrica.

O maior entrave desta tecnologia é a interrupção do fornecimento de energia nos períodos nublados, ou à noite, sendo necessário para manter o sistema em operação contínua, o emprego de fontes térmicas complementares. Na Fig. 4, pode-se observar o uso de um CRO associado à energia solar concentrada através de calhas parabólicas lineares.

Figura 4 - Sistema térmico solar adaptado de Ismail (2015) acoplado a um CRO



3.2.2 Biomassa

Segundo Moraes (2017) em termos energéticos, a biomassa pode ser considerada como qualquer matéria orgânica de origem animal ou vegetal que possa ser utilizada na produção de energia. Possui uma eficiência reduzida quando comparada com outras fontes de energia, e uma participação pequena no consumo energético mundial, porém com tendência de crescimento. De acordo com (VIERA; FONTANA, 2019), biomassa é todo material que seja renovável em um período de tempo inferior a 100 anos, a maior parte dos recursos energéticos como o petróleo, carvão mineral não são considerados renováveis, mesmo sendo derivados da vida vegetal. A biomassa pode ser caracterizada, essencialmente, por ser uma matéria carbonada em estado sólido.

Por atingir patamares elevados de temperatura, sua utilização acoplada a um CRO não é vantajosa, sendo mais adequado sua utilização acoplada com o Ciclo Rankine Convencional.

3.2.3 Geotérmica

O calor proveniente do interior da terra, normalmente é mais intenso junto ao encontro das placas tectônicas onde ocorre atividade vulcânica, porém é possível extrair esta energia em patamares menores em pontos onde não há essa atividade vulcânica (ARBOIT et al., 2013). A tecnologia para obtenção de energia para fonte supracitada apresenta limitações tecnológicas atualmente Bidini, Desideri e Maria (2009).

Para fontes de energia geotérmica com temperaturas acima de 200°C e produzindo vapor seco ou uma mistura de vapor e salmoura, é empregada a turbina diretamente num ciclo aberto (FARONI; MANTOVANI, 2016). Para fontes com temperaturas mais baixas, o uso direto do vapor na turbina é inviável e a opção é o emprego do CRO segundo (VÉLEZ et al., 2012).

3.2.4 Recuperação de calor rejeitado

A recuperação de resíduos térmicos ou WHR (do inglês waste heat recovery) utiliza o calor que normalmente é descartado por um sistema térmico, e o transforma em uma forma útil de energia. Entre seus benefícios estão: energia adicional livre de CO₂, aumento da eficiência do processo e economia de combustível (RIBEIRO, 2017). O calor rejeitado em plantas térmicas corresponde a mais da metade do calor fornecido por elas, fazendo com que a eficiência seja menor, além de lançar gases poluentes que contribuem para o efeito estufa (ROY; MISHRA; MISRA, 2010).

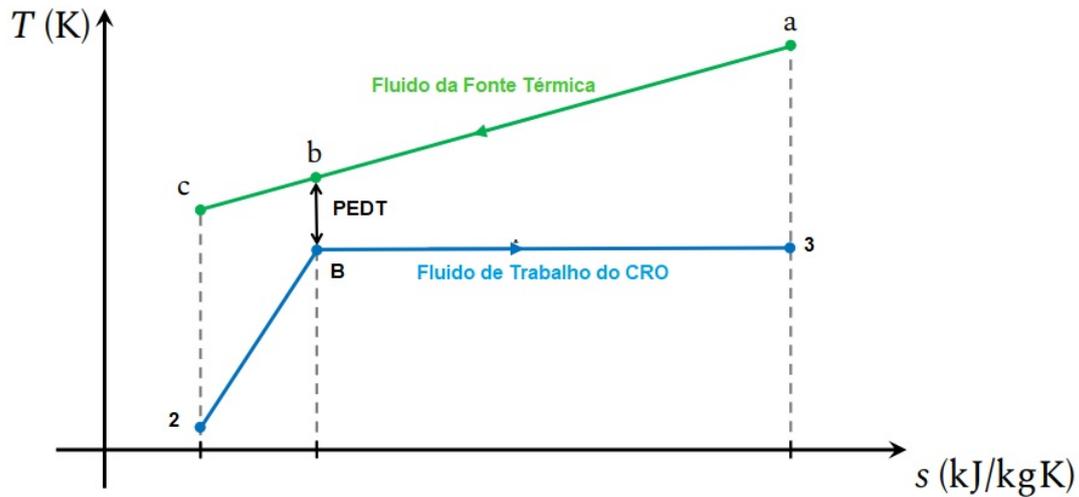
A utilização da recuperação de calor cresceu exponencialmente na última década, dado o potencial para explorar estas fontes que podem ser gases de escape de motores ou processos industriais (QUOILIN, 2011). O calor liberado, pode ser classificado em três faixas distintas, de acordo com a temperatura dos gases liberados conforme Tchanche et al. (2011):

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

3.3 **Ponto de Estrangulamento da Diferença de Temperatura (PEDT)**

O PEDT representa um parâmetro fundamental no estudo do CRO, já que afeta a potência recuperada e os custos de capital para aquisição dos equipamentos, em especial do evaporador. Segundo Yu e Feng (2014) significa a mínima diferença de temperatura entre o fluido térmico e o fluido orgânico, e pode ocorrer no início da vaporização ou no pré-aquecimento conforme Figs. 5 e 6 respectivamente. Nestas figuras a distância entre os pontos b-B representa a menor diferença de temperaturas entre a fonte quente e o fluido de trabalho. A boa prática de engenharia recomenda um PEDT entre 5 e 10K. El-Wakil (1985) diz que um PEDT muito pequeno resulta em baixa diferença de temperatura global e, portanto, menores irreversibilidades, mas um evaporador grande e caro. PEDT muito grande, resulta em um evaporador pequeno e barato, porém um sistema ineficiente. O

Figura 5 - Ponto de estrangulamento da diferença de temperatura do evaporador



PEDT mais econômico é obtido por meio de um equilíbrio entre os custos de capital envolvidos no tamanho dos trocadores de calor, bem como com a eficiência do ciclo e a quantidade de combustível utilizado.

De acordo com Srinivasan, Mago e Krishnan (2010), a temperatura T_b Fig. 5 pode ser estimada por:

$$T_b = \frac{T_a - T_c}{\Delta H_{23}} (\Delta H_{2b} - \Delta H_{23}) + T_a \quad (1)$$

onde T_a , T_b , e T_c são respectivamente as temperaturas da fonte térmica, na entrada, no ponto de estrangulamento e na saída do evaporador. ΔH_{2b} e ΔH_{23} são respectivamente, as variações de entalpia, da entrada do evaporador até o início da vaporização, e da entrada no evaporador até a saída do mesmo.

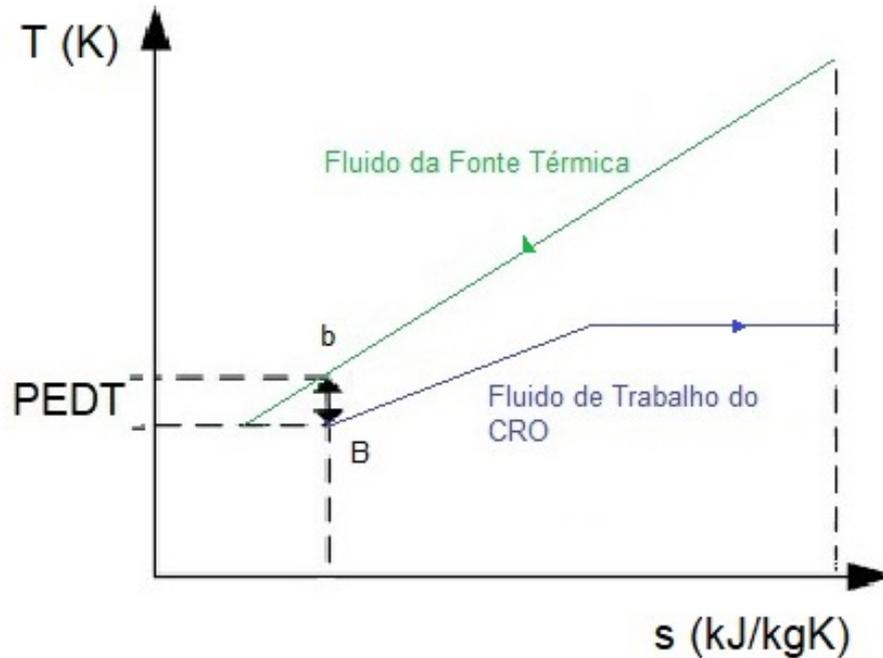
O PEDT será calculado por:

$$PEDT = T_b - T_B \quad (2)$$

3.4 Exergia

Os processos energéticos são descritos por duas leis fundamentais. A Primeira Lei, baseada no princípio da conservação da energia, relaciona a quantidade de energia que transita no sistema por meio de fluxo de massa, transferência de calor e trabalho. A Segunda Lei da termodinâmica leva em consideração a parcela de entropia, incluindo

Figura 6 - Ponto de estrangulamento da diferença de temperatura no pré-aquecimento



irreversibilidades, envolvida nos processos Silva et al. (2018).

O conceito de exergia provém da análise combinada da Primeira e da Segunda Lei, e leva em conta a qualidade da energia, sendo portanto muito importante para a análise de sistemas térmicos. A análise exérgica é uma ferramenta indicada na avaliação e solução para uma melhor utilização da energia disponível pois tem capacidade de distinguir as perdas de energia para o ambiente e as irreversibilidades internas ao processo Faria (2014).

A exergia é definida como sendo o maior trabalho teórico possível de ser obtido conforme o ambiente de referência interaja até o equilíbrio com o sistema de interesse Silva, Junior e Costa (2012). Segundo Boles e Cengel (1989), exergia de um sistema depende das condições do ambiente e também das propriedades do sistema. A exergia é uma propriedade da combinação sistema-ambiente, e não apenas do sistema, a capacidade do sistema em realizar trabalho é tanto maior quanto mais afastadas estiverem suas condições do ambiente. Por isso, deve-se ressaltar que o cálculo da exergia requer uma caracterização precisa do ambiente.

4 METODOLOGIA

Neste capítulo pretende-se fundamentar as referências teóricas de todos os parâmetros utilizados nos cálculos que viabilizassem as decisões tomadas. Também buscou-se fundamentar os critérios de adimensionalização, verificando a literatura existente e adotando premissas que possibilitassem obter diagramas que pudessem representar uma boa quantidade de substâncias puras simultaneamente.

