



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho
Campus Abolicionista Joaquim Nabuco
Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica



LEIDY CATARINA FELIX DOS ANJOS

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO FLUIDO DE TRABALHO NO
DESEMPENHO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO ATRAVÉS
DA ANÁLISE ENERGÉTICA**

CABO DE SANTO AGOSTINHO/PERNAMBUCO

2019



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho
Campus Abolicionista Joaquim Nabuco
Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica



LEIDY CATARINA FELIX DOS ANJOS

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO FLUIDO DE TRABALHO NO
DESEMPENHO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO ATRAVÉS
DA ANÁLISE ENERGÉTICA**

**Trabalho apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal Rural de
Pernambuco como requisito para obtenção do
grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.**

Orientador: Prof. MSc. Ronelly José de Souza

CABO DE SANTO AGOSTINHO/PERNAMBUCO

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal Rural de Pernambuco
Sistema Integrado de Bibliotecas
Gerada automaticamente, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- A599e dos Anjos, Leidy Catarina Felix
Estudo da influência do fluido de trabalho no desempenho de um Ciclo Rankine Orgânico através da análise energética. / Leidy Catarina Felix dos Anjos. - 2019.
48 f. : il.
- Orientador: Ronelly Jose de Souza.
Inclui referências.
- Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal Rural de Pernambuco, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, 2020.
1. Ciclo Rankine Orgânico. 2. fluidos de trabalho. 3. EES. 4. análise energética. I. Souza, Ronelly Jose de, orient.
II. Título

CDD 620.1

**Estudo da influência do fluido de trabalho no desempenho de um Ciclo Rankine
Orgânico através de análise energética**

Trabalho apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal Rural de Pernambuco como requisito para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data de aprovação: 12/12/2019

Banca examinadora

Msc. Ronelly José de Souza, UACSA, UFRPE

Orientador

Msc. Humberto Santos, UACSA, UFRPE

Examinador

Msc. Alisson Cocci de Souza, UACSA, UFRPE

Examinador

AGRADECIMENTOS

Sem sombra de dúvidas nada poderia fazer, ser ou poder se não fosse Deus na minha vida, me ajudando e guiando em tudo! Por meio dEle tive a possibilidade de hoje estar aqui e poder ter a chance de uma nova vida literalmente além de ter apoio e forças. A Deus minha gratidão por tudo!

Gratidão aos meus pais que sempre estiveram do meu lado, tanto nos momentos em que eu pensei em desistir, como nos momentos difíceis que pensei que não daria certo e que nunca ia chegar aonde cheguei. Sei que independente de qualquer coisa ou situação vocês estariam comigo e é para vocês que quero dar essa vitória e orgulho!

Além disso, posso dizer que tive várias ajudas durante esses cinco anos e meio, sem eles seria muito mais difícil. E acredito que cada um de nós sozinhos não conseguiríamos, pois, juntos fomos melhores e em cada uma de nossas dificuldades um fortaleceu o outro. Minha gratidão aos amigos irmãos que fiz e tive a oportunidade de conhecer e conviver de forma muito especial nessa fase tão difícil.

Com carinho e gratidão a Deus, agradeço por ter colocado em nossas vidas nosso grande amigo Michael, que com sua simpatia conquistou amizade de todos e nos uniu (mesmo que a contragosto). Seu amor, empenho, dedicação, inteligência, amizade e carinho por todos nos ensina até hoje. Que onde quer que você esteja receba um grande abraço!

Por fim, meu imenso agradecimento ao meu orientador Professor Ronelly, que me deu a oportunidade de me apresentar o seu lado como orientador, pelas horas de estudo e revisão de texto, por me ensinar a usar de fato o EES e me ajudar em tantos pontos e ideais durante esses meses. De fato, você foi um orientador e não poderia ter tido outro melhor!

Dedico este trabalho aos meus pais, Nana e Luís
que tanto se dedicam por mim e em especial ao
meu querido irmão Guilherme (*in memórian*).

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO FLUIDO DE TRABALHO NO DESEMPENHO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO ATRAVÉS DA ANÁLISE ENERGÉTICA

RESUMO

Atualmente a ciência tem buscado o reaproveitamento de energia nas mais diversas formas. O Ciclo Rankine Orgânico (ORC) já é utilizado em várias aplicações em fontes térmicas de baixa e média temperaturas, tais como: calor residual, energia solar, concentradores solar e etc. Este trabalho tem como objetivo a análise energética de um ORC, baseado em uma dissertação de mestrado, através da influência da variação de fluidos de trabalho sob a perspectiva da primeira lei da termodinâmica. As análises foram feitas através de simulação computacional no software Engineering Equation Solver (EES). Os fluidos estudados foram: R123, R134a, R227ea, R245fa e R290 onde se avaliou o comportamento do ORC mediante a variação de alguns parâmetros como forma de avaliar a viabilidade de aplicação tanto do ORC como do refrigerante mais adequado ao projeto. Os parâmetros são: relação de pressão (RP), temperatura na entrada do expensor (T_5), temperatura de condensação (T_2), eficiência (η) e potência líquida (\dot{W}_{liq}). Verificou-se que os fluidos que obtiveram os maiores níveis de potência e eficiência foram: R134a, R227ea e R290.

Paravras-chave: Ciclo Rankine Orgânico. Fluidos de trabalho. EES. Análise energética.

STUDY OF THE INFLUENCE OF WORKING FLUID ON THE PERFORMANCE OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE THROUGH ENERGY ANALYSES

ABSTRACT

Currently, science has sought the reuse of energy in the most diverse ways. Organic Rankine Cycle (ORC) is already used in various applications in thermal with low and medium temperature sources such as waste heat, solar energy, solar concentrators and etc. This work aims the economic analysis of an ORC, based on a master's dissertation, through the influence of the variation of working fluids from the perspective of the first law of thermodynamics. The analysis were done through the Engineering Equation Solver (EES) computer simulator. The studied fluids were: R123, R134a, R227ea, R245fa and R290, where the behavior of the ORC was evaluated by using variations of some parameters as a way of evaluation and application viability of the ORC and of the most suitable refrigerator for the project. The parameters are: pressure ratio (RP), expander inlet temperature (T_5), condensing temperature (T_2), efficiency (η) and net power (\dot{W}_{liq}). The fluids that obtained the highest levels of power and efficiency were: R134a, R227ea and R290.

Keywords: Organic Rankine Cycle. Working fluids. EES. Energy analyses

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Fluidos estudados e suas principais propriedades.....	25
Tabela 02 – Grupo 1 para o mapa das simulações, onde se utilizou a variação de \dot{W}_{liq} , η (eficiência) e T_2 , variando-se a RP (Relação de Pressão) de 1,5 a 3,0 com as referidas T_5 . Grupo 2 para o mapa das simulações, onde se utilizou a variação de η (eficiência) \dot{W}_{liq} , fixando a RP = 2 (Relação de Pressão) com relação a dadas faixas de temperatura T_5	26
Tabela 03 – Grupo 2 para o mapa das simulações, onde se utilizou a variação de η (eficiência) \dot{W}_{liq} , , fixando a RP = 2 (Relação de Pressão) com relação a dadas faixas de temperatura T_5	39

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 – Diagrama esquemático de um Ciclo Rankine Orgânico; (a) Diagrama T-s do Ciclo Rankine Orgânico (b).	14
Figura 02 – Diagrama T-s para a) fluidos úmidos, b) fluidos isentrópicos e c) fluidos secos	15
Figura 03 – Simulação em Sketchup 3D do sistema ORC.	19
Figura 04 – Diagrama esquemático do sistema ORC.	20
Figura 05 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da \dot{W}_{liq} ao se variar a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 200°C.	26
Figura 06 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da \dot{W}_{liq} ao se variar a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 150°C.	28
Figura 07 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da \dot{W}_{liq} ao se variar a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 100°C.	29
Figura 08 – Gráfico comparativo dos fluidos comparando-se o comportamento da η variando-se a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 200°C.	30
Figura 09 – Gráfico comparativo dos fluidos comparando-se o comportamento da η variando-se a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 150°C.	31
Figura 10 – Gráfico comparativo dos fluidos comparando-se o comportamento da η variando-se a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 100°C.	32
Figura 11 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando-se a resposta de T_2 ao se variar a RP, com uma temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 200°C.	33
Figura 12 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da eficiência (η) ao se variar a T_5 entre 80 e 100°C, mantendo a RP=2.	34
Figura 13 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da eficiência (η) ao se variar a T_5 entre 130 e 150°C, mantendo a RP=2.	35
Figura 14 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da eficiência (η) ao se variar a T_5 entre 180 e 200°C, mantendo a RP=2.	36
Figura 15 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da W_{liq} ao se variar a T_5 entre 80 e 100°C, mantendo a RP=2.	37
Figura 16 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da W_{liq} ao se variar a T_5 entre 130 e 150°C, mantendo a RP=2.	38
Figura 17 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da W_{liq} ao se variar a T_5 entre 180 e 200°C, mantendo a RP=2.	39

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Contexto energético.....	12
1.2	Fontes Térmicas	13
1.3	Sistema ORC.....	14
1.4	Fluidos de Trabalho.....	14
1.5	Objetivos gerais.....	15
1.6	Objetivos Específicos.....	15
2	REFERENCIAL TEÓRICO	17
2.1	Ciclo Rankine Orgânico.....	17
2.2	Fluidos de Trabalho.....	18
2.3	1ª Lei da Termodinâmica	19
3	MATERIAIS E MÉTODOS	21
3.1	MODELAMENTO TERMODINÂMICO	21
3.2	Sistema ORC.....	21
3.3	Análise Energética.....	23
3.4	Fluidos Analisados	24
4	RESULTADOS E DISCURSSÕES	26
4.1	Grupo 1.....	27
4.2	Grupo 2.....	34
5	CONCLUSÕES.....	41
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	43

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto energético

A energia é um insumo de grande importância para garantir o desenvolvimento da sociedade humana bem como de sua economia. Além disso, as demandas mundiais de energia vêm aumentando cada vez mais devido ao avanço tecnológico e científico, assim como a ascensão de novos países industrializados como a China e Índia. Tais evidências corroboram para que o problema energético torne-se mais agudo nos diversos setores industriais (GINGERICH, *et al.*, 2015. CHEN; LI; LE, 2016).

Efetivamente a sociedade contemporânea é assombrada pelas mudanças climáticas. Desde 1988 os cientistas ambientais do mundo se encontram no Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas (IPCC, 2014) e fornecem diagnósticos científicos múltiplos sobre o atual estado das mudanças climáticas. As evidências têm mostrado que a humanidade está próxima de um ponto onde não se poderia reverter os efeitos da globalização, tendo como consequência fatos conhecidos, como aumento do nível do mar, expansão das secas, acidificação oceânica e perda da biodiversidade (WATSON, *et al.*, 2016).

No geral, a ação do homem, particularmente o consumo energético como um todo, vem sendo um dos principais fatores que contribuem para as alterações climáticas das últimas décadas. Por outro lado, a energia e seus serviços prestados à sociedade são essenciais para as necessidades básicas humanas. A energia também apoia mundialmente o crescimento econômico, sendo uma garantia para o desenvolvimento da sociedade econômica (SUN, *et al.*, 2016). Zhang, *et al.* (2018) e Martine, *et al.*, (2015) também afirmam que a ascensão econômica mundial tem como base principal o consumo de energia de forma tradicional, com uso de carvão, gás natural e outros combustíveis de origem fóssil os quais tem efeitos prejudiciais ao meio ambiente.

