



Universidade do Estado do Rio de Janeiro

Centro de Tecnologia e Ciências

Faculdade de Engenharia

Valmir de Oliveira Junior

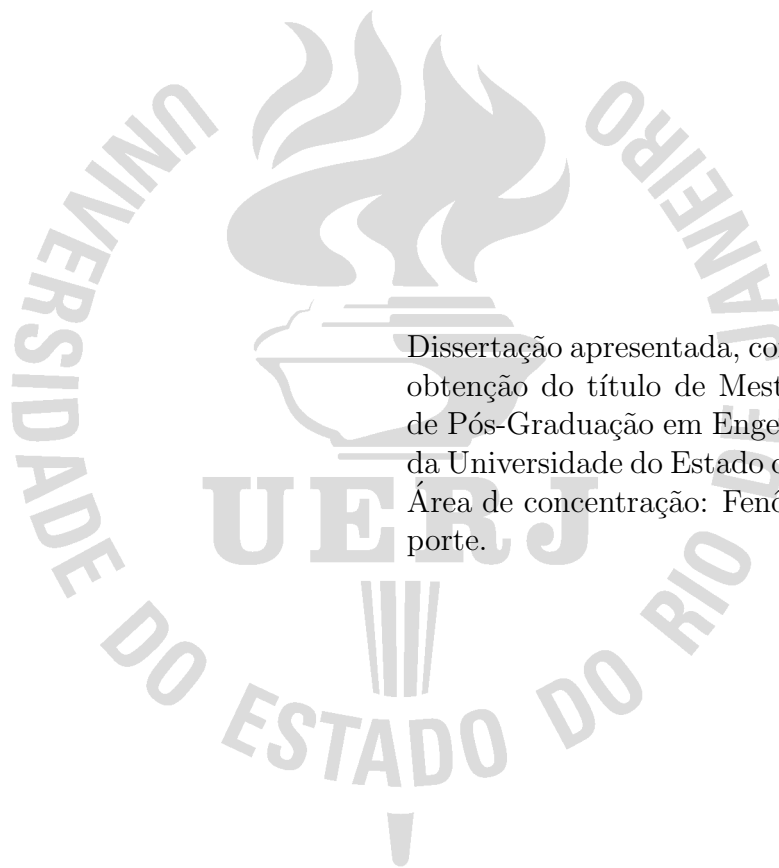
**Estudo do uso do ciclo de Rankine Orgânico para geração de
eletricidade a partir da recuperação do calor residual de
motores a diesel**

Rio de Janeiro

2019

Valmir de Oliveira Junior

Estudo do uso do ciclo de Rankine Orgânico para geração de eletricidade a partir da recuperação do calor residual de motores a diesel



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

Orientador: Prof. DSc Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho

Rio de Janeiro

2019

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

O48 Oliveira Junior, Valmir de.
Estudo do uso do ciclo de Rankine Orgânico para geração de eletricidade a partir da recuperação do calor residual de motores a diesel / Valmir de Oliveira Junior. – 2019.
80f.

Orientador: Manoel Antonio da Fonseca Costa Filho.
Dissertação (Mestrado) - Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Calor residual - Teses.
3. Energia elétrica e calor - Cogeração - Teses. 4. Motores a diesel - Teses. I. Costa Filho, Manoel Antonio da Fonseca. II. Universidade do Estado do Rio de Janeiro. III. Título.

CDU 536.7:621.311

Bibliotecária: Júlia Vieira - CRB7/6022

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

Assinatura

Data

Valmir de Oliveira Junior

Estudo do uso do ciclo de Rankine Orgânico para geração de eletricidade a partir da recuperação do calor residual de motores a diesel

Dissertação apresentada, como requisito para obtenção do título de Mestre, 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 março de 2019.

Banca Examinadora:

Prof. DSc Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho (Orientador)
Faculdade de Engenharia – UERJ

Prof. PhD Gustavo Rabello dos Anjos
Programa de Engenharia Mecânica - COPPE/UFRJ

Prof. DSc Rodolfo do Lago Sobral
Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca - CEFET

Prof. DSc José Brant de Campos
Faculdade de Engenharia - UERJ

Eng. DSc Marco Antonio Haikal Leite
Petrobras

Rio de Janeiro

2019

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho à minha esposa Fernanda Fernandes e à minha mãe Terezinha Carvalho, pelos incentivos e apoios constantes.

AGRADECIMENTOS

À minha esposa Fernanda Fernandes, que sempre esteve ao meu lado com motivação e carinho impulsionando a concluir mais essa etapa.

À minha mãe e Professora de Português Terezinha Carvalho, que além de nunca ter medido esforço para me educar, auxiliou com paciência para que esse trabalho tivesse uma escrita clara e correta.

Ao meu professor e Orientador Manoel Antônio da Fonseca, pela dedicação em tornar possível a conclusão desse trabalho.

Ao Engenheiro Alexandre Vasconcelos, pelos esclarecimentos e materiais fornecidos para o desenvolvimento da dissertação.

A todos os professores do mestrado pelos conhecimentos transmitidos.

À Universidade do Estado do Rio de Janeiro, pela estrutura fornecida para o término desse trabalho com sucesso.

A FAPERJ, pela bolsa de estudos.

E todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação.

RESUMO

OLIVEIRA JUNIOR, Valmir de. *Estudo do uso do ciclo de Rankine Orgânico para geração de eletricidade a partir da recuperação do calor residual de motores a diesel*. 2019. 80 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2019.

O ciclo de Rankine orgânico (CRO) opera de forma semelhante a um ciclo de Rankine a vapor com os mesmos componentes, substituindo a água por fluidos orgânicos de alta massa molecular que possuem pontos de vaporização mais baixos. Isso permite a recuperação térmica a partir de fontes de temperatura mais amenas, sendo adequado para a geração de eletricidade a partir de fontes de calor solar, geotérmica, de biomassa e residual. Este trabalho apresenta uma análise energética e econômica do aproveitamento do calor residual de cinco motores de combustão interna a Diesel utilizando um CRO, buscando mostrar através de modelagens qual o fluido de trabalho que apresenta melhor eficiência quando aplicada a geração de energia pela recuperação de calor residual. Inicialmente é realizada modelagem com o auxílio do programa EES (*Engineering Equation Solver*) da empresa F-Chart, no qual os estados são definidos, possibilitando posteriormente balanços de massa e energia. Em seguida são projetados gráficos com os comportamentos dos fluidos dentro de uma determinada faixa de vazão mássica, para que sejam aplicadas as restrições comumente utilizadas em CRO, avaliando-se a produção de energia elétrica do sistema e sua eficiência. Por fim, é discutida a viabilidade econômica da implantação do ciclo, avaliando o fluxo de caixa, valor presente líquido, taxa interna de retorno e o método *Payback*.

Palavras-chave: Ciclo de Rankine Orgânico; Calor Residual Industrial; Eficiência Energética; Energia Solar;

ABSTRACT

OLIVEIRA JUNIOR, Valmir de. *Using Organic Rankine cycle for electricity generation from Waste Heat*. 2019. 80 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2019.

The Organic Rankine cycle (ORC) operates similarly to a steam Rankine cycle with the same components, replacing water with high molecular weight organic fluids that have lower vaporization points. This allows thermal recovery from milder temperature sources and is suitable for generating electricity from solar, geothermal, biomass and residual heat sources. This work presents an energetic and economical analysis of the use of the residual heat of five diesel internal combustion engines using a ORC, seeking to show through modeling which working fluid has the best efficiency when applied to the energy generation by residual heat recovery . Initially, modeling is carried out with the help of the EES (Engineering Equation Solver) software of the company F-Chart, in which the states are defined, allowing later mass and energy balances. Next, graphs are designed with the behavior of the fluids within a certain mass flow range, so that the restrictions commonly used in CRO are applied, evaluating the electric energy production of the system and its efficiency. Finally, the economic viability of the cycle implementation is discussed, evaluating the cash flow, net present value, internal rate of return and the Payback method.

Keywords: Organic Rankine Cycle; Waste Heat; Energy Efficiency; Solar Energy;

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 -	A unidade de CRO de energia solar com 70 kW em El Paso, Texas, ano 1985	16
Figura 2 -	Usina de ciclo de Rankine orgânico com fonte geotérmica com geração de 130MW em Upper Mahiao, Filipinas, ano 1996	16
Figura 3 -	Usina de ciclo de Rankine orgânico com fonte geotérmica com geração de 100MW em Nova Zelândia, ano 2013	17
Figura 4 -	Usina de ciclo de Rankine orgânico com geração de 100 kW em Zâmbia, ano 1988	18
Figura 5 -	Usina de ciclo de Rankine orgânico com geração de 5,6 MW em Durrnhaar, Alemanha, ano 2013	18
Figura 6 -	Planta de potência a vapor acionada por combustível fóssil	20
Figura 7 -	Planta de potência a vapor acionada a energia solar	21
Figura 8 -	Ciclo de Rankine ideal	21
Figura 9 -	Ciclo de Rankine regenerativo	24
Figura 10 -	Principais componentes de um sistema real CRO	26
Figura 11 -	Diagrama genérico do sistema de cogeração	27
Figura 12 -	Diagrama temperatura entropia de um fluido de trabalho “úmido” . . .	31
Figura 13 -	Diagrama temperatura entropia de um fluido de trabalho “Isentrópico”	32
Figura 14 -	Diagrama temperatura entropia de um fluido de trabalho “Seco”	32
Figura 15 -	Ponto de Estrangulamento da diferença de temperatura do evaporador	33
Figura 16 -	Diagrama T-s comparando diferentes fluidos com a água	48
Figura 17 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante Benzeno	50
Figura 18 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante Butano	50
Figura 19 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante Pentano	51
Figura 20 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R11 (Tricloro- monofluormetano)	51
Figura 21 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R113 (1,1,2- tricloro-1,2,2-trifluoretano)	52
Figura 22 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R123 (2,2- Dicloro-1,1,1-trifluoretano)	52
Figura 23 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R141b (1,1- Dicloro-1-fluoretano)	53
Figura 24 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R236ea (1,1,1,2,3,3- hexafluorpropano)	53
Figura 25 -	Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R245fa (1,1,1,3,3 pentafluorpropano)	54

Figura 26 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante Tolueno	54
Figura 27 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220	55
Figura 28 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 12V220	56
Figura 29 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C	56
Figura 30 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C	57
Figura 31 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420	57
Figura 32 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420	58
Figura 33 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612	58
Figura 34 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612	59
Figura 35 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor C280-16	59
Figura 36 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor C280-16	60
Figura 37 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220	61
Figura 38 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 12V220	61
Figura 39 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C	62
Figura 40 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C	62
Figura 41 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420	63
Figura 42 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420	63
Figura 43 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612	64
Figura 44 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612	64
Figura 45 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220	65

Figura 46 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C	66
Figura 47 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C	66
Figura 48 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420	67
Figura 49 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420	67
Figura 50 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612	68
Figura 51 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612	68
Figura 52 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220	69
Figura 53 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220	70
Figura 54 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C	70
Figura 55 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C	71
Figura 56 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C	71
Figura 57 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C	72
Figura 58 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420	72
Figura 59 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420	73
Figura 60 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420	73
Figura 61 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420	74
Figura 62 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612	74
Figura 63 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612	75
Figura 64 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612	75

Figura 65 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612 76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificação técnica dos motores	37
Tabela 2 - Fluidos orgânicos utilizados na simulação	48
Tabela 3 - Parâmetros operacionais dos fluidos orgânicos testados.	49
Tabela 4 - Análise econômica para cada motor utilizado	77

LISTA DE SÍMBOLOS

c	Calor específico, kJ/kg·K
c_p	Calor específico a pressão constante, kJ/kg·K
c_v	Calor específico a volume constante, kJ/kg·K
g	Aceleração da gravidade, m/s ²
h	Entalpia específica, kJ/kg
m	Massa, kg
\dot{m}	Fluxo de massa, kg/s
P	Pressão, MPa
P_0	Pressão do ambiente ou da vizinhança, kPa
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor, kW
R	Constante do gás, kJ/kg·K
s	Entropia específica, kJ/kg·K
\dot{S}_{ger}	Taxa de transferência de geração de entropia, kW/K
T	Temperatura, °C ou K
T_0	Temperatura ambiente ou da vizinhança, °C ou K
v	Volume específico, m ³ /kg
V	Velocidade, m/s
w	Trabalho, kJ
\dot{W}	Potência, kW
W_{ent}	Entrada de trabalho, kJ
W_{sai}	Saída de trabalho, kJ
X	Exergia total, kJ
$\dot{X}_{\text{fornecida}}$	Exergia específica fornecida, kJ/kg
$\dot{X}_{\text{destruída}}$	Exergia específica destruída, kJ/kg
y	Fração molar
z	Elevação, m
γ	Razão dos calores específicos, c_p/c_v
ϵ	Eficiência
η	Eficiência termodinâmica
	Exergia de escoamento, kJ/kg

SUMÁRIO

	INTRODUÇÃO	14
1	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
1.1	Ciclo de Rankine	20
1.2	Ciclo de Rankine Regenerativo	23
1.3	Ciclo de Rankine orgânico	24
1.4	Calor residual ou Waste Heat	26
1.5	Fluidos de trabalho	28
1.6	Ponto de Estrangulamento da diferença de temperatura - PEDT (Pinch Point Temperature Difference) do evaporador	33
1.7	Exergia	34
1.8	Análise Econômica	34
1.8.1	<u>Fluxo de Caixa</u>	35
1.8.1.1	Método do Valor Presente Líquido (VPL)	35
1.8.1.2	Método da Taxa de Interna de Retorno (TIR)	36
1.8.1.3	Método do <i>Payback</i>	36
2	DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM	37
2.1	Considerações	37
2.2	Modelos termodinâmicos	39
2.3	Equacionamento do ciclo	40
2.3.1	<u>Turbina ou Expansor</u>	41
2.3.2	<u>Bomba</u>	43
2.3.3	<u>Trocadores de calor</u>	44
2.4	Análise da eficiência exergética do ciclo	46
2.5	Escolha do fluido de trabalho	47
2.6	Análise Termodinâmica	55
2.7	Análise Econômica	76
	CONCLUSÃO	78
	REFERÊNCIAS	79

INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, o consumo acelerado de combustíveis fósseis causou graves problemas ambientais, como o aquecimento global e a poluição atmosférica. Esses problemas começaram a se intensificar a partir do século XVIII com o início da revolução industrial.

A utilização de combustíveis fósseis como principal fonte de geração de energia tem contribuído para um progressivo aumento na concentração de dióxido de carbono na atmosfera, sendo considerado hoje o maior fator causador do aquecimento global.

Em seu primeiro relatório em 2007, o IPCC (*The Intergovernmental Panel on Climate Change*) formulou a seguinte declaração: “É provável que a maior parte do aumento das temperaturas médias globais, desde o meio do século 20, seja devida às concentrações antropogênicas de gases de efeito estufa. De acordo com os diferentes cenários, a temperatura média da Terra deve crescer entre 2 a 4°C antes do final do século 21, com consequências catastróficas, como o aumento do nível do mar, maior ocorrência de seca, conseqüentemente desertificação, maior frequência de tragédias naturais, impacto negativo sobre biodiversidade etc.” (QUOILIN, 2011)

Segundo Quadrelli e Peterson (2007), 84% das emissões de gases de efeito estufa são atribuíveis ao setor de energia, principalmente sob a forma de dióxido de carbono. Essas emissões são principalmente devidas a países industrializados, onde os dez maiores emissores geram dois terços da quantidade mundial. Pode-se temer que o desenvolvimento real dos países menos industrializados seja acompanhado por uma grande quantidade de emissão de CO₂.

A evolução da tecnologia e a flexibilização das políticas energéticas e climáticas está proporcionando um cenário de mudança global com uma maior utilização de fontes de energias renováveis produzindo de eletricidade de baixo teor de carbono, conseqüentemente a redução da emissão de gases de efeito estufa.

De acordo com Quoilin (2011), mais e mais pesquisadores estão protestando pedindo uma dissociação entre crescimento econômico e consumo de recursos. Essa dissociação só pode ser alcançada por investimentos maciços no setor de pesquisas e desenvolvimento para tecnologias sustentáveis de conversão de energia e pela promoção de políticas de eficiência energética.

Novas tecnologias de conversão de energia são necessárias para utilizar recursos energéticos adequados para geração de energia limpa, sem causar danos ambientais, como por exemplo, algumas fontes de calor de baixa temperatura. O calor residual (*Waste Heat*), solar e a geotérmica são exemplos típicos dessas fontes, com temperaturas disponíveis entre 60 e 200°C. O uso de tais fontes como fonte de energia alternativa geradora de eletricidade tem sido experimentado por meios de sistemas geradores de potência. (YAMAMOTO et al., 2001)

A recuperação do calor residual tem como objetivo a utilização do calor que normalmente é descartado e a partir de análises é transformado em uma forma útil de energia, aumentando a eficiência do processo, sem aumento no consumo de combustível e sem emissão adicional de CO₂. Um exemplo de aplicação é a indústria naval, onde existem as maiores perdas de calor, sendo mais da metade dessa dissipada para a atmosfera o que torna importante encontrar uma forma rentável de recuperar parte dessa energia.

É diante deste cenário rumo à produção renovável e descentralizada de energia que surgem, como excelentes alternativas, sistemas que operam sob o ciclo Rankine Orgânico (CRO). Esse sistema constitui-se, fundamentalmente, de um processo de conversão de energia termodinâmica em trabalho útil, através da transferência de calor de um meio de alta temperatura para um meio de baixa temperatura e envolvem os mesmos componentes que uma central de vapor convencional (caldeira, dispositivo de expansão de produção de trabalho, condensador e bomba). No entanto, diferenciam-se pelo fluido de trabalho empregado, que é um componente orgânico caracterizado por uma menor temperatura de ebulição que a água, permitindo assim, a geração de energia a partir de fontes de calor a baixas temperaturas.

Quando comparado com os sistemas convencionais, os fluidos utilizados nos CRO possuem massa molecular mais alta, permitindo estrutura do equipamento menores, vazões mássicas mais elevadas e eficiência das turbinas maiores, chegando a atingir entre 80 a 85%.

As primeiras usinas utilizando a tecnologia CRO foram construídas no começo da década de 1960, sendo poucas produzidas com mais de 50kW de potência. As duas primeiras empresas a produzirem plantas com o ciclo orgânico, Ormat e Turboden, são ainda hoje os maiores fabricantes em todo o mundo.

I. Ormat

Fundada por Lucien e Dita Bronicki em 1964 com um acordo com a *National Preparedness Leadership Initiative* (NPLI) para implementar o trabalho de Lucien e o direito de usar o novo ciclo patenteado. A empresa é precursora em energia renovável, líder mundial, envolvida no negócio de energia geotérmica e recuperada. Projeta, desenvolve, possui e opera usinas geradoras de energia, utilizando predominantemente unidades CRO projetadas e fabricadas por ela. Cerca de 100 patentes nos EUA cobrem sua tecnologia original. A partir de 2015, a Ormat construiu mais de 3000 unidades CRO até 4 kW e aproximadamente 500 módulos na faixa de potência de 1 a 25 MW, totalizando mais de 2000 MW.

Figura 1 - A unidade de CRO de energia solar com 70 kW em El Paso, Texas, ano 1985



Figura 2 - Usina de ciclo de Rankine orgânico com fonte geotérmica com geração de 130MW em Upper Mahiao, Filipinas, ano 1996



Figura 3 - Usina de ciclo de Rankine orgânico com fonte geotérmica com geração de 100MW em Nova Zelândia, ano 2013



II. Turboden

Mario Gaia fundou a Turboden em 1980, empresa específica de pesquisa, projeto, fabricação, comissionamento e manutenção de turbogeradores de ciclo de Rankine orgânico. Em 2009, a United Technology Corporation adquiriu 51% das ações da Turboden e em 2013, a Mitsubishi Heavy Industries adquiriu a cota UTC. Como a Ormat, a Turboden é uma empresa pura em energia renovável e fabrica suas próprias turbinas. Nos primeiros anos de atividade (1980 a 1997), os turbogeradores CRO da Turboden eram de pequena potência (3-100 kW), para aplicações solares (baixa e média temperatura), geotérmicas e de recuperação de calor. Durante os últimos cinco anos, a Turboden aumentou o tamanho de seus CROs e ampliou seu portfólio para maiores usinas de recuperação de calor, geotérmica e de biomassa, com unidades de energia excedendo 5 MW. Além do esquema tradicional, usando óleo térmico como transportador de calor, várias unidades para recuperação de calor de fontes gasosas, usando diferentes transportadores de calor ou troca direta, foram colocadas em operação com sucesso.

Figura 4 - Usina de ciclo de Rankine orgânico com geração de 100 kW em Zâmbia, ano 1988



Figura 5 - Usina de ciclo de Rankine orgânico com geração de 5,6 MW em Durrnhaar, Alemanha, ano 2013



Outros fabricantes de ciclo de Rankine orgânicos, porém não tão expressivos quanto Ormat e Turboden.

- Adoratec
- Atlas Copco
- ElectraTherm
- Exergy
- General Electric - GE
- GMK
- Triogen Company - Triogen
- Turbine air systems - TAS
- United Technologies / Pratt and Whitney

A recuperação de calor residual tem como objetivo a utilização do calor que normalmente é descartado para a atmosfera ou para um sistema de resfriamento por um sistema térmico. A partir de análises, o calor antes não aproveitado, é transformado em uma forma útil de energia, aumentando a eficiência do processo, sem aumento no consumo de combustível e sem emissão adicional de CO₂. A adoção de CRO para geração de eletricidade a partir da recuperação de calor residual é um tema que vem sendo discutido em congressos no Brasil, por meio de teses de mestrado e doutorado, onde os autores analisam a performance na produção de energia e sua viabilidade econômica.

O objetivo desse trabalho é o desenvolvimento de uma modelagem que possibilite a análise do reaproveitamento térmico do gás de exaustão de cinco motores a diesel de capacidades diferentes utilizando os ciclos convencional e regenerativo para dez tipos diferentes de fluidos orgânicos evidenciando o fluido de melhor desempenho, após isso será feita a análise econômica para a aplicação do ciclo no Brasil.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

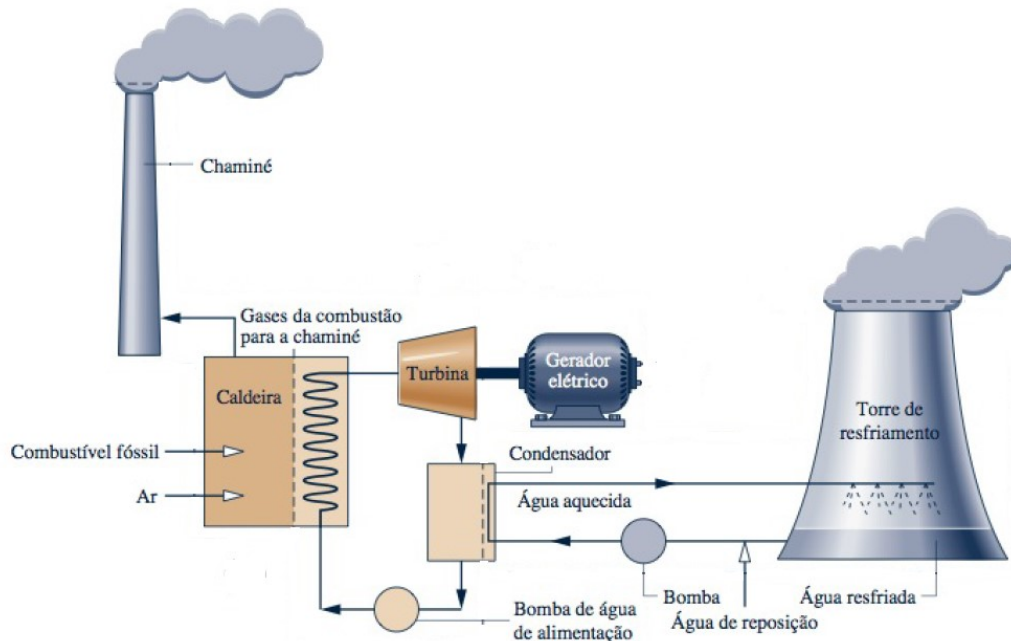
1.1 Ciclo de Rankine

Esse ciclo, descoberto pelo escocês e professor da Universidade de Glasgow, William John Macquorn Rankine, é constituído de quatro processos que ocorrem em regime permanente e operam na região de saturação. Com a finalidade de construir uma máquina térmica que funcionasse de forma semelhante a uma máquina de Carnot, Rankine propôs duas modificações ao ciclo original, desenvolvendo então o que seria o ciclo termodinâmico mais extensamente utilizado para geração elétrica.