4.1 Modelagem Termodinâmica

Nesse estudo, foi realizada a modelagem do CRO regenerativo, para os fluidos de trabalho pré selecionados baseados em Quoilin et al. (2013). As propriedades termodinâmicas de todos os fluidos foram obtidas da base de dados do National Institute of Standard and Technology (NIST), chamada de NIST Standard Reference Database 23. A pré seleção levou em consideração classificações tais como o PDO, PAG e ASHRAE Standard 34 em relação à inflamabilidade. As propriedades dos fluidos pré selecionados podem ser vistas na Tab. 3.

No início do trabalho as condições operacionais definidas foram aquelas constantes em catálogos de fabricantes. Foi elaborado o diagrama temperatura x entropia de cada fluido selecionado, abrangendo todas as condições operacionais do ciclo. No desenvolvimento do trabalho buscou-se os fluidos que fossem adequados para cada fonte térmica utilizada. Depois através de tentativas de adimensionalização destes fluidos, foram buscadas possibilidades que pudessem agilizar a seleção deles, em função da potência líquida gerada na turbina, reduzindo a temperatura no evaporador à partir da correspondente ao

Tabela 3 - Propriedades dos fluidos de trabalho pré-selecionados

Fluido	Temperatura Crítica (°C)	Pressão Crítica (kPa)	Massa específica *(kg/m ³)	Calor Latente de Vaporização *(kJ/kg)
Tolueno	319	4.126	862	363
n-Pentano	196	3.364	621	359
Benzeno	287	4.894	874	396
CicloHexano	280	4.081	774	358
n-Hexano	235	3.058	657	337
Isopentano	187	3.370	615	344
p-Xileno	344	3.532	857	338

*a 25°C e 1 atm.

máximo rendimento térmico, e operando no condensador próximo a pressão atmosférica.

No equacionamento, o sistema opera em regime permanente, e desprezam-se as perdas de carga e de calor para o ambiente, nos tubos, no evaporador, no condensador, e no recuperador. Na turbina e na bomba desprezam-se as perdas de calor para o ambiente. O fluido não sofre deterioração, ou seja, é quimicamente estável. O conteúdo de energia total de um volume de controle em regime permanente permanece constante e, portanto, a variação na energia total do volume de controle é zero. Logo, a quantidade de energia que entra em um volume de controle sob todas as formas (calor, trabalho e fluxo de massa) deve ser igual a quantidade de energia que o deixa. Então, o balanço de energia aplicado a um processo em regime permanente é:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} + \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (3)$$

onde \dot{Q} é a taxa de calor transferido, \dot{W} é a taxa de trabalho transferido, \dot{m} é o fluxo de massa, h é a entalpia específica, v é a velocidade, g aceleração da gravidade, z é a elevação.

Desprezadas as variações de energia cinética e potencial, a Eq. 3 pode ser reescrita como:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m} h = \dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} + \sum_{sai} \dot{m} h \quad (4)$$

A eficiência térmica do ciclo é determinada a partir de:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{Q}_{ent} - \dot{Q}_{sai}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (5)$$

onde \dot{Q}_{ent} é a energia recebida do evaporador e \dot{Q}_{sai} é energia transferida no condensador.

A exergia fornecida é aquela contida no calor fornecido ao CRO na entrada do evaporador e também pela bomba, e exergia recuperada é a potência de saída da turbina. A eficiência da Segunda Lei dos vários dispositivos com fluxo permanente pode ser determinada com base nas suas definições gerais.

$$\eta_{exergia} = \frac{\text{Exergia Recuperada}}{\text{Exergia Fornecida}} \quad (6)$$

O valor mínimo para o Ponto de Estrangulamento da Diferença de Temperatura (PEDT), foi fixado em 10°C, para todos os trocadores, tratando-se de uma boa prática de engenharia. A temperatura de condensação foi fixada em 48,1°C à partir da temperatura ambiente de projeto para o aeroporto do Galeão, na cidade do Rio de Janeiro, conforme norma brasileira de climatização ABNT NBR 16401 (2018). Adicionalmente, a pressão

de condensação deve ser maior ou igual a 1 atm, de forma a evitar vácuo no condensador. Portanto, a temperatura de condensação escolhida foi o maior valor ao comparar 48,1°C com a temperatura de saturação correspondente à pressão de 1 atm.

No recuperador a energia disponível do vapor superaquecido, a jusante da turbina, foi extraída para o pré-aquecimento do fluido de trabalho. No condensador, o resfriamento deve ser o mínimo necessário para apenas condensar o fluido de trabalho e não prejudicar o desempenho termodinâmico. A otimização termodinâmica do ciclo é obtida com o aumento da área de troca de calor do evaporador porém com conseqüente aumento de vazão mássica. O evaporador, torna-se o trocador de calor mais importante deste ciclo termodinâmico.

Parâmetros de equipamentos comerciais de CRO foram utilizados na modelagem, com o objetivo de comparar os resultados deste trabalho com equipamentos existentes. A pressão de evaporação foi estabelecida inicialmente, como 2500 kPa, praticada por fabricantes como Turboden, Ormat e outros fabricantes mencionados no estudo de Tartière e Astolfi (2017), porém fora sofrendo modificações de acordo com o fluido, buscando obter maior rendimento térmico e potência gerada.

O aumento do desempenho termodinâmico pode ser auferido com aumento de pressão e aumento de área de troca térmica. O aumento da potência produzida, pode ser auferido com o aumento da vazão mássica. Entretanto, todos esses efeitos encarecem os equipamentos, já que aumentam seus pesos e o trabalho requerido da bomba e por isso, devem ser equilibrados, inclusive com a escolha do fluido mais apropriado.

4.1.1 Turbina ou Expansor

Nas usinas a vapor, a gás, ou hidrelétricas, o equipamento que aciona o gerador elétrico é a turbina, a medida que o fluido escoar através dela, trabalho é realizado nas pás que estão presas ao eixo, como resultado, o eixo gira e a turbina produz trabalho segundo (MORAN; SHAPIRO; BOETTNER, 2000). A turbina é o componente principal do CRO e, dependendo do tamanho da planta e das propriedades do fluido de trabalho, o tipo de turbina pode mudar completamente (OLIVEIRA-JUNIOR, 2019). As turbinas podem ser divididas em duas categorias: Turbomáquinas e máquinas de expansão volumétrica. As máquinas do tipo deslocamento positivo são mais adequadas para unidades CRO de pequena escala, visto que são caracterizadas pela baixa vazão, e elevadas pressões, já as turbomáquinas são utilizadas para aplicações de maior potência (CENGEL; CIMBALA, 2015). Nesta modelagem a expansão foi admitida como adiabática e o regime permanente, portanto não há transferência de calor, o balanço de energia para este sistema pode ser

expresso por:

$$\dot{W}_{sai} = \dot{m}(h_{ent} - h_{sai}) \quad (7)$$

4.1.2 Bomba

As bombas usadas em CRO são, geralmente, bombas centrífugas de velocidade variável e seu projeto é relativamente comum devido a sua ampla utilização nos campos da química e das refinarias Oliveira-Junior (2019). É usada para controlar a vazão mássica do fluido de trabalho uma vez que é possível controlar a velocidade de rotação da bomba Roquette (2017). Dependendo da configuração do ciclo, seleção do fluido e parâmetros de projeto, a bomba pode apresentar um consumo que é uma parte relevante da potência bruta da turbina Gonçalves e Curso (2015). Os critérios mais importantes para a seleção da bomba são: estanqueidade; eficiência; vazão; fator de compressão; controlabilidade Roquette (2017);

Nos ciclos Rankine a vapor, o consumo da bomba é muito baixo comparado a potência de saída da turbina. Já nas máquinas CRO o trabalho de bombeamento e as suas irreversibilidades podem diminuir o rendimento global do ciclo. Quoilin (2011).

Nesta modelagem o bombeamento foi admitido como adiabático e em regime permanente, portanto não há transferência de calor, o balanço de energia para este sistema pode ser expresso por:

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}(h_{ent} - h_{sai}) \quad (8)$$

O potencial termodinâmico de interesse é a variação de energia livre de Gibbs (G) que pode ser utilizado para transformações que ocorrem a pressão e temperatura constantes. Pode ser obtido conforme Eq. 9 para processos reversíveis.

$$dG = dH - TdS - SdT \quad (9)$$

onde dH é a variação de entalpia, dS é a variação de entropia, T é a temperatura. dT é a variação de temperatura. Lembrando que $H = U + PV$ e que $dU = \Delta w + \Delta q$. Fazendo as substituições na Eq. 9, ela fica conforme Eq. 10.

$$dG = dw + dq + Pdv + vdP - TdS - SdT \quad (10)$$

Quando o processo é reversível $dG = 0$, $q = Tds$, e não há variação de volume (fluido incompressível) e temperatura na bomba. Assim, simplificando a Eq. 10, o traba-

lho por unidade de massa (w_B) pode ser obtido pela Eq.11:

$$w_B = \int_{p_{ent}}^{p_{sai}} v dp = v(p_{sai} - p_{ent}) \quad (11)$$

A Eq. 11 mede o trabalho no eixo, segundo Wylen, Sonntag e Borgnakke (2006), e $v = cte$ pois trata-se de fluidos na fase líquida.

4.1.3 Trocadores de Calor

Os trocadores de calor assumem uma grande parte do custo de investimento de uma instalação de ORC, é aconselhável otimizá-los em primeiro lugar. Neste sentido, para dimensionamento dos trocadores de calor, são levadas em conta as quedas de pressão que diminuirão a potência de saída do sistema, e em segundo lugar, a taxa de transferência de calor principalmente no evaporador. Um evaporador muito pequeno não resultará na vaporização total do fluido, o que pode causar danos à turbina. Em contraste, um evaporador muito grande promove superaquecimento, o que é prejudicial para o desempenho. Problemas semelhantes podem ocorrer com o condensador Lecompte, Broek e Paepe (2014).

Os trocadores tipo casco-tubo e de placas são normalmente utilizados no CRO, dado seu baixo custo de aquisição e seu baixo custo de manutenção, proporcionando bons resultados ao sistema Walraven, Laenen e D'haeseleer (2014). Nos CROs, o evaporador é o trocador mais crítico da instalação e deve suportar altas temperaturas, elevadas pressões e pode estar sujeito a corrosão. Já o condensador, por sua vez, deve operar com baixas pressões, visto que a temperatura de condensação se aproxima da temperatura ambiente. O recuperador, quando utilizado, é projetado para transferir eficientemente o calor do fluido à jusante da turbina (superaquecido) para um fluido à montante do evaporador (líquido comprimido).