Como consequência, Inglesi-Lotz (2015) acrescenta, que para enfrentar mudanças ambientais futuras, é necessária a diminuição dos impactos ambientais, sendo necessárias inovações tecnológicas no que tange a geração de energia. Li, *et al.* (2016) também ratifica que é possível estabelecer uma sociedade sustentável e com economia energética através da recuperação e reutilização de calor residual tendo o ciclo Rankine orgânico (ORC) como uma solução técnica viável.

1.2 Fontes Térmicas

Em todo o mundo, grande quantidade de energia é liberada sob a forma de calor residual no meio ambiente, tendo como principal causador o avanço industrial e tecnológico. A recuperação de calor residual é uma das formas mais utilizadas, sendo este aproveitado para a geração de energia (LI, *et al.*, 2016). Como consequência, esse tipo de energia, que em outro momento era desperdiçado, vem sendo utilizado com maior consciência com aplicação de tecnologias como o ORC. Uma vez que o calor residual possui como característica baixo grau de temperatura, sendo esta entre 150 e 300°C, é necessário o uso de tecnologias específicas para o aproveitamento desse tipo de energia, buscando dessa maneira, a atenuação de problemas ambientais (DAI, *et al.*, 2008; BRAIMAKIS, *et al.*, 2017).

Outras fontes de energia térmica alternativa estão contribuindo para o suprimento da demanda de energia mundial, sendo uma consequência o aumento da demanda de alternativas sustentáveis que tenham menores consequências relacionadas ao meio ambiente. Entre as energias mais exploradas, estão a geotérmica, a solar, e o biogás. A geotérmica é um tipo de possibilidade estável e de disponibilidade constante, no caso de um reservatório em uma determinada região. Esta trabalha variando suas temperaturas entre 50 e 350°C e tem visibilidade e viabilidade por ser um recurso abundante em sua distribuição de reserva geotérmica a nível mundial (BINA, *et al.*, 2017).

Do mesmo modo, a energia solar, sendo outra fonte de energia alternativa, vem sendo um recurso amplamente utilizado como fonte térmica. Sonsaree *et al.*, (2017) investigaram uma planta de ORC solar em pequena escala, baseando-se na melhoria da tecnologia ORC juntamente com essa alternativa sustentável. Assim como Aboelwafa *et al.* (2018) comenta sobre o uso da energia solar térmica em coletores solares.

Semelhantemente, o biogás vem sendo usado para o suprimento energético de alguns sistemas. (INVERNIZZI e SHEIKH, 2018) aplicaram o ORC com objetivo de otimizar termo economicamente uma usina de biogás em um estudo de caso real. Nesse estudo de caso, o sistema ORC foi acoplado à usina de biogás, aproveitando também o calor residual dos radiadores e gases de escape. Uris *et al.* (2017) também investigaram a viabilidade de uma usina de biogás que integrou paralelamente ao ORC, utilizando-o na cogeração de energia em uma planta localizada na Espanha continental.

Li, *et al.*, (2016) também utilizou o ORC em seu estudo, aplicando a energia decorrente do calor de exaustão de motores de combustão interna. Considerando que

apenas um terço do calor gerado nos motores de combustão interna é efetivamente utilizado, o ORC é uma excelente alternativa para este desperdício energético na forma de calor, sendo então uma solução promissora para a industrialização e economia.

1.3 Sistema ORC

Pensando de forma sustentável, rentável e consciente no que se refere à geração de energia e o aumento de sua demanda, a comunidade científica vem buscando formas de aproveitamento de diversos tipos de recursos. O Ciclo Rankine Orgânico tem sido considerado como um dos sistemas mais competitivos para o aproveitamento de fontes de energia de baixa temperatura e, conseqüentemente, para produção de eletricidade em determinados níveis de potência (TZIVANIDIS; BELLOS; ANTONOPOULOS, 2016).

Uma vez que o ciclo Rankine convencional não consegue atender a temperaturas abaixo de 250°C, o ORC é proposto para a recuperação da energia proveniente de fontes térmicas com temperaturas entre 150-300°C (GHAEBI *et al.*, 2019). De acordo com Sun, *et al.* (2016) a tecnologia do ORC tem uma diversa gama de aplicações sendo utilizado de maneira eficaz para a conversão de energia elétrica.

1.4 Fluidos de Trabalho

O ORC utiliza os fluidos orgânicos como fluido de trabalho. Estes podem ser, por exemplo, os hidrocarbonetos e os refrigerantes que são considerados excelentes no uso em fontes de baixa e média temperatura, pois possuem baixo ponto de ebulição (QUOILIN, *et al.*, 2012). Os fluidos podem ser de diversos tipos, com temperatura de ebulição menor e maior peso molecular do que o vapor d'água, resultando em propriedades que destacam capacidade de trabalho em diferentes temperaturas (HOANG, 2018). De acordo com Frutiger *et al.* (2016) e Aboelwafa, *et al.* (2018) a importância dos fluidos de trabalho orgânicos está no aprimoramento do ORC e se dá pelas propriedades termodinâmicas inerentes a estes, que influenciam diretamente na otimização do design de componentes, condições de operação e eficiência do ciclo.

1.5 Objetivos gerais

A proposta deste trabalho é de realizar uma análise teórica de desempenho de um ORC, baseada na dissertação de Souza (2019), através do desenvolvimento de um modelo matemático para este ciclo térmico. Os cálculos foram realizados através de simulações computacionais no EES (Engineering Equator Solver), objetivando então, avaliar a influência de diferentes fluidos orgânicos no desempenho do referido ciclo térmico e a consequente avaliação paramétrica desse sistema no que se refere ao seu desempenho. Os efeitos foram estudados baseados nesta variação do fluido de trabalho e foram avaliados de acordo com os parâmetros utilizados no EES.

Na referida dissertação foram feitas análises energética e exergética de um ORC, operando sob dois modos distintos, além da análise exergoeconômica. Todo esse estudo foi realizado apenas para o fluido R134a. Os dois modos de operação estudados foram: Ciclo Rankine Orgânico Simples (ORC-S) e Ciclo Rankine Orgânico Combinado (ORC-C). O ORC-S rejeita calor para uma torre de resfriamento e tem como produto a potência produzida pelo expensor, enquanto o ORC-C trabalha de forma combinada com o SRA e tem como produtos a potência produzida pelo expensor, retirada de calor do condensador ORC e a climatização de um ambiente.

Com isso e baseado em Souza (2019), será feita a análise do desempenho do sistema ORC operando com os seguintes fluidos orgânicos: R134a, R123, R227ea, R245fa e R290. Esta variação de parâmetro se torna importante, pois a seleção de um fluido de trabalho segundo Aboelwafa, *et al.* (2018) é importante e desafiador devido ao seu importante efeito na eficiência do ciclo. Linke *et al.* (2015) considera a identificação de fluidos de trabalho de alto desempenho como um dos desafios de pesquisa. Além disso, Yu, Feng e Wang (2016) corroboram que ao escolher-se um determinado fluido, este determina a eficiência térmica, segurança, estabilidade, rentabilidade do sistema.

1.6 Objetivos Específicos

- Revisão bibliográfica de Souza (2019) objetivando o entendimento do ciclo aplicado utilizando o ciclo Rankine orgânico;
- Revisão bibliográfica do ciclo Rankine orgânico, e deste operando com diferentes fluidos de trabalho;

- Dos fluidos orgânicos mais comumente encontrados na literatura; assim como também suas principais características;
- Será também desenvolvido do modelo matemático para análise do ORC simulando seu funcionamento bem como o estudo paramétrico desse sistema, para análise do desempenho com diferentes fluidos orgânicos.

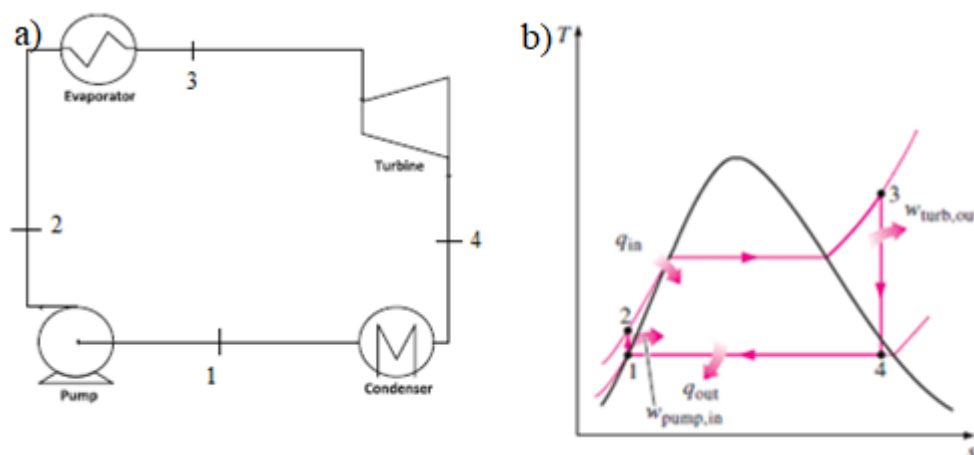
2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Ciclo Rankine Orgânico

De acordo com Pethurajan *et al.* (2018) e Li (2015), o ORC difere apenas no fluido de trabalho em comparação ao ciclo convencional Rankine, que utiliza água para a geração de vapor, enquanto o ORC utiliza um fluido orgânico. Quanto aos componentes, são quatro principais: um evaporador ou caldeira, que insere calor no sistema, uma turbina que gera energia através da expansão do fluido de trabalho, um condensador, ou remove o calor do ciclo e uma bomba que pressuriza o fluido condensado, voltando para o evaporador (ABOELWafa *et al.*, 2018).

Quanto ao funcionamento deste sistema Pethurajan *et al.* (2018) assim como Ramos *et al.* (2018) afirmam que este ciclo tem basicamente quatro etapas (Figura 01): (1-2) o fluido de trabalho orgânico, que estava armazenado em um tanque é pressurizado através de uma bomba; (2-3) o fluido é enviado ao evaporador, que tem a função de inserir calor ao ciclo, tendo como consequência a elevação da temperatura e o seu superaquecimento; (3-4) Há a expansão do vapor através de uma turbina ou expansor, que converte parte da energia presente no fluido, que por sua vez conectado a um gerador, produz energia elétrica; (4-1) e em seguida há a rejeição de calor do ciclo, através do condensador, onde o fluido de trabalho retorna ao seu estado da etapa original.

Figura 01 – Diagrama esquemático de um Ciclo Rankine Orgânico; (a) Diagrama T-s do Ciclo Rankine Orgânico (b).



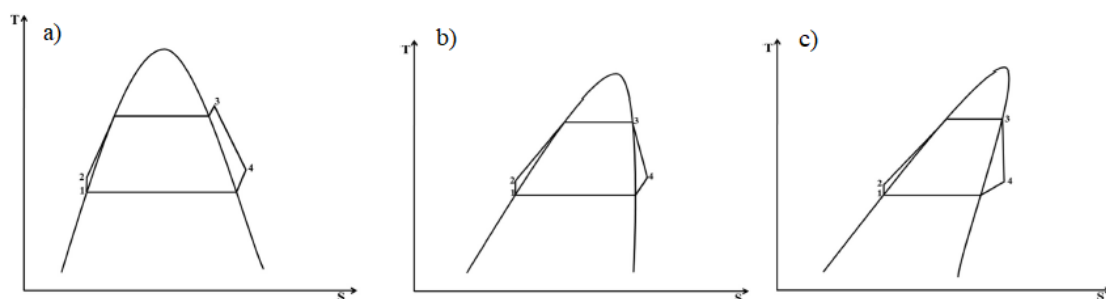
Fonte: (ABOELWafa, *et al.* 2018) e adaptação (MORAN, *et al.*, 2013)

2.2 Fluidos de Trabalho

O fluido de trabalho é o fator mais importante na determinação do desempenho do ORC. A inclinação da curva saturação do fluido de trabalho e o impacto ambiental são dois fatores a serem considerados ao se selecionar o fluido (BARSE; MANN, 2016).