Assim como os demais ciclos termodinâmicos de potência, o ciclo Rankine tem por objetivo realizar trabalho admitindo calor de uma fonte quente e rejeitando calor através de uma fonte fria, conforme a segunda lei termodinâmica.

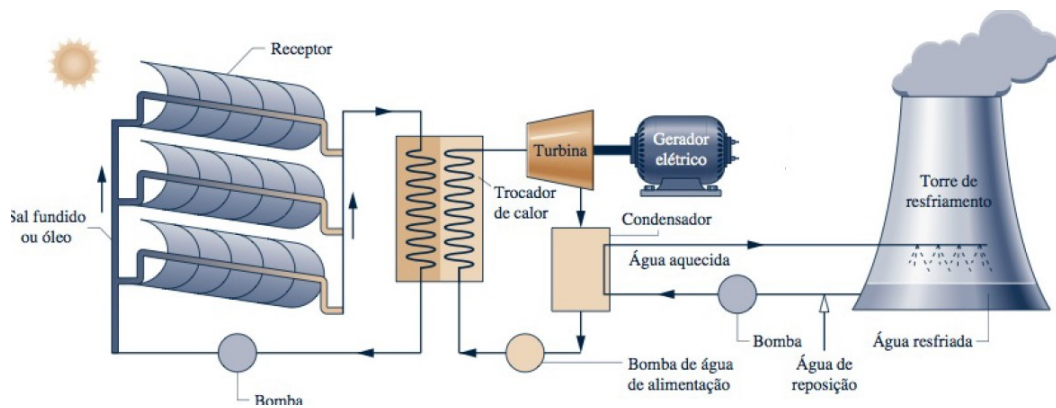
Em usinas movidas a combustível fóssil, biomassa, resíduo municipal (lixo) e misturas de carvão e biomassa (figura 6) a vaporização é realizada pela transferência de calor dos gases quentes produzidos na combustão do combustível para a água que passa pelos tubos da caldeira. Já as usinas de energia solar (figura 7) têm receptores para coletar e concentrar a radiação solar.

Figura 6 - Planta de potência a vapor acionada por combustível fóssil



Fonte: Moran et al. (2013)

Figura 7 - Planta de potência a vapor acionada a energia solar

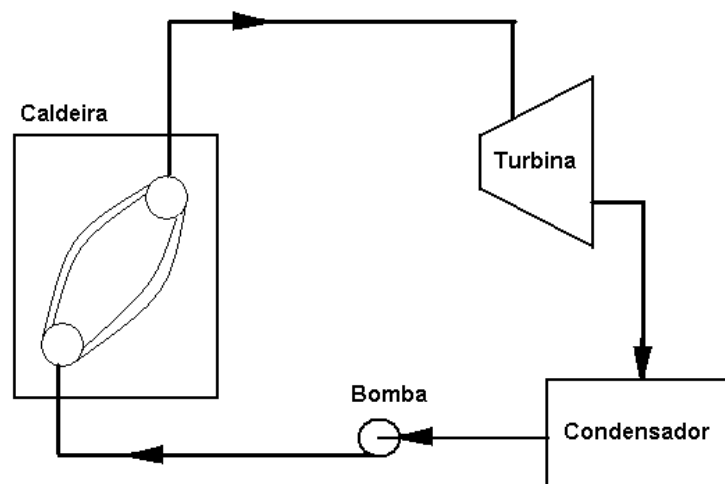


Fonte: Moran et al. (2013)

O ciclo de Rankine ideal (figura 8) não envolve nenhuma irreversibilidade interna e consiste em quatro processos:

- Expansão isentrópica em uma turbina;
- Rejeição de calor a pressão constante em um condensador;
- Compressão isentrópica em uma bomba;
- Fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira.

Figura 8 - Ciclo de Rankine ideal



A água entra na bomba como líquido saturado e é comprimida de maneira isentrópica até a pressão de operação da caldeira. A temperatura da água aumenta um pouco durante esse processo de compressão isentrópica, devido a uma ligeira diminuição do volume específico da água.

A água entra na caldeira como um líquido comprimido e sai como vapor superaquecido. A caldeira é basicamente um grande trocador de calor, no qual o calor originário dos gases de combustão, reatores nucleares ou outras fontes é transferido para a água, essencialmente à pressão constante.

A turbina a vapor do ciclo de Rankine convencional possui diversos estágios de expansão. Em cada um deles, o fluido sofre um decaimento de pressão.

Nos estágios onde a pressão é baixa, as pás da turbina podem sofrer erosão proveniente da condensação de vapor. Isso ocorre porque as gotas de água possuem densidade maior que o vapor e, portanto, elevada energia cinética, que pode causar danos à turbina. Para minimizar esse efeito na entrada da turbina, o vapor é superaquecido, para que o risco de condensação seja minimizado (CARPIO et al., 2015).

O vapor d'água superaquecido entra na turbina, na qual ele se expande de forma isentrópica e produz trabalho, girando o eixo conectado a um gerador elétrico, diminuindo a pressão e a temperatura do vapor durante esse processo até entrar no condensador. Nesse estado, o vapor em geral é uma mistura de líquido e vapor saturado com o título elevado.

O vapor é condensado a pressão constante no condensador, que é basicamente um grande trocador de calor, rejeitando calor para um meio de resfriamento, como um lago, rio ou atmosfera. A água deixa o condensador como líquido saturado e entra na bomba, completando o ciclo.

A eficiência termodinâmica do ciclo de potência tende a aumentar quando a temperatura média, com a qual a energia é adicionada por transferência de calor, aumenta e/ou a temperatura média, na qual a energia é rejeitada, diminui. Pode-se aplicar essa ideia ao estudo dos efeitos das variações das pressões na caldeira e no condensador, no desempenho de um ciclo de Rankine ideal. Embora esta constatação tenha sido obtida em relação ao ciclo ideal, ela também é válida qualitativamente para as plantas de potência a vapor reais.

Segundo Wylen, Sonntag e Borgnakke (2013), pode-se citar algumas perdas importantes no ciclo de Rankine, que o faz diferenciar do ciclo ideal para o real, como devido à turbina, à(s) bombas(s), às tubulações e ao condensador.

As perdas na turbina, que representam o maior afastamento do desempenho do ciclo real em relação ao ciclo ideal, são principalmente aquelas associadas ao escoamento do fluido de trabalho pelos canais e palhetas. Também há a transferência de calor para o ambiente e para os sistemas de controle no processo de estrangulamento, porém nesses dois fatores o impacto não é tão significativo quanto no escoamento.

As perdas na bomba são análogas às da turbina e decorrem principalmente

das irreversibilidades associadas ao escoamento do fluido, porém como a potência extraída na turbina é bem maior que a da bomba, os impactos são menores, conseqüentemente, as perdas são menores.

Nas tubulações, a queda de pressão provocada pelo atrito e a transferência de calor ao ambiente são as perdas mais importantes, provocando aumento e diminuição de entropia, respectivamente. Essa situação pode ser notada também na caldeira, onde, devido à queda de pressão, a água que entra deve ser bombeada até uma pressão mais elevada que a pressão desejada, para o vapor que deixa a caldeira, logo necessitando de um trabalho adicional no bombeamento do fluido de trabalho.

No condensador, a perda é relativamente pequena, quando comparada às outras já citadas, pois uma dessas perdas é o resfriamento abaixo da temperatura de saturação do líquido que deixa o condensador. Com isso, é necessária uma quantidade de calor adicional para levar a água até a sua temperatura de saturação.

1.2 Ciclo de Rankine Regenerativo

No ciclo de Rankine ideal, pode-se observar que o calor é transferido para o fluido de trabalho a uma temperatura relativamente baixa, diminuindo a temperatura média do processo de fornecimento de calor e, portanto, a eficiência do ciclo.

Para minimizar esse problema, procuram-se modos de aumentar a temperatura do líquido que sai da bomba antes que ele entre na caldeira. Uma alternativa é transferir parte do calor do vapor que está se expandindo na turbina. Esse calor que poderia ter produzido mais trabalho se completasse a expansão é extraído em diversos pontos para aquecer a água de alimentação, processo conhecido como regeneração (figura 9). O dispositivo no qual a água de alimentação é aquecida chama-se regenerador ou aquecedor de água de alimentação.

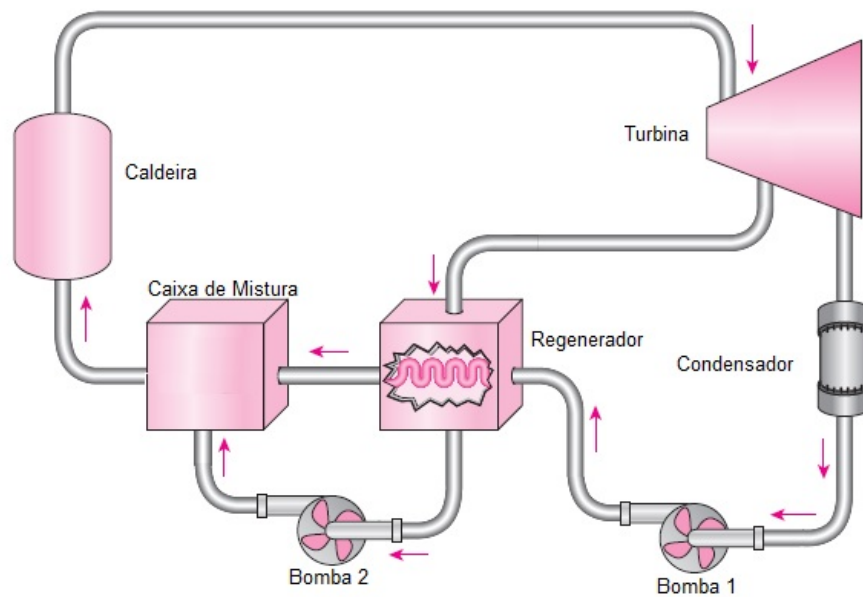
O vapor entra na turbina à pressão da caldeira e se expande de forma isentrópica até uma pressão intermediária. Parte do vapor é extraída nesse estado e direcionada para o aquecedor de água de alimentação, enquanto o restante do vapor continua se expandindo de forma isentrópica até a pressão de condensação. Essa água condensada entra em uma bomba isentrópica, na qual é comprimida até a pressão do aquecedor de água, onde se mistura ao vapor extraído da turbina. Uma segunda bomba eleva a pressão da água até a pressão da caldeira. O ciclo se completa pelo aquecimento da água na caldeira até o estado de entrada da turbina.

Segundo Çengel e Boles (2015), a regeneração não apenas melhora a eficiência do ciclo, mas também oferece um meio conveniente de desaerar a água de alimentação, isto é remover o ar que se infiltra no condensador, para evitar corrosão da caldeira e também ajuda a reduzir a grande vazão volumétrica de vapor nos últimos estágios da turbina,

devido aos altos volumes específicos a baixas pressões. Assim, a regeneração tem sido usada em todas as usinas a vapor modernas desde sua introdução no início de 1920.

Em um aquecedor de água de alimentação fechado ideal, no qual o calor é transferido do vapor extraído da turbina para a água de alimentação sem que ocorra qualquer processo de mistura, a água de alimentação é aquecida até a temperatura de saída do vapor extraído, que idealmente deixa o aquecedor como líquido saturado à pressão de extração.

Figura 9 - Ciclo de Rankine regenerativo



1.3 Ciclo de Rankine orgânico

O ciclo de Rankine orgânico (CRO) é um processo promissor de conversão de energia termodinâmica a baixa e média temperatura em eletricidade. O processo de funcionamento do CRO é semelhante ao ciclo convencional, envolvendo os mesmos componentes (caldeira, turbina, condensador e bomba).

A particularidade do CRO está no fluido de trabalho, que é um composto orgânico, por exemplo: hidrocarboneto, hidrocarboneto halogenado, óleo de silício, perfluorocarbono etc. Além de ter o ponto de vaporização menor do que o da água, outras propriedades termodinâmicas também diferem em vários aspectos, o que permite recuperar o calor a uma temperatura mais baixa do que o tradicional ciclo de Rankine a vapor.

De acordo com Correia (2014), nos dias de hoje são mais utilizadas duas configurações para o ciclo orgânico: uma sem a presença de um regenerador e a outra com

ele. Com o segundo é possível obter maior eficiência, pois desta forma é realizado reaproveitamento de energia que ainda resta no fluido de trabalho, depois de ter passado pela expansão na turbina, além de reduzir a energia dissipada no condensador. Ainda segundo Correia (2014), essa é a configuração utilizada pela grande maioria das empresas que tem investido nesse tipo de sistema.

Sistemas com essa tecnologia, além de serem considerados o principal procedimento de conversão de calor de fontes de baixa temperatura em energia elétrica, também estão sendo utilizados para gerar energia elétrica a partir das fontes de calor solar e geotérmica, bem como na recuperação de calor residual e vários outros processos industriais.

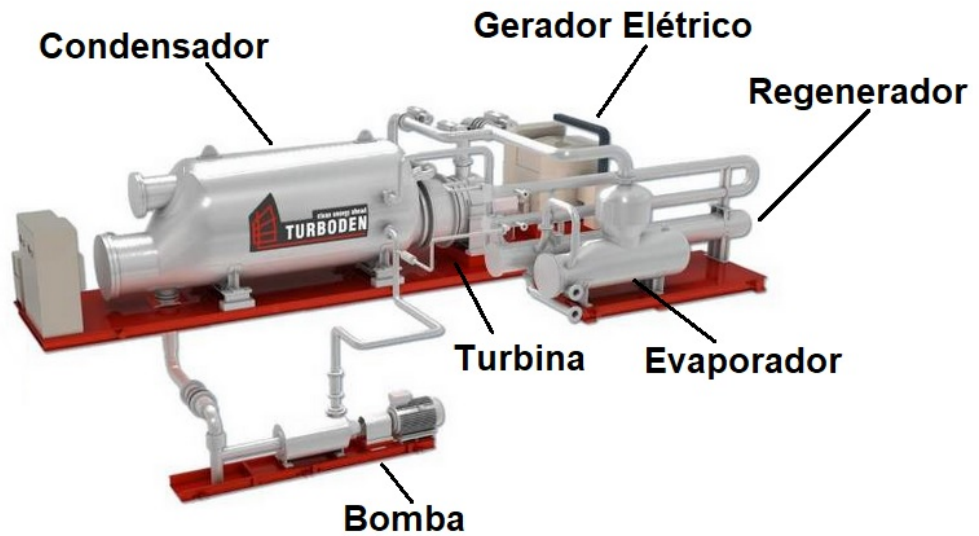
Quando comparados a alternativas de produção de energia elétrica com fontes de temperatura inferiores, os CRO possuem as seguintes vantagens (VESCOVO, 2009): Alta eficiência e ausência de erosão nas paletas da turbina devido ao fato de não operar com misturas e equipamento com vida útil superior a vinte anos. De acordo com Quoilin e Lemort (2009), uma maior vazão mássica de fluido de trabalho na saída da turbina permite que ela tenha um menor travamento das hélices, possibilitando uma redução no tamanho dos componentes e reduzindo também os custos de manutenção.

A etapa mais crítica para o desenvolvimento desse tipo de sistema é a escolha do fluido de trabalho mais apropriado, porém deve-se ressaltar que o uso de fluidos capazes de causar danos à camada de ozônio e com alto índice de GWP não é permitido, sendo também um fator de seleção na escolha do fluido de trabalho. Outra questão importante é determinar quando uma substância orgânica é realmente melhor que a água para funcionar como fluido de trabalho.

O princípio do CRO está baseado num turbo gerador trabalhando como uma turbina a vapor convencional, ou outro tipo de expansor, para transformar energia termodinâmica em mecânica e, posteriormente, em eletricidade. Em vez de água, o CRO vaporiza um fluido orgânico, caracterizado por uma massa molecular maior que a água, o que conduz a uma menor rotação da turbina e pressões mais baixas, além de apresentar menor erosão nas partes metálicas e nas pás da turbina.

A fonte quente aquece um fluido térmico (óleo ou água) até uma média temperatura, tipicamente entre 100 e 300°C, em um circuito fechado. O fluido térmico circula no trocador de calor, vaporizando o fluido de trabalho, que se expande na turbina, produzindo energia mecânica e posteriormente energia elétrica no gerador. O vapor é então resfriado com um fluido externo, num circuito fechado (água ou ar), condensando. Após condensado, é bombeado de volta ao trocador de calor para recomeço do ciclo.

Figura 10 - Principais componentes de um sistema real CRO



Fonte: Pratt & Whitney A United Technologies Company - Adaptada

1.4 Calor residual ou Waste Heat

Cogeração (figura 11) é um processo de produção e utilização combinadas de calor e eletricidade, proporcionando o aproveitamento de mais de 70% de energia termodinâmica proveniente dos combustíveis utilizados, ou seja, a partir de uma mesma fonte primária. Essa energia é normalmente usada para o aquecimento ou para geração de vapor. É uma forma de minimizar perdas de calor em processos industriais, utilizando o fluxo energético que seria desperdiçado para o meio ambiente, além de gerar energia elétrica.

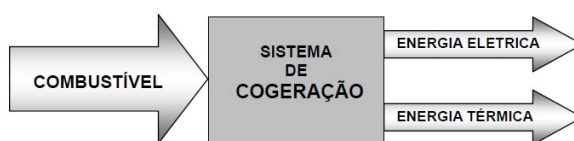
A temperatura da fonte de calor é um parâmetro que determina a eficiência do processo de recuperação e tem grande influência sobre o projeto dos trocadores de calor. A preferência por sistemas CRO depende, além da temperatura de fonte quente, da potência de saída requerida. Apesar de alguns fornecedores fabricarem módulos personalizados de unidade Rankine orgânicas, a maior dificuldade reside na escolha dos trocadores de calor, visando maximizar a taxa de recuperação de calor.

De acordo com Pinto (2018), o calor residual ocorre devido às ineficiências de equipamentos e por conta das limitações termodinâmicas dos processos de combustão ou reações químicas, onde parte da energia é utilizada no processo e o restante é eliminado, sendo normalmente descartado para o ambiente na forma de gases de exaustão ou vapor. Apesar de toda a energia perdida nos gases residuais, essa não pode ser completamente

recuperada devido às limitações da segunda lei da termodinâmica. Porém uma parcela significativa dessa energia pode ser usada para diversos propósitos visando aumentar a eficiência do processo, acarretando conseqüentemente na redução dos custos com combustíveis e reduzindo as emissões de poluentes.

Os sistemas de geração de potência convencionais apresentam normalmente um rendimento térmico máximo em torno de 45%, ou seja, 55% do calor gerado na queima de combustível não são aproveitados, o que torna a cogeração uma alternativa ecologicamente importante na geração de energia (DIPIPO, 2007).

Figura 11 - Diagrama genérico do sistema de cogeração



Os sistemas CRO podem ser configurados para receber qualquer demanda para a qual forem requisitados e podem ser empregados em diferentes áreas de recuperação de calor, tais como, centrais de geração elétrica, aproveitamento do calor dos oceanos, geotermiais etc. Suas principais vantagens são os baixos custos de operação e manutenção, produção de eletricidade no mesmo local onde será usada, maior segurança para os operadores do sistema, além de não serem poluentes, quando aplicados a fontes renováveis.

De uma forma geral, o calor rejeitado nos motores de combustão interna ultrapassam a metade do calor calorífico fornecido por eles, essa energia não aproveitada faz com que a eficiência de um equipamento seja menor do que a esperada. Além da perda de calor, junto com os calor residual, também são lançados na atmosfera gases poluentes contribuindo para o aquecimento global e destruição da camada de ozônio.

Alguns países desenvolvidos, visando cortar suas emissões de gases prejudiciais ao meio ambiente e ao mesmo tempo diminuir suas importações de energia, começaram a estudar a possibilidade do uso da recuperação do calor residual. Nos Estados Unidos, por exemplo, o setor industrial responde sozinho por cerca de um terço do total da energia consumida no país, liberando na mesma proporção gases de efeito estufa.

No setor de energia brasileiro, o setor industrial é o segundo mais representativo em termos de geração de gases, com 20% das emissões totais dos mesmos, sendo superado somente pelo setor de transporte, que é responsável por 48% do total. Esses dados mostram a relevância que a indústria no Brasil apresenta quanto ao consumo energético e as emissões de gases de efeito estufa.

Alguns segmentos industriais apresentam alto potencial para a recuperação de calor residual, como, por exemplo, a indústria de cimento, onde 40% do calor é perdido nos gases de exaustão. Esses gases são liberados nos processos de preaquecimento do calcário

e na produção de clínquer, com temperaturas que variam entre 215 e 730°C. O calor liberado é classificado entre as três categorias de temperatura do gás: baixa (no máximo 230°C), média (230 até 650°C) e alta (maior que 650°C). Como o CRO tem um sistema de baixa complexidade, ele pode ser considerado como uma das melhores opções para a recuperação de calor a baixa e média temperaturas.

As máquinas a vapor que operam com o ciclo Rankine a vapor também poderiam ser utilizadas para a produção de energia utilizando calor residual, porém CRO possui as seguintes vantagens sobre o ciclo a vapor:

- Curva de saturação característica
- Expansão seca de vapor
- Reduz a necessidade de superaquecimento
- Pressões e temperaturas menores
- Salto entálpico menor
- Turbina com rotação menor
- Redução de perdas

1.5 Fluidos de trabalho

Atualmente, a recuperação de energia a partir de efluentes térmicos de baixa temperatura tem recebido maior atenção por partes dos pesquisadores e projetistas de ciclos termodinâmicos, sendo o CRO o maior beneficiário. Esse fato comprova a principal diferença em relação ao ciclo a vapor, possuindo como fluido de trabalho a água, com fontes térmicas com temperaturas elevadas, diferentemente do CRO cuja principal vantagem é poder utilizar diferentes fluidos de trabalhos direcionado para as características dos projetos.

A seleção do fluido orgânico envolve uma análise complexa, sendo um ponto chave na concepção do ciclo e um dos principais tópicos estudados pelos fabricantes da tecnologia. Pinto (2018) afirma que o fluido deve satisfazer alguns critérios básicos, como:

- Estabilidade química;
- Não gerar deposição de matéria;
- Não ser corrosivo;

Quoilin (2011), em sua tese, resume a literatura científica no campo de seleção de fluidos de trabalho para sistemas CRO, comparando diferentes artigos científicos. Três características foram levadas em consideração:

- Fonte térmica;
- Temperatura de condensação;
- Variação da temperatura de evaporação;

Pode-se constatar que apesar de Quoilin (2011) reunir inúmeros fluidos, a seleção vai depender da aplicação alvo, como por exemplo, no caso de energia proveniente do calor residual, onde a potência de saída geralmente é maximizada.

Já de acordo com Liu, Shao e Li (2011) o fluido precisa possuir características específicas dependendo da aplicação, por exemplo:

- Temperatura de saturação apropriada;
- Pressão e temperatura críticas baixas;
- Volume específico reduzido;
- Baixa viscosidade e tensão superficial;
- Elevada condutividade térmica;
- Não ser corrosivo e tóxico;
- Compatibilidade com o material da turbina;
- Estar em conformidade com as legislações ambientais nacionais e mundiais

Segundo Calm e Hourahan (2011), a progressão histórica dos fluidos de trabalho abrange quatro gerações, com base na definição de critérios de seleção:

I. 1830-1930:

Qualquer fluido poderia ser usado, principalmente solventes e outros fluidos voláteis, incluindo Éter, CO₂, NH₃, R-764, H₂O, entre outros. Muitos desses são agora considerados como "fluidos de trabalho naturais";

II. 1931-1990:

Segurança e durabilidade, principalmente clorofluorcarbonetos (CFC), hidroclorofluorcarbonos (HCFC), amônia e água;

III. 1990-2010s:

Proteção da camada de ozônio, principalmente hidroclorofluorcarbonos (HCFC) (para uso de transição), hidrofluorcarbonos (HFC), amônia, hidrocarbonetos, dióxido de carbono e água;

IV. 2011-hoje:

Mitigação do aquecimento global, ainda em fase de determinação, mas que provavelmente incluirá fluidos de trabalho com muito baixo ou nenhum potencial de degradação da camada de ozônio (Ozone Depletion Potential - ODP), baixo potencial de aquecimento global (Global Warming Potential - GWP) e alta eficiência, como, hidrofluorcarbonos (HFC) de baixo GWP, hidrofluorquímicos insaturados, amônia, hidrocarbonetos e água.