O coeficiente global de transferência de calor para o evaporador, condensador e recuperador foi estabelecido respectivamente em 818, 600 e 524 W/m²K, baseado em Rohsenow et al. (1998), já incluindo os fatores de deposição. A resistência térmica de condução é normalmente desprezada em seu cálculo, pois os materiais envolvidos são delgados e possuem boa condutividade térmica. Também não é necessário incluir aletas nos tubos, pois os fluidos envolvidos (hidrocarbonetos, óleo térmico e água) apresentam bons coeficientes de troca convectiva de calor, evitando o aumento da superfície de contato e conseqüentemente reduzindo o peso dos equipamentos e os serviços envolvidos (solda, tratamento térmico etc), tendo esses efeitos impacto direto na redução dos custos de construção dos trocadores de calor.

No estudo, foram considerados trocadores de um único passe, fluido de traba-

lho passando pelo casco e os fluidos térmicos passando pelos tubos sem mudar de fase baseando-se em (WALRAVEN; LAENEN; D'HAESELEER, 2014). Devido a configuração adotada, o fator de forma foi de 1, este fator afeta a área de troca térmica. O fluxo de massa, considerado inicialmente nos estudos, para fluido orgânico é de 0,25 kg/s, baseado em (FARONI; MANTOVANI, 2016), porém foram realizadas variações visando recuperar a maior potência possível.

A área mínima de troca de calor é superdimensionada, no início da operação, por levar em consideração o fator de deposição no coeficiente global, uma vez que o trocador na partida não possui depósitos ou corrosão. Este fator é aleatório e impreciso, definido em função da experiência do projetista, sem precisar a quantidade de passes, tempo de campanha e qual lado do trocador.

Considerando todos os trocadores com escocamento em regime permanente (evaporador, recuperador e condensador), as variações de energia cinética e potencial do fluido de trabalho são pequenas em relação aos termos de transferência de calor e, em geral, são desprezadas. O evaporador e o condensador não envolvem nenhum trabalho e assim, a equação da energia se reduz a:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{sai} - h_{ent}) \quad (12)$$

Os trocadores de calor foram dimensionados segundo a Eq. 13 de acordo com Incropera, Dewitt e Bergman (2000).

$$A_{trocador} = \frac{Q}{FU\Delta T_{lm}} \quad (13)$$

onde $A_{trocador}$ é a área de troca térmica, U é o coeficiente global de troca térmica definido em função dos fluidos envolvidos e da geometria, ΔT_{lm} é a média logarítmica das diferenças de temperatura, e F fator de correção da configuração.

A Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura, ΔT_{lm} , é a diferença média de temperatura dos fluidos quente e frio mais representativa, e pode ser calculada pela Eq. 14 conforme Incropera, Dewitt e Bergman (2000).

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{q1} - T_{f1} - T_{q2} + T_{f2}}{\log\left(\frac{T_{q1} - T_{f1}}{T_{q1} - T_{f2}}\right)} \quad (14)$$

onde T_{q1} é a temperatura na entrada do fluido quente e T_{q2} é a temperatura na saída do fluido quente. T_{f1} é a temperatura na entrada do fluido frio, e T_{f2} é a temperatura na saída do fluido frio.

Já para calculo da efetividade, primeiro obtém-se o Número de Unidades de Trans-

ferência (NUT), conforme Eq. 15.

$$NUT = \frac{UA_{trocador}}{C_{min}} \quad (15)$$

onde C_{min} corresponde a menor capacidade térmica entre os fluidos quente e frio, e pode ser obtida por: $C = \dot{m}c_{esp}$

onde c_{esp} é o calor específico do fluido orgânico.

Obteve-se C_r , que corresponde a razão entre a menor capacidade térmica e a maior capacidade térmica, então, foi calculada a efetividade também conforme Incropera, Dewitt e Bergman (2000) pela Eq. 16:

$$e_{1NUT} = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp -(NUT)(1 + C_r^2)^{1/2}}{1 - \exp -(NUT)(1 + C_r^2)^{1/2}} \right\}^{-1} \quad (16)$$

O PEDT pode ocorrer na vaporização ou no pré-aquecimento conforme mostrado nas Figs. 5 e 6, e sua localização é obtida segundo Yu e Feng (2014) através da Eq. 17.

$$P_{PEDT} = \frac{T_{ent} - (T_{evap} + 10)c_{sens}}{L} - (T_{evap} - T_{ent}) \quad (17)$$

onde T_{ent} é a temperatura de entrada da fonte térmica, c_{sens} é o calor sensível na temperatura de vaporização, L é o calor latente de vaporização.

Caso o P_{PEDT} seja negativo significa que o PEDT ocorre no evaporador, mas caso seja positivo, significa que o PEDT ocorre no pré-aquecimento.

O ganho de energia com o uso de um recuperador, realizando o pré-aquecimento, pode ser calculado segundo Yu e Feng (2014) conforme Eq. 18.

$$Q = \frac{C_{ent}c_{esp}(T_{ent} - (T_{evap} + 10))}{L} \quad (18)$$

onde C_{ent} é a capacidade térmica da fonte térmica, T_{ent} é a temperatura de entrada da fonte térmica, e 10 corresponde ao PEDT.

Já o ganho de energia no ponto de estrangulamento, pode ser obtido pela Eq. 19.

$$Q = (T_{evap} + 10) - (T_{ent-evap} + 10)C_{ent} \quad (19)$$

onde $T_{ent-evap}$ é a temperatura de entrada do evaporador.

O ganho de energia no evaporador, quando o PEDT ocorre no pré-aquecimento ou no início da vaporização, pode ser obtido pelas Eqs. 20 e 21, respectivamente, segundo

Yu e Feng (2014).

$$Q = C_{ent} \{T_{ent} - [T_{ent-evap}(T_{evap} + 10)]\} \quad (20)$$

$$Q = \frac{C_{ent}[T_{ent} - (T_{evap} + 10)](c_{esp}L)}{L} \quad (21)$$

4.2 Propostas de adimensionalização existentes na literatura

Um adimensional chamado número de Jacob (Ja) que se relaciona com a eficiência térmica é normalmente utilizado. A razão entre a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação tem influência principalmente na eficiência térmica do CRO. Um baixo número de Jacob mostra um desempenho térmico interessante para uma determinada condição de operação. Ele é inversamente proporcional, ou seja, um número de Jacob maior significa uma eficiência térmica menor. Serve para comparar fluidos diferentes nas mesmas condições operacionais. Pode ser calculado segundo a Eq. 22, reproduzida de Wang et al. (2013).

$$Ja = \frac{c_{med}(T_2 - T_4)}{L} \quad (22)$$

onde c_{med} refere-se ao calor específico médio desde a entrada na bomba até a linha de líquido saturado de cada fluido já no evaporador, T_2 refere-se a temperatura de vaporização, T_4 é a temperatura de condensação, e L é o calor latente de vaporização.

Kuo et al. (2011) propuseram um adimensional (K) que apresenta uma variação linear com a eficiência térmica do ciclo, formado por uma combinação do N° de Jacob (Ja) com as temperaturas de vaporização e condensação, conforme a Eq. 23

$$K = Ja^{0,1} \left(\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \right)^{0,8} \quad (23)$$

Segundo Kuo et al. (2011) o número de Jacob serve como parâmetro para comparação da eficiência térmica de fluidos diferentes nas mesmas temperaturas de vaporização e condensação. Já para um mesmo fluido, o aumento da temperatura de vaporização, com a manutenção da temperatura de condensação, gera um aumento da eficiência térmica, redução do calor latente, com o conseqüente aumento do número de Jacob.

O adimensional de Kuo possibilita caracterizar um fluido, em termos de seu rendimento térmico. Apresenta comportamento semelhante com o número de Jacob quando compara fluidos diferentes, ou seja, quanto maior seu valor, linearmente menor será o rendimento térmico.

4.3 Diagramas generalizados de substâncias puras

Foram testadas cinco propostas de adimensionalização, representadas pelas equações 24 a 28, com o objetivo de formar diagramas generalizados das propriedades termodinâmicas intensivas e específicas respectivamente: temperatura x entropia e pressão x entalpia, possibilitando agilizar a seleção de fluidos adequados a cada aplicação. Uma pressão ligeiramente inferior à pressão atmosférica, fixada em 0,9 atm, foi escolhida para que a adimensionalização proposta possa futuramente ser usada para fluidos úmidos, com turbinas condensantes, para não ficar limitada a ciclos com turbinas contrapressão. No diagrama temperatura x entropia a adimensionalização destas propriedades foi executada de acordo com a Eq. 24.

$$T^\dagger = \frac{T}{T_c} \quad (24)$$

onde T^\dagger é a temperatura adimensionalizada pela razão com a T_c que corresponde a temperatura crítica

$$s^* = \frac{s - s_r}{s_c - s_r} \quad (25)$$

onde s^* é a entropia adimensionalizada, s_c é a entropia crítica e s_r é a entropia de referência do líquido saturado, a 0,9 atm.

Também foi construído outro diagrama, com a entropia adimensionalizada pela eq 25 e a adimensionalização da temperatura conforme a Eq. 26.

$$T^* = \frac{T - T_r}{T_c - T_r} \quad (26)$$

onde T^* é a temperatura adimensionalizada, T_c é a temperatura crítica e T_r é a temperatura de referência do líquido saturado, a 0,9 atm.

O mesmo procedimento de adimensionalização foi experimentado no diagrama pressão x entalpia conforme Eqs. 27 e 28.

$$P^* = \frac{P}{P_c} \quad (27)$$

onde P^* é a pressão adimensionalizada, P_c é a pressão crítica.

$$h^* = \frac{h - h_r}{h_c - h_r} \quad (28)$$

onde h^* é a entalpia adimensionalizada, h_c é a entalpia crítica e h_r é a entalpia de referência

Tabela 4 - Temperatura e pressão de vaporização para o máximo rendimento

Fluido	Temperatura Sat (°C)	Pressão Sat (kPa)	T* conf. Eq. (26)	P* conf. Eq. (27)
Tolueno	302	3.347	0,92	0,81
n-Pentano	184	2776	0,92	0,83
Benzeno	272	3.945	0,92	0,81
CicloHexano	272	3.644	0,95	0,89
n-Hexano	222	2.500	0,92	0,82
Isopentano	177	2.874	0,93	0,85
p-Xyleno	331	3.033	0,94	0,86

*Condições de operação, acima daquelas inicialmente adotadas, visando obter o maior rendimento possível considerando as restrições operacionais impostas na condensação.

do líquido saturado, a 0,9 atm.