Os fluidos de trabalho podem ser divididos em três tipos: de acordo com a inclinação da curva de vapor saturado no diagrama T-s (temperatura-entropia) como mostra a Figura 02. O primeiro tipo são os fluidos úmidos, que são determinados de acordo com a curva de vapor saturado como mostrado na Figura 2.a com inclinação negativa. Estes fluidos precisam ser superaquecidos antes de entrar na turbina, pois durante o processo de expansão, o fluido pode entrar na região de mistura, o que danificará as pás da turbina. O segundo tipo de fluido é o isentrópico, que tem a curva de vapor saturado com inclinação aproximadamente nula, como mostra a Figura 2.b. Estes fluidos não precisam ser superaquecidos. O terceiro fluido é o do tipo seco, com inclinação positiva no diagrama T-s, este também não precisa de superaquecimento antes da turbina e não se condensam durante a expansão na turbina (LI, 2015; ABOELWAF, *et al.* 2018).

Figura 02 – Diagrama T-s para a) fluidos úmidos, b) fluidos isentrópicos e c) fluidos secos.



Fonte: (ABOELWAF, *et al.* 2018)

Para o uso de fluido de trabalho adequado ao ORC é necessário que este possua características termodinâmicas adequadas às fontes de calor com baixas temperaturas, tais como ponto de ebulição mais baixo e curva de inclinação positiva na linha de vapor saturado no diagrama T-s (TZIVANIDIS; BELLOS; ANTONOPOULOS, 2016). Quolini *et al.* (2012) cita algumas diretrizes e indicadores que serão alterados ao selecionar determinado fluido de trabalho. Dentre os quais, julgam-se com maior relevância os seguintes:

- Desempenho termodinâmico (que afetará diretamente a potência de saída do ciclo e que possui outras propriedades interdependentes como: ponto crítico, calor específico, densidade, etc.);
- Curva de vapor saturado com inclinação positiva ou isentrópica (fator que irá garantir a integridade da turbina utilizada);
- Baixo Potencial de Destruição de Ozônio (ODP), sendo este o índice que indica a habilidade relativa dos refrigerantes ou outra substância química de destruir o ozônio estratosférico (HURWITZ *et al.*, 2015; CALM E DIDION, 1998);
- Baixo Potencial de Aquecimento com Efeito estufa (GWP), sendo este um quantificador do potencial refrigerante como gás do efeito estufa, relativo ao efeito de aquecimento de uma massa similar de CO₂ por um período de 100 anos ou um intervalo de tempo específico (HURWITZ *et al.*, 2015).

2.3 1ª Lei da Termodinâmica

Para análise do desempenho do ORC da perspectiva da primeira lei da termodinâmica, cada componente é tratado como um volume de controle e são aplicadas as conservações de massa e de energia. Também existe a outra perspectiva que neste caso são os sistemas fechados, onde nenhuma quantidade de massa cruza as fronteiras do sistema, havendo apenas transferência de energia que cruza a fronteira.

Considerando sistemas fechados, segundo Mouran Michael J. *et al.* (2013), o calor e trabalho são as únicas formas de energia que atravessam as fronteiras e à medida que isto ocorre a energia do sistema é alterada. Ao se abordar a primeira lei para sistemas fechados, a sua forma diferencial é descrita na Equação 1 abaixo:

$$\frac{dU}{dt} + \frac{dEC}{dt} + \frac{dEP}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \text{ [kJ/t]} \quad (1)$$

Onde U é a energia interna, EC é a energia cinética e EP a energia potencial. \dot{Q} é o calor que cruza a fronteira em determinado intervalo de tempo assim como o \dot{W} é o trabalho realizado sobre ou pelo sistema no intervalo de tempo. Considerando que o somatório dessas energias (do lado esquerdo da Equação 1) é a variação total de energia no sistema fechado, a mesma equação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \text{ [kJ/t]} \quad (2)$$

Sob a perspectiva de volume de controle, nesse caso o fluxo de massa através da superfície é levado em consideração. Nesse fluxo de massa têm-se basicamente duas parcelas: a quantidade de energia que a massa possui em determinado instante e em determinado estado termodinâmico e a energia de escoamento $(1/2)V^2$ e a energia potencial gz , conforme pode-se observar na Equação 3 a seguir:

$$e + Pv = u + Pv + \frac{1}{2}V^2 + gz \text{ [kJ/kg]} \quad (3)$$

Onde Pv é o trabalho do escoamento do fluido e $u + Pv$ é a definição da entalpia específica, dada pela Equação 4 abaixo:

$$h = u + Pv \text{ [kJ/kg]} \quad (4)$$

Adicionando-se então parcelas referentes aos fluxos de massa como na Equação 2, consegue-se encontrar a equação que norteia a análise da primeira lei da termodinâmica em volumes de controle.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (5)$$

[kJ/kg]

Como se observa ao lado direito da Equação 5, as duas últimas parcelas representam o somatório das entradas e saídas de fluxo de massa, respectivamente.

Ao se analisar volumes de controle, outro importante conceito vem a ser analisado, que é a conservação de massa. Fazendo-se isso de forma diferencial, tal conceito diz que a variação instantânea de massa, no volume de controle, é igual ao somatório dos fluxos instantâneos de massa que estão entrando no volume de controle menos o somatório dos fluxos instantâneos de massa que estão saindo do volume de controle. Por este motivo a conservação de massa pode ser expressa através da Equação 6.

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \text{ [kJ/t]} \quad (6)$$

Para o caso de volume de controle operando em regime permanente, isto quer dizer que a quantidade de massa que entra é igual a quantidade de massa que sai. Nessa situação a Equação 6, se tornará a Equação 7.

$$0 = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \text{ [kg/t]} \quad (7)$$

Para o caso de volume de controle operando em regime permanente, a Equação 5 ficaria da seguinte forma ilustrada na Equação 8.

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m} \left[\left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \right] \text{ [kJ/kg]} \quad (8)$$

Como se pode observar, a energia no interior do volume de controle também não sofreria alterações.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 MODELAMENTO TERMODINÂMICO

O modelamento termodinâmico foi baseado na primeira lei da termodinâmica com objetivo na busca de dados relativos à eficiência energética, potência líquida obtida, dentre outras, dados estes com os quais se puderam obter parâmetros para identificação de quais fluidos de trabalho obtiveram-se melhor desempenho.

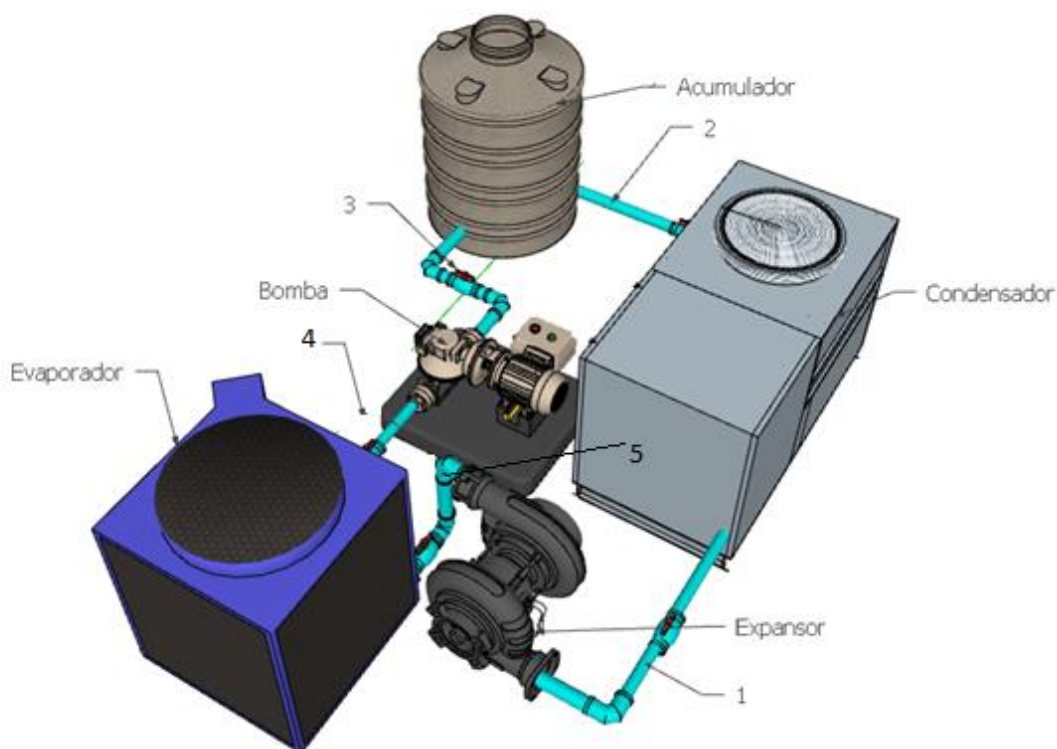
O presente estudo é baseado no princípio de conservação de massa, na primeira lei da termodinâmica (análise energética), é restrito às condições de regime permanente de fluido de trabalho.

3.2 Sistema ORC

Esse sistema térmico é baseado no Ciclo Rankine a Vapor (SRC – Steam Rankine Cycle), mas ao invés de operar com água, o ORC conta com as propriedades termodinâmicas de um fluido orgânico para transformação de energia ao longo do sistema. As Figuras 03 e 04 abaixo ilustram os equipamentos utilizados no ORC e o

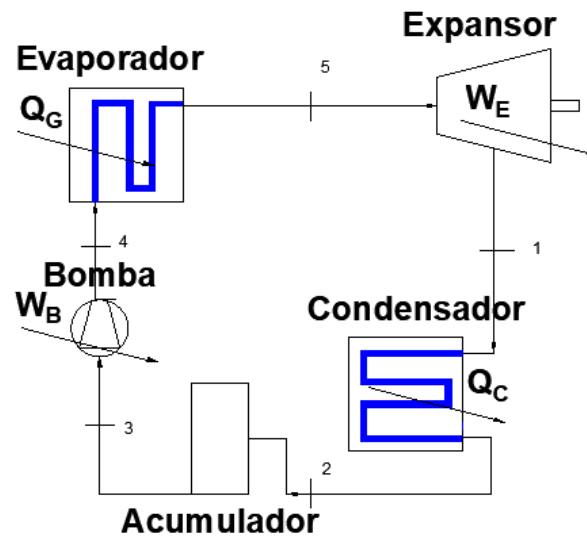
diagrama esquemático, onde: (1) No expansor o refrigerante, que está no estado de vapor, ganha de energia que tem a finalidade de gerar trabalho, no ponto conforme as Figuras 03 e 04 abordam o líquido já passou pelo expansor e segue para o condensador, onde este despeja calor para o ambiente, mudando de estado, se tornando líquido através da condensação; (2) seguindo então para um acumulador onde é armazenado; (3) após passar pelo acumulador, no qual garante que na bomba passe apenas fluido no estado líquido; (4) ao ter passado pela bomba, onde recebeu pressão para entrar no sistema segue para o evaporador, onde ganha energia na forma de calor, mudando de estado, tornando-se vapor; (5) este então, segue para o expansor para reiniciar o ciclo.

Figura 03 – Esquema de um ORC e seus equipamentos.



Fonte: Autoria própria.

Figura 04 – Diagrama esquemático do sistema ORC.



Fonte: Autoria própria.