Outros critérios também devem ser seguidos:

- Desempenho termodinâmico;
- Alta densidade de vapor;
- Baixa viscosidade;
- Alta condutividade;
- Pressões de evaporação aceitáveis;
- Pressão de condensação manométrica positiva;
- Estabilidade a altas temperaturas;
- O ponto de fusão deve ser inferior à temperatura ambiente mais baixa ao longo do ano para evitar congelamento do fluido;
- Alto nível de segurança;
- Disponibilidade no mercado e baixo custo.

Considerando as propriedades termofísicas do fluido, que por sua vez afetam o rendimento do ciclo, é possível identificar três categorias diferenciadas pela curva de saturação, (figuras 12, 13 e 14), segundo a variação da temperatura com relação à entropia (dT/ds) no gráfico $T \times s$.

Os fluidos de trabalho do tipo seco e isentrópico são mais apropriados para sistemas CRO, pelo simples fato desses fluidos permanecerem superaquecidos depois de expandidos, eliminando dessa forma possíveis problemas com as pás das turbinas aliados à presença de gotas de líquidos. Além disso, pode ser utilizado um recuperador de calor para melhorar a eficiência do ciclo, diferentemente dos fluidos úmidos que necessitam de superaquecimento antes da entrada da turbina.

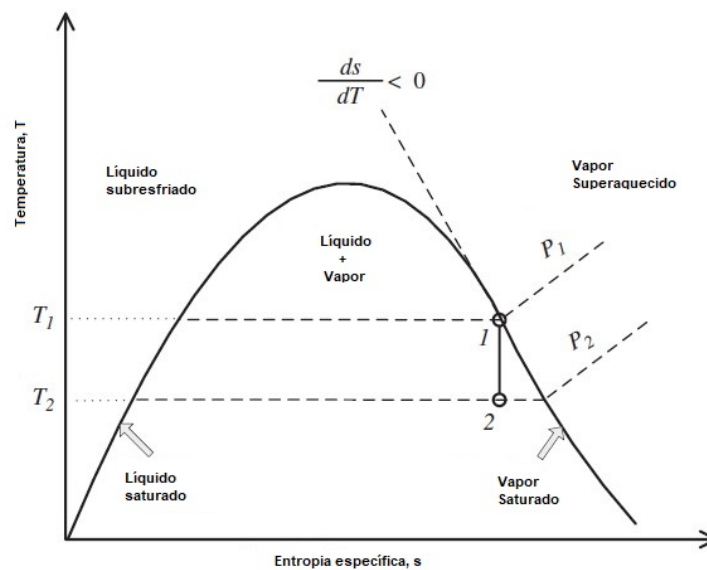
Alguns estudos incluíram parâmetros adicionais levando em consideração o projeto prático do sistema, principalmente devido à dificuldade de definir a função adequada para a otimização do ciclo. Realizou-se, então, uma seleção de fluidos considerando a área de

troca de calor necessária e o tamanho da turbina, entretanto foi concluído que a escolha final deve ser conduzida por considerações econômicas (LAKEW; BOLLAND, 2010).

A massa específica também é um parâmetro fundamental, especialmente para fluidos com baixa pressão de condensação. A baixa densidade implica numa alta vazão volumétrica, o que aumenta a perda de carga e tamanho dos trocadores de calor e o custo da turbina. Já a baixa viscosidade, tanto na fase vapor quanto na fase líquida, é fundamental para otimizar as trocas de calor no ciclo e reduzir as perdas de carga por atrito nos trocadores de calor.

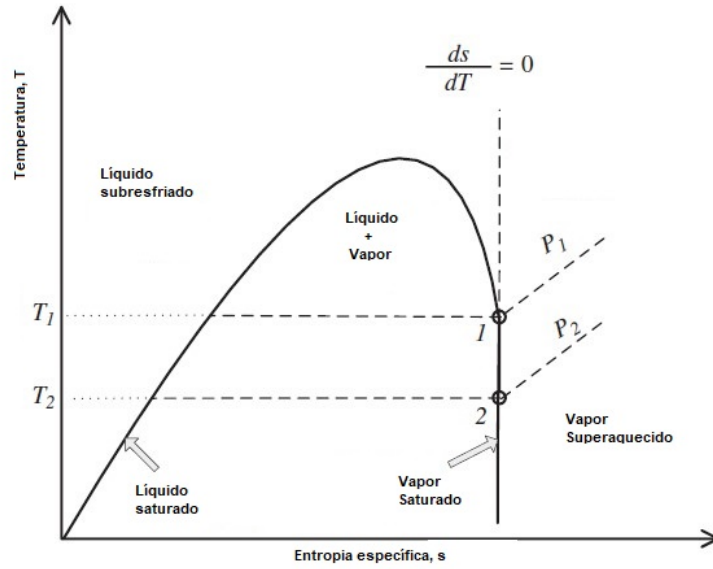
Ao contrário da água, os fluidos orgânicos costumam sofrer deteriorações e decomposições químicas a alta temperatura. Portanto, o composto orgânico deve ser termicamente e quimicamente estável para todas as pressões e temperaturas de funcionamento do ciclo. Dessa forma, a temperatura máxima da fonte quente estará limitada pela estabilidade a alta temperatura do fluido orgânico. Já a temperatura mínima do ciclo é limitada pelo ponto de fusão do fluido, visto que a temperatura de fusão do fluido deve ser menor que a mínima temperatura ambiente para evitar o congelamento do mesmo.

Figura 12 - Diagrama temperatura entropia de um fluido de trabalho “úmido”



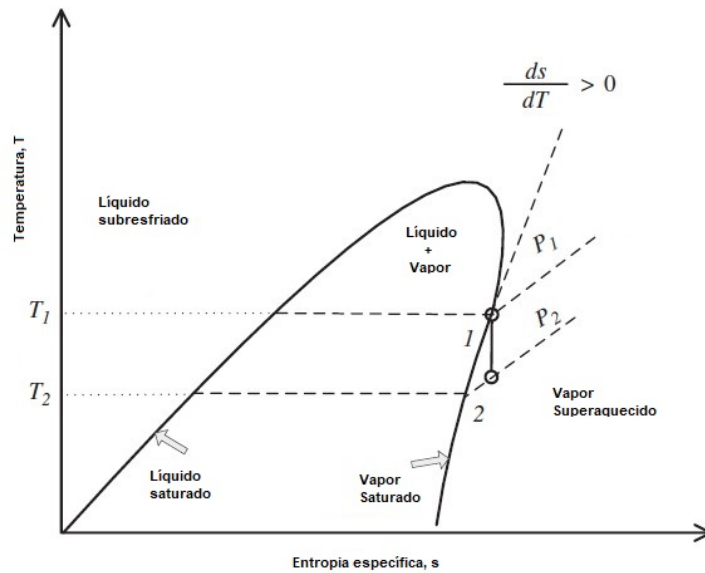
Fonte: Quoilin (2011)

Figura 13 - Diagrama temperatura entropia de um fluido de trabalho “Isentrópico”



Fonte: Quoilin (2011)

Figura 14 - Diagrama temperatura entropia de um fluido de trabalho “Seco”



Fonte: Quoilin (2011)

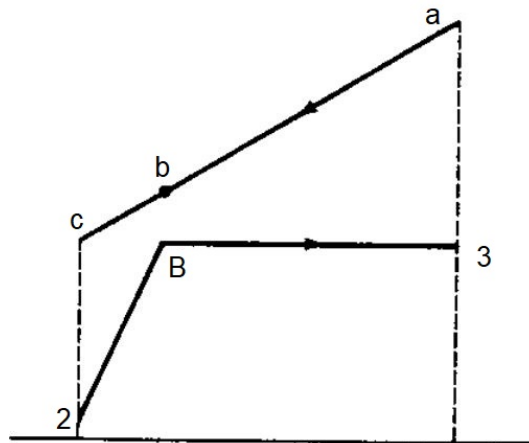
1.6 Ponto de Estrangulamento da diferença de temperatura - PEDT (Pinch Point Temperature Difference) do evaporador

Em um CRO, segundo Quoilin e Lemort (2009), cada trocador de calor pode ser dividido em três zonas, de acordo com a fase do fluido de trabalho: líquido, bifásico e vapor. A figura 15 mostra o ponto b-B que representa a diferença de temperaturas entre a fonte quente e o fluido de trabalho. Essa diferença é denominada Ponto de Estrangulamento da diferença de temperatura do evaporador, sendo um importante parâmetro para simulação do CRO, não permitindo que a temperatura da fonte de calor esteja abaixo da temperatura de evaporação do fluido de trabalho. Geralmente é um valor aproximado entre 5 a 10 K, levando em consideração os fatores termodinâmicos e econômicos

O ponto de estrangulamento corresponde, nesse estudo, à diferença mínima entre a temperatura do gás de exaustão do motor diesel e a temperatura de evaporação do fluido orgânico. El-Wakil (1984) diz que um PEDT muito pequeno resulta em baixa diferença de temperatura global, portanto um evaporador grande e caro. PEDT muito grande resulta num evaporador pequeno e barato, porém um sistema ineficiente. O Pinch Point mais econômico é obtido por meio de otimização, que leva em conta tanto os encargos fixos (com base nos custos de capital), quanto os custos operacionais (com base na eficiência e, portanto, no custo do combustível).

A figura 15 mostra a localização da distância mínima entre a temperatura de exaustão do gás e a temperatura de evaporação, isto é, PEDT, representado por b-B.

Figura 15 - Ponto de Estrangulamento da diferença de temperatura do evaporador



De acordo com Srinivasan, Mago e Krishnan (2010), a temperatura T_b (figura 15) pode ser estimada por:

$$T_b = \left[\frac{T_a - T_c}{\Delta H_{23}} \right] (\Delta H_{2B} - \Delta H_{23}) + T_a \quad (1)$$

O PEDT será calculado por:

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

1.7 Exergia

Os métodos tradicionais de análise de ciclos térmicos, baseados na primeira lei da termodinâmica, são capazes de quantificar os fluxos de calor e trabalho que se estabelecem nessas circunstâncias. Sua aplicação em sistemas térmicos é útil para analisar a maneira como a energia é usada, os fluxos de entrada e saída, quanto de energia se transformou em trabalho ou foi dissipada para o ambiente etc. Entretanto, o balanço energético não fornece informações sobre a disponibilidade da energia ou sobre as perdas internas ocorridas. Por isso a importância da segunda lei, pois trata da qualidade da energia, mais especificadamente, ela diz respeito à degradação da energia durante um processo, à geração de entropia e às oportunidades perdidas de realizar trabalho.

Exergia, também chamada de disponibilidade ou energia disponível, é uma propriedade que permite determinar o potencial de trabalho útil de uma específica quantidade de energia num estado característico. Esse potencial contido em um sistema, nada mais é do que o máximo de trabalho útil que pode ser obtido do sistema.

É importante perceber que a exergia não representa a quantidade de trabalho que um dispositivo realmente fornecerá após sua instalação. Em vez disso, ela representa o limite superior da quantidade de trabalho que um dispositivo pode produzir sem violar nenhuma das leis da termodinâmica.

Segundo Çengel e Boles (2015), exergia de um sistema num estado especificado depende das condições do ambiente (estado morto) e também das propriedades do sistema. A exergia é uma propriedade da combinação sistema-ambiente, e não apenas do sistema, logo a capacidade do sistema em realizar trabalho é tanto maior quanto mais afastada estiverem suas condições do ambiente. Por isso, deve-se ressaltar que o cálculo da exergia requer uma caracterização precisa do ambiente.

1.8 Análise Econômica

A utilização de um ciclo de Rankine orgânico que possibilite o aproveitamento térmico do gás de exaustão de motores a diesel não garante ao investidor benefícios econômicos imediatos. Os custos associados ao uso devem ser relativamente menores do que da produção de energia elétrica convencional para que essa opção seja vantajosa, contudo não basta somente os custos serem menores, é preciso considerar também o peso

do investimento de aquisição do sistema. Dessa forma, é preciso ir além da análise termodinâmica, e analisar os aspectos financeiros, verificando a viabilidade econômica do projeto. Por isso, nessa seção serão mostrados alguns métodos usados nesse trabalho para realizar essa análise.

1.8.1 Fluxo de Caixa

O fluxo de caixa indica a origem de todo o dinheiro que entrou no caixa, bem como a aplicação de todo o dinheiro que saiu do caixa em determinado período. Ele é montado a partir do levantamento dos compromissos já firmados (contas a pagar e a receber) e dos previstos ao longo do período desejado.

Seu principal objetivo é prever com maior precisão quando ocorrerá sobra ou falta de dinheiro em caixa, essa visão antecipada permite tomar precauções para diminuir o problema da falta de dinheiro para pagar as contas, ou em uma situação de grande sobra de caixa, buscar investimentos para aplicá-la.

A análise econômica de um projeto é feita através de três métodos:

1. Método do Valor Presente Líquido (VPL)
2. Método da Taxa Interna de Retorno (TIR)
3. Método do *Payback*

1.8.1.1 Método do Valor Presente Líquido (VPL)

É a diferença entre o valor investido e o valor resgatado ao fim do investimento trazidos a data de atualização do fluxo de caixa, descontando-se a taxa mínima de atratividade (taxa mínima que uma proposta de investimento deverá produzir para ser atraente). O cálculo do VPL reflete as diferenças entre consumo presente, futuro e as incertezas associadas aos fluxos de caixas futuros. Quando seu valor é positivo, o fluxo de caixa agrega valor e é atrativo do ponto de vista econômico-financeiro, quando é negativo não deverá ser realizado.

A fórmula do VPL pode ser definida por:

$$VPL = FC_0 + \frac{FC_1}{(1 + TMA)^1} + \frac{FC_2}{(1 + TMA)^2} + \frac{FC_3}{(1 + TMA)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1 + TMA)^n} \quad (3)$$

Onde:

FC: Fluxo de caixa para o início do investimento até o término do tempo de vida útil do equipamento

TMA: Taxa mínima de atratividade

n: Período no instante do fluxo de caixa

1.8.1.2 Método da Taxa de Interna de Retorno (TIR)

É definida como a taxa de juros à qual os custos de projetos se igualam ao valor presente das receitas geradas, ou seja, quando o VPL se torna nulo. Pode ser usada, portanto como mecanismo de análise de viabilidade ao ser comparada à TMA da seguinte forma:

1. $TIR < TMA$: projeto inviável
2. $TIR > TMA$: projeto viável

A TIR é uma taxa média que considera toda a vida econômica do projeto e é expressa em termos anuais, sendo obtida por:

$$0 = FC_0 + \frac{FC_1}{(1 + TIR)^1} + \frac{FC_2}{(1 + TIR)^2} + \frac{FC_3}{(1 + TIR)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1 + TIR)^n} \quad (4)$$

1.8.1.3 Método do *Payback*

O *Payback* ou tempo de retorno, corresponde ao tempo necessário para que os fluxos de caixa positivos recuperem os fluxos de caixa negativos, e é normalmente expresso em anos. Seu cálculo é obtido a partir dos fluxos de caixa nominais e a decisão de implementar ou não um projeto é tomada com base no período máximo que o empreendedor considera aceitável para recuperar o capital investido. O tempo de retorno deverá ser inferior a este limite.

2 DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM

Nesse capítulo pretende-se explicar e fundamentar todas as formulações consideradas nos casos estudados, assim como critérios e decisões tomadas relativamente a cada um dos parâmetros envolvidos que sustentam o modelo matemático, que simula o desempenho termodinâmico e econômico do ciclo de Rankine orgânico. Como o intuito desse trabalho é o aproveitamento de calor desperdiçado dos motores de propulsão a diesel, foram considerados parâmetros reais de cinco motores comerciais, visando possibilitar uma avaliação energética do ciclo de Rankine orgânico, variando os fluidos de trabalho orgânicos em uma determinada faixa de vazão mássica.

Foi realizado um balanço de energia no evaporador para que o calor total disponível, proveniente da fonte quente, fosse recuperado obedecendo a restrição do ponto de estrangulamento no evaporador, tanto para o ciclo simples quanto para o regenerativo. Em seguida, com as eficiências isentrópicas da bomba, da turbina e do evaporador, foi possível definir os estados após o bombeamento e a expansão do fluido orgânico. Com a variação da vazão mássica foram calculadas a potência líquida gerada e a eficiência termodinâmica com os diferentes fluidos. Posteriormente, foram preparados e analisados os gráficos, e observados os comportamentos dos diferentes fluidos no ciclo e finalmente foram aplicadas as restrições para encontrar as faixas de vazões de operação viáveis.

O estudo foi realizado sobre os motores da Caterpillar 3516C, C280-16, G3612 e Prime 2420, Wartsila 12V220 cujas características são apresentadas na tabela 1, abaixo:

Tabela 1 - Especificação técnica dos motores

Parâmetros	Especificação				
	12V220	3516C	Prime 2420	G3612	C280-16
Modelo comercial	12V220	3516C	Prime 2420	G3612	C280-16
Calor rejeitado (\dot{Q}_{motor}) (kW)	233	149	166	202	4122
Potência do motor (bkW)	1895	2525	2530	2540	5420
Vazão de gases, \dot{m}_{exaus} (m ³ /min)	288	551,6	347,2	538	1080,77
Temperatura dos gases, T_{exaus} (°C)	353	501,8	581	373	367

2.1 Considerações

Para a simulação do ciclo de Rankine orgânico, tanto simples quanto regenerativo, foram feitas algumas considerações para que a modelagem fosse possível. São elas:

- I. Todas as suposições do ciclo de Rankine, abordadas na seção 2.2, foram levadas

em consideração;

- II. A eficiência isentrópica da bomba, da turbina e do evaporador (ε) foram consideradas constantes e arbitradas em 80%, 82% e 70%, respectivamente, baseando-se nos valores médios encontrados na literatura;
- III. Todas propriedades termodinâmicas foram obtidas do banco de dados do programa Engineering Equation Solver;
- IV. Foi considerado o PEDT mínimo de 10K;
- V. A condição ambiente foi fixada em 298 K e 1 atm;
- VI. A composição molar do gás de exaustão do motor: 89,85% CH₄, 8,07% C₂H₆, 1,06% C₃H₈, 0,03% i-C₄H₁₀, 0,05% n-C₄H₁₀, 0,01% i-C₅H₁₂, 0,01% n-C₅H₁₂, 0,01% n-C₇H₁₆, 0,36% CO₂, 0,56% N₂;
- VII. A densidade do gás de exaustão do motor 0,7354 kg/m³;
- VIII. A pressão de condensação, intermediária e evaporação foram fixadas em 0,3585 MPa, 1,4 MPa e 2,8 MPa, respectivamente.
- IX. A pressão de condensação foi obtida de modo que a menor temperatura de condensação dos fluidos orgânicos seja de 48°C
- X. A temperatura e a vazão do gás de exaustão do motor (tabela 1) foram utilizadas como parâmetros de entrada.

O modelo termodinâmico para cada componente do ciclo é baseado nos balanços de massa e energia. Todas as variações das propriedades foram limitadas às restrições práticas de projeto impostas a cada equipamento, como obedecer o ponto de estrangulamento da diferença de temperatura nos projetos de trocadores de calor.

O calor específico dos gases de exaustão a pressão constante (c_p) foi calculado usando uma relação especial entre c_p e calor específico dos gases a volume constante (c_v) para os gases ideais, que foi obtida pela diferenciação da equação $h = u + RT$, que resulta em:

$$dh = du + RdT \quad (5)$$

Substituindo dh por $c_p dT$ e du por $c_v dT$ e dividindo a expressão resultante por dT , obtém-se:

$$c_p = c_v + R \quad (6)$$

Onde:

c_p : Calor específico a pressão constante, kJ/kg.K

c_v : Calor específico a volume constante, kJ/kg.K

R: Constante do gás, kJ/kg.K

u: Energia interna específica, kJ/kg

Igualando a outra propriedade dos gases ideais, chamada razão dos calores específicos γ , definida por:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (7)$$

O calor específico dos gases a pressão constante (c_p) será:

$$c_p = \frac{\gamma R_{\text{exaus}}}{\gamma - 1} \quad (8)$$

Onde a razão dos calores específicos (γ) foi calculada para o ar a temperatura (T_{exaus}) para cada motor, tabela 1, e $R_{\text{exaus}} = c_p - c_v$, valor da constante foi obtido no programa EES.

2.2 Modelos termodinâmicos

Os modelos termodinâmicos construídos nesse capítulo têm por objetivo possibilitar uma avaliação energética do uso do calor residual de um motor de propulsão a diesel, integrada ao ciclo de Rankine orgânico. Os modelos abrangem uma ampla faixa de Potência de frenagem, variando entre 1895 até 5420 BkW, de modo que seja possível visualizar os diferentes cenários envolvidos na geração de energia elétrica.

Nesse estudo, devido a alta temperatura de exaustão dos gases de combustão dos motores diesel, foi necessário realizar a modelagem de dois tipos de CRO (simples e regenerativo fechado), para todos os fluidos sugeridos por Quoilin (2011), com aplicação em recuperação de calor residual e mostrados (tabela 2). Com base nos parâmetros técnicos dos motores de combustão interna (tabela 1) das considerações da seção anterior e dos fluidos orgânicos, tornou-se exequível a utilização dos recursos disponíveis no programa EES para a implementação do modelo do ciclo de Rankine orgânico.

Para elaborar o modelo, os balanços de massa e energia foram feitos para cada componente, nos ciclos simples e regenerativo fechado. Para a escolha da pressão intermediária no ciclo regenerativo fechado, empregou-se a média geométrica entre as pressões de evaporação e condensação e efetuou-se uma aproximação no valor final. A temperatura e a vazão dos gases de exaustão dos motores (tabela 1) foram aplicadas como parâmetros de entrada, para obter uma ideia realística dos possíveis benefícios da recuperação do

calor residual.

2.3 Equacionamento do ciclo

Devido à alta temperatura dos gases de combustão dos motores, foi necessário realizar a modelagem de dois tipos de CRO, simples e regenerativo fechado, para todos os fluidos de trabalho. No equacionamento considerou-se, também, que o sistema opera em regime permanente e desprezaram-se as perdas de carga nos tubos e as perdas de calor para o ambiente no evaporador, na turbina e na bomba.

Devido às irreversibilidades que existem em cada um dos processos termodinâmicos, tais como expansão não-isentrópica, compressão não-isentrópica, introduziu-se o conceito de rendimento isentrópico dos equipamentos, a fim de avaliar o desempenho real do ciclo.

Durante um processo em regime permanente, o conteúdo de energia total de um volume de controle 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 à quantidade de energia que o deixa. Então, o balanço de energia aplicado a um processo em regime permanente é:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}} \text{ (kW)} \quad (9)$$

Onde:

\dot{E}_{ent} : Taxa de energia transferida por calor, trabalho e massa para o volume de controle.

\dot{E}_{sai} : Taxa de energia transferida por calor, trabalho e massa do volume de controle.

Observando que a energia pode ser transferida apenas por calor, trabalho e fluxo de massa, o balanço de energia aplicado a um volume de controle com escoamento em regime permanente pode ser escrito mais explicitamente como:

$$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{W}_{\text{ent}} + \Sigma_{\text{ent}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{\text{sai}} + \dot{W}_{\text{sai}} + \Sigma_{\text{sai}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (10)$$

Onde:

\dot{Q} : Taxa de transferência de calor, kW

\dot{W} : Potência, kW

\dot{m} : Vazão mássica, kg/s

h: Entalpia específica, kJ/kg

V: Velocidade, m/s

g: Aceleração da gravidade, m/s²
z: Elevação, m

Segundo Çengel e Boles (2015), todos os quatro componentes envolvidos no ciclo (figura 6) como, bomba, caldeira, turbina e condensador, são dispositivos com escoamento em regime permanente e assim devem ser analisados. As variações de energia cinética e potencial do vapor são pequenas, em relação aos termos de trabalho e transferência de calor e, em geral, desprezadas.

A eficiência termodinâmica do ciclo é determinada a partir de:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{(w_{\text{turbina}} - w_{\text{bomba}})}{q_{\text{ent}}} \quad (11)$$

Onde:

q_{ent} : Calor recebido pela caldeira, kJ

w_{turbina} : Trabalho produzido pela turbina, kJ

w_{bomba} : Trabalho recebido pela bomba, kJ

2.3.1 Turbina ou Expansor

Nas usinas a vapor, a gás ou hidrelétricas, o dispositivo que aciona o gerador elétrico é a turbina. À medida que o fluido escoar através dela, o trabalho é realizado nas pás que estão presas ao eixo e, como resultado, gira e a turbina produz trabalho.