A proposta de adimensionalização da Eq.26 foi testada, introduzindo-a na Eq.23, gerando um adimensional (K^*) conforme Eq.29.

$$K^* = \text{Ja}^{0,1} \left(\frac{T_{cond}^*}{T_{evap}^*} \right)^{0,8} \quad (29)$$

O ponto de inflexão da curva de vapor saturado, no diagrama temperatura x entropia, corresponde à temperatura de vaporização que resulta num maior rendimento térmico do ciclo, quando utilizados fluidos secos ou isoentrópicos, e ainda considerando um PEDT mínimo de 10K objetivando o máximo aproveitamento termodinâmico da fonte térmica. Os valores de pressão e temperatura de vaporização para o máximo rendimento térmico, para os fluidos pré-selecionados, são apresentados na Tab. 4.

A adimensionalização no evaporador não foi capaz de sobrepor os pontos de vapor saturado, nos diagramas das substâncias em teste. Já a adimensionalização no condensador, com as Eqs. 25 a 28, produziram sobreposição nos pontos de líquido saturado.

4.4 Premissas e critérios adotados

O ponto de maior rendimento térmico, não corresponde à maior potência produzida pela turbina, o que deve ser buscado em uma aplicação para uma fonte térmica de baixo ou sem custo. Desta forma, os parâmetros operacionais foram ajustados, reduzindo a temperatura do evaporador sucessivamente, à partir da temperatura do maior rendimento térmico possível, e aumentando a vazão mássica para aumentar a potência recuperada, até atingir o PEDT de 10 K pré-estabelecido. Este procedimento faz aumentar o ganho

Tabela 5 - Dados do escapamento dos motores usados em Oliveira-Junior (2019)

Parâmetro	3516C	Prime 2420	C280-16
Temperatura dos gases de escape(K)	775	816	854
Vazão dos gases de escape (m ³ /s)	9,19	0,90	6,99

de calor latente pelo fluido, e assim atingir a máxima potência conforme Eq. 7.

A simulação foi realizada, baseando-se nas temperaturas da fonte térmica, dos gases de escape dos motores à diesel utilizados por Oliveira-Junior (2019), motores Caterpillar 3516C, C280-16 e Prime 2420 cujas características são apresentadas na Tab. 5. Também foi buscada a máxima potência para a turbina, a partir de uma fonte geotérmica, utilizada por Bidini, Desideri e Maria (2009), a 480 K. Esta fonte fica no Monte Amiata na Itália, apresenta a maior fração de massa de água e outros fluidos não condensáveis, sua vazão mássica é de 4,21 kg/s.

5 RESULTADOS

Neste capítulo pretende-se apresentar os resultados obtidos das análises implementadas e identificação de oportunidades no emprego de um CRO, e que impactam a performance e os custos do mesmo, utilizando os parâmetros operacionais considerados. Também é apresentada a proposta de adimensionalização e os resultados encontrados utilizando a literatura existente.

5.1 Performance do Ciclo

A Tabela 6 mostra o rendimento térmico e a fração do rendimento de um ciclo de Carnot correspondente, com as pressões no evaporador e no condensador de 2500 kPa e 102 kPa, respectivamente, para os fluidos de trabalho selecionados previamente. A Tabela 7 mostra as áreas requeridas para cada trocador de calor em função do fluido de trabalho, nas mesmas condições operacionais da tabela anterior, considerando 1,3 kg/s de óleo térmico com calor específico de 2,93 kJ/kg K a 511 K como fonte de calor. O tolueno que é amplamente utilizado pelos fabricantes, apresentou a menor área total de troca térmica.

A influência da área do evaporador foi investigada. A Figura 7 mostra a variação do rendimento de um CRO regenerativo para diferentes fluidos de trabalho, em função da variação da área do evaporador. A recuperação de calor aumenta, e conseqüentemente o rendimento também aumenta, com o aumento da área, conforme o esperado e constatado por Walraven, Laenen e D'haeseleer (2014). Portanto, mais calor é adicionado ao ciclo e este acréscimo também é convertido com mais eficiência em potência mecânica, quando a área total do evaporador aumenta até o limite do PEDT de 10 K estabelecido.

Tabela 8 apresenta uma análise do ganho de energia, em kW, para cada aumento unitário de área, em m², no evaporador, bem como o correspondente aumento requerido vazão mássica, em kg/s m². Nota-se que os fluidos que necessitam de maior área de troca térmica no evaporador (isopentano e n-pentano), são aqueles que apresentam maior ganho de energia com o aumento unitário de área e também maior aumento de vazão mássica requerida. A efetividade de troca térmica, com a pressão no evaporador de 2500 kPa e no condensador de 102 kPa, pode ser vista na Tab. 9, para cada trocador. Os coeficientes globais de troca térmica no evaporador, condensador e regenerador, foram respectivamente 818, 600 e 524 W/m²K, e todos os trocadores de calor foram considerados com um único passe, com fator de forma unitário.

Verificou-se que o PEDT ocorre no início da vaporização para todos os fluidos considerados, através da Eq. 17, já que todos os resultados foram menores que zero con-

Tabela 6 - Rendimento térmico e fração do rendimento de um ciclo de Carnot correspondente

Fluido	Rendimento Térmico	Fração do Rendimento de um ciclo de Carnot correspondente
n-Hexano	0,2192	0,71
Ciclo Hexano	0,2347	0,75
Tolueno	0,2282	0,75
n-Pentano	0,2231	0,71
Benzeno	0,2315	0,75
Isopentano	0,2268	0,71
p-Xileno	0,2224	0,74

*Pressão no evaporador de 2500 kPa e no condensador de 102 kPa

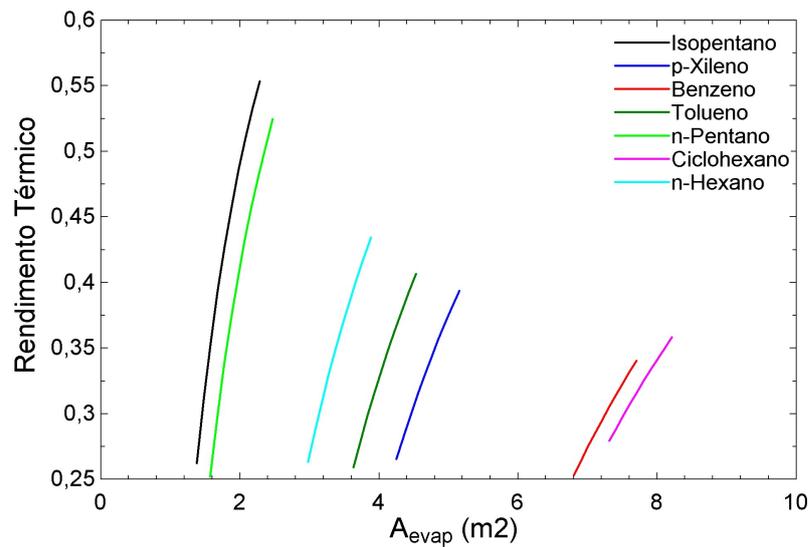
Tabela 7 - Área dos trocadores de calor do CRO com pressões no evaporador de 2500 kPa e no condensador de 102 kPa, recebendo calor de 1,3 kg/s de óleo térmico, com calor específico de 2,93 kJ/kg K a 511 K

Fluido	$A_{cond}(m^2)$	$A_{rec}(m^2)$	$A_{evap}(m^2)$	$A_{Total}(m^2)$
n-Hexano	2,53	5,82	2,98	11,33
Tolueno	1,56	5,45	3,63	10,64
Benzeno	3,11	4,12	6,80	14,3
Ciclo Hexano	2,14	5,64	7,31	15,09
n-Pentano	13,09	5,25	1,57	19,91
p-Xileno	1,05	6,17	4,25	11,47
Isopentano	25,46	5,09	1,38	31,93

Tabela 8 - Ganho de energia por aumento unitário da área do evaporador e correspondente aumento requerido de vazão mássica, para as mesmas condições operacionais da Tab 7

Fluido	Ganho de energia (kW/m ²)	Aumento da vazão requerida (kg/s)/m ²
n-Hexano	4,70	0,0103
Tolueno	4,10	0,0085
Benzeno	2,40	0,0045
Ciclo Hexano	2,10	0,0042
n-Pentano	9,30	0,0194
p-Xileno	3,30	0,0072
Isopentano	10,20	0,0222

Figura 7 - Efeito do aumento da área do evaporador tipo casco e tubo sobre o rendimento térmico do CRO nas mesmas condições operacionais da Tab. 7



*Rendimento térmico à partir da área de troca térmica requerida.

Tabela 9 - Efetividade dos trocadores de calor correspondentes à Tab. 7

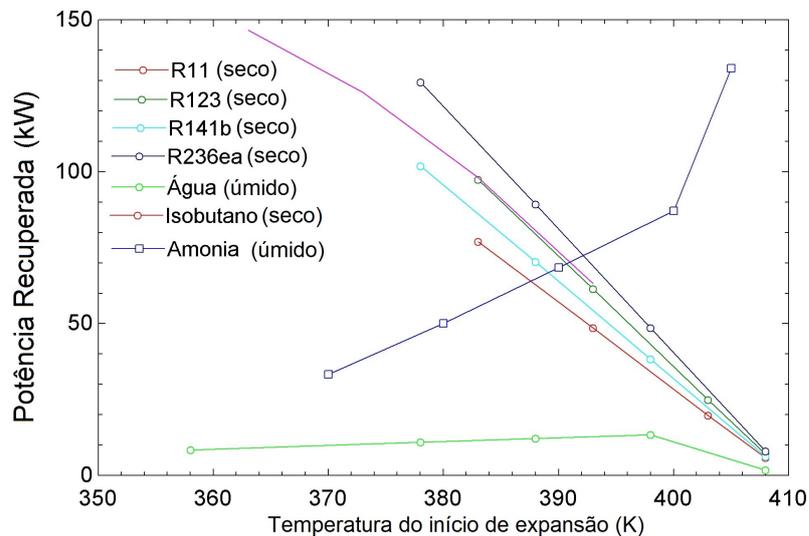
Fluido	$\epsilon_{nut-cond}$	$\epsilon_{nut-rec}$	$\epsilon_{nut-evap}$
n-Hexano	0,24	0,25	0,17
Tolueno	0,22	0,23	0,25
Benzeno	0,29	0,24	0,29
Ciclo Hexano	0,24	0,24	0,28
n-Pentano	0,30	0,24	0,13
p-Xileno	0,16	0,24	0,25
Isopentano	0,30	0,24	0,12

Tabela 10 - Verificação de onde ocorre o PEDT nas mesmas condições operacionais da Tab. 7

Fluido	P_{PEDT}
n-Hexano	-144
Tolueno	-165
Benzeno	-180
Ciclo Hexano	-185
n-Pentano	-150
p-Xileno	-140
Isopentano	-160

*Resultado negativo significa um PEDT na vaporização.