3.3 Análise Energética

Considerou-se que cada equipamento que compõe o ciclo seja envolto por um volume de controle e tal análise foi desenvolvida através da primeira lei da termodinâmica.

O início desta análise iniciou-se através do estudo condensador e o acumulador onde estes são envolvidos por um volume de controle, então o calor rejeitado pelo ciclo poderá ser obtido através da Equação 9 (MOURAN MICHAEL J. *et al.*, 2013). Não havendo trabalho envolvido no processo:

$$\dot{Q}_C = \dot{m} (h_3 - h_1) \text{ [kJ/t]} \quad (9)$$

Sendo h_3 e h_1 respectivamente as entalpias específicas na saída do acumulador e na entrada do condensador, respectivamente.

Considera-se então que o processo na bomba do ORC ocorra de forma isentrópica e adiabática, o trabalho fornecido por esta é representado pela Equação 10.

$$\dot{W}_B = \dot{m} (h_3 - h_4) \text{ [kJ/t]} \quad (10)$$

Onde h_4 é a entalpia específica na entrada do gerador de vapor do sistema ORC.

A Equação 11 prevê o calor fornecido pelo gerador através do sistema ORC e como não há calor envolvido no processo:

$$\dot{Q}_G = \dot{m} (h_5 - h_4) \text{ [kJ/t]} \quad (11)$$

Sendo h_5 a entalpia específica na saída do gerador.

O trabalho líquido do ciclo pode ser obtido através da Equação 12 e conseqüentemente a eficiência térmica do ciclo ORC através da Equação 13 a seguir (LAKEW; BOLLAND, 2010):

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_E - |\dot{W}_B| \text{ [kJ/t]} \quad (12)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_G} \quad (13)$$

3.4 Fluidos Analisados

O presente trabalho utilizou como parâmetro principal a variação do fluido de trabalho, que foram: R227ea, R123, R134a, R245fa e R290.

- O fluido de trabalho R227ea é caracterizado pela faixa de pressão de trabalho favorável, onde nenhum ponto de seu ciclo termodinâmico encontra pressões abaixo da pressão atmosférica. (BORSUKIEWICZ-GOZDUR, 2013) É caracterizado como um fluido seco.
- Já o fluido R123 é um refrigerante de baixa pressão. Este é usado com frequência na aplicação em ORC experimentais devido sua melhor eficiência térmica e ótimo desempenho ambiental (baixo ODP - Ozone Depletion Potential ou Potencial de Destruição da Camada de Ozônio e GWP - Global Warming Potential ou Potencial de Aquecimento Global) (FENG et al., 2017).
- O refrigerante R245fa também é mais um fluido amplamente utilizado em ORC, pois possui propriedades mais favoráveis para o sistema de recuperação de calor a baixa temperatura (60 a 200°C). Além de possuir um alto grau de estabilidade térmica, a não inflamabilidade do R245fa diminui os custos de investimento do usuário em comparação com alternativas inflamáveis. (HONEYWELL, 2010)

- O fluido de trabalho R290, também conhecido como propano. Sendo um refrigerante de hidrocarboneto ecológico, pois possui um GWP baixo, assim como um ODP igual a zero. Possui um excelente desempenho térmico, baixo preço e é compatível com os lubrificantes e equipamentos; também possui ótimas propriedades termodinâmicas, obtendo com altas eficiências e baixas cargas de energia, permitindo menores trocadores de calor. (SHRIVASTAVA; S., 2016)
- Conforme se observa na Tabela 01, o fluido de trabalho R134a possui um coeficiente de condutividade térmica de 1,425 W/m.°C, sendo o maior dentre os demais fluidos estudados. Tendo como consequência um bom desempenho com fontes de calor até 170°C, contudo, este fluido não é adequado para fontes de calor de temperaturas 180 a 190°C. (TIAN *et al.*, 2016)

Tabela 01 – Fluidos estudados e suas principais propriedades.

Propriedade	Refrigerante				
	R123	R134a	R227ea	R245fa	R290
Pressão Crítica (Mpa)	3,662	4,059	2,912	3,051	1,153
Temperatura Crítica (°C)	183,680	101,060	103,000	154,050	96,680
Densidade (kg/m ³)	1458,6	1206	1387	1338,54	462,08
Viscosidade (μPa-s)	456	202	244	407	80,16
Condutividade Térm (W/m°C)	0,081	0,084	0,0533	0,088	0,022
Calor específico (KJ/kg°C)	0,23	0,8931	1,176	1,101	2,371
Massa Molecular (g/mol)	152,930	102,030	170,029	134,030	44,100
Tipo	Isentrópico	Isentrópico	Seco	Isentrópico	Úmido

Fonte: ASHRAE

Para as propriedades estudadas, a viscosidade é uma das que se destaca. Segundo Bell e Laesecke (2016) a viscosidade é uma importante propriedade no que se refere ao transporte dos fluidos, sendo necessária para análise detalhada dos componentes do sistema, incluindo compressores, trocadores de calor, etc.

Acrescentando o estudo das propriedades, Sharif et al (2016) estudou a aplicação de nanopartículas em fluidos refrigerantes tendo propriedades como a condutividade térmica juntamente com a transferência de calor com relevante aumento, assegurando assim a importância das propriedades dos fluidos refrigerantes como uma análise importante a ser estudada e melhorada nos sistemas térmicos.

4 RESULTADOS E DISCURSÕES

Os dados iniciais utilizados para operação do ORC foram: $P_5 = 1,5\text{Mpa}$, $T_5 = 200^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 0,07\text{ kg/s}$ e $RP = 2$, estes também foram utilizados por Souza (2019). A pressão P_5 é a pressão de entrada do expensor, assim como T_5 é a temperatura na entrada do expensor, RP é a relação de pressão utilizada para cada estágio do ciclo. Os códigos para as simulações computacionais foram desenvolvidos no EES mediante tais parâmetros pré-estabelecidos e de acordo com a primeira lei da termodinâmica e os resultados corresponderam às propriedades inerentes aos fluidos escolhidos.

O estudo paramétrico escolhido utilizou os fluidos estudados comparando-os entre si variando-se a RP (Relação de Pressão) que foi de 1,5 a 3, e utilizou a inicialmente T_5 igual a 100, 150 e 200°C . Para verificação das respostas dos fluidos de trabalho ao ORC, comparou-se a \dot{W}_{liq} (potência líquida), η (eficiência) e a T_2 (temperatura de condensação) conforme explica a Tabela 02 especificamente no Grupo 1. Tendo em vista a importância da RP (Relação de Pressão) como importante papel nas respostas de \dot{W}_{liq} (potência líquida), η (eficiência) e a T_2 (temperatura de condensação) bem como seus respectivos comportamentos.

Já para a segunda análise fixou-se a RP (Relação de Pressão) em 2, e analisou-se a T_5 (temperatura na entrada do expensor) com relação a \dot{W}_{liq} (potência líquida), η (eficiência) em faixas de temperatura diferentes, conforme vê-se no Grupo 2 da Tabela 02. Tendo como objetivo o estudo do comportamento dessas simulações como forma de avaliar os fluidos estudados.

Tabela 02 – Grupo 1 para o mapa das simulações, onde se utilizou a variação de \dot{W}_{liq} , η (eficiência) e T_2 , variando-se a RP (Relação de Pressão) de 1,5 a 3,0 com as referidas T_5 . Grupo 2 para o mapa das simulações, onde se utilizou a variação de η (eficiência) \dot{W}_{liq} , fixando a RP = 2 (Relação de Pressão) com relação a dadas faixas de temperatura T_5 .

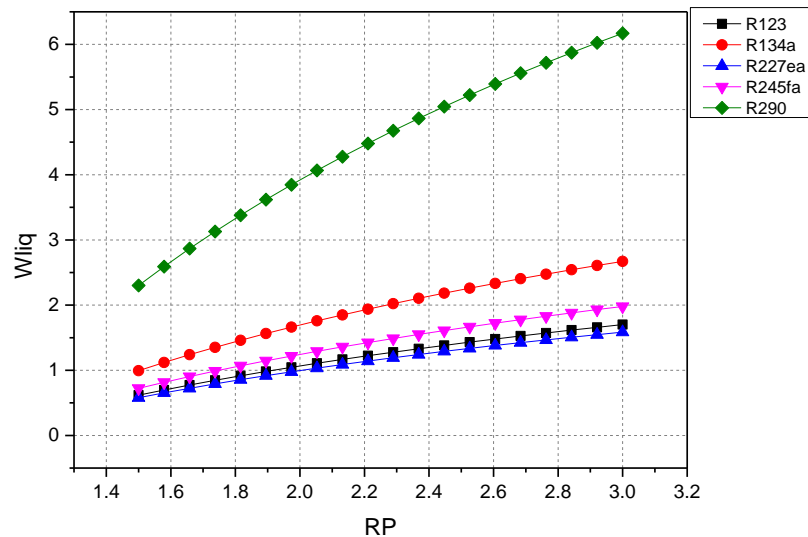
<i>Grupo 1</i>	<i>Grupo 2</i>
\dot{W}_{liq} x RP	η x T_5
$T_5 = 100^\circ\text{C}$	$T_5 = 80^\circ\text{C}$ a 100°C
$T_5 = 150^\circ\text{C}$	$T_5 = 130^\circ\text{C}$ a 150°C
$T_5 = 200^\circ\text{C}$	$T_5 = 180^\circ\text{C}$ a 200°C
η x RP	\dot{W}_{liq} x T_5
$T_5 = 100^\circ\text{C}$	$T_5 = 80^\circ\text{C}$ a 100°C
$T_5 = 150^\circ\text{C}$	$T_5 = 130^\circ\text{C}$ a 150°C
$T_5 = 200^\circ\text{C}$	$T_5 = 180^\circ\text{C}$ a 200°C
T_2 x RP	
$T_5 = 100^\circ\text{C}$	
$T_5 = 150^\circ\text{C}$	
$T_5 = 200^\circ\text{C}$	

Fonte: Autor

4.1 Grupo 1

Para um estudo inicial do comportamento da \dot{W}_{liq} (Potência Líquida), como se pode observar na Figura 05 a seguir, estudou-se o comportamento da \dot{W}_{liq} em relação a variação de RP em cada um dos fluidos.

Figura 05 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da \dot{W}_{liq} ao se variar a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_s) igual a 200°C.



Fonte: Autor

Conforme se pode observar na Figura 05, todos os fluidos analisados ao variar a RP aumentaram a \dot{W}_{liq} , destacando-se o R290, no qual obteve maior \dot{W}_{liq} , chegando esta valores superiores a 6 kW. Este comportamento é justificado através das propriedades termo físicas do fluido, uma vez que estas determinam o desempenho energético do sistema. A menor densidade do fluido R290 reflete o menor atrito e com isso melhor coeficiente de transferência de calor no evaporador e condensador. A viscosidade do refrigerante é a principal fonte de irreversibilidade de um sistema térmico, o que influencia diretamente nos coeficientes de transferência de calor tanto na condensação como na ebulição. No entanto, a ASHRAE – A Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado possui uma normativa de número 34 (norma na qual descreve de maneira abreviada a forma de nomear refrigerantes e atribui classificações de segurança). Nesta normativa este fluido é classificado como um fluido A3, ou seja, um refrigerante não tóxico, mas altamente inflamável. (CHOUDHARI e SAPALI, 2017)

Por outro lado, os fluidos refrigerantes R227ea, R123 e o R245fa não responderam da mesma forma, obtendo potências máximas de 1,58kW, 1,7kW e 1,9kW, respectivamente, à medida que a RP aumentou de 1,5 para 3. Sendo o fluido R245fa uma opção de

substituição no lugar do R123, pois são similares. Shu *et al.* (2016) trabalhou em sua pesquisa comparando o R245fa e o R123 e constatou que o R245fa tem maior coeficiente de transferência de calor convectivo do que o R123, tendo como consequência uma maior capacidade de transferência de calor e menores perdas de carga.