O expansor é o componente principal do CRO e, dependendo do tamanho da planta e das propriedades do fluido de trabalho, o tipo de expansor pode mudar completamente. Os Expansores podem ser divididos em duas categorias: turbomáquinas e máquinas de expansão volumétrica.

Similar às aplicações de refrigeração, as máquinas do tipo deslocamento positivo são mais adequadas para unidades CRO de pequena escala, visto que são caracterizadas pela baixa vazão, elevada razão de expansão e velocidade de rotação muito menor do que as das turbomáquinas, que são utilizadas para aplicações de maior potência.

Como o sistema é admitido como adiabático, não há transferência de calor, portanto o balanço de energia para este sistema em regime permanente pode ser expresso por:

$$\dot{m}(h_3 + \frac{V_3^2}{2} + gz_3) = \dot{W}_{\text{sai}} + \dot{m}(h_4 + \frac{V_4^2}{2} + gz_4) \quad (12)$$

Onde os subscritos 3 e 4 representam, respectivamente, entrada e saída da turbina no ciclo ideal sem regeneração.

As variações de energia potencial e cinética são insignificantes quando comparada a variação de entalpia, típico da maioria dos dispositivos de engenharia, podendo ser desprezadas. Então:

$$\dot{W}_{\text{sai}} = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (13)$$

Em um ciclo regenerativo, o vapor entra na turbina à pressão da caldeira e se expande de forma isentrópica até uma pressão intermediária. Parte do vapor é extraída nesse estado e direcionada para o aquecedor de água de alimentação da caldeira, enquanto o restante do vapor continua se expandindo de forma isentrópica até a pressão de condensação do condensador.

Nessa condição, é mais conveniente trabalhar com quantidades expressas por unidade de massa do vapor que escoam através da caldeira. Para cada 1 kg de vapor que sai da caldeira, y kg se expande parcialmente na turbina e são extraídos à pressão intermediária. Os $(1-y)$ kg restantes se expandem completamente até a pressão do condensador. Assim, os fluxos de massa são diferentes nos diferentes componentes.

Com isso, o balanço de massa no ciclo regenerativo será:

$$\dot{W}_{\text{sai}} = \dot{m}_5((h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7)) \quad (14)$$

Onde os subscritos 5, 6 e 7 representam, respectivamente, entrada na turbina, saída para o regenerador e para o condensador, no ciclo regenerativo fechado. O y representa a fração de vapor extraído da turbina e pode ser definido por:

$$y = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad (15)$$

O que se deseja da máquina de expansão é a produção de trabalho. A eficiência isentrópica é definida como a razão entre o trabalho resultante real da turbina e o trabalho resultante, que seria alcançado se o processo fosse isentrópico. O valor é determinado pela medição do trabalho real da turbina e pelo cálculo do trabalho isentrópico nas condições medidas na entrada e na pressão de saída:

$$\eta_T = \frac{w_r}{w_s} \quad (16)$$

Onde:

η_T : Eficiência isentrópica da Turbina.

w_r : Trabalho real da turbina

w_s : Trabalho isentrópico da turbina

Esse valor depende substancialmente do projeto dos componentes individuais que formam a turbina. Para projetos de grande porte, com turbinas bem projetadas, essa

eficiência pode alcançar até 90%, enquanto em projetos de pequeno porte os valores atingem 70%.

2.3.2 Bomba

As bombas CRO são, geralmente, bombas centrífugas de velocidade variável e seu projeto é relativamente comum devido à sua ampla utilização nos campos da química e das refinarias. É usada para controlar a vazão mássica do fluido de trabalho e o motor elétrico é conectado a um inversor, que permite a variação da velocidade de rotação da bomba. Dependendo da configuração do ciclo, seleção do fluido e parâmetros de projeto, a bomba pode demonstrar um consumo que é uma parte relevante da potência bruta da turbina, ficando entre 20 e 30%.

Diversos critérios norteiam o processo de seleção da bomba, entre eles estão:

1. Estanqueidade;
2. Eficiência;
3. Vazão;
4. Fator de compressão;
5. Controlabilidade.

Nos ciclos Rankine convencionais, o consumo da bomba é muito baixo, comparado à potência de saída. Já nas máquinas CRO, a irreversibilidade da bomba pode diminuir substancialmente o rendimento global do ciclo. A eficiência das bombas em instalações CRO encontradas na literatura é geralmente muito baixa (entre 7 e 25%) para unidades de baixa capacidade. (QUOILIN et al., 2013)

Considerando um processo com escoamento em regime permanente que o volume de controle é adiabático e consome trabalho, o balanço de energia pode ser expresso por:

$$\dot{W}_{\text{ent}} + \dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) = \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right) \quad (17)$$

Onde os subscritos 1 e 2 representam, respectivamente, entrada e saída da bomba no ciclo ideal sem regeneração. Considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial gravitacional:

$$\dot{W}_{\text{ent}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (18)$$

A eficiência isentrópica de uma bomba é definida como a razão entre o trabalho necessário para elevar a pressão do líquido até um valor especificado de forma isentrópica

e o trabalho real, equação 19, que, quando bem projetadas, têm eficiências isentrópicas de vão de 80 a 90%.

$$\eta_B = \frac{w_s}{w_r} \quad (19)$$

Onde:

η_B : Eficiência isentrópica da bomba.

w_r : Trabalho real da bomba

w_s : Trabalho isentrópico da bomba

Em um ciclo regenerativo fechado, o fluido de trabalho deixa o condensador como líquido saturado à pressão do condensador. Esse líquido condensado entra em uma bomba, na qual é comprimido até a pressão do aquecedor, onde se mistura ao vapor extraído da turbina. Após essa mistura, o líquido entra na segunda bomba que eleva a pressão até a mesma da caldeira. Nessas condições, o trabalho total das bombas será:

$$\dot{W}_{\text{ent, bomba I}} = \dot{m}_7(h_2 - h_1) \quad \dot{W}_{\text{ent, bomba II}} = \dot{m}_5(h_4 - h_3) \quad (20)$$

Somando o trabalho das bombas I e II, temos o trabalho total:

$$\dot{W}_{\text{ent, Total}} = \dot{W}_{\text{ent, bomba I}} + \dot{W}_{\text{ent, bomba II}} \quad (21)$$

Onde os subscritos 1, 2, 3 e 4 representam, respectivamente, entrada e saída da bomba I, e entrada e saída da bomba II no ciclo regenerativo fechado.

2.3.3 Trocadores de calor

Uma instalação CRO inclui, geralmente, três tipos de trocadores de calor: condensador, evaporador e, em alguns casos, regenerador. A seleção do tipo de equipamento é específica para cada uma das aplicações e condições de operação do sistema.

Tais componentes são utilizados para:

- I. Processo de introdução de calor no chamado permutador de calor primário;
- II. Liberação de calor para o ambiente no condensador;
- III. Recuperação interna da energia termodinâmica disponível, a partir do vapor quente descarregado pela turbina no recuperador.

Uma atenção especial deve ser dada ao projeto dos trocadores de calor, uma vez que eles normalmente contribuem para a maior fração do custo do bloco de energia. Para todos os trocadores de calor, o projeto deve levar em conta a troca entre diferentes

efeitos opostos; o aumento da superfície é positivo do ponto de vista termodinâmico, pois permite minimizar a geração de entropia e alcançar desempenhos mais elevados, levando a equipamentos mais caros. O aço carbono é o material mais comum para esses componentes, mesmo que outras ligas possam ser usadas na presença de determinados fluidos e problemas de corrosão.

Nos ciclos Rankine orgânicos, a caldeira é o trocador mais crítico da instalação, e, dependendo da natureza da fonte de calor, deve suportar altas temperaturas, elevadas pressões e pode estar sujeita a corrosão. O condensador, por sua vez, deve operar com elevadas vazões e baixas pressões, visto que a temperatura de condensação se aproxima da temperatura ambiente. Já o regenerador é projetado para transferir eficientemente o calor de um fluido em fase gasosa para um fluido na fase líquida, com vazões mássicas idênticas, mas capacidades termodinâmicas e coeficientes de transferência de calor diferentes. Basicamente, o regenerador é um trocador de calor, onde esse calor é transferido do vapor para o líquido de alimentação com a mistura de duas correntes de fluidos.

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

Na caldeira:

$$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{m}(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2) = \dot{m}(h_3 + \frac{V_3^2}{2} + gz_3) \quad (22)$$

Desprezando as variações de energia cinética e potencial:

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (23)$$

No condensador:

$$\dot{m}(h_4 + \frac{V_4^2}{2} + gz_4) = \dot{Q}_{\text{sai}} + \dot{m}(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1) \quad (24)$$

Desprezando as variações de energia cinética e potencial

$$\dot{Q}_{\text{sai}} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (25)$$

No ciclo regenerativo fechado, a equação de energia, desprezando as variações de energia cinética e potencial, se reduz a:

Na caldeira:

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}_5(h_5 - h_4) \quad (26)$$

No condensador:

$$\dot{Q}_{\text{sai}} = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \quad (27)$$

A eficiência dos trocadores, ξ , é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real, \dot{Q}_{motor} , e a taxa de transferência de calor máxima possível, \dot{Q}_{max} , geralmente especificadas entre 65 e 75%.

$$\xi = \frac{\dot{Q}_{\text{motor}}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (28)$$

Onde \dot{Q}_{max} é definido por:

$$\dot{Q}_{\text{max}} = \dot{m}_{\text{exaus}}c_p(T_{\text{exaus}} - T_{2 \text{ ou } 4}) \quad (29)$$

Onde:

T_2 : Temperatura do fluido orgânico que entra na caldeira no ciclo simples.

T_4 : Temperatura do fluido orgânico que entra na caldeira no ciclo regenerativo fechado.

\dot{m}_{exaus} : Fluxo de massa de gases de exaustão que sai da fonte quente e entra na caldeira, kg/s

E o \dot{Q}_{motor} é definido por:

$$\dot{Q}_{\text{motor}} = \dot{m}_{\text{exaus}}c_p(T_{\text{exaus}} - T_{\text{rejeitado}}) \quad (30)$$

Onde $T_{\text{rejeitado}}$ é a temperatura do fluido que passa pela caldeira e é rejeitado para o ambiente.

2.4 Análise da eficiência exergetica do ciclo

Os ciclos Rankine simples e regenerativos fechados ideais são apenas internamente reversíveis e podem envolver irreversibilidades externas ao sistema, como transferência de calor com diferença de temperatura finita. Uma análise da segunda lei para esses dois ciclos revela onde ocorrem as maiores irreversibilidades e quais são suas magnitudes.

A exergia fornecida, $\dot{X}_{\text{fornecida}}$, de uma corrente de fluido em qualquer estado pode ser determinada por:

$$\dot{X}_{\text{fornecida}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (31)$$

Onde:

o subscrito 0 denota o estado da vizinhança;

$\dot{X}_{\text{fornecida}}$: Exergia fornecida, kJ/kg

s: Entropia específica, kJ/Kg.K

A destruição da exergia, $\dot{X}_{\text{destruída}}$, para um sistema com escoamento em regime permanente pode ser expressa na forma de taxa como:

$$\dot{X}_{\text{destruída}} = T_0 \dot{S}_{\text{gerada}} \quad (32)$$

Onde: \dot{S}_{gerada} : Taxa de geração de entropia, kW/K

Já os processos nos quais ocorre fornecimento e rejeição de calor a pressão constante, na caldeira e no condensador, respectivamente, são reversíveis internamente. No entanto a transferência de calor entre o fluido de trabalho e a fonte térmica ocorre através de uma diferença de temperatura finita, tornando este processo irreversível.

É comprovado que a maior destruição da exergia no ciclo ocorre durante o processo de fornecimento de calor, portanto, qualquer tentativa de reduzir a destruição da exergia deve começar com esse processo. Ao aumentar a temperatura do vapor na entrada da turbina, por exemplo, se reduziria a diferença de temperatura e, conseqüentemente, a destruição da exergia.

A exergia fornecida é a exergia contida no calor fornecido ao vapor na caldeira e na entrada da bomba, e a exergia recuperada é a potência de saída da turbina. A eficiência da segunda lei dos diversos dispositivos, com escoamento em regime permanente, pode ser determinada com base em sua definição geral:

$$\eta_{\text{exergia}} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} \quad (33)$$

2.5 Escolha do fluido de trabalho

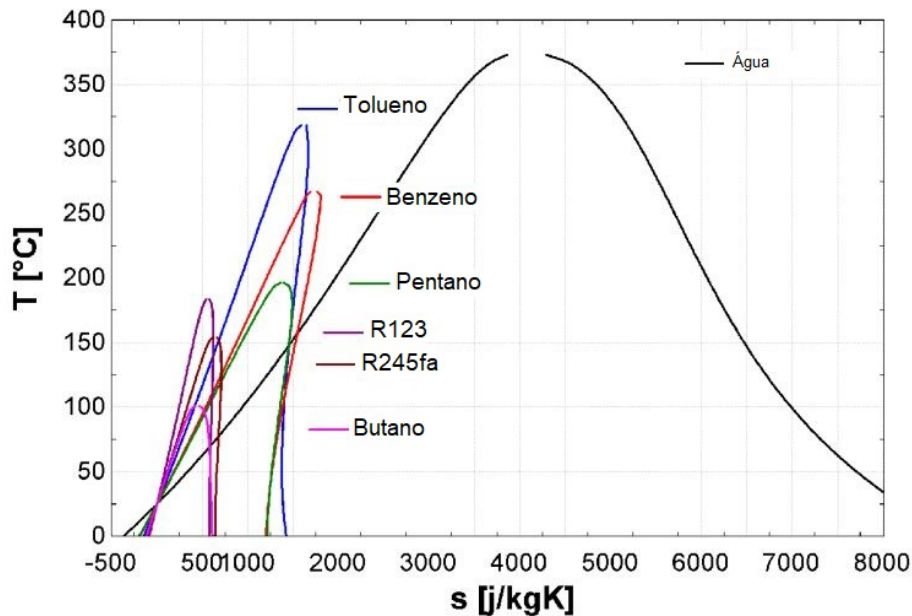
A tabela 2 apresenta uma pré-seleção de fluidos, recomendados para se utilizar na recuperação de calor residual, a serem testados nesse estudo.

A figura 16 mostra as curvas de saturação, comparando alguns fluidos utilizados na recuperação de calor residual aplicados em CRO. As duas principais diferenças observadas são:

- A inclinação da curva de vapor saturado (lado direito da curva) é negativa para a água, enquanto para os fluidos orgânicos é mais vertical ou positiva. Como consequência, a limitação da qualidade do vapor no final do processo de expansão desaparece no CRO, sem necessidade de superaquecer o vapor antes da entrada da turbina;
- A diferença de entalpia entre líquido e vapor saturado, isto é, o calor de vapo-

rização é muito menor para fluidos orgânicos. Portanto, para a mesma potência útil, a vazão mássica do fluido de trabalho deve ser muito mais alta do que a da água, levando a um consumo energético maior na bomba.

Figura 16 - Diagrama T-s comparando diferentes fluidos com a água



Fonte: Quoilin (2011)

Tabela 2 - Fluidos orgânicos utilizados na simulação

Fluidos orgânicos	Nomenclatura IUPAC
Benzeno	Benzeno
Butano	Butano
Pentano	Pentano
R11	Tricloromonofluoretano
R113	1,1,2-tricloro-1,2,2-trifluoretano
R123	2,2-Dicloro-1,1,1-trifluoretano
R141b	1,1-Dicloro-1-fluoretano
R236ea	1,1,1,2,3,3-hexafluorpropano
R245fa	1,1,1,3,3 pentafluorpropano
Tolueno	Tolueno

Para a construção dos modelos foi utilizado o programa computacional Engineering Equation Solver (EES), desenvolvido e comercializado pela empresa F-Chart (www.fchart.com), que possui uma extensa biblioteca de propriedades termodinâmicas dos fluidos mais utilizados no CRO.

O programa tem como função básica resolver um conjunto de equações algébricas, incluindo não-lineares, diferenciais e equações com variáveis complexas. Também é capaz de fazer otimizações, obter regressões lineares e não-lineares, gerar gráficos e simplificar análises de incertezas, permitindo que o usuário se concentre mais no projeto em vez de consultar tabelas. É importante notar também que o mencionado programa utiliza um variante do método de interações de Newton para solucionar as equações, de modo que é possível escrevê-las em qualquer ordem sem interferir no cálculo. Seu banco de dados contém as propriedades de todos os fluidos orgânicos sugeridos por Quoilin (2011), que, para a definição do estado físico e das demais propriedades, necessitou utilizar as considerações expostas na seção 3.1.

Na tabela 3 estão especificados os principais parâmetros dos fluidos orgânicos utilizados. Nas figuras 17 a 26, estão representados os diagramas temperatura x entropia. Todas essas informações foram retiradas do Banco de dados EES.

Tabela 3 - Parâmetros operacionais dos fluidos orgânicos testados.

Fluido Orgânico	Pressão Evap.(MPa)	Temp. Evap.(°C)	Pressão Cond.(MPa)	Temp. de Cond.(°C)
Benzeno	2,8	245,2	0,101	79,96
Butano	2,8	133,6	0,4712	48
Pentano	2,8	184	0,1502	48
R11	2,8	167,5	0,2212	48
R113	2,8	200,9	0,1027	48
R123	2,8	166,9	0,2	48
R141b	2,8	177,4	0,1719	48
R236ea	2,8	128,5	0,4309	48
R245fa	2,8	139,7	0,3226	48
Tolueno	2,8	287,6	0,101	110,3

Fonte: Engineering Equation Solver

Figura 17 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante Benzeno

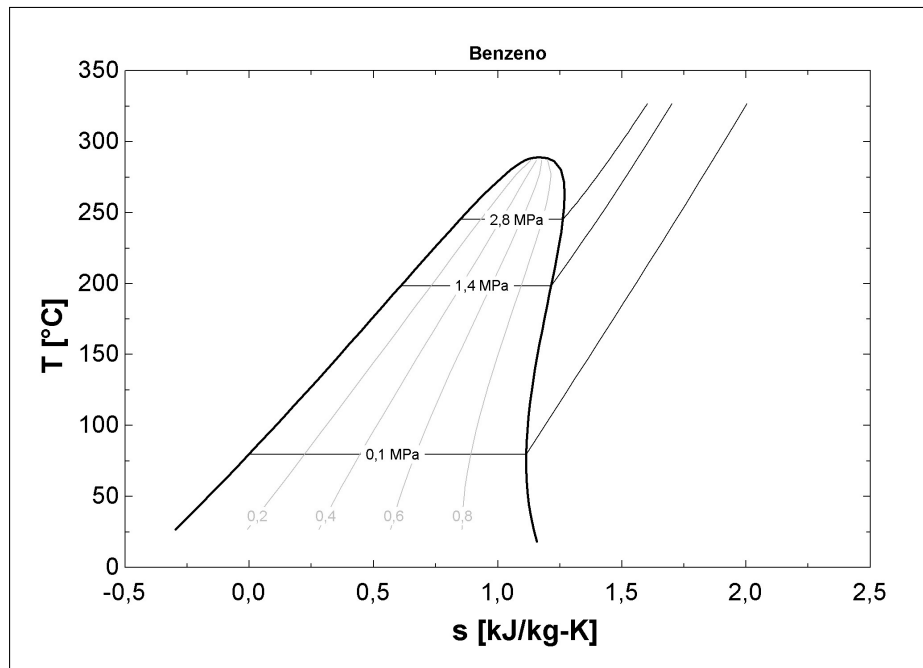


Figura 18 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante Butano

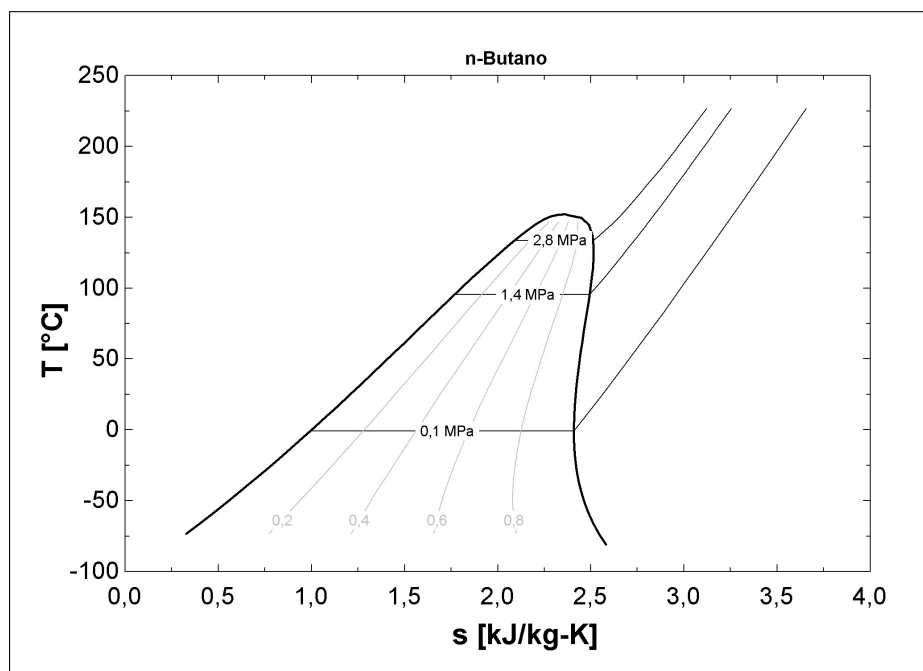


Figura 19 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante Pentano

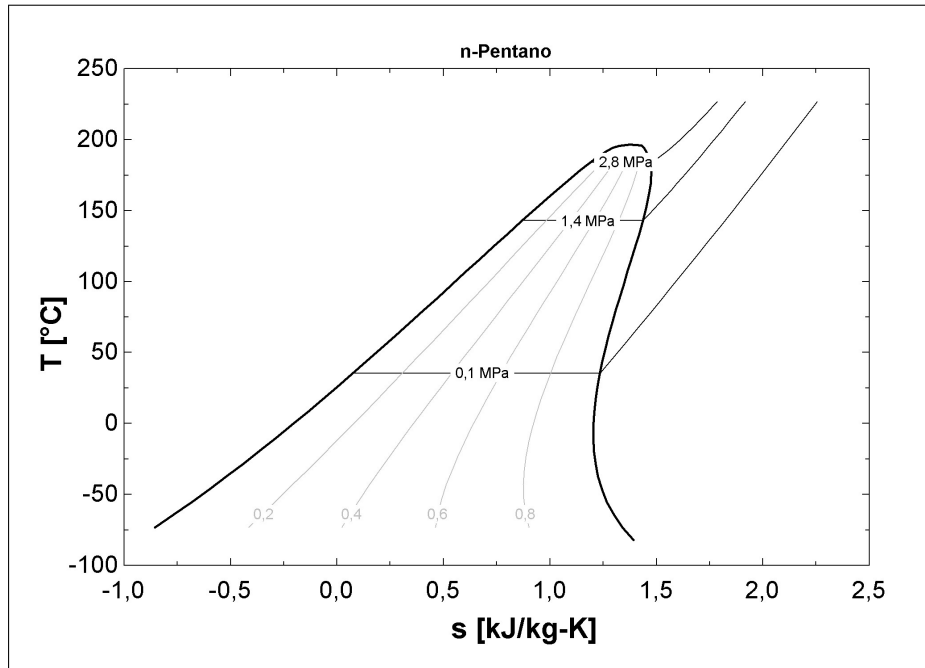
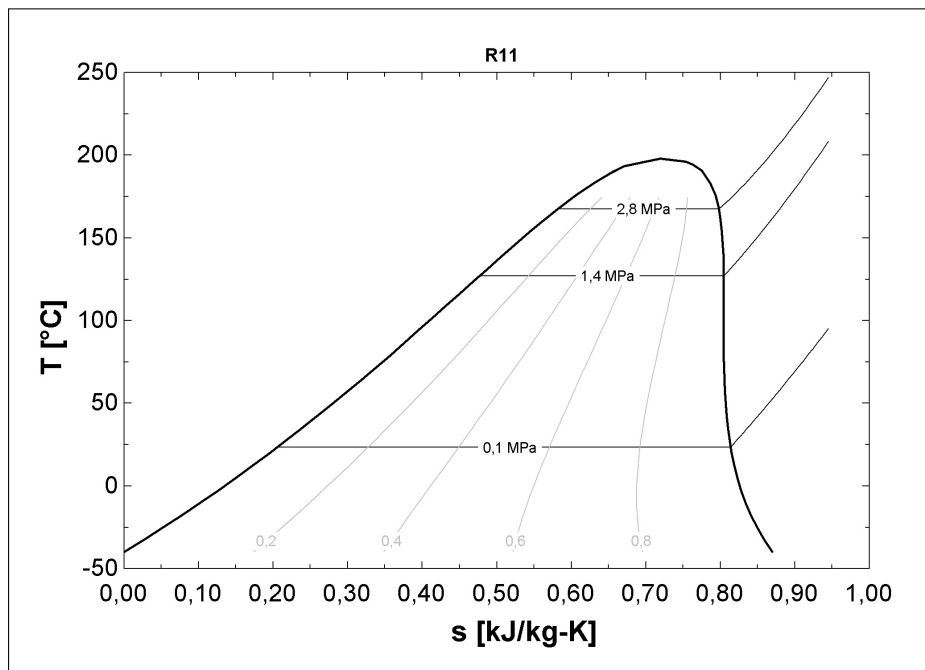
Figura 20 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R11
(Tricloromonofluormetano)