Figura 8 - Variação da potência recuperada com a temperatura utilizando os dados de Dai, Wang e Gao (2009)

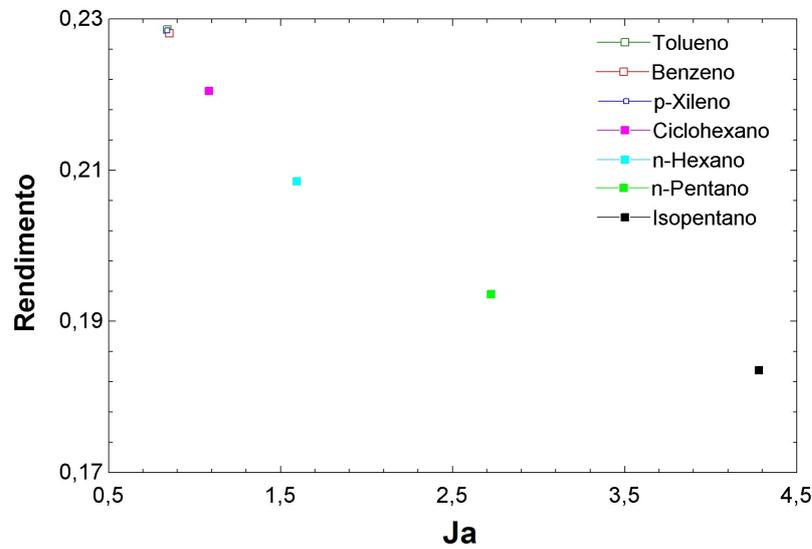


forme Tab. 10. Caso os valores fossem positivos, indicariam que o PEDT ocorreria no pré-aquecimento.

5.2 Comparação de resultados com a literatura

A validação do código computacional foi feita gerando a Fig. 8, que apresentou plena concordância com a figura equivalente constante em Dai, Wang e Gao (2009).

A Fig. 9 mostra o máximo rendimento térmico em função do número de Jacob, para os fluidos selecionados no capítulo anterior, nas condições de condensação lá descritas. Foi observado o mesmo comportamento relatado por Wang et al. (2013), aqueles fluidos com maior número de Jacob apresentam menor rendimento térmico. Na Fig. 9 notam-se

Figura 9 - Rendimento térmico em função do N^o de Jacob (Ja)

desvios da relação linear presente nos gráficos constantes de Wang et al. (2013), justificados porque lá ambas as temperaturas de evaporação e de condensação são fixas.

O mesmo procedimento foi repetido para gerar a Fig. 10, que ilustra o máximo rendimento térmico em função do adimensional proposto por Kuo et al. (2011), indicado por K . Foi observado o mesmo comportamento, um valor menor deste adimensional, resultou num maior rendimento térmico.

A temperatura adimensionalizada conforme a Eq. (26) foi introduzida no adimensional K . Esta associação gerou um novo adimensional, indicado por K^* . Comparando os gráficos do máximo rendimento térmico em função de K e K^* , mostrados respectivamente nas Figs. 10 e 11, observa-se no eixo das abscissas uma redução de cerca de dez vezes na amplitude dos valores do adimensional, evidenciando a qualidade da proposta apresentada neste trabalho.

Figura 10 - Rendimento térmico em função do adimensional K proposto por Kuo et al. (2011)

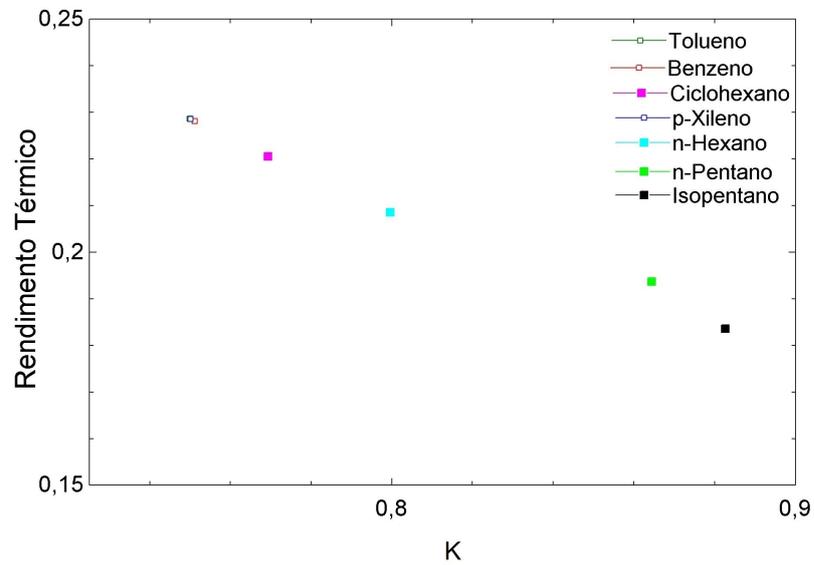


Figura 11 - Efeito da introdução da temperatura adimensionalizada sobre o adimensional proposto por Kuo et al. (2011)

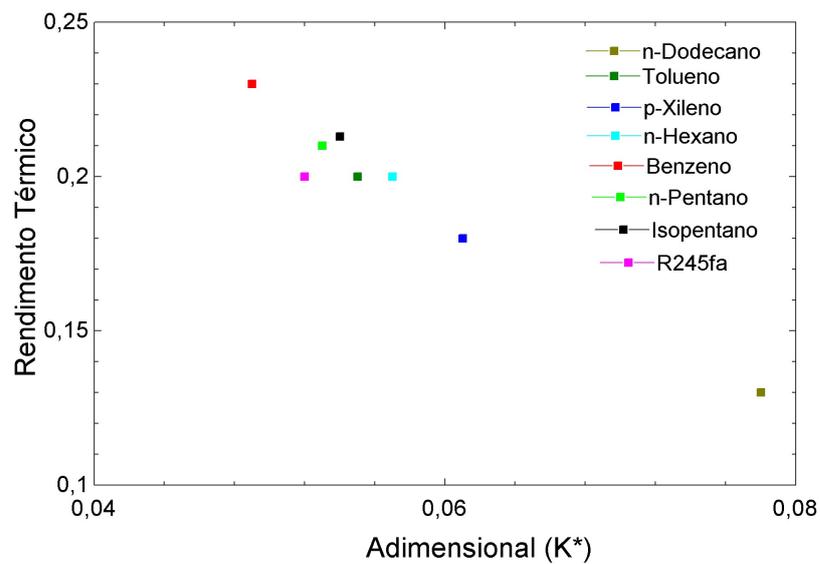
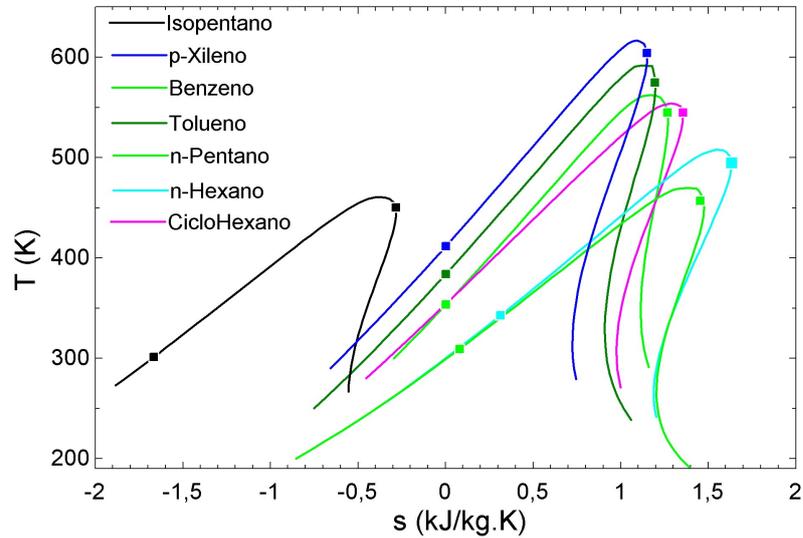


Figura 12 - Diagrama temperatura x entropia das substâncias selecionadas, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação



5.3 Diagramas generalizados de substâncias puras

Os diagramas temperatura x entropia usuais dos fluidos pré-selecionados são apresentados na Fig. 12, com a indicação dos pontos finais da evaporação para o máximo rendimento, e da condensação fixada na pressão de 102 kPa. Fica evidente que cada ciclo deverá ser individualmente representado no diagrama da substância correspondente.

A Fig. 13 apresenta os mesmos diagramas, porém com a temperatura e a entropia adimensionalizadas conforme Eq. (26). Os diagramas ficaram sobrepostos indicando um potencial para a construção de um diagrama generalizado para diversas substâncias e para uma análise generalizada de um CRO para uma determinada aplicação. O mesmo procedimento, aplicado sobre os diagramas pressão x entalpia apresentados na Fig. 14, levou a resultados similares, mostrados na Fig. 15.