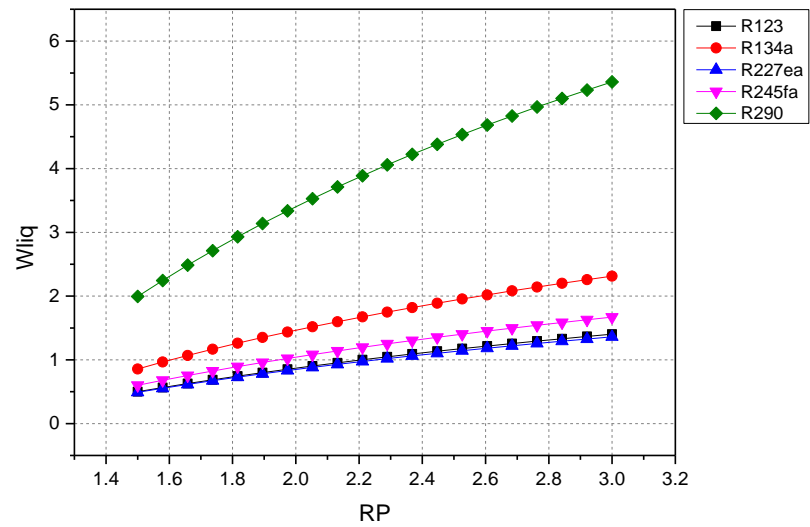
Além disso, possui maior capacidade térmica, com maior capacidade de armazenamento de calor tanto no estado líquido como em vapor. Também possui um melhor desempenho ao absorver energia de baixa e média temperaturas de fontes de calor, enquanto o R123 é mais adequado para fontes de calor para altas temperaturas, acima de 300°C.

Em relação ao fluido R227ea, este foi estudado por Barse e Mann (2016) e combinando-se o aumento da vazão com alta pressão na turbina tendo como consequência um maior consumo de energia. Já Borsukiewicz-Gozdur (2013) realizou testes em protótipo utilizando um turbogerador hermético utilizando o fluido R227ea obtendo uma eficiência elétrica de 4,88%.

De acordo com Tian *et al.* (2016) o R134a não corresponde a temperaturas acima de 180°C, não obtendo resultados satisfatórios, o que não foi verificado na simulação, tendo uma melhor resposta com uma T_5 a 200°C, obtendo valores de \dot{W}_{liq} superiores a 2,5kW ao se aumentar a RP para 3, conforme se observou ver na Figura 05. O que não ocorreu com o ciclo tendo valores de T_5 com temperaturas de 150°C e 100°C, obtendo valores de pouco mais de 2kW e pouco menos de 2kW, respectivamente, como se observa nas Figuras 06 e 07. Outro fator importante observado é de que a densidade desse fluido é um pouco menor do que a dos demais fluidos, concordante na Tabela 01. Sendo esta densidade de 1206kg/m³, tendo um conseqüente menor atrito e comportamento análogo ao R290, sendo seu comportamento maior em altas temperaturas, devido sua temperatura crítica ser de 96°C (Tabela 01) e com isso obter bons resultados em qualquer das temperaturas estudadas.

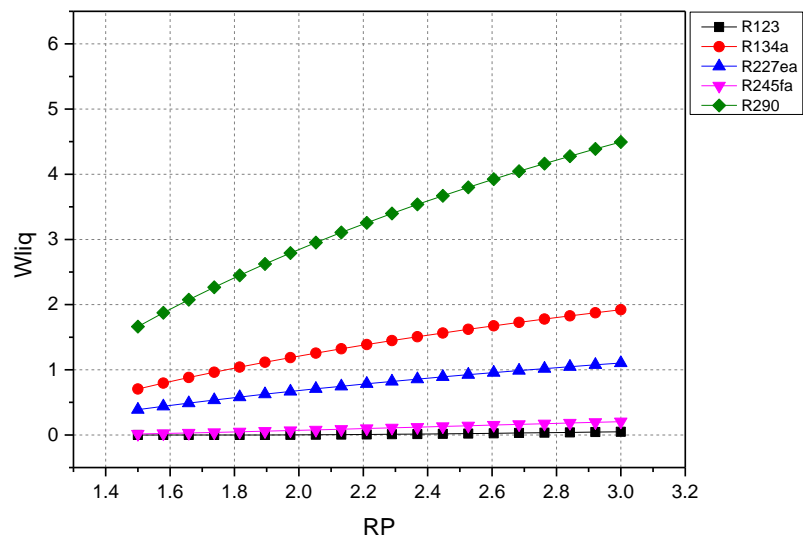
Outra observação importante se faz no que se refere à temperatura T_5 igual a 200°C utilizada nesta análise como se vê na Figura 05, combinada com a variação da RP foi a que obteve maiores níveis de \dot{W}_{liq} para todos os fluidos. Em especial ao R290, sendo de mais de 6kW, comparando com 5kW para T_5 sendo 150°C, vista na Figura 06, atingindo aproximadamente 4,5kW para T_5 sendo 100°C, conforme Figura 07.

Figura 06 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da \dot{W}_{liq} ao se variar a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 150°C.



Fonte: Autor

Figura 07 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da \dot{W}_{liq} ao se variar a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 100°C.

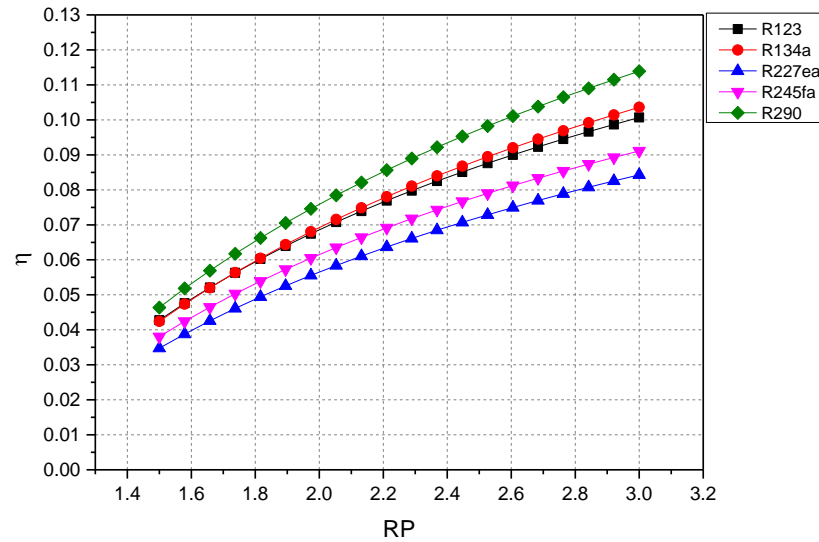


Fonte: Autor

Tomando agora como base a variação de RP de 1,5 até 3 e analisando o comportamento da eficiência com uma T_5 igual a 200°C, observou-se um comportamento

menos distante entre os fluidos, tendo eficiências de mais de 8% para o fluido R227ea e maiores que 11% para o R290 na RP máxima igual a 3, conforme a Figura 08.

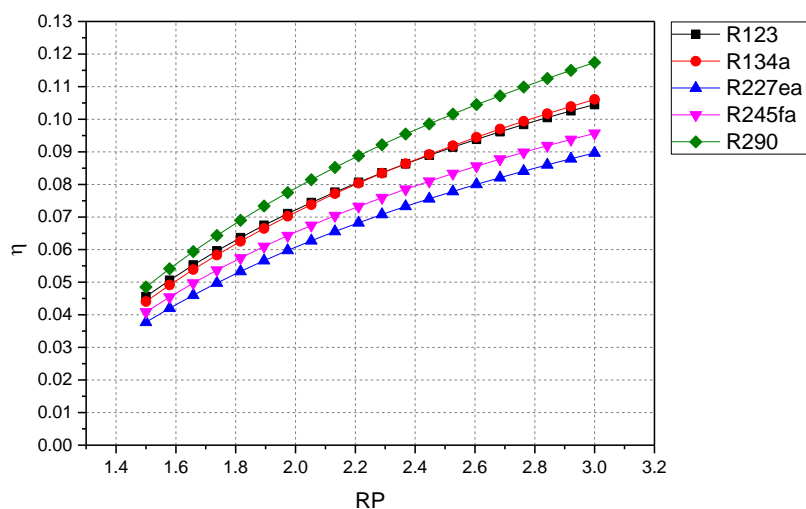
Figura 08 – Gráfico comparativo dos fluidos comparando-se o comportamento da eficiência (η) variando-se a RP, com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 200°C.



Fonte: Autor

No caso da RP variando de 1,5 para 3, avaliando a eficiência com uma T_5 fixada em 150°C, observou-se também fluidos com respostas semelhantes. Tendo eficiências entre 9% para o fluido R227ea e chegando próximo a 12% para o R290, todos esses casos tendo uma RP máxima igual a 3, conforme a Figura 09 a seguir.

Figura 09 – Gráfico comparativo dos fluidos comparando-se o comportamento da eficiência (η) variando-se a RP , com temperatura na entrada do expensor (T_5) igual a 150°C .

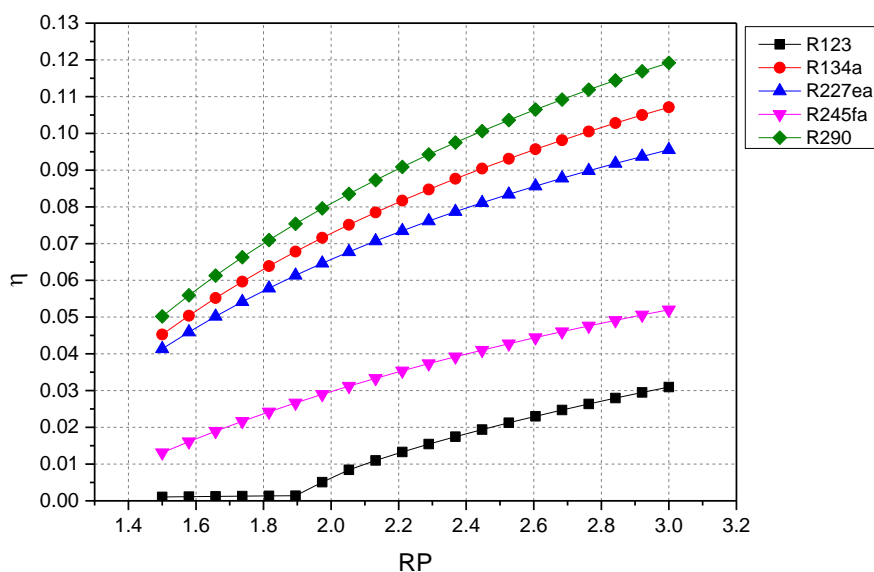


Fonte: Autor

A próxima análise continua verificando a eficiência sob influência da variação de RP de 1,5 para 3, agora com uma T_5 igual a 100°C os fluidos responderam de maneira diferente. Tendo eficiência máxima de 3% para o fluido R123, mas para o fluido R290 a eficiência chegou aos 12% com RP máxima igual a 3, conforme a Figura 10 a seguir. Já o fluido R134a, obteve então uma eficiência de aproximadamente 10% com uma RP máxima igual a 3.