Figura 21 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R113
(1,1,2-tricloro-1,2,2-trifluoretano)

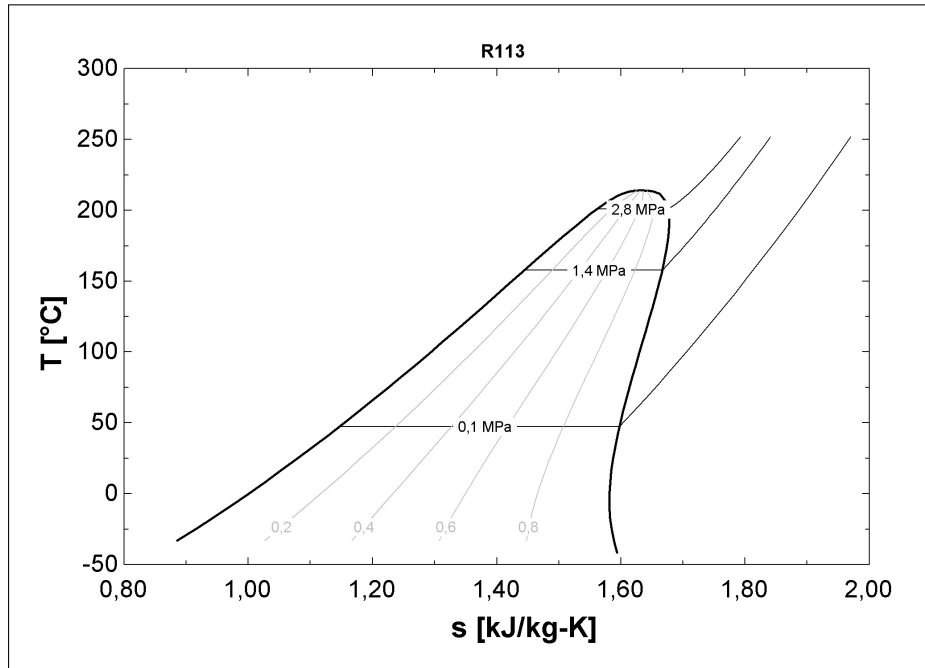


Figura 22 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R123
(2,2-Dicloro-1,1,1-trifluoretano)

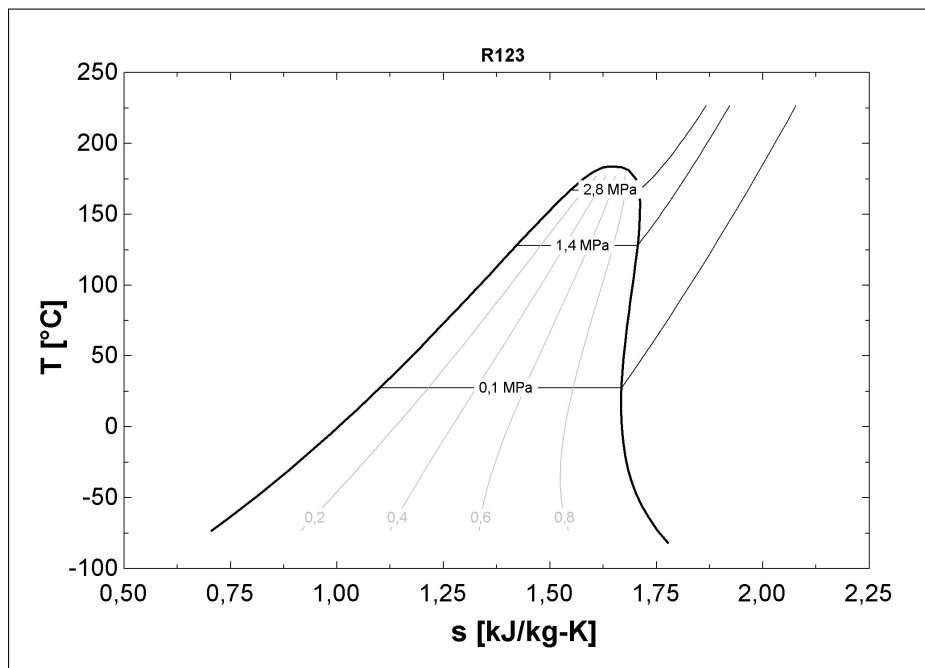


Figura 23 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R141b
(1,1-Dicloro-1-fluoretano)

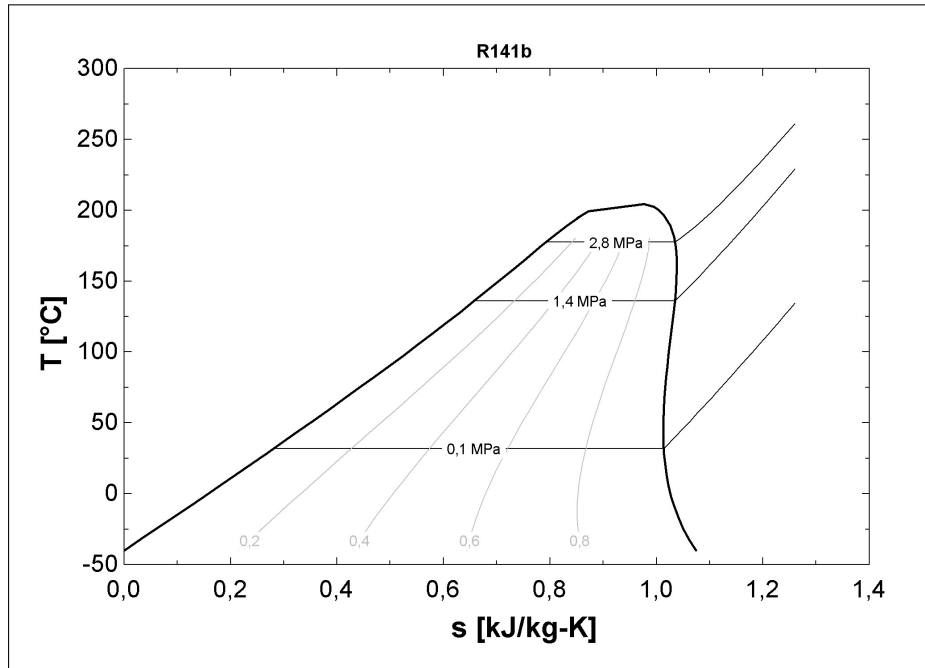


Figura 24 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R236ea
(1,1,1,2,3,3-hexafluorpropano)

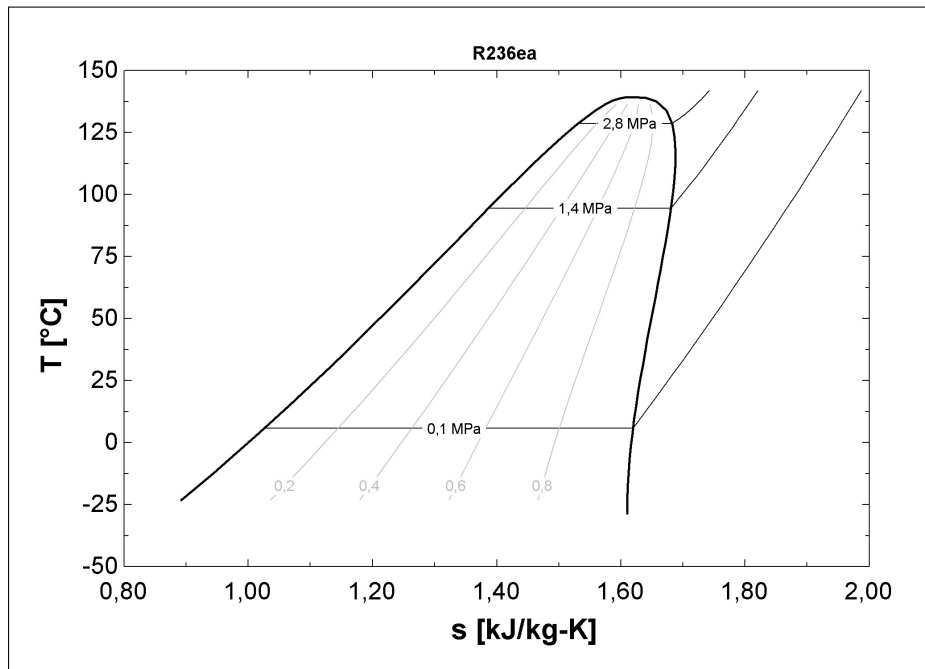


Figura 25 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante R245fa (1,1,1,3,3 pentafluoropropano)

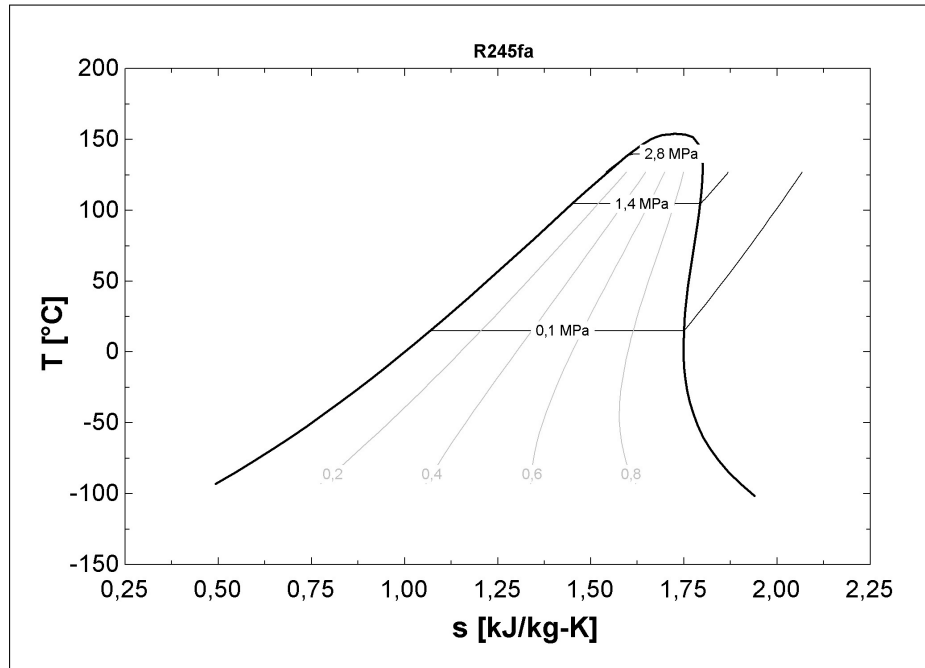
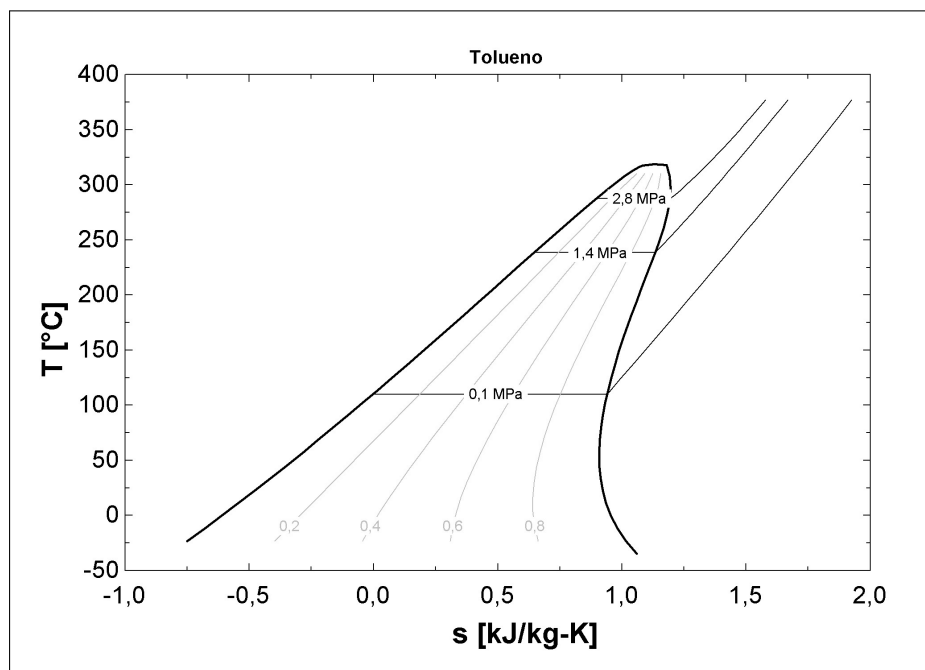


Figura 26 - Diagrama temperatura x entropia do fluido refrigerante Tolueno



2.6 Análise Termodinâmica

Depois de analisados os valores resultantes da primeira simulação dos dez fluidos orgânicos, nos ciclos simples e regenerativo, nos cinco motores a diesel, foi possível iniciar a diminuição dos valores máximo e mínimo da vazão mássica utilizadas, para que a mesma variação atendesse a todas as simulações. Esse processo foi realizado diversas vezes, até que se achasse a menor variação possível de vazão para ser utilizada com todos os fluidos, ciclos e motores.

Quando encontrados os valores máximo e mínimo, puderam-se elaborar gráficos dos comportamentos dos fluidos em função da eficiência, para cada motor e tipo de CRO, mostrado das figuras 27 a 36.