Figura 13 - Diagramas temperatura x entropia, ambas adimensionalizadas, das substâncias selecionadas, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação

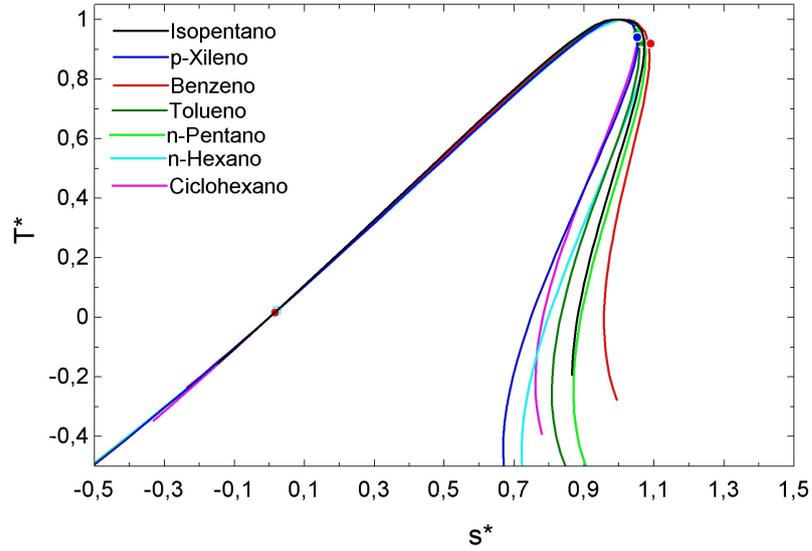


Figura 14 - Diagramas pressão x entalpia das substâncias selecionadas, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação

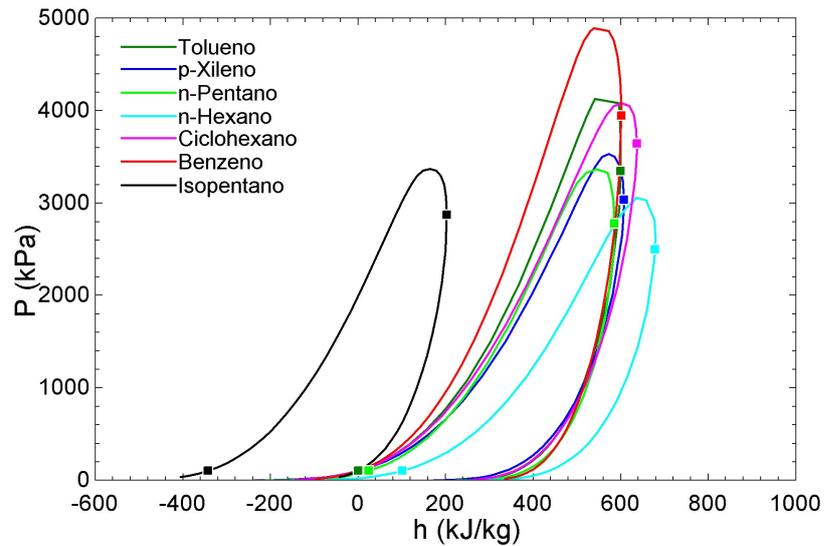
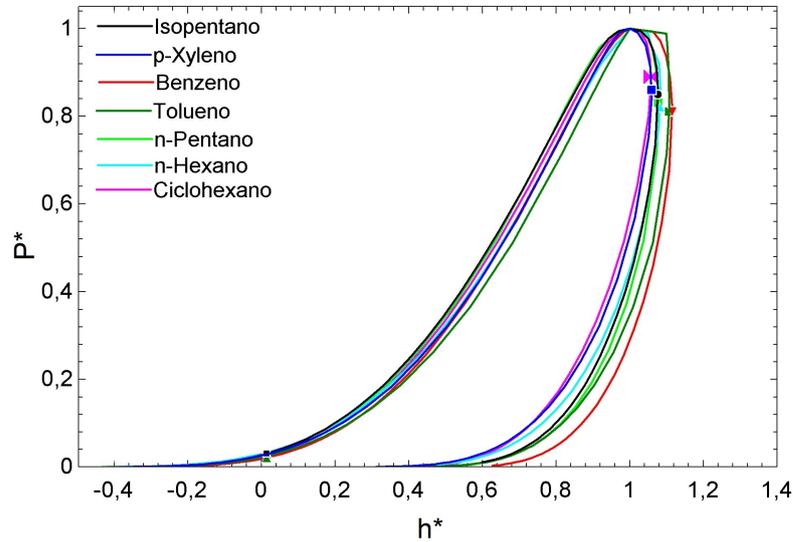


Figura 15 - Diagrama pressão x entalpia, ambas adimensionalizadas, das substâncias selecionadas, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação



5.4 Premissas e critérios adotados

Os resultados para a máxima potência recuperada do motor Caterpillar 3516C são apresentados na Tab. 11, com as correspondentes pressão e temperatura de vaporização, e vazão mássica. A Tab. 12 apresenta os ganhos de calor no pré-aquecimento (recuperação interna) e no evaporador. As áreas dos trocadores de calor são mostradas na Tab. 13. As mesmas tabelas foram produzidas para o CRO operando com os motores à diesel Caterpillar C-280-16 e Prime 2420, respectivamente Tabs. 14, 15 e 16 e Tabs. 17, 18 e 19.

Tabela 11 - Ponto de operação para a máxima potência recuperada, do CRO operando com o motor diesel Caterpillar 3516C, com os gases de exaustão a 775K

Fluido	Potência (kW)	P_{evap} (kPa)	T_{evap} (K)	m (kg/s)
Tolueno	253	1962	535	2,2
Benzeno	353	2326	505	2,2
n-Hexano	317	2144	485	2,7
n-Pentano	370	2383	447	3,0
p-Xileno	216	1358	544	2,3
Isopentano	388	2458	440	3,2
n-Dodecano	122	858	604	2,3
R245fa	380	2787	413	6,4

Tabela 12 - Ganhos de energia do CRO operando com o motor diesel Caterpillar 3516C

Fluido	Q_{pre} (kW)	Q_{evap} (kW)
Tolueno	13,7	1074
Benzeno	13,6	1210
n-Hexano	33,0	1323
n-Pentano	35,2	1499
p-Xileno	12,4	1030
Isopentano	40,0	1536
n-Dodecano	16,8	758
R245fa	47,1	1669

Onde Q_{pre} é o ganho de energia no pré-aquecimento (recuperação interna), e Q_{evap} é o ganho de energia no evaporador.

Tabela 13 - Áreas dos trocadores de calor do CRO operando com o motor diesel Caterpillar 3516C

Fluido	A_{evap} (m^2)	A_{cond} (m^2)	A_{reg} (m^2)	A_{total} (m^2)
n-Dodecano	1,68	2,05	2,43	6,16
p-xileno	2,07	3,31	1,57	6,75
R245fa	3,2	2,66	1,17	7,03
Tolueno	2,09	3,75	1,32	7,16
Benzeno	2,17	4,67	0,87	7,71
n-Hexano	2,72	5,48	2,42	10,62
Isopentano	3,07	11,81	2,15	17,03
n-Pentano	2,97	9,41	2,01	14,39

Tabela 14 - Ponto de operação para a máxima potência recuperada, do CRO operando com o motor diesel Caterpillar C280-16, com os gases de exaustão a 816K

Fluido	Potência (kW)	P_{evap} (kPa)	T_{evap} (K)	m (kg/s)
Tolueno	285	1962	535	2,5
Benzeno	370	2660	515	2,4
n-Hexano	348	2144	485	3,1
n-Pentano	401	2776	457	3,2
p-Xileno	247	1568	554	2,5
Isopentano	419	2458	440	3,5
n-Dodecano	148	992,4	614	2,6
R245fa	465	2787	413	6,9

Tabela 15 - Ganhos de energia do CRO operando com o motor diesel Caterpillar C280-16

Fluido	Q_{pre} (kW)	Q_{evap} (kW)
Tolueno	15,4	1212
Benzeno	16,5	1302
n-Hexano	36,16	1454
n-Pentano	56,2	1597
p-Xileno	14,9	1126
Isopentano	43,43	1657
n-Dodecano	21,59	868
R245fa	50,4	1785

Onde Q_{pre} é o ganho de energia no pré-aquecimento (recuperação interna), e Q_{evap} é o ganho de energia no evaporador.

Tabela 16 - Áreas dos trocadores de calor do CRO operando com o motor diesel Caterpillar C280-16

Fluido	A_{evap} (m^2)	A_{cond} (m^2)	A_{reg} (m^2)	A_{total} (m^2)
n-Dodecano	1,84	2,27	2,88	6,99
p-xileno	2,16	3,51	1,77	7,44
R245fa	3,29	2,80	1,20	7,29
Tolueno	2,26	4,13	1,49	7,88
Benzeno	2,23	4,88	0,99	8,10
n-Hexano	2,86	5,88	2,66	11,40
Isopentano	3,19	12,44	2,32	17,95
n-Pentano	3,02	9,70	2,1	14,82

Tabela 17 - Ponto de operação para a máxima potência recuperada, do CRO operando com o motor diesel Caterpillar Prime 2420, com os gases de exaustão a 854K

Fluido	Potência (kW)	P_{evap} (kPa)	T_{evap} (K)	m (kg/s)
Tolueno	314,3	2426	550	2,8
Benzeno	390	3061	525	2,7
n-Hexano	407	2496	495	3,5
n-Pentano	463	2776	457	3,7
p-Xileno	274	1802	564	2,67
Isopentano	483	2874	450	3,9
n-Dodecano	184	992	614	3,3
R245fa	465	2787	413	7,8

Tabela 18 - Ganhos de energia do CRO operando com o motor diesel Caterpillar Prime 2420

Fluido	Q_{pre} (kW)	Q_{evap} (kW)
Tolueno	21,6	1375
Benzeno	22,3	1491
n-Hexano	64,6	1673
n-Pentano	66,6	1848
p-Xileno	22,9	1222
Isopentano	83,3	1897
n-Dodecano	27	1086
R245fa	53,2	1885

Onde Q_{pre} é o ganho de energia no pré-aquecimento (recuperação interna), e Q_{evap} é o ganho de energia no evaporador.

Tabela 19 - Áreas dos trocadores de calor do CRO operando com o motor diesel Caterpillar Prime 2420

Fluido	A_{evap} (m^2)	A_{cond} (m^2)	A_{reg} (m^2)	A_{total} (m^2)
n-Dodecano	2,02	2,56	3,32	7,9
p-xileno	2,23	3,67	1,95	7,85
R245fa	3,37	2,92	1,17	7,46
Tolueno	2,28	4,21	1,61	8,10
Benzeno	2,28	5,04	1,04	8,36
n-Hexano	2,95	6,03	2,82	11,8
Isopentano	3,24	12,67	2,40	18,31
n-Pentano	3,13	10,15	2,24	15,52

Tabela 20 - Vazão mássica, calor específico e exergia dos gases de exaustão dos motores diesel considerados

Motor	Vazão Mássica (kg/s)	Calor específico (kJ/kgK)	Exergia (kW)
3516C	4,18	1,09	3318
Prime 2420	0,39	1,10	329
C280-16	2,88	1,11	2581

Fontes térmicas com temperatura maior permitem recuperar maior potência, porém exigem maiores vazões mássicas e maior área dos trocadores de calor envolvidos. As vazões mássicas, calores específicos, e exergia dos gases de exaustão de cada motor, são apresentados na Tab.20, foram determinados a partir dos dados constantes da Tab 5. Os gases de exaustão estão simplificados como ar atmosférico, considerada a pressão atmosférica padrão de 101,3 kPa para obter a vazão mássica e o calor específico. A temperatura ambiente foi considerada em 298 K para cálculo da exergia disponível.