Outro ponto importante observado na Figura 10 se dá no fato de que o fluido R245fa e R123 se comportaram de forma totalmente diferente com temperaturas T_5 menor, a 100°C . Este fato ocorre muito provavelmente pelo fato da viscosidade desses fluidos, sendo estas as mais elevadas dentre os demais fluidos analisados (Tabela 01).

Figura 10 – Gráfico comparativo dos fluidos comparando-se o comportamento da eficiência (η) variando-se a RP , com temperatura na entrada do expansor (T_5) igual a 100°C .



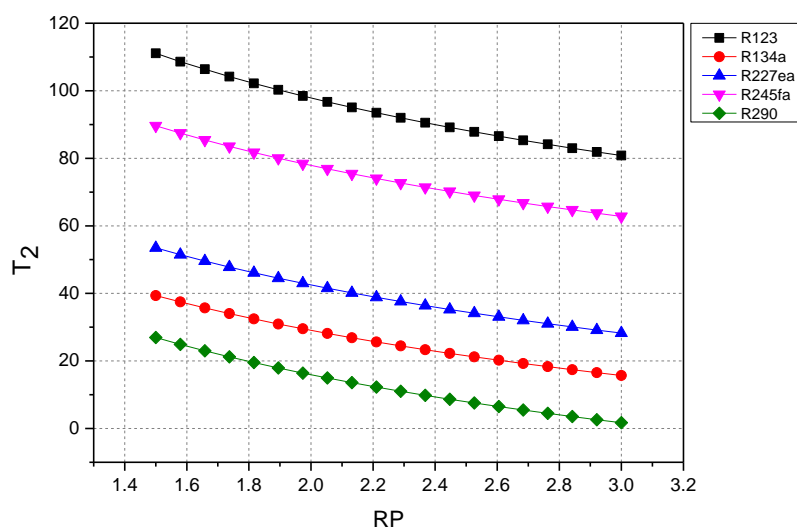
Fonte: Autor

Outras análises foram realizadas comparando os fluidos estudados, variando-se a RP e analisando o comportamento da temperatura de condensação T_2 , utilizando a T_5 iguais a 200°C , 150°C e 100°C . Essa análise se torna importante, pois para uma T_2 muito baixa torna-se necessário à implantação de um sumidouro com temperatura mais baixa para retirar calor do ciclo de maior potência, tornando para alguns casos, a depender do clima da região inviável a aplicação do fluido e consequentemente o uso do sistema.

Como se vê na Figura 11 a seguir, ao realizar a variação da RP entre 1,5 e 3 e T_5 igual a 200°C todos os fluidos tiveram um decréscimo de temperatura de condensação. O fluido R290, obteve as menores temperaturas T_2 com RP igual a 3, assim como o fluido R134a que chega a temperatura menor que 20°C . Diferentemente, os fluidos R123, R245fa e R227ea obtiveram aproximadamente 80°C , 60°C e 30°C , respectivamente. Isso ocorre pelo fato do coeficiente de condutividade térmica dos fluidos, conforme Tabela 01, terem valores similares para estes últimos fluidos citados e para o R290 é $0,022\text{W/m}^\circ\text{C}$, assim como para os valores de densidade e viscosidade, sendo estas menores para os demais fluidos devido a este fato possuem temperaturas de condensação mais elevadas (T_2).

A Tabela 04 ilustra as aplicações do estudo referentes às variações de relação de pressão (RP) e temperatura T_5 utilizadas para a Figura 11.

Figura 11 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando-se a resposta de T_2 ao se variar a RP , com uma temperatura na entrada do expensor (T_5) igual a 200°C .



Fonte: Autor

Assim como para a Figura 11, os demais casos se comportaram de forma igual e com os mesmos níveis de temperatura ao aplicar uma temperatura T_5 igual a 150°C e a 100°C .

4.2 Grupo 2

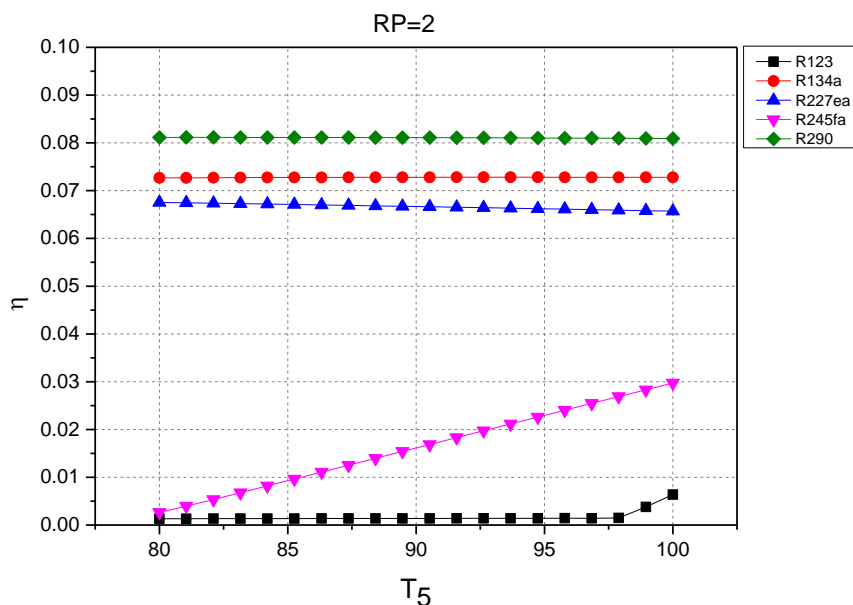
Tendo então tais observações, fez-se necessário a análise da variação da temperatura de entrada do expensor (T_5). Para esse caso se variou entre determinadas faixas de temperatura T_5 e fixou-se a relação de pressão $RP=2$ para análise da eficiência (η) e trabalho líquido (\dot{W}_{liq}), conforme Tabela 03 a seguir. Para a Figura 12, variou-se inicialmente a temperatura $T_5 = 80$ e 100°C , mantendo-se a RP igual a 2, então verificou-se variação da eficiência do ciclo.

Para este caso, as eficiências maiores foram obtidas com os fluidos R290, R134a, R227ea com valores aproximados de 8%, 7% e 6,5%, respectivamente. Já para os fluidos R123, valores de 3% e R245fa menos de 1%. Outro ponto observado é de que para este range de temperaturas, os fluidos R290, R134a, R227ea pouco variaram sua eficiência além do fluido R123 ter tido respostas próximas a 1% apenas em T_5 próximo de 100°C . E o R245fa teve uma resposta linear à variação de T_5 .

Tais comportamentos são provavelmente justificados pela afirmação de Choudhari e Sapali (2017) no qual relaciona a viscosidade como um fator que diminui a eficiência,

uma vez que os fluidos R245fa e R123 possuem respectivamente 456 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$ e 407 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$, sendo estes os maiores valores para esta propriedade e exigem uma maior dificuldade de resposta do sistema.

Figura 12 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da eficiência (η) ao se variar a T_5 entre 80 e 100°C, mantendo a $RP=2$.

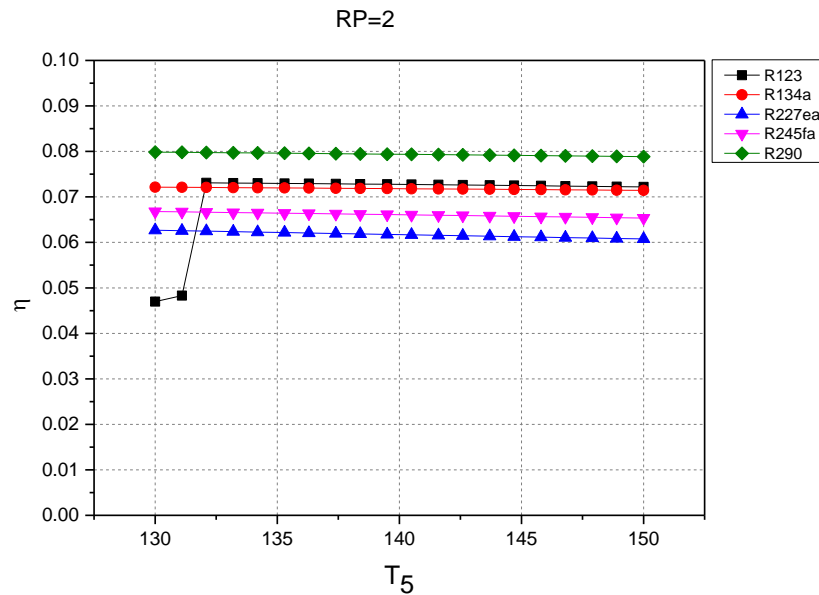


Fonte: Autor

Para o caso a seguir, a T_5 (entre 130 e 150°C, como na Figura 13) mantendo-se a RP igual a 2 e continuando a observação da eficiência do ciclo, sendo estas as maiores obtidas com os fluidos R290, R134a, R123 com valores aproximados de 8%, 7% e 7%, respectivamente. Já para os fluidos R227ea, a eficiência teve um decréscimo, ficando com valor aproximado a 6% de eficiência. Para este range de temperaturas também se observou que os fluidos R290, R134a, R227ea pouco variaram suas eficiências.

Uma importante observação se dá pelo fato da discrepância inicial para o fluido R123, que corrobora com o fato observado da viscosidade comentado anteriormente. Este fato provavelmente quer dizer que este fluido apenas após 130°C consegue diminuir sua viscosidade e então a proporcionar menores perdas.

Figura 13 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da eficiência (η) ao se variar a T_5 entre 130 e 150°C, mantendo a $RP=2$.

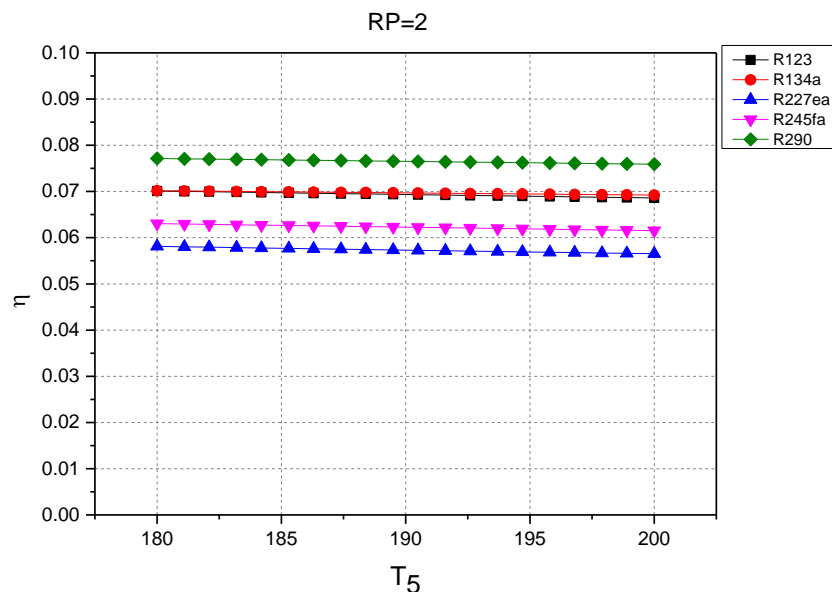


Fonte: Autor

Então, variou-se a T_5 entre 180 e 200°C, como na Figura 14, mantendo-se a RP igual a 2 e objetivando a análise da eficiência do ciclo. As eficiências diminuíram cerca de 0,5%, obtendo-se com os fluidos R290, R134a, R123 com valores aproximados de 7,5%, 6,8% e 6,8%, respectivamente. Já para os fluidos R227ea, este ficou com valores menores que 6% de eficiência e o R245fa este valor foi um pouco maior que 6%.