Figura 27 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220

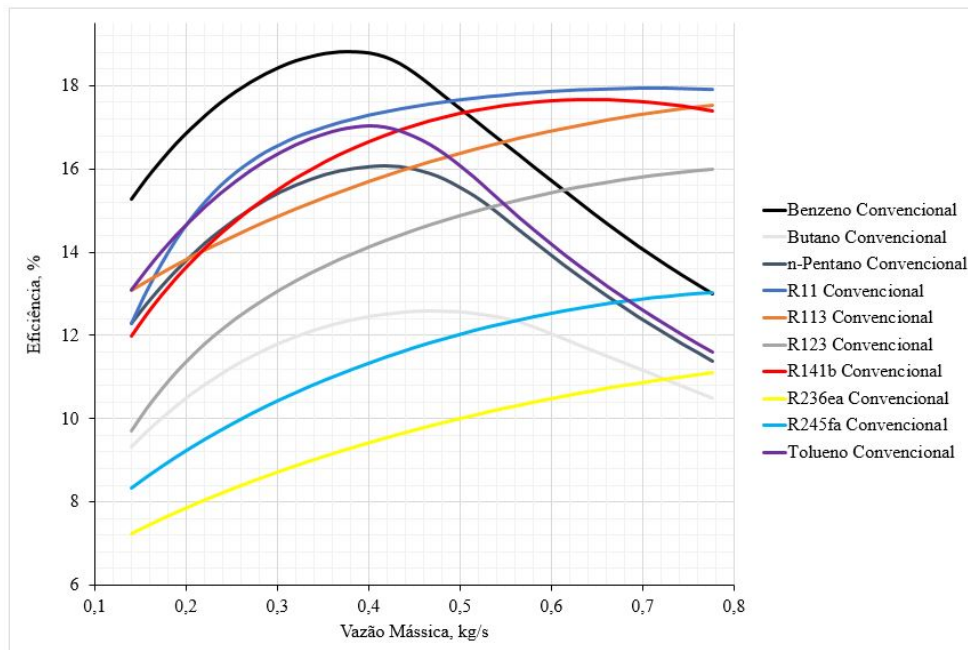


Figura 28 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 12V220

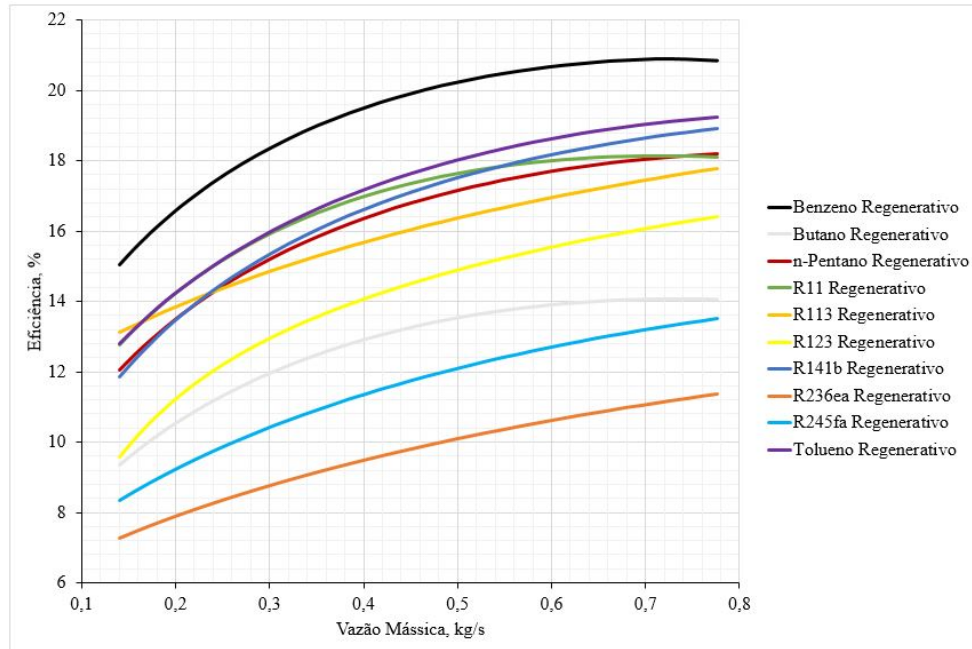


Figura 29 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C

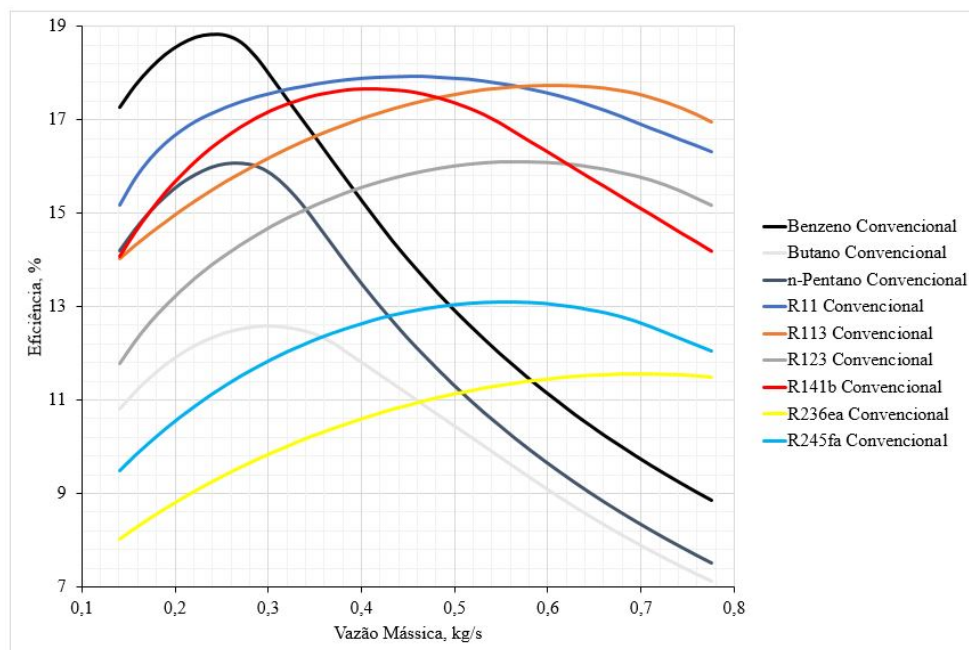


Figura 30 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C

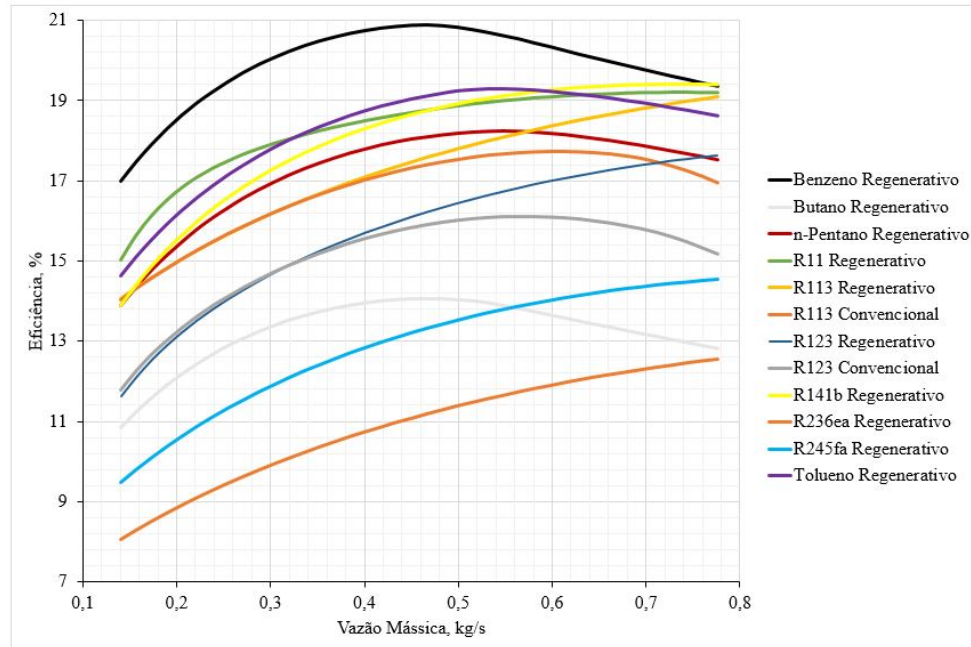


Figura 31 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420

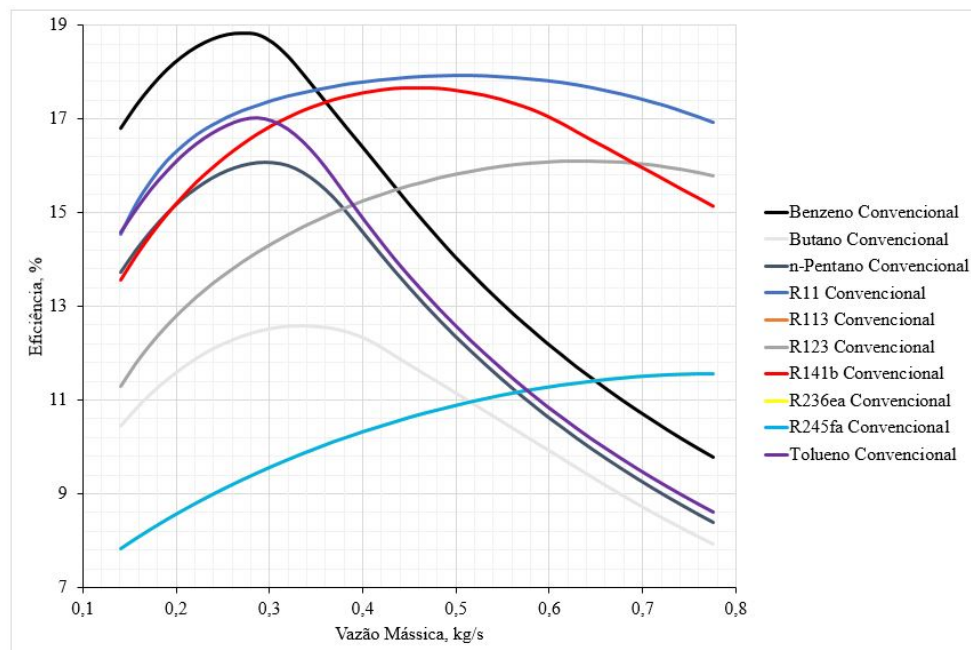


Figura 32 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420

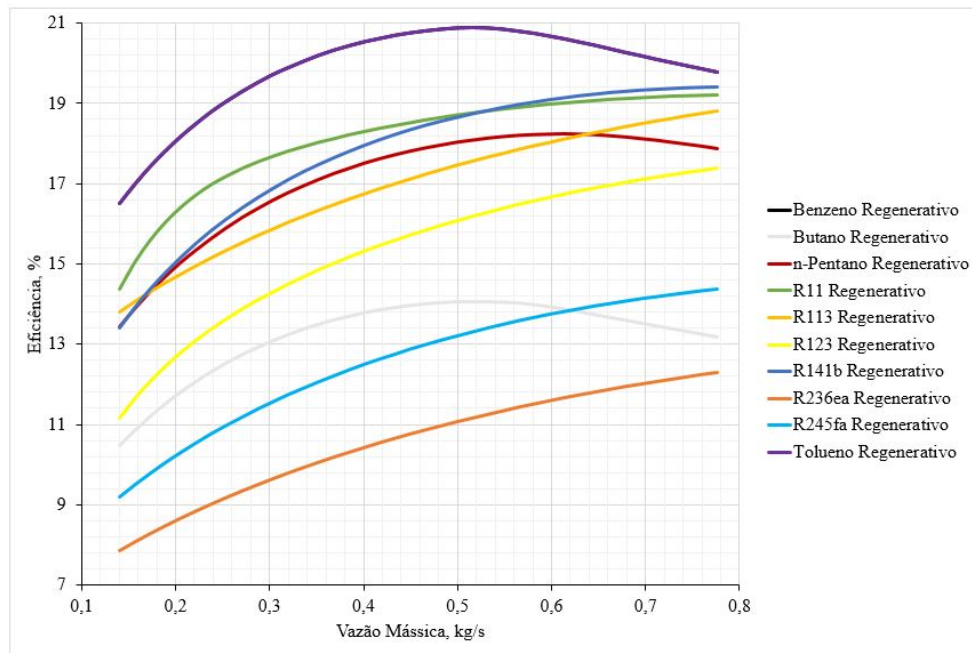


Figura 33 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612

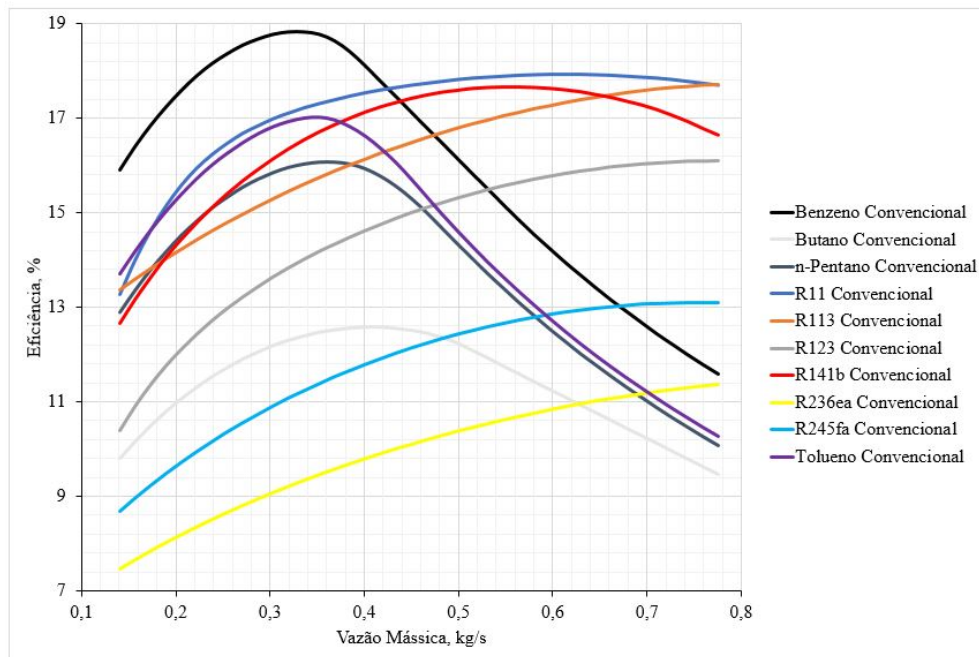


Figura 34 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612

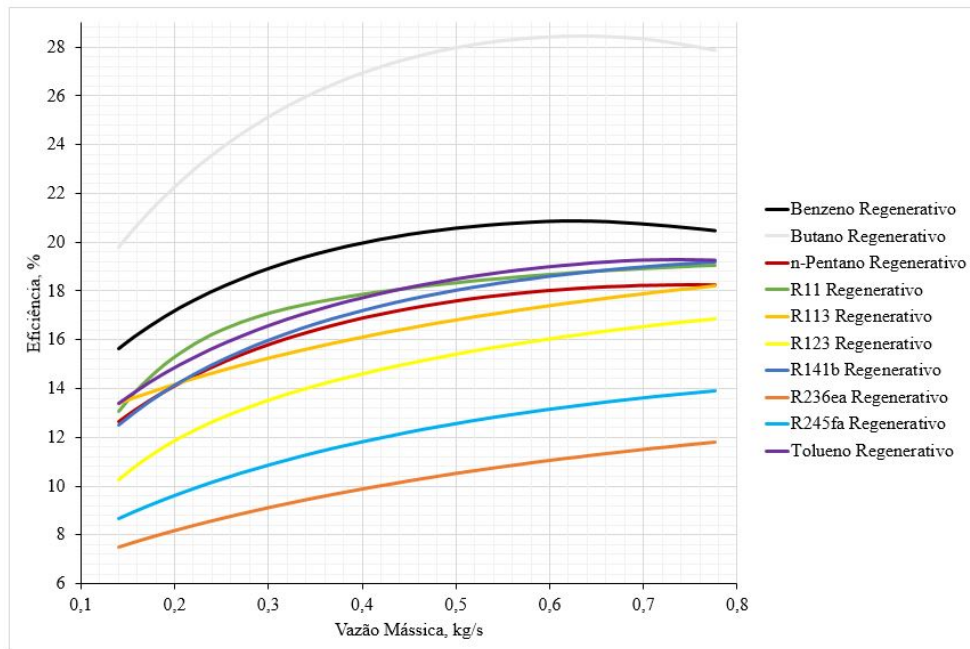


Figura 35 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor C280-16

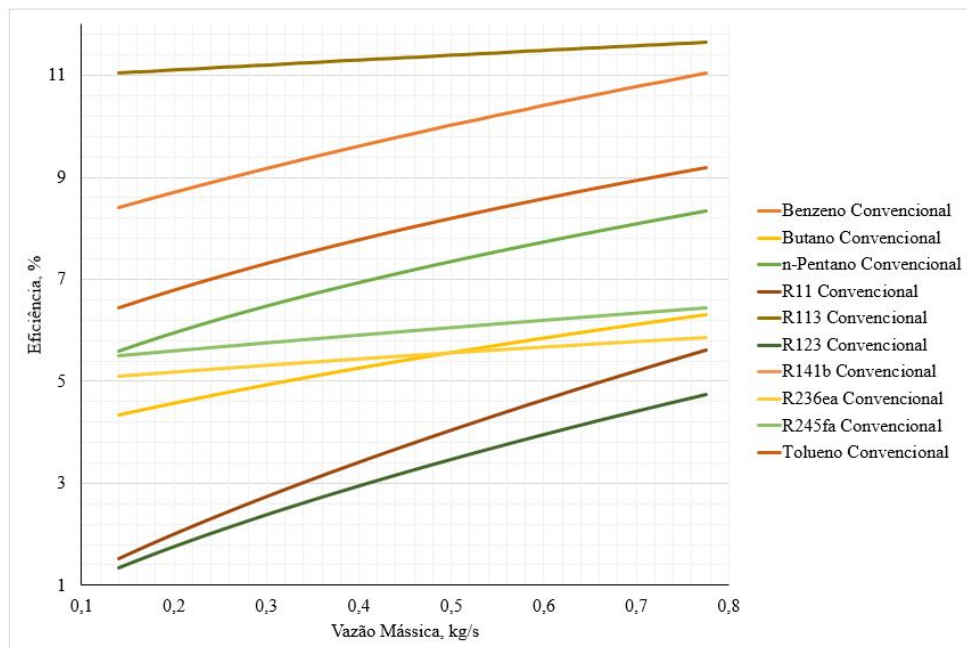
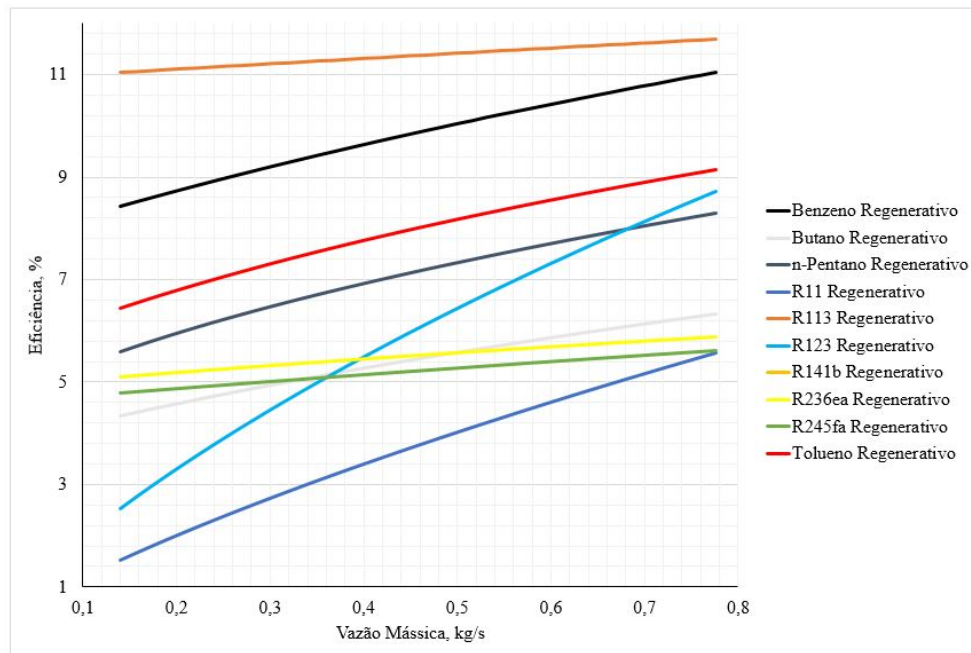


Figura 36 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor C280-16



Após analisar o comportamento dos fluidos, aplicou-se a restrição do Ponto de estrangulamento do evaporador em 10 K e foram descartadas algumas faixas de vazões de alguns fluidos que apresentaram valores não aceitáveis, conforme pode ser observado nas figuras 37 a 44. Para o motor C280-16 todos os fluidos não respeitaram a restrição do PEE, não sendo possível utiliza-lo para o ciclo Rankine orgânico.

Figura 37 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220

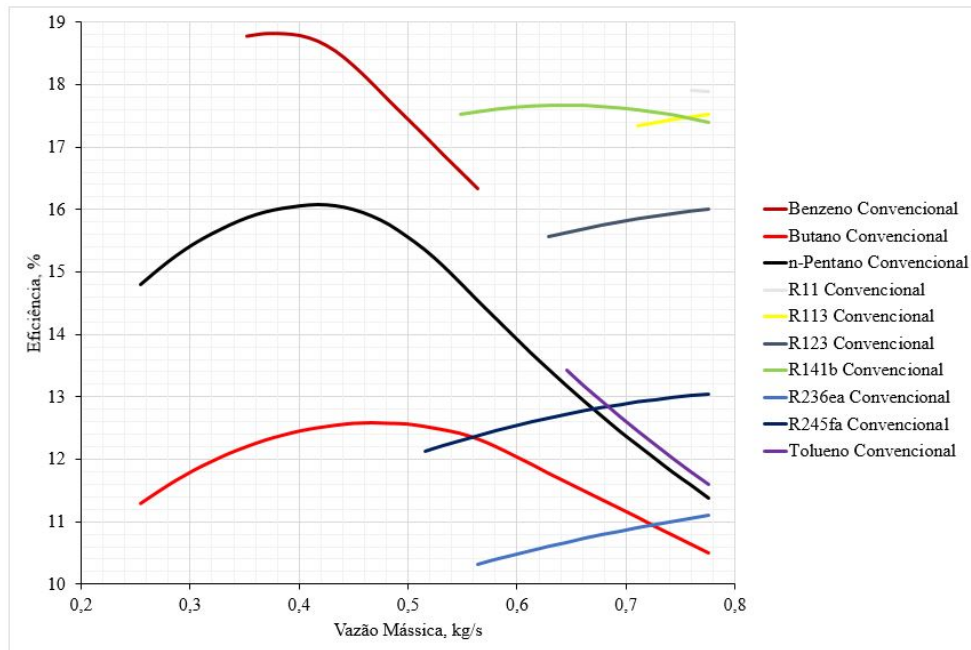


Figura 38 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 12V220

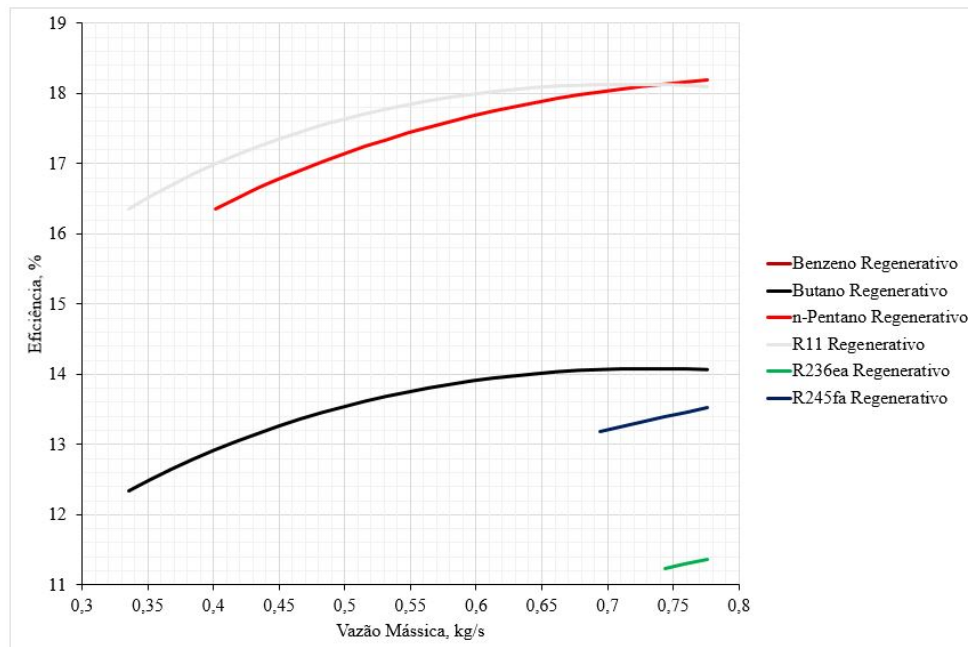


Figura 39 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C

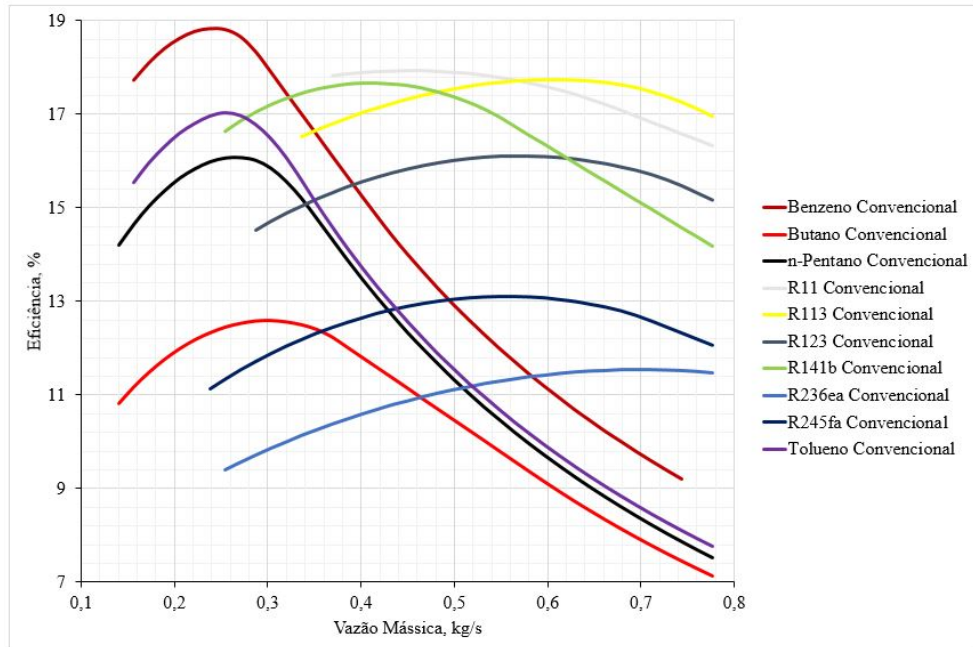


Figura 40 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C

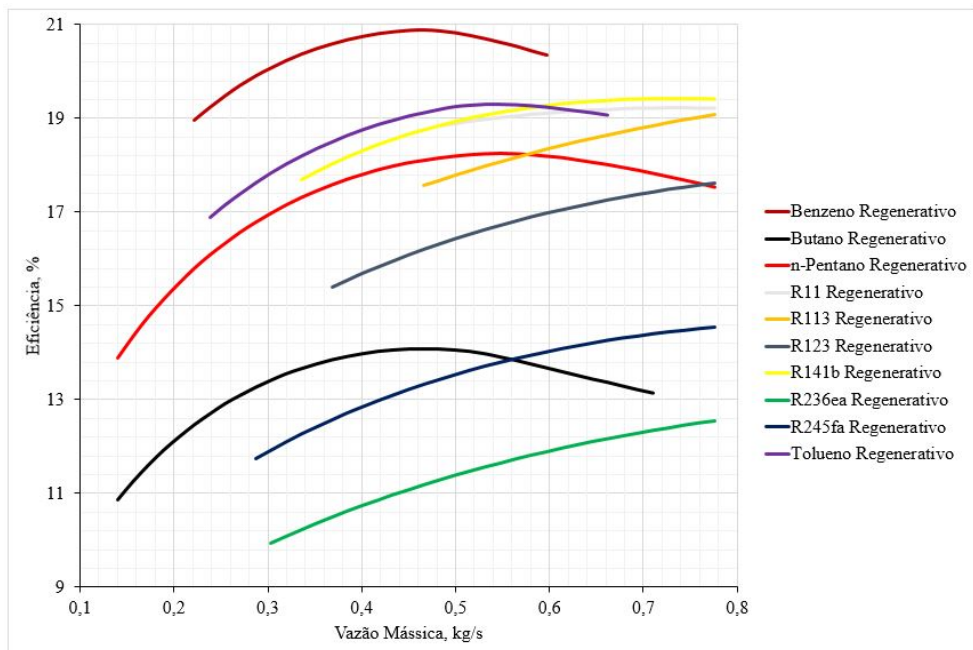


Figura 41 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420

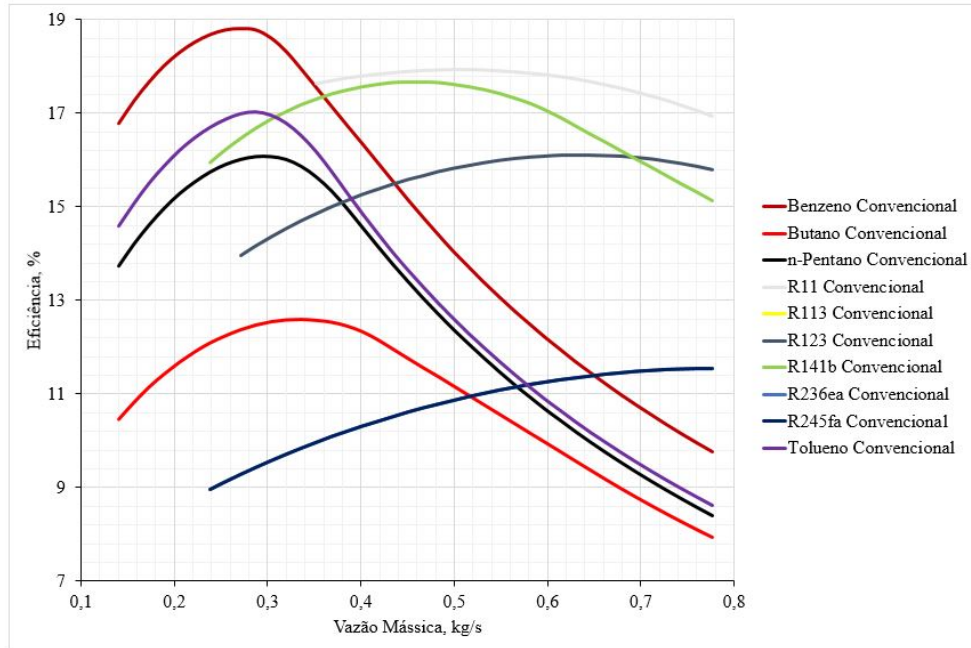


Figura 42 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420

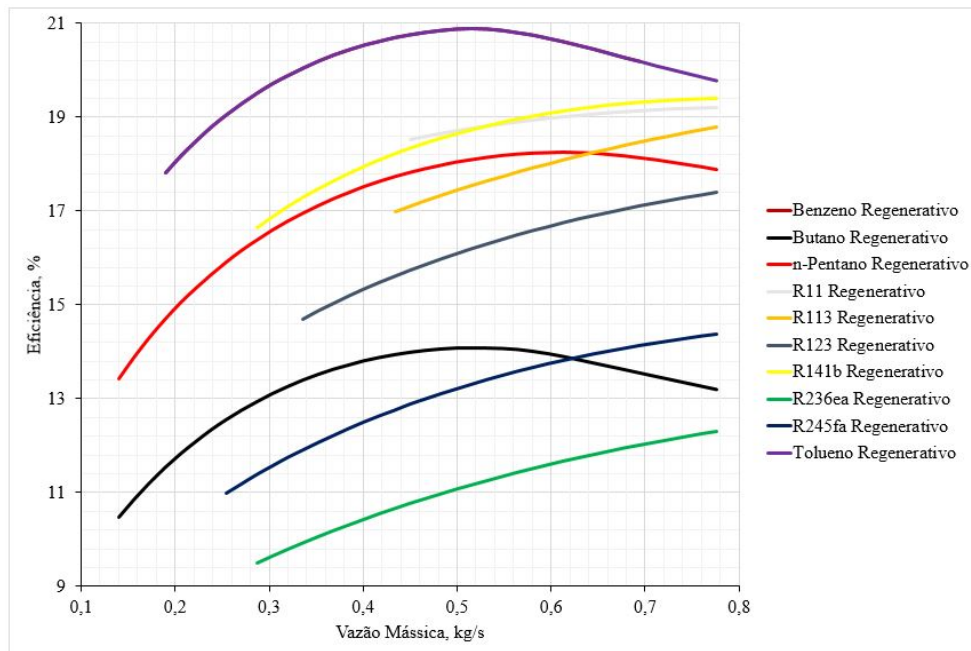


Figura 43 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612

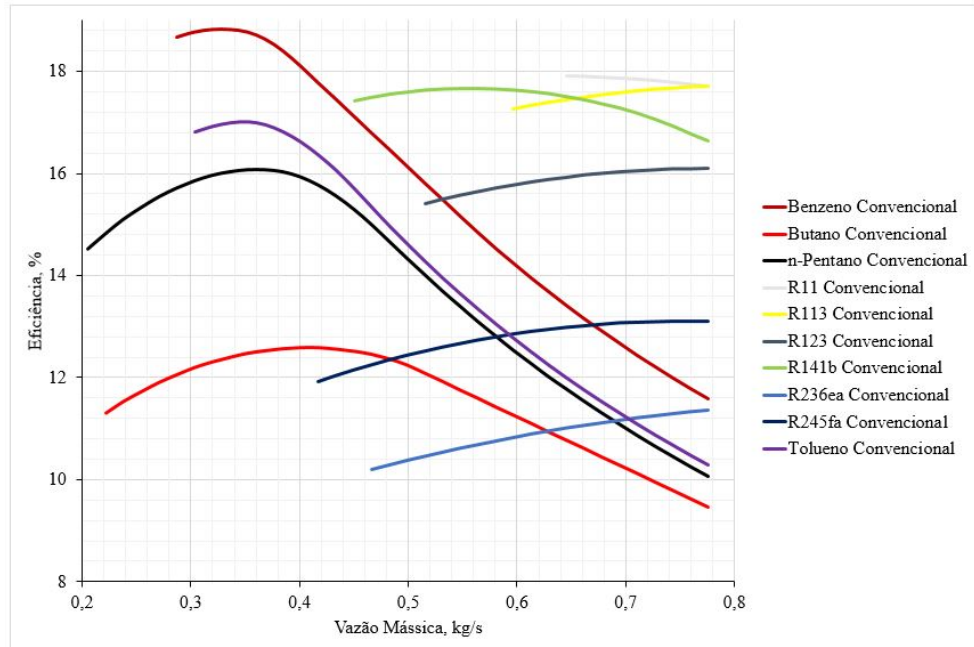
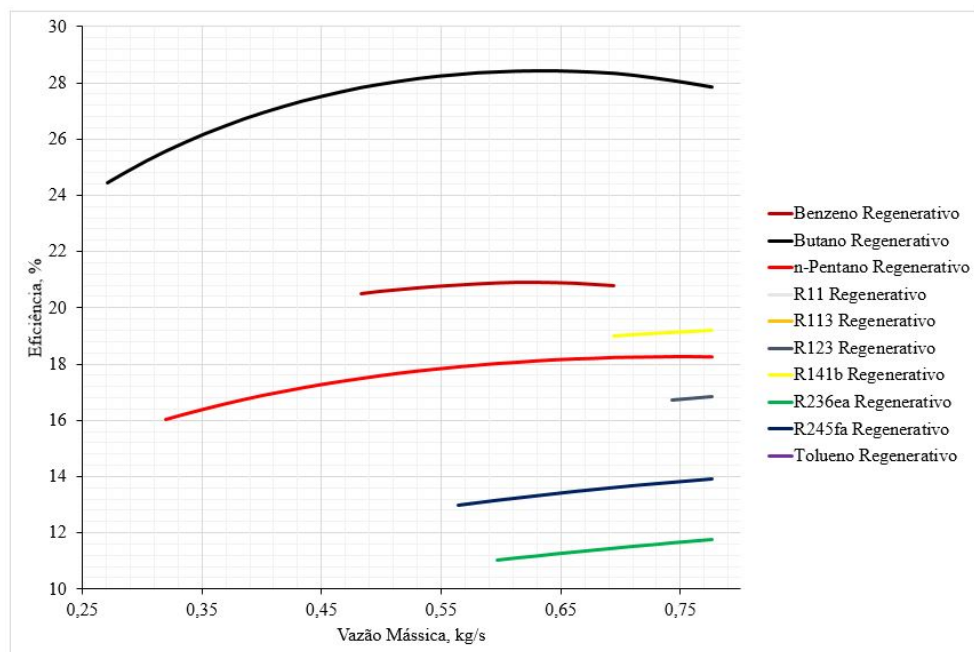