As temperaturas e pressões de vaporização e de condensação, extraídas das Tabs. 11, 17 e 16, são apresentadas adimensionalizadas nas Tabs.21 e 22, respectivamente, bem como os valores médios, medianos e o desvio padrão. A proximidade dos valores adimensionalizados entre as substâncias selecionadas mostra que isto pode ser usado para indicar os valores ótimos para a seleção de fluidos para uma dada aplicação. No evaporador, a adimensionalização corresponde ao ponto de maior recuperação de potência, e apresenta uma variação maior do que na condensação. Os adimensionais na vaporização, apresentam uma faixa de variação, que possibilita considerar adequado qualquer fluido que estiver dentro desta faixa, agilizando a seleção do mesmo. Conforme a temperatura da fonte quente vai aumentando, a faixa vai deslocando-se, confirmando a viabilidade da proposta.

As áreas requeridas para cada trocador de calor do CRO, operando com a geotérmica a 480 K estudada por (BIDINI; DESIDERI; MARIA, 2009), podem ser vistas na Tab. 23

Os diagramas temperatura x entropia adimensionalizadas para todas as substâncias testadas no CRO operando com esta mesma fonte de calor são mostrados na Fig. 16, de modo a verificar a utilidade da adimensionalização proposta para a seleção de fluidos apropriados. Os fluidos antes usados (benzeno, ciclohexano, n-dodecano, n-hexano, p-xileno e tolueno) não apresentaram bons resultados para esta aplicação, devido possuírem temperatura crítica distante da temperatura da fonte térmica em questão, e por esta razão, outros fluidos que apresentaram bons resultados foram considerados. Ao final da condensação, houve uma sobreposição dos valores adimensionais que representam a temperatura e entropia de saturação, para todos os fluidos considerados. Ao final da vaporização houve uma variação um pouco maior dos valores adimensionais que repre-

Tabela 21 - Temperaturas e pressões de vaporização das tabelas 11, 14 e 17, adimensionalizadas.

Fluido	T_{775}^*	P_{775}^*	T_{816}^*	P_{816}^*	T_{854}^*	P_{854}^*
Tolueno	0,73	0,46	0,73	0,46	0,80	0,58
Benzeno	0,73	0,47	0,78	0,54	0,83	0,62
n-Hexano	0,86	0,69	0,86	0,69	0,92	0,81
n-Pentano	0,86	0,70	0,92	0,82	0,92	0,82
p-Xileno	0,65	0,37	0,70	0,43	0,85	0,50
Isopentano	0,87	0,72	0,87	0,72	0,94	0,85
n-Dodecano	0,68	0,45	0,74	0,52	0,74	0,52
R245fa	0,90	0,76	0,90	0,76	0,90	0,76
Mediana	0,80	0,58	0,82	0,61	0,87	0,69
Media	0,79	0,58	0,81	0,62	0,86	0,68
Desv.Pad.	0,098	0,154	0,085	0,148	0,070	0,143

Tabela 22 - Temperaturas e pressões de condensação das tabelas 11, 14 e 17, adimensionalizadas

Fluido	T^*	P^*
Tolueno	0,018	0,0027
Benzeno	0,017	0,0023
n-Hexano	0,021	0,0037
n-Pentano	0,019	0,0034
p-Xileno	0,020	0,0032
Isopentano	0,0021	0,0034
n-Dodecano	0,027	0,0064
R245fa	0,020	0,0031
Mediana	0,020	0,0033
Media	0,020	0,0035
Desv.Pad	0,007	0,001

Tabela 23 - Áreas dos trocadores de calor do CRO operando com uma fonte geotérmica a 480K

Fluido	$A_{evap} (m^2)$	$A_{cond} (m^2)$	$A_{reg} (m^2)$	$A_{total} (m^2)$
HFE7100	0,41	1,83	0,07	2,31
R11	0,46	6,30	0	6,76
R245fa	0,5	3,74	0,14	4,38
n-Pentano	1,10	11,23	0,3	12,63
Isopentano	0,98	13,9	0,28	15,16
Buteno	0,9	3,19	0,25	4,34
Propileno	0,79	1,93	0,22	2,93
Fluorcetona	0,3	2,33	0,94	3,57
R365mfc	0,60	10,09	0,16	10,85
FC72	0,29	1,52	0,067	1,88
FC87	0,28	0,021	0,000095	0,30

sentam a temperatura e entropia de saturação dos fluidos considerados, uma vez que se buscou a máxima potência recuperável. Os fluidos dielétricos (FC87 e FC72) e a fluorcetona apresentaram valores adimensionais na saída da vaporização bem próximos. O R365mfc e n-pentano constituem um segundo grupo com valores adimensionais, na saída de vaporização bem próximos entre si. Ainda houve um terceiro grupo mais disperso, de valores adimensionais, na saída da vaporização composto pelos fluidos R245fa, buteno, R11 e propileno. O PEDT considerado foi de 10 K acima da temperatura ambiente para o condensador e 10 K no início da vaporização no evaporador.

Os valores das temperaturas e pressões correspondentes à Fig. 16, referentes aos finais da condensação e da evaporação, são apresentados respectivamente nas Tabs. 24 e 25. Estas tabelas contêm ainda os seus valores medianos, médios e de desvio padrão que podem indicar os valores ótimos para seleção de fluidos. A faixa de variação adimensional na vaporização pode ser utilizada como critério de seleção do fluido adequado, ou seja, o fluido que apresentar seus adimensionais dentro da referida faixa, pode ser considerado adequado a esta aplicação.

Figura 16 - Diagrama temperatura x entropia ambas adimensionalizadas, das substâncias selecionadas para o CRO operando com a fonte geotérmica, com indicação dos pontos finais de vaporização e de condensação.

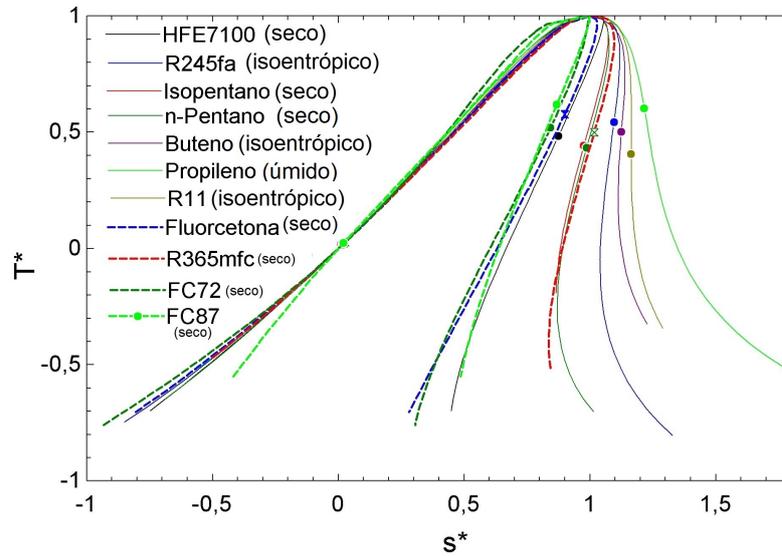


Tabela 24 - Temperaturas e pressões de condensação da Fig.16, adimensionalizadas.

Fluido	T^*	P^*
HFE7100	0,025	0,005
R11	0,018	0,002
R245fa	0,019	0,003
n-Pentano	0,02	0,003
Isopentano	0,02	0,003
Buteno	0,018	0,003
Propileno	0,017	0,002
Fluorcetona	0,026	0,006
R365mfc	0,021	0,003
FC72	0,027	0,006
FC87	0,024	0,005
Mediana	0,02	0,003
Média	0,021	0,004
Desv.Pad	0,007	0,001

Tabela 25 - Temperaturas e pressões de vaporização da Fig.16, adimensionalizadas

Fluido	T^*	P^*
HFE7100	0,48	0,21
R11	0,41	0,14
R245fa	0,54	0,25
n-Pentano	0,43	0,17
Isopentano	0,44	0,18
Buteno	0,50	0,21
Propileno	0,60	0,30
Fluorcetona	0,58	0,32
R365mfc	0,50	0,21
FC72	0,52	0,24
FC87	0,62	0,37
Mediana	0,5	0,21
Média	0,51	0,23
Desv.Pad	0,0696	0,0693

6 CONCLUSÃO

O trabalho buscou priorizar os fluidos secos, por apresentarem energia recuperável ao final da expansão, para o pré-aquecimento a montante do evaporador e também levou em consideração o tipo de fonte de calor para a seleção dos fluidos que tivessem temperatura crítica mais próxima da temperatura da fonte térmica, observando as práticas comerciais e a literatura.

Foi empregado um recuperador de calor para aumentar o rendimento térmico conforme sugerido por Desai e Bandyopadhyay (2009). Como parâmetro adotou-se a pressão atmosférica no condensador e a pressão no evaporador que resultasse num maior rendimento possível de acordo com o fluido. Porém no desenvolvimento do trabalho, à partir do ponto de inflexão (maior rendimento), foi reduzida a temperatura e aumentada a vazão mássica, até o limite estabelecido para o PEDT, visando obter máxima recuperação de potência na turbina.

O tolueno apresenta em todos os casos estudados dos motores à diesel, bons resultados de rendimento térmico, baixa vazão mássica, equilibrados com uma das menores áreas de troca térmica requeridas, reduzindo os custos de investimento. Também apresenta um dos maiores incrementos de energia quando aumentada a área de troca do evaporador. Estas observações corroboram com sua maior utilização em equipamentos produzidos em escala comercial, mesmo sendo um fluido cancerígeno.

O isopentano torna-se a opção menos recomendável para utilização com os motores a diesel, por demandar área de troca térmica mais elevada que os demais fluidos, e também por demandar elevadas vazões mássicas, exigindo conseqüentemente uma bomba com maior potência.

Fluidos isoentrópicos podem ser empregados, porém obtêm-se rendimento térmico menor, já que não possuem energia remanescente a jusante da turbina, para pré-aquecer o fluido na entrada do evaporador. Um exemplo deste tipo de fluido seria o R245fa e outros hidrocarbonetos halogenados, muito utilizados em sistemas de refrigeração conforme afirmado por Gallego (2018).