Como se podem observar, para esta faixa de temperatura (180 a 200°C) todos os fluidos proporcionaram estabilidade ao sistema e a eficiência foi quase igual para esta faixa de temperaturas.

Figura 14 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da eficiência (η) ao se variar a T_5 entre 180 e 200°C, mantendo a $RP=2$.

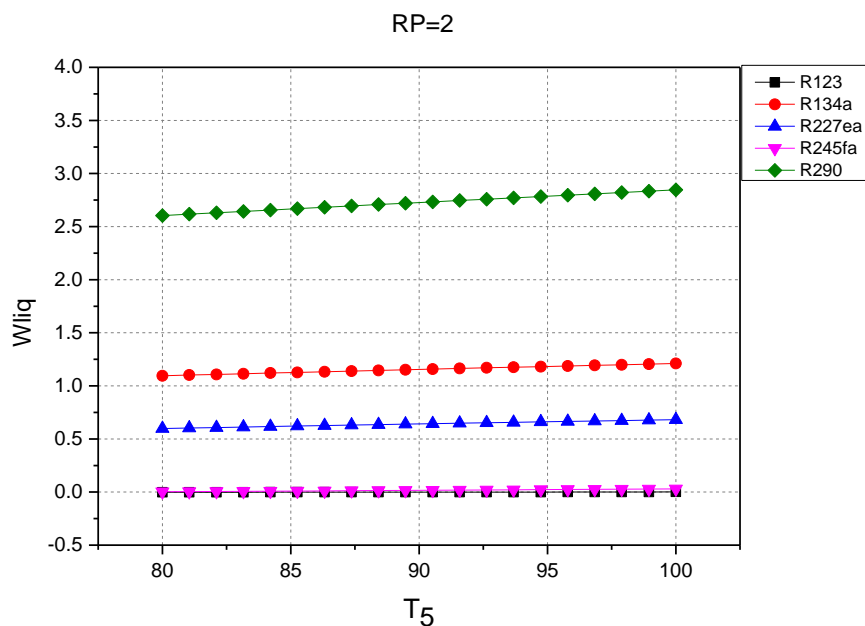


Fonte: Autor

Uma nova e última análise foi feita, onde se variou a T_5 (entre 80 e 100°C), mantendo-se a RP igual a 2, mas nesse caso o objetivo foi analisar a W_{liq} do ciclo. Esta verificação foi necessária para verificar até que ponto a eficiência será adequada à W_{liq} já observada anteriormente, visto então se o ciclo será ou não viável para aplicação real.

Para a verificação da Figura 15 e conforme explana a Tabela 06 a W_{liq} para o fluido R290 chegou próximo de 3kW, diferentemente do R134a que atingiu um valor de quase 1,25kW. Já os fluidos R123 e R245fa alcançaram valores pouco expressivos e o R227ea chegou a 1kW, o que consolida as observações já realizadas quanto à viscosidade e comportamentos desses fluidos, dessa vez confirmando quanto às potências líquidas desses fluidos.

Figura 15 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da W_{liq} ao se variar a T_5 entre 80 e 100°C, mantendo a $RP=2$.

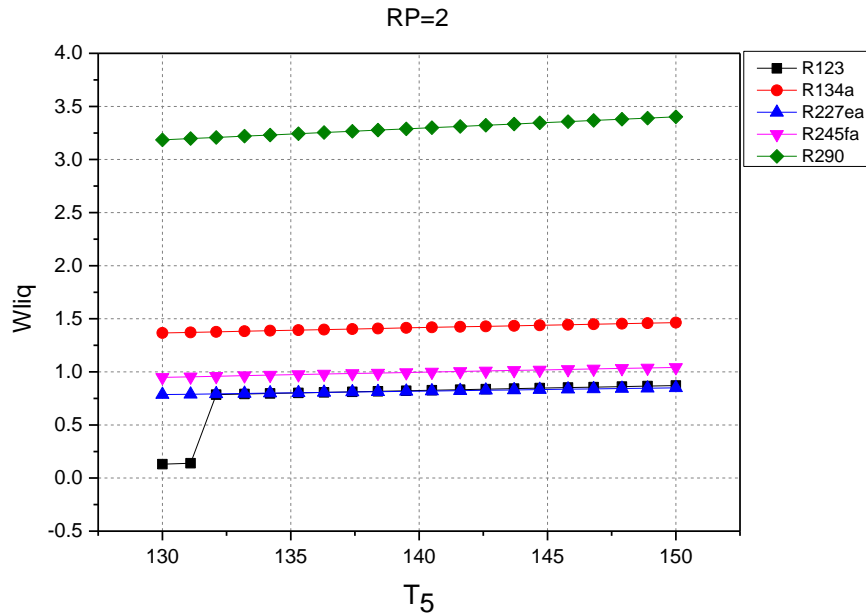


Fonte: Autor

Na Figura 16, ainda variando a T_5 , mas nesse caso esteja entre 130 e 150°C e mantendo-se a RP igual a 2, foi verificada a W_{liq} do ciclo. Com isso, a W_{liq} para o fluido R290 aumentou, aproximou-se de 3,5kW, assim como para o refrigerante R134a que atingiu um valor de quase 1,5kW. Já os fluidos R227ea e R245fa alcançaram valores próximos a 1kW, e o R245fa valores pouco maiores que 1kW.

Novamente assim como com a discrepância ocorrida na Figura 13 para o fluido R123, ocorre uma resposta análoga quanto à W_{liq} , havendo um salto após 130°C. Tendo esta também a justificativa na viscosidade desse fluido.

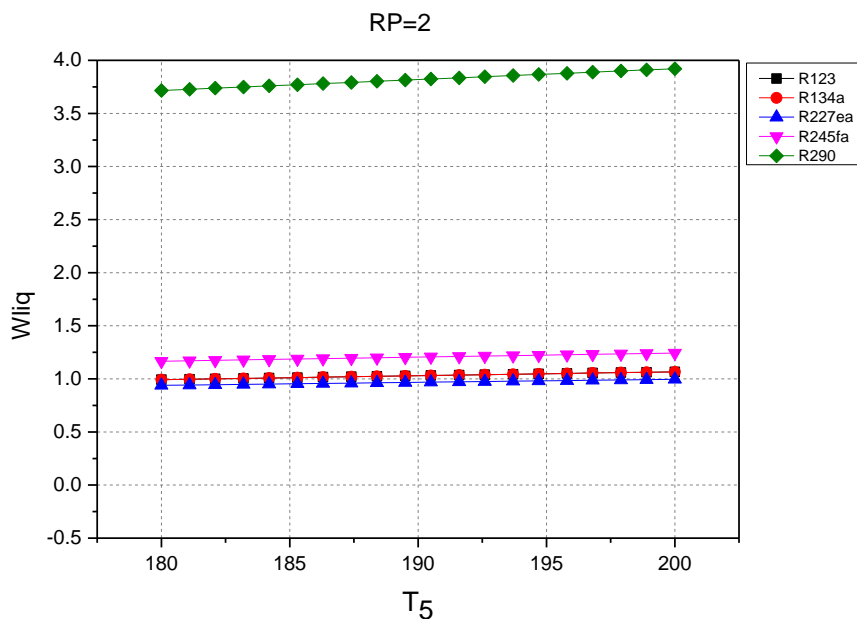
Figura 16 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da W_{liq} ao se variar a T_5 entre 130 e 150°C, mantendo a $RP=2$.



Fonte: Autor

Dessa vez, assim como a análise da eficiência à T_5 a ser analisada está entre 180 e 200°C, mantendo-se a RP igual a 2 observando-se a W_{liq} do ciclo. A eficiência para o fluido R290 aumentou ainda mais, aproximou-se de 4kW, porém os demais fluidos não tiveram uma reação similar. O R245fa aumentou de forma a atingir 1,5kW aos 200°C, mas os fluidos R123, R134a e o R227ea mantiveram seus valores de W_{liq} próximos à 1KW.

Figura 17 – Gráfico comparativo dos fluidos de trabalhos analisando o comportamento da W_{liq} ao se variar a T_5 entre 180 e 200°C, mantendo a $RP=2$.



Fonte: Autor

A seguir, uma Tabela 07 com os principais valores obtidos mediante as variações realizadas que serão utilizadas posteriormente para discussões nas conclusões.

Tabela 03 – Resumo dos resultados obtidos com as variações realizadas.

Fluido	RP = 3				RP=2			
	η	W_{liq}	T_{cond}	T_5	η	T_5	W_{liq}	T_5
R290	12%	6kW	0°C	100°C	8%	180 e 200°C	3.9kW	80 e 100°C
R134a	10%	3kW	20°C	100°C	7%	Todas Variações	1.5kW	130 e 150°C
R227ea	9%	2kW	30°C	150°C	6%	130 e 150°C	1kW	180 e 200°C
R123	10%	2kW	80°C	200°C	7%	130 e 150°C	1kW	180 e 200°C
R245fa	9%	2kW	60°C	200°C	6.50%	130 e 150°C	1.25kW	180 e 200°C

Fonte: Autor

5 CONCLUSÕES

Este trabalho foi realizado baseado num sistema ORC estudado de uma dissertação, sendo o objetivo deste a análise energética mediante a primeira lei da termodinâmica através de análises em EES. O principal foco foi a avaliação deste ciclo mediante a variação de fluidos de trabalho, como forma de avaliar seus comportamentos mediante alguns parâmetros analisados.

Os parâmetros analisados foram: \dot{W}_{liq} (Potência líquida), η (eficiência), T_2 (Temperatura de condensação), T_5 (Temperatura de entrada do expensor) e RP (relação de pressão), onde a RP foi variada de 1,5 a 3 e a temperatura T_5 foi configurada para os valores desde 80°C até 200°C. fluidos

Os fluidos R134a e o R227ea foram outros que se adequaram no que se refere à potência, conforme Tabela 03. Foram obtidos valores acima de 2kW. Em relação à eficiência, o R134a, teve como resultado acima de 9% de eficiência, para todas as variações de temperatura.

As análises de \dot{W}_{liq} (Potência líquida) x T_5 (temperatura de entrada do expensor) favoreceram o fluido R290, nesse caso os valores da RP (relação de pressão) foi fixado em 2. Para as variações de temperaturas T_5 , os valores da eficiência foram superiores a 7,5%. Para o estudo de \dot{W}_{liq} (Potência líquida) x T_5 (temperatura de entrada do expensor) não foi diferente, as eficiências foram superiores a 2,8kW para as várias faixas de temperatura estudadas.

Para de η (eficiência) x T_5 (temperatura de entrada do expensor) apenas o fluido R134a obteve eficiências de aproximadamente de 7% em todos os casos de variação de T_5 , já o R227ea teve resultados entre 5 e 6% dentre estas mesmas variações de temperatura. Os outros fluidos não alcançaram valores próximos aos dos fluidos anteriormente citados.

No entanto, ao simular, como forma de verificar a T_2 , (temperatura de condensação) na análise T_2 x RP (relação de pressão), com $T_5 = 200, 150$ e 100°C o fluido R290 obteve em suas T_2 iguais à zero em todas as simulações, o que pode dificultar a retirada de calor do sistema, pois será necessário um sumidouro com grande capacidade para retirada de calor do fluido.

Com isso, os fluidos até então mais bem colocados nas simulações que se considera a análise da temperatura de condensação mais adequada às regiões com temperaturas de bulbo úmido local com intervalo de 25 a 30°C foram: R123, R134a e o R227ea. O R123

obteve valores de T_2 próximos a 80°C , o R134a com valores de pouco mais de 60°C e o R227ea com aproximadamente 30°C para todas as variações da temperatura na entrada do expensor, como se pode observar na Tabela 04.