Figura 44 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612



Conforme citado por Bundela, Vivek et al. (2010), fluidos orgânicos geralmente permanecem superaquecidos no final da expansão, não havendo necessidade de superaquecimento no CRO. Com isso, foi possível eliminar mais alguns fluidos e aumentar a restrição da faixa de vazão na qual podem ser utilizados os ciclos, conforme as figuras 45 a 51. Para o motor 12V220 todos os fluidos não respeitaram a restrição do superaquecimento para o ciclo regenerativo, com isso a simulação para esse motor seguiu somente com o ciclo convencional.

Figura 45 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220

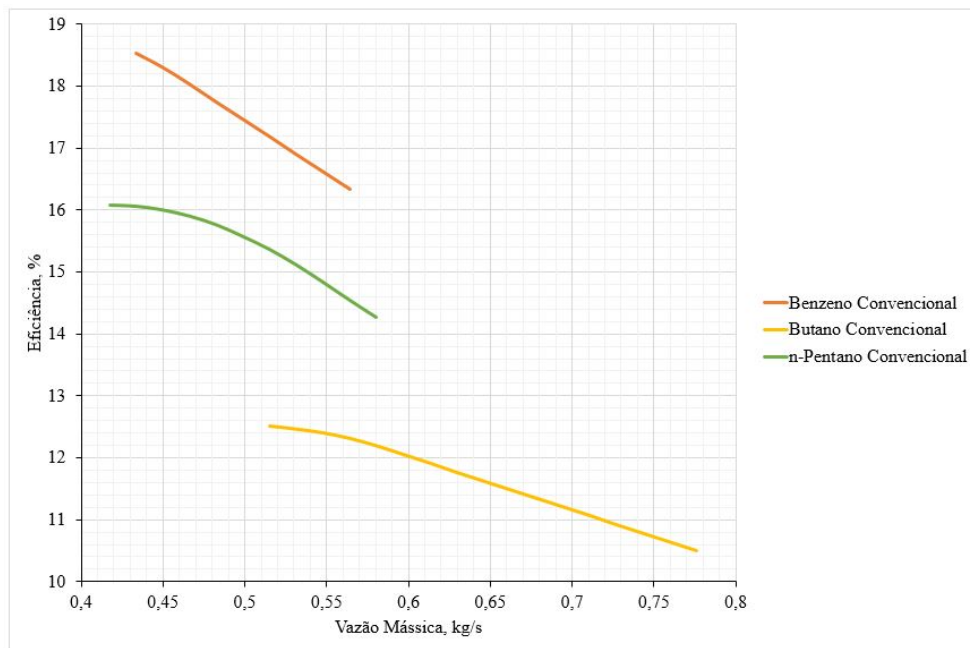


Figura 46 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C

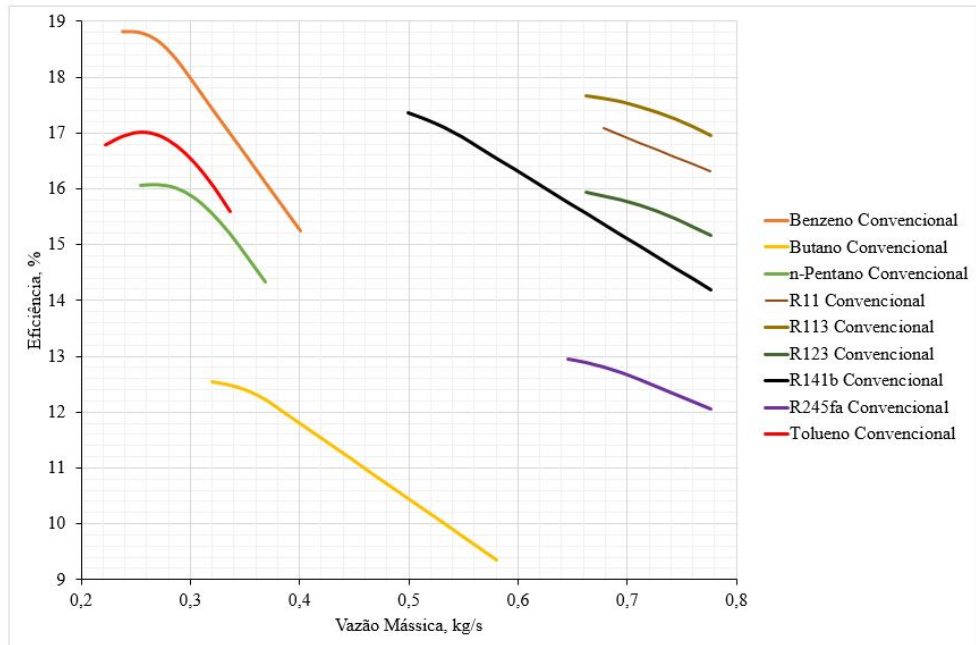


Figura 47 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C

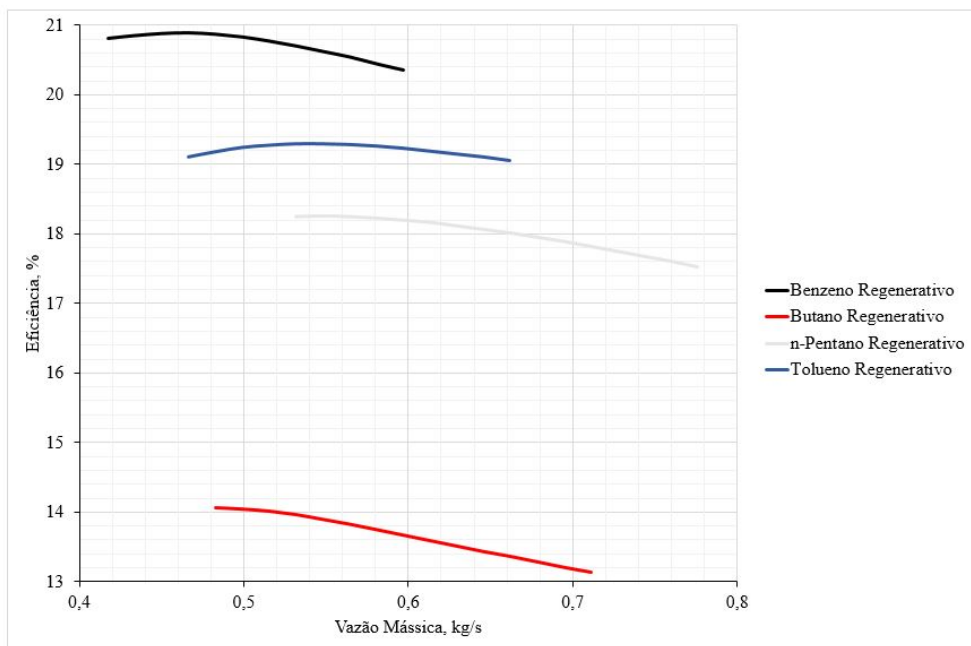


Figura 48 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420

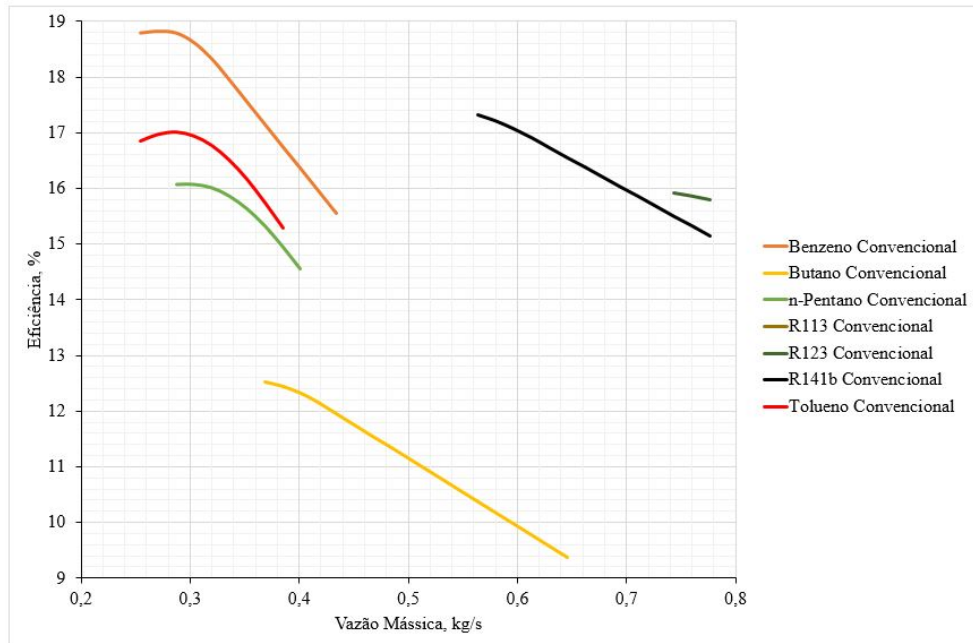


Figura 49 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420

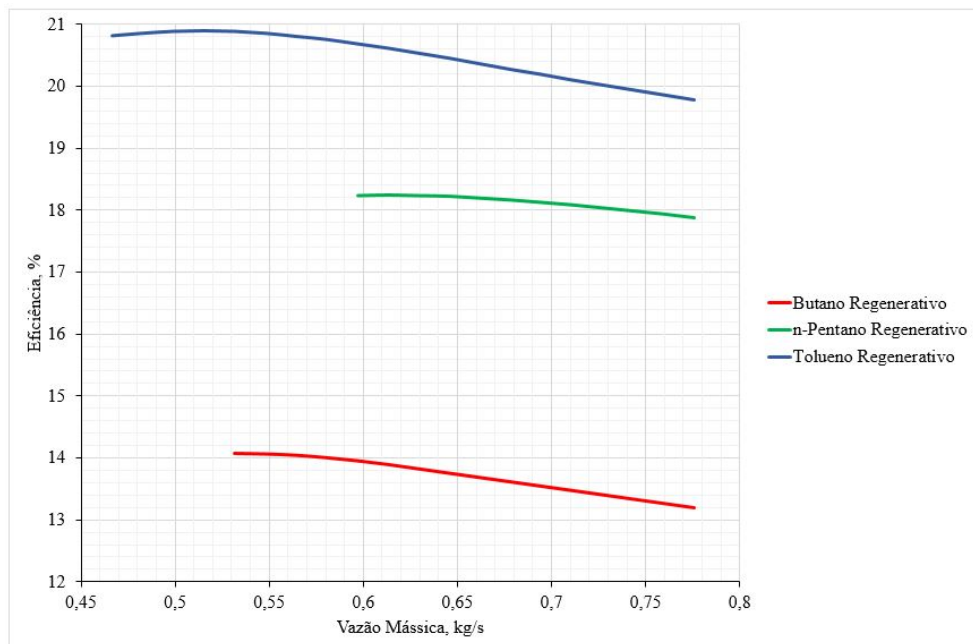


Figura 50 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612

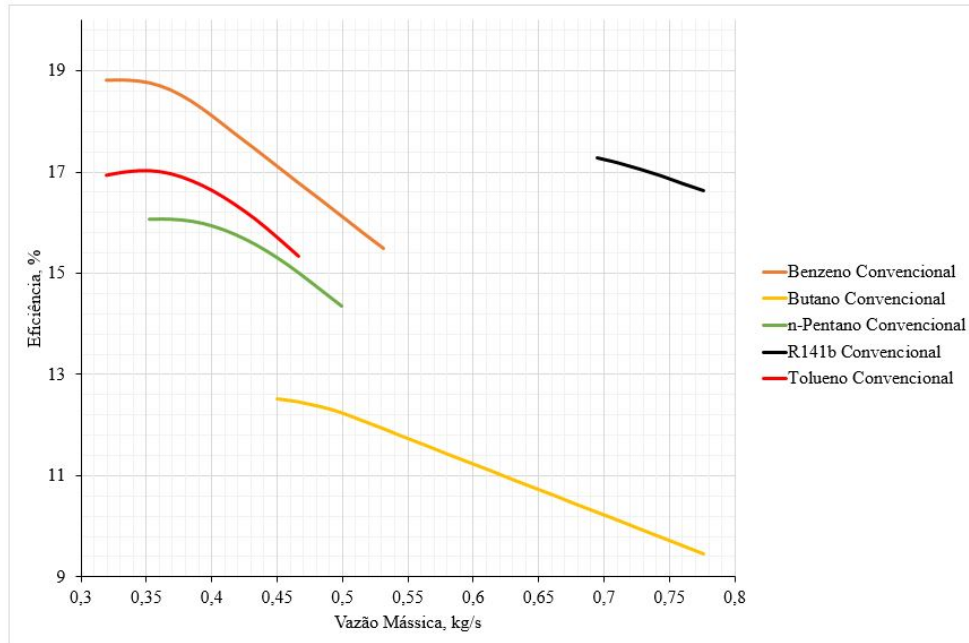
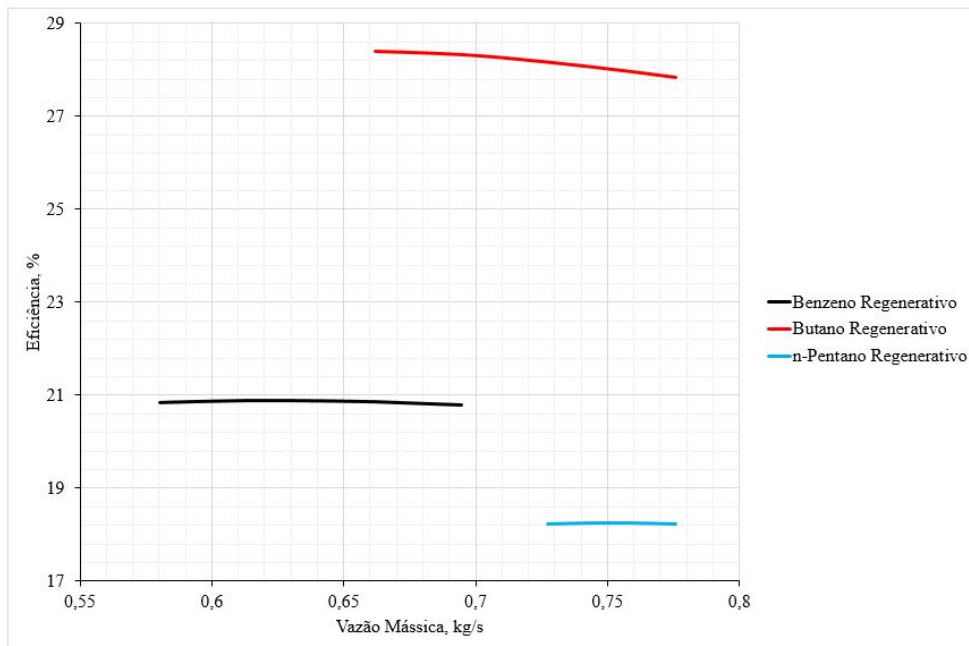


Figura 51 - Variação da eficiência (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612



Com todas as restrições aplicadas, foram feitas duas análises nos fluidos restantes. Calculou-se a potência elétrica captada de cada motor e analisou-se a de segunda lei (figuras 52 a 65) para revelar onde ocorreram as maiores irreversibilidades e quais foram suas magnitudes. Somente após essas análises finais, pôde-se escolher qual o melhor fluido orgânico de trabalho utilizado com calor residual de motores a diesel.