Os diagramas adimensionalizados figuras 13, 15 e 16, possibilitam a representação de casos de acordo com a aplicação, com todos os fluidos numa mesma base de comparação, e a massa ou número de moles do sistema, podem assumir diversos valores. Desta forma, possibilita a seleção dos fluidos adequados de acordo com a aplicação, de maneira ágil, já que para ser adequado os valores adimensionalizados das propriedades termodinâmicas deveriam estar dentro da faixa de variação destas propriedades adimensionalizadas. Também possibilita representar um diagrama real, adimensionalizando suas propriedades termodinâmicas e conseqüentemente transformando num diagrama de propriedades intensivas e específicas conforme proposto no trabalho.

Após mapeamento dos resultados e conclusões obtidas, identificou-se a oportunidade de aprimorar o presente trabalho em estudos futuros, através da inclusão do rendimento isoentrópico da bomba e da turbina nas simulações.

REFERÊNCIAS

- ABNT NBR 16401, . *Instalação de ar condicionado—sistemas centrais e unitários*. [S.l.]: Parte, 2018.
- AL-SULAIMAN, F. A.; DINCER, I.; HAMDULLAHPUR, F. Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic rankine cycle. *Energy*, Elsevier, v. 45, n. 1, p. 975–985, 2012.
- ARBOIT, N. K. S. et al. Potencialidade de utilização da energia geotérmica no brasil—uma revisão de literatura. *Revista do Departamento de Geografia*, v. 26, p. 155–168, 2013.
- AYACHI, F.; KSAYER, E. B.; ZOUGHAIB, A.; NEVEU, P. Orc optimization for medium grade heat recovery. *Energy*, Elsevier, v. 68, p. 47–56, 2014.
- BAO, J.; ZHAO, L. A review of working fluid and expander selections for organic rankine cycle. *Renewable and sustainable energy reviews*, Elsevier, v. 24, p. 325–342, 2013.
- BIDINI, G.; DESIDERI, U.; MARIA, F. D. A single flash integrated gas turbine-geothermalpower plant with non condensable gas combustion. *Geothermics*, Elsevier, v. 28, n. 1, p. 131–150, 2009.
- BOLES, M. A.; CENGEL, Y. A. *Thermodynamics: an engineering approach*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1989.
- CENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. *Mecânica dos fluidos-3*. [S.l.]: Amgh Editora, 2015.
- CHEN, Q.; XU, J.; CHEN, H. A new design method for organic rankine cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source. *Applied Energy*, Elsevier, v. 98, p. 562–573, 2012.
- DAI, Y.; WANG, J.; GAO, L. Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle (orc) for low grade waste heat recovery. *Energy conversion and management*, Elsevier, v. 50, n. 3, p. 576–582, 2009.
- DESAI, N. B.; BANDYOPADHYAY, S. Process integration of organic rankine cycle. *Energy*, Elsevier, v. 34, n. 10, p. 1674–1686, 2009.
- EL-WAKIL, M. M. *Powerplant technology*. [S.l.]: Tata McGraw-Hill Education, 1985.
- EPE, D. P. E. *ABCD da Energia*. [S.l.], 2020.
- FARIA, P. *Uma Avaliação das Metodologias de Desagregação da Exergia Física para a Modelagem Termoeconômica de Sistemas*. Tese (Doutorado) — Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil, 2014.
- FARONI, L. Z.; MANTOVANI, M. *Modeling of an Organic Rankine Cyce (ORC) for Residual Heat Use of a Internal Combustion Engine (MCI)*. 2016. Federal Universitu od Espírito Santo Technological Center Mechanical Engineering Department;.

- GALLEGO, A. Thermodynamic analysis of the power generation system of organic rankine with the solar heating system. In: . [S.l.: s.n.], 2018.
- GONÇALVES, J. R.; CORSO, P. d. G. apresentado ao. Análise do aproveitamento de resíduos térmicos em um fpso através do ciclo rankine orgânico. *Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio de Janeiro*, 2015.
- HE, C. et al. A new selection principle of working fluids for subcritical organic rankine cycle coupling with different heat sources. *Energy*, Elsevier, v. 68, p. 283–291, 2014.
- HUNG, T.; WANG, S.; KUO, C.; PEI, B.; TSAI, K. A study of organic working fluids on system efficiency of an orc using low-grade energy sources. *Energy*, Elsevier, v. 35, n. 3, p. 1403–1411, 2010.
- IEA, I. E. A. *tracking-clean-energy-progress*. [S.l.], 2019.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. *Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa* . [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000.
- ISMAIL, A. Using compound parabolic solar collectors in asphalt industry. 2015.
- KUO, C.-R. T.; HSU, S.-W.; CHANG, K.-H.; WANG, C.-C. Analysis of a 50 kw organic rankine cycle system. *Energy*, Elsevier, v. 36, n. 10, p. 5877–5885, 2011.
- LECOMPTE, S.; BROEK, M. Van den; PAEPE, M. D. Optimal selection and sizing of heat exchangers for organic rankine cycles (orc) based on thermo-economics. In: *Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference*. [S.l.: s.n.], 2014.
- MACHADO, C. T.; MIRANDA, F. S. Energia solar fotovoltaica: uma breve revisão. *Revista virtual de química*, v. 7, n. 1, p. 126–143, 2015.
- MAGO, P.; SRINIVASAN, K.; CHAMRA, L.; SOMAYAJI, C. An examination of exergy destruction in organic rankine cycles. *International Journal of Energy Research*, Wiley Online Library, v. 32, n. 10, p. 926–938, 2008.
- MORAES, P. L. *Usina Híbrida Heliotérmica-Biomassa em Ciclo Rankine Orgânico*. [S.l.]: Projeto de Graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro . . . , 2017.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D. *Princípios de termodinâmica para engenharia* . [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000.
- OLIVEIRA-JUNIOR, V. *Estudo do uso do ciclo de Rankine Organico para geracao de eletricidade a partir da recuperacao do calor residual de motores a diesel*. 2019. Universidade estadual do Rio de Janeiro.
- OROZCO, D. J. R. et al. Análise da viabilidade econômica da utilização do ciclo rankine orgânico para a geração de eletricidade a partir de biomassa utilizando o método de monte-carlo. 2012.
- PAPADOPOULOS, A. I.; STIJEPOVIC, M.; LINKE, P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic rankine cycles. *Applied thermal engineering*, Elsevier, v. 30, n. 6-7, p. 760–769, 2010.

QUOILIN, S. *Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications*. Tese (Doutorado) — University Belgium, 2011.

QUOILIN, S.; BROEK, M. V. D.; DECLAYE, S.; DEWALLEF, P.; LEMORT, V. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 22, p. 168–186, 2013.

RIBEIRO, L. C. *Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas com Motores de Combustão Interna*. Tese (Doutorado) — Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)—Universidade Federal do . . . , 2017.

ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P.; CHO, Y. I. et al. *Handbook of heat transfer*. [S.l.]: McGraw-Hill New York, 1998. v. 3.

ROQUETTE, T. M. *Análise do Potencial de Geração de Energia Elétrica no Brasil Utilizando a Casca de Arroz como Combustível em um Ciclo Rankine Orgânico*. [S.l.]: Projeto de Graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro . . . , 2017.

ROY, J.; MISHRA, M.; MISRA, A. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using organic rankine cycle. *Energy*, Elsevier, v. 35, n. 12, p. 5049–5062, 2010.

SILVA, J. A. R. d. *Projecto de um ciclo de rankine orgânico para a produção de 1 mw de electricidade*. 2010.

SILVA, S. C.; JUNIOR, E. C.; COSTA, A. Conceitos fundamentais da propriedade termodinâmica exergia e exemplos de aplicação para análise de processos reais. *Enciclopédia Biosfera*, v. 8, n. 15, 2012.

SILVA, S. R.; NIQUINI, G. R.; TURETTA, L. F.; COSTA, A. Aplicação da propriedade termodinâmica exergia na avaliação de processos de produção de etanol lignocelulósico: uma revisão. *Revista Virtual de Química*, v. 10, n. 5, 2018.

SRINIVASAN, K. K.; MAGO, P. J.; KRISHNAN, S. R. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an organic rankine cycle. *Energy*, Elsevier, v. 35, n. 6, p. 2387–2399, 2010.

STIJEPOVIC, M. Z.; LINKE, P.; PAPADOPOULOS, A. I.; GRUJIC, A. S. On the role of working fluid properties in organic rankine cycle performance. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 36, p. 406–413, 2012.

TARTIÈRE, T.; ASTOLFI, M. A world overview of the organic rankine cycle market. *Energy Procedia*, Elsevier, v. 129, p. 2–9, 2017.

TCHANCHE, B. F.; LAMBRINOS, G.; FRANGOUDAKIS, A.; PAPADAKIS, G. Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles—a review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 15, n. 8, p. 3963–3979, 2011.

- TOFFOLO, A.; LAZZARETTO, A.; MANENTE, G.; PACI, M. A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in organic rankine cycle systems. *Applied Energy*, Elsevier, v. 121, p. 219–232, 2014.
- VÉLEZ, F. et al. A technical, economical and market review of organic rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 16, n. 6, p. 4175–4189, 2012.
- VIERA, M. C. G.; FONTANA, M. V. Comparação da geração de energia elétrica em termelétrica através da biomassa e carvão mineral. 2019.
- WALRAVEN, D.; LAENEN, B.; D’HAESELEER, W. Comparison of shell-and-tube with plate heat exchangers for the use in low-temperature organic rankine cycles. *Energy conversion and management*, Elsevier, v. 87, p. 227–237, 2014.
- WANG, D.; LING, X.; PENG, H.; LIU, L.; TAO, L. Efficiency and optimal performance evaluation of organic rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy*, Elsevier, v. 50, p. 343–352, 2013.
- WANG, Z.; ZHOU, N.; GUO, J.; WANG, X. Fluid selection and parametric optimization of organic rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy*, Elsevier, v. 40, n. 1, p. 107–115, 2012.
- WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. [S.l.]: Edgard Blucher, 2006.
- XU, J.; YU, C. Critical temperature criterion for selection of working fluids for subcritical pressure organic rankine cycles. *Energy*, Elsevier, v. 74, p. 719–733, 2014.
- YU, H.; FENG, X. Pinch position between heat carrier and working fluid in organic rankine cycle for waste heat recovery. *Chemical Engineering Transactions*, v. 39, p. 61–66, 2014.