Quanto às propriedades, de acordo com as variações trabalhadas confirmou-se que a viscosidade foi um fator importante no que se refere à resposta do sistema quanto à eficiência e potência líquida. Então quanto maior a viscosidade, maior a dificuldade de resposta do sistema e com isso menor eficiência e potência líquida, isso ocorre devido à maior perda de carga que a viscosidade maior impõe ao sistema. Isso se confirmou quanto aos fluidos R123 e R245fa com maiores viscosidades ($456\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$ e $407\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$) e assim sendo menores taxas de eficiência e potência líquida. Por outro lado, o fluido R290, com menor viscosidade dentre os fluidos analisados ($80,16\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$), proporcionou respostas com valores mais elevados de eficiência e potência líquida para todos os valores de temperatura T_5 e relações de pressão.

REFERÊNCIAS

ABOELWAFI, Omar et al. A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 82, p.868-885, fev. 2018. Elsevier BV.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.097>.

BANK WORD Waste Heat Recovery for the Cement Sector: **Market and Supplier** [Periódico]. - 2014.

BARSE, Kirtipal A.; MANN, Michael D.. Maximizing ORC performance with optimal match of working fluid with system design. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 100, p.11-19, maio 2016. Elsevier BV.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.167>.

BELL, Ian; LAESECK Arno; Viscosity of refrigerants and other working fluids from residual entropy scaling; 16th **International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**; Julho 2016.

BINA Saeid Mohammadzadeh, JALILINASRABADY Saeid e FUJII Hikari Energy, Economic and Environmental (3E) Aspects of Internal Heat Exchanger for ORC **Geothermal Power Plants** [Periódico]. - [s.l.] : Energy, 2017.

BORSUKIEWICZ-GOZDUR, Aleksandra. Experimental investigation of R227ea applied as working fluid in the ORC power plant with hermetic turbogenerator. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 56, n. 1-2, p.126-133, jul. 2013. Elsevier BV.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.039>.

BRAIMAKIS □ Konstantinos e KARELLAS Sotirios Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations [Artigo]. - [s.l.] : **Energy Conversion and Management**, 2017.

Bronicki L.Y., Elovic, A., and Rettger, P. **Experience with organic Rankine cycles in heat recovery power plants..** - 1996.

Calm, J. M., Didion, D. A., 1998, "Trade-offs in refrigerants selections: parts, presents, and future". Vol. 21 , No. 4, pp. 308-321.

Castro Nivaldo José de

http://www.nuca.ie.ufrj.br/gesel/biblioteca/0808_CastroDantas_ProinfraAlternativasBioeletricidade.pdf [Online]. - 2008. - 26 de Agosto de 2019.

CHEN, Cheng-liang; LI, Po-yi; LE, Si Nguyen Tien. Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery in a Refinery. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, [s.l.], v. 55, n. 12, p.3262-3275, 9 fev. 2016. American Chemical Society (ACS).

<http://dx.doi.org/10.1021/acs.iecr.5b03381>.

CHOUDHARI, C.s.; SAPALI, S.n.. Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 109, p.346-352, mar. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.084>.

DAI Yiping, WANG Jiangfeng e GAO Lin Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery [Periódico]. - [s.l.] : **Elsevier**, 2008.

Domínguez Bravo, J., García Casals, X., Pinedo Pascua, I., 2007. GIS approach to the definition of capacity and generation ceilings of renewable energy technologies. **Energy Policy** 35 (10), 4879–4892.

Drescher U. Bruggemann B. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. [Periódico]. - [s.l.] : **Appl Therm Eng**, 2007.

DESAI, Nishith B.; BANDYOPADHYAY, Santanu. Process integration of organic Rankine cycle. **Energy**, [s.l.], v. 34, n. 10, p.1674-1686, out. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2009.04.037>.

FENG, Yong-qiang et al. Operation characteristic and performance comparison of organic Rankine cycle (ORC) for low-grade waste heat using R245fa, R123 and their mixtures. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 144, p.153-163, jul. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.048>.

GINGERICH Daniel B. e MAUTER Meagan S. Quantity, Quality, and Availability of Waste Heat from United States Thermal Power Generation [Periódico]. - [s.l.] : **Enviromental Scienc & Technology**, 2015.

GHAEBI, Hadi et al. Thermodynamic modeling and optimization of a combined biogas steam reforming system and organic Rankine cycle for coproduction of power and hydrogen. **Renewable Energy**, [s.l.], v. 130, p.87-102, jan. 2019. Elsevier BV.

GHOLAMIAN, E.; ZARE, V.. A comparative thermodynamic investigation with environmental analysis of SOFC waste heat to power conversion employing Kalina and Organic Rankine Cycles. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 117, p.150-161, jun. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.011>.

HOANG Anh Tuan □ Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle [Artigo]. - [s.l.] : **Applied Energy**, 2018.

HURWITZ, Margaret M. et al. Ozone depletion by hydrofluorocarbons. **Geophysical Research Letters**, [s.l.], v. 42, n. 20, p.8686-8692, 22 out. 2015. American Geophysical Union (AGU). <http://dx.doi.org/10.1002/2015gl065856>.

INGLESI-LOTZ Roula The Impact of Renewable Energy Consumption to Economic Growth: **A Panel Data Application** [Periódico]. - [s.l.] : Elsevier, 2015. - Vol. 53.

INVERNIZZI, Costante; SHEIKH, Nadeem. High-Efficiency Small-Scale Combined Heat and Power Organic Binary Rankine Cycles. **Energies**, [s.l.], v. 11, n. 4, p.994-15, 19 abr. 2018. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en11040994>.

IPCC Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Conferência]. - Geneva : [s.n.], 2014.

Janjai, S., Laksanaboonsong, J., Seesaard, T., 2011. Potential application of concentrating solar power systems for the generation of electricity in Thailand. *Appl. Energy* **88** (12), 4960–4967.

Kang Seok Hun Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine [Artigo]. - [s.l.] : **Energy**, 2011.

Kutscher C. Small-Scale Geothermal Power Plant Field Verification Projects: **Preprint..** - 2001.

LAKEW, Amlaku Abie; BOLLAND, Olav. Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, [s.l.], v. 30, n. 10, p.1262-1268, jul. 2010. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.02.009>.

LI Gaosheng [et al.] Preliminary Development of a Free Piston Expander–Linear Generator for Small-Scale Organic Rankine Cycle (ORC) **Waste Heat Recovery System** [Periódico]. - [s.l.] : **Energies**, 2016.

Li J. Gradual progress in the Organic Rankine Cycle and Solar Thermal Power Generation: structural optimization and experimental investigation of the Organic Rankine Cycle for Solar Thermal Power Generation. **Springer-Verlag Berlin Heidelberg**; 2015.

Liu Bo Tau, Chien Kuo-Hsiang e Wang Chi-Chuan Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste [Periódico]. - Taiwan : **Elsevier**, 2004.

Maps ORC World ORC Market: A World Overview, 2016. [Online]. - 2016. - 11 de Agosto de 2019. - <http://orcworld-map.org/analysis.html>.

MAGO, Pedro J. et al. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, [s.l.], v. 28, n. 8-9, p.998-1007, jun. 2008. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.06.025>.

MARTINE George e ALVES José Eustáquio Economy, society and environment in the 21st century: three pillars or trilemma of sustainability? [Periódico]. - São Paulo : *Rev. bras. estud. popul.*, 2015. - 3 : Vol. 32.

MORAN Michael J. [et al.] Princípios de Termodinâmica para Engenharia [Livro]. - [s.l.] : LTC, 2013.

Müller Andreas, Winkelmann Jochen e Fische Johann Backbone family of equations of state: 1. **Nonpolar and polar pure fluids** [Relatório]. - [s.l.] : AIChE, 1996.

PETHURAJAN, Vignesh; SIVAN, Suresh; JOY, Grashin C.. Issues, comparisons, turbine selections and applications – An overview in organic Rankine cycle. *Energy Conversion And Management*, [s.l.], v. 166, p.474-488, jun. 2018. Elsevier BV. QUOILIN1* S. [et al.] Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion [Conferência] // **International Compressor Engineering Conference at Purdue**. - Liège : [s.n.], 2012.

RAMOS, Alba et al. Optimisation of a high-efficiency solar-driven organic Rankine cycle for applications in the built environment. **Applied Energy**, [s.l.], v. 228, p.755-765, out. 2018. Elsevier BV.

ABOELWAGA, Omar et al. A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 82, p.868-885, fev. 2018. Elsevier BV.

Rogers G. F. C e Mayhew Y. R Engineering thermodynamics, work and heat transfer. [Livro]. - [s.l.] : **Longman Scientific & Technica**, 1992. - Vol. 4 ed.

SAGAR A.d. e HOLDREN J.p. Assessing the global energy innovation system: some key issues. [Periódico] // **Elsevier Science**. - 2002. - pp. 465-469.

SHARIF, M. Z.; AZMI, W. H.; REDHWAN, A. A. M.; MAMAT, R. Investigation of thermal conductivity and viscosity of Al₂O₃/PAG nanolubricant for application in automotive air conditioning system. **International Journal of Refrigeration**. Junho 2016

SHRIVASTAVA, Ameya P.; S., Choudhari Chandrakishor. Evolution of refrigerant R290 as replacement to R22. **International Journal Of Innovative Research In Science And Engineering**, Pune, v. 2, n. 3, p.739-747, 3 mar. 2016.

SOUZA Ronelly José de **Análise exergoeconômica de um sistema CCP composto por um ciclo Rankine Orgânico e um sistema de refrigeração por absorção** // Dissertação de Mestrado. - João Pessoa : UFPB, Janeiro de 2019.

Sonsaree S, Asaoka T, Jiajitsawat S, Aguirre H, Tanaka K. **A small-scale solar Organic Rankine Cycle power plant in Thailand: three types of non-concentrating solar collectors**. *Sol Energy*. 2018;162:541–60.

SUN Wenqiang, YUE Xiaoyo e WANG Yanhui Exergy efficiency analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) and ORC based combined cycles driven by low-temperature waste heat [Periódico]. - [s.l.] : **Elsevier**, 2016.

Takahisa Yamamoto [et al.] Design and testing of the organic Rankine cycle. [Artigo]. - [s.l.] : **Energy**, 2001.

TIAN, Ran et al. Performance analyses of transcritical organic Rankine cycles with large variations of the thermophysical properties in the pseudocritical region. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 101, p.183-190, maio 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.126>.

TZIVANIDIS, Christos; BELLOS, Evangelos; ANTONOPOULOS, Kimon A.. Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal Organic Rankine Cycle power plant. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 126, p.421-433, out. 2016. Elsevier BV.

URIS, María; LINARES, José Ignacio; ARENAS, Eva. Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland pain. **Energy**, [s.l.], v. 133, p.969-985, ago. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.160>.

WATSON Richard [et al.] Information Systems Solutions for Environmental Sustainability: How Can We Do More? [Periódico]. - [s.l.] : **Jornal of the Association for Information Systems**, 2016. - 8 : Vol. 17.

Working fluid selection for organic Rankine cycles e Impact of uncertainty of fluid properties [Artigo]. - [s.l.] : Energy, 2016.

Yamamoto T., Furuhashi, T., Arai, N., Mori, K. Design and testing of the Organic Rankine Cycle [Periódico] // **Energy** **26**. - 2001.

YU, Haoshui; FENG, Xiao; WANG, Yufei. Working Fluid Selection for Organic Rankine Cycle (ORC) Considering the Characteristics of Waste Heat Sources. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, [s.l.], v. 55, n. 5, p.1309-1321, 28 jan. 2016. American Chemical Society (ACS).
<http://dx.doi.org/10.1021/acs.iecr.5b02277>.