Figura 52 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 12V220

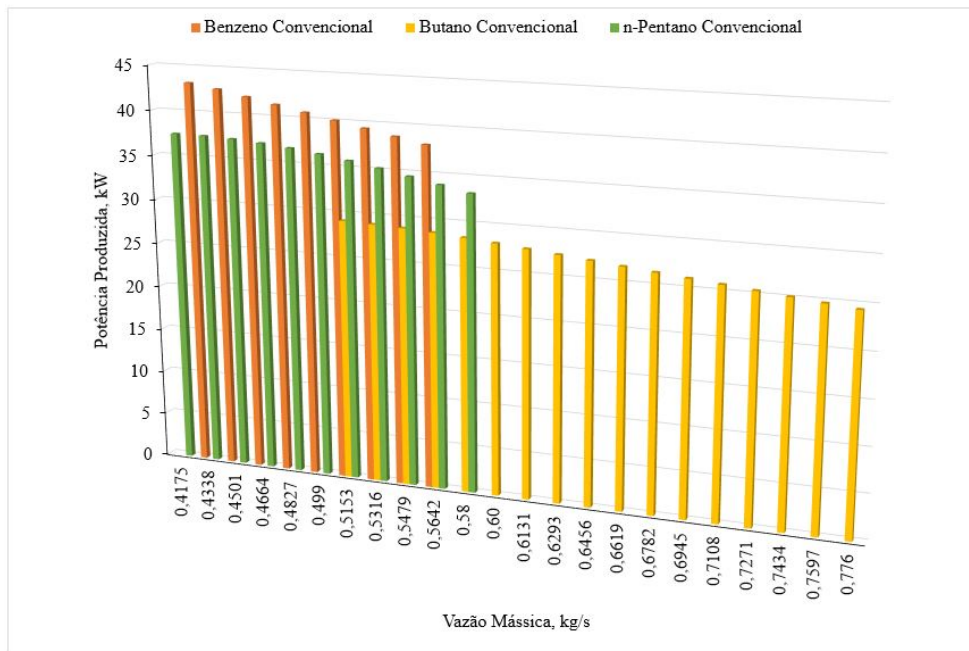


Figura 55 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor 3516C

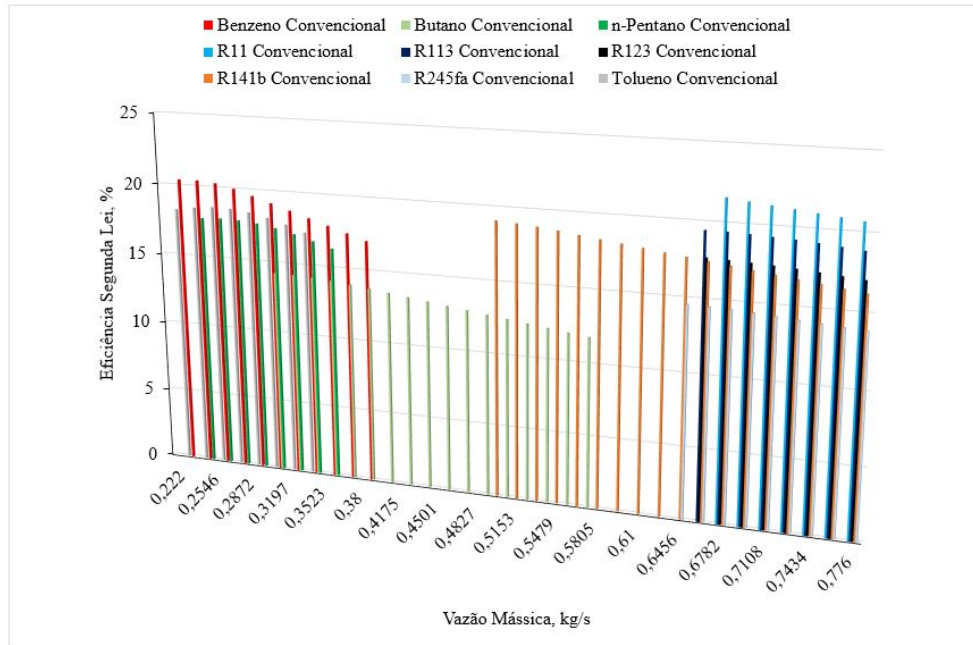


Figura 56 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C

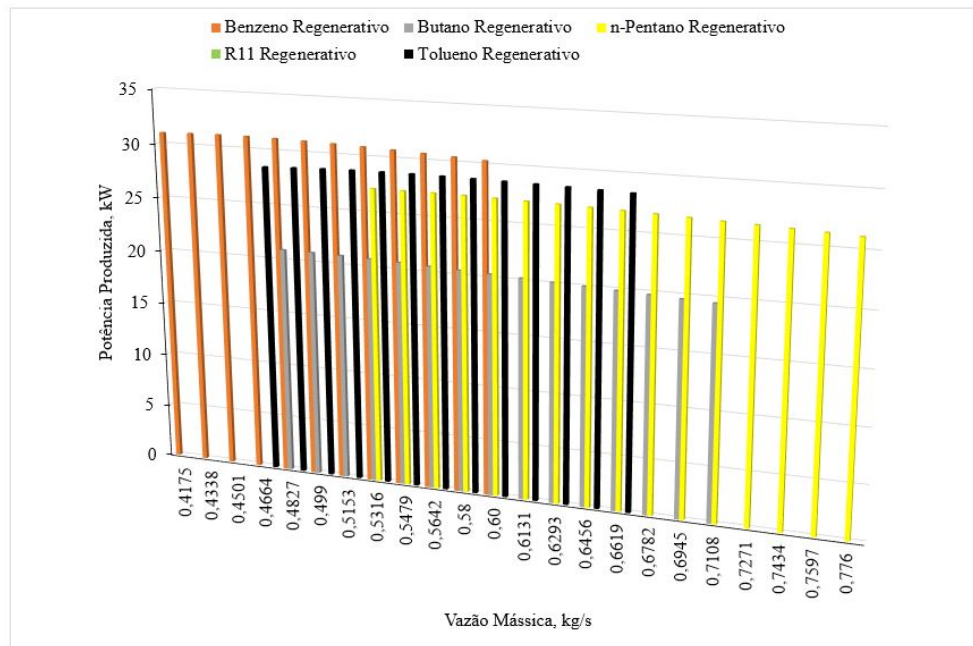


Figura 57 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor 3516C

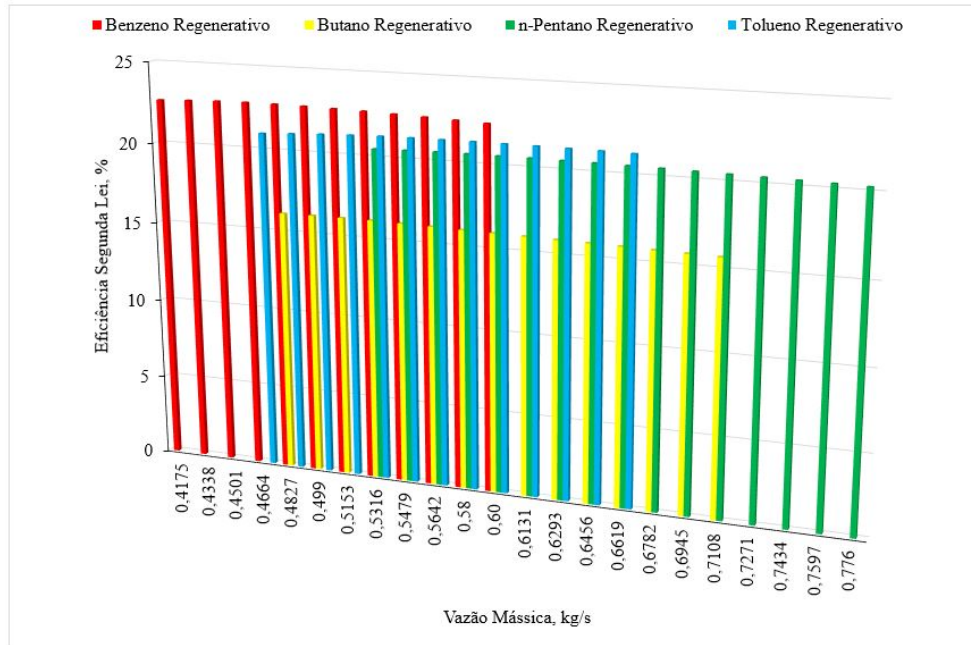


Figura 58 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420

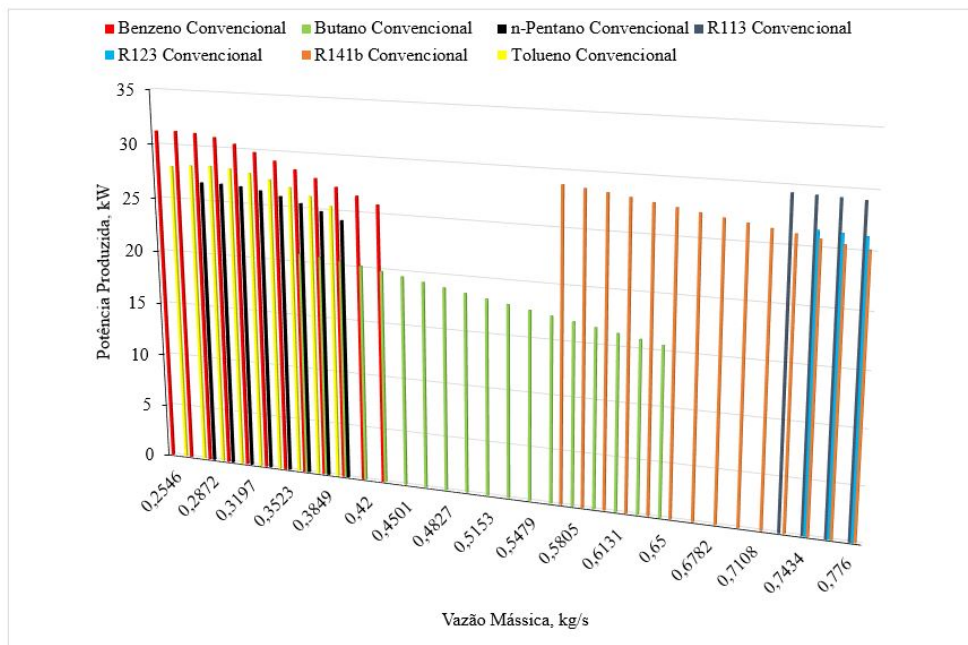


Figura 59 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor Prime 2420

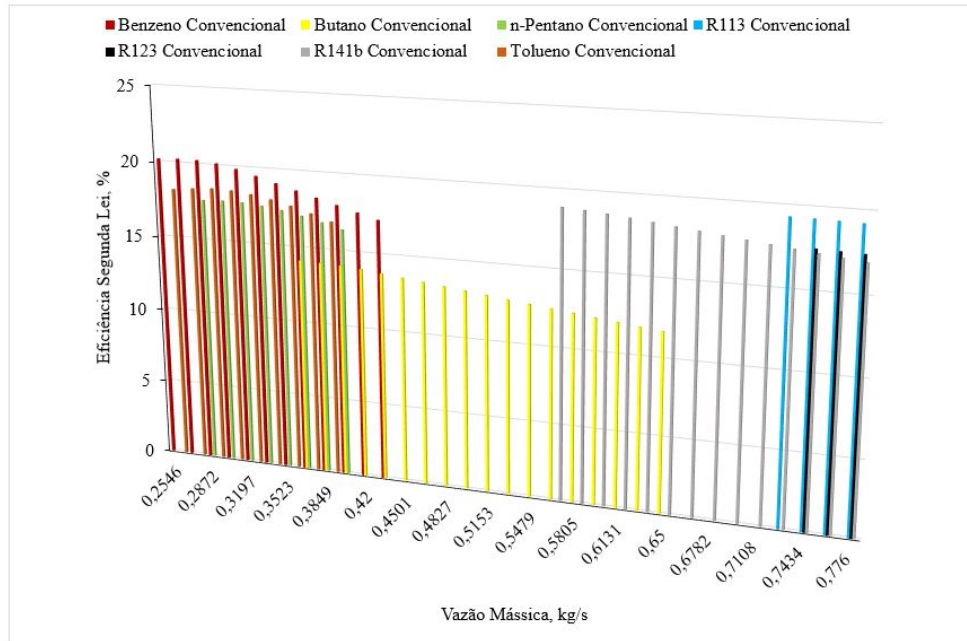


Figura 60 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420

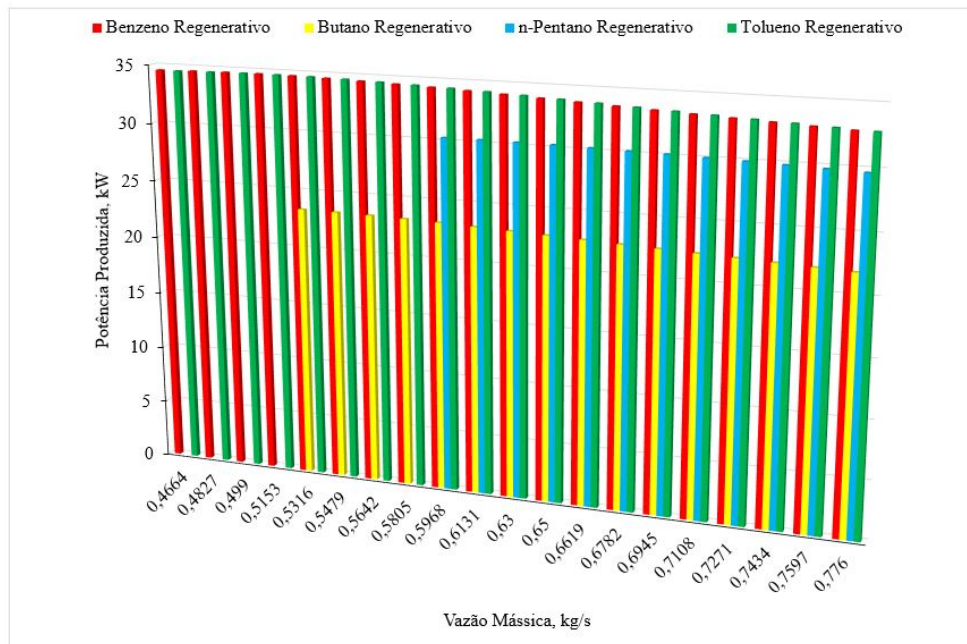


Figura 61 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor Prime 2420

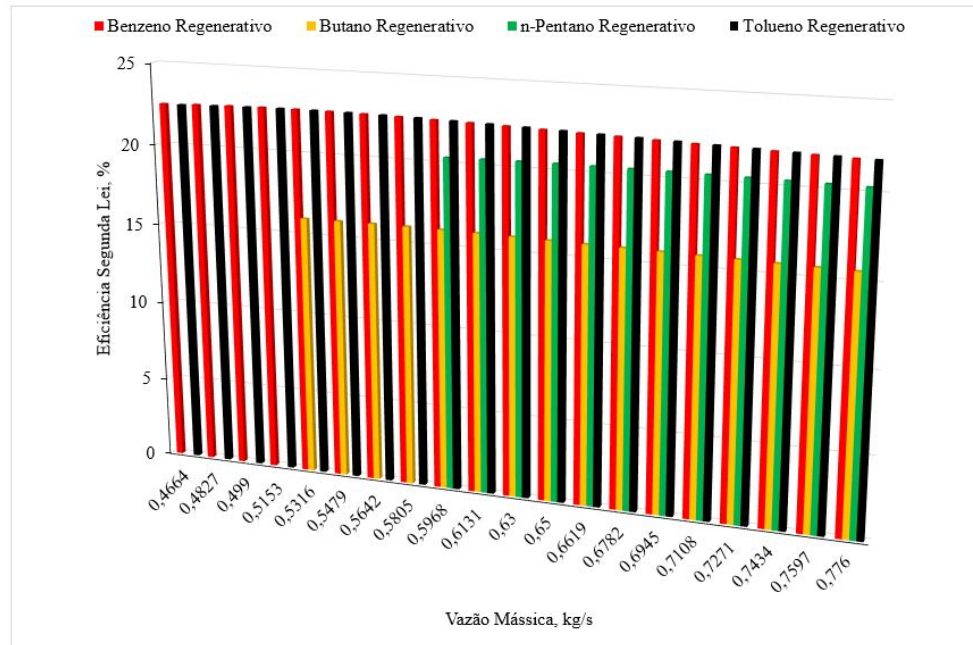


Figura 62 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612

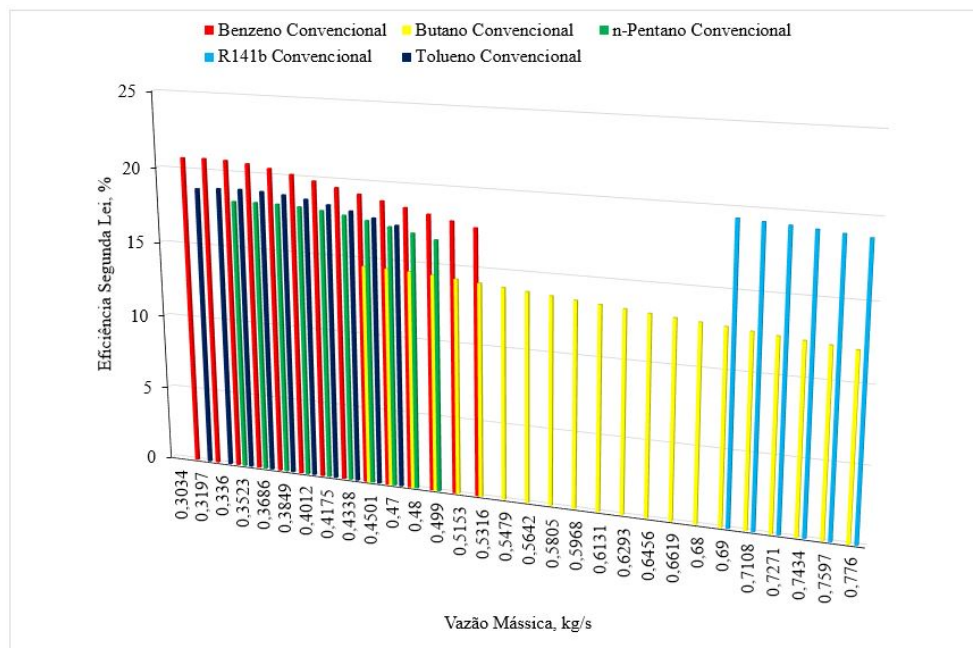


Figura 63 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo convencional para o motor G3612

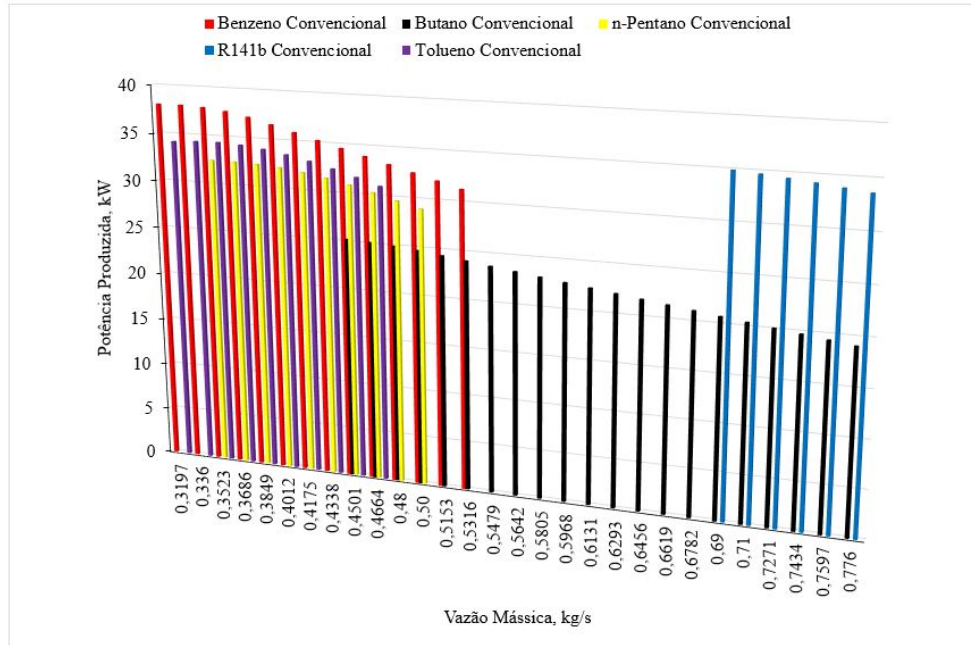


Figura 64 - Variação da potência elétrica fornecida (kW) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612

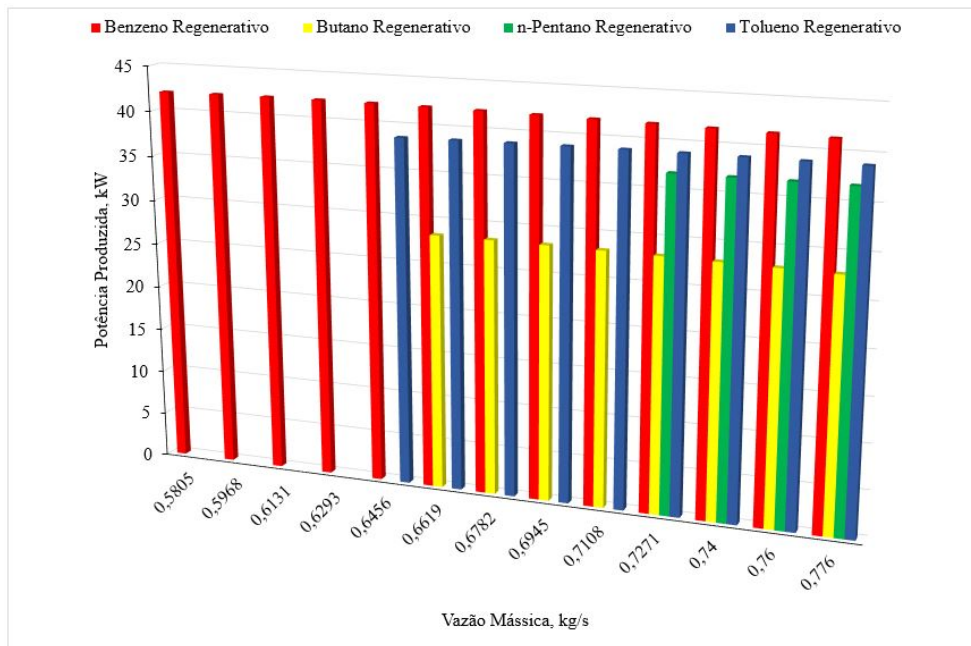
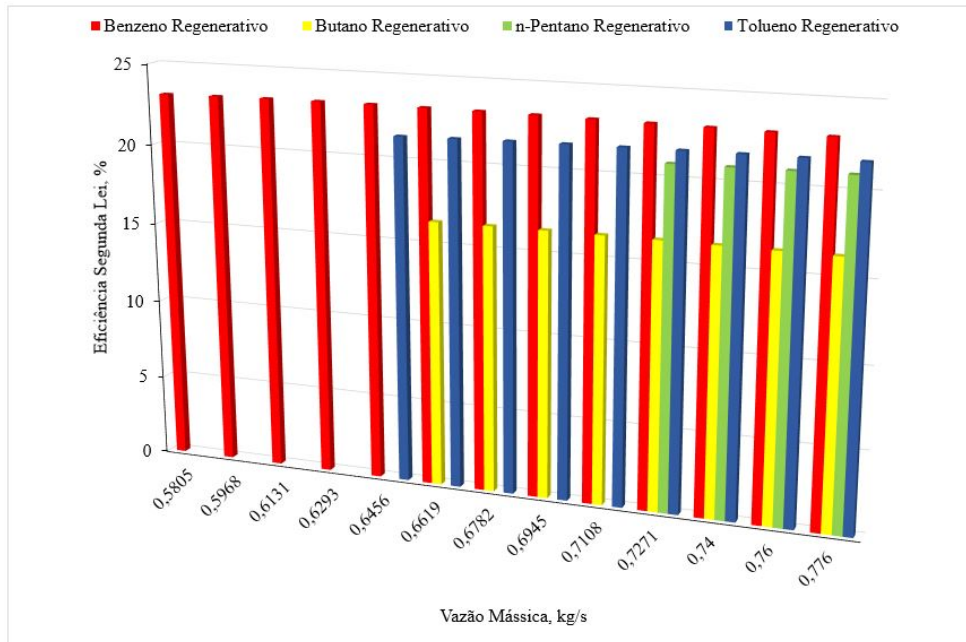


Figura 65 - Variação da eficiência da segunda lei (%) em função da vazão mássica (kg/s) para o ciclo regenerativo para o motor G3612



2.7 Análise Econômica

Para a análise econômica do CRO foram utilizados os trabalhos de Vescovo (2009), Quoilin (2011), Mascarenhas (2014) e Pinheiro (2015), os quais apresentam de forma simplificada estimativas de custos de equipamentos, instalação e operação entre outros valores de plantas onde utilizam o CRO da fabricante *Turboden* para recuperação de calor residual. Os custos foram adotados como a média dos valores apresentados para os diferentes projetos levando em considerações os parâmetros térmicos.

A fim de facilitar a análise de viabilidade econômica do ciclo de Rankine orgânico, utilizou-se, também, o EES, por se tratar de uma ferramenta capaz de desenvolver análises complexas de forma simples, além de possuir os dados técnicos de todo o modelo.

A análise econômica é realizada com base em valores aproximados dos reais, objetivando obter uma estimativa do custo do uso de módulos CRO na recuperação de calor residual de motores a diesel.

Os custos referentes aos equipamentos foram estimados com base na produção de energia elétrica obtidos na análise termodinâmica e com os parâmetros dos motores a diesel utilizados. É notório que a execução do sistema requer um investimento inicial extremamente elevado, que pode ser comprovado pela quantidade de energia que os motores geram, necessitando de um sistema mais complexo para sua efetivação, entretanto, há a

vantagem de não implicar despesas adicionais com combustíveis, visto que, utiliza calor residual como fonte de captação para geração de eletricidade.

O valor presente líquido foi feito como base numa taxa mínima de atratividade de 12% e a vida útil do equipamento de 20 anos.

A partir do Investimento inicial e a TMA pode-se calcular o VPL, TIR e o payback para cada ciclo e seu respectivo fluido, conforme tabela abaixo.

Tabela 4 - Análise econômica para cada motor utilizado

Fluido Orgânico	Método	12V220	3516C		Prime 2420		G3612	
		Conv.	Conv.	Reg.	Conv.	Reg.	Conv.	Reg.
Benzeno	Investimento inicial	R\$608.998,00	R\$318.957,00	R\$417.535,00	R\$433.904,00	R\$465.189,00	R\$438.379,00	R\$566.068,00
	VPL	R\$1.153.104,32	R\$214.983,03	R\$818.470,26	R\$821.598,24	R\$911.898,88	R\$741.085,26	R\$1.109.646,13
	TIR	25,1%	22,0%	26,0%	25,1%	26,0%	22,2%	26,0%
	Payback	3 anos 11 meses	4 anos 6 meses	3 anos 10 meses	3 anos 11 meses	3 anos 10 meses	4 anos 5 meses	3 anos 10 meses
Butano	Investimento inicial	R\$476.486,00	R\$304.374,00	R\$324.948,00	R\$338.531,00	R\$362.068,00	R\$411.860,00	R\$440.453,00
	VPL	R\$770.620,26	R\$491.843,96	R\$551.229,93	R\$546.315,03	R\$614.249,40	R\$664.539,29	R\$747.070,89
	TIR	21,2%	21,2%	22,3%	21,1%	22,3%	21,1%	22,3%
	Payback	4 anos 7 meses	4 anos 7 meses	4 anos 5 meses	4 anos 8 meses	4 anos 5 meses	4 anos 8 meses	4 anos 5 meses
Pentano	Investimento inicial	R\$550.717,00	R\$352.136,00	R\$381.653,00	R\$392.278,00	R\$425.204,00	R\$477.364,00	R\$517.411,00
	VPL	R\$984.137,29	R\$629.703,23	R\$714.902,91	R\$701.450,15	R\$796.490,15	R\$853.611,75	R\$969.203,04
	TIR	23,6%	23,6%	24,8%	23,6%	24,8%	23,6%	24,8%
	Payback	4 anos 2 meses	4 anos 2 meses	4 anos	4 anos 2 meses	4 anos	4 anos 2 meses	4 anos
R11	Investimento inicial	-	R\$365.794,00	-	-	-	-	-
	VPL	-	R\$669.127,70	-	-	-	-	-
	TIR	-	24,2%	-	-	-	-	-
	Payback	-	4 anos 1 mês	-	-	-	-	-
R113	Investimento inicial	-	R\$373.340,00	-	R\$416.716,00	-	-	-
	VPL	-	R\$669.127,70	-	R\$771.985,90	-	-	-
	TIR	-	23,7%	-	24,5%	-	-	-
	Payback	-	4 anos 2 meses	-	4 anos	-	-	-
R123	Investimento inicial	-	R\$348.406,00	-	R\$389.992,00	-	-	-
	VPL	-	R\$618.936,10	-	R\$694.850,15	-	-	-
	TIR	-	23,4%	-	23,5%	-	-	-
	Payback	-	4 anos 2 meses	-	4 anos 2 meses	-	-	-
R141b	Investimento inicial	-	R\$369.774,00	-	R\$411.182,00	-	R\$499.539,00	-
	VPL	-	R\$680.614,51	-	R\$756.016,00	-	R\$917.617,71	-
	TIR	-	24,3%	-	24,3%	-	24,3%	-
	Payback	-	4 anos 1 mês	-	4 anos 1 mês	-	4 anos 1 mês	-
R245fa	Investimento inicial	-	R\$309.678,00	-	-	-	-	-
	VPL	-	R\$499.360,24	-	-	-	-	-
	TIR	-	21,1%	-	-	-	-	-
	Payback	-	4 anos 8 meses	-	-	-	-	-
Tolueno	Investimento inicial	-	R\$365.001,00	R\$395.815,00	R\$406.660,00	R\$438.048,00	R\$494.802,00	-
	VPL	-	R\$666.835,25	R\$755.777,28	R\$742.963,45	R\$833.558,98	R\$903.943,78	-
	TIR	-	24,1%	25,3%	24,1%	25,2%	24,1%	-
	Payback	-	4 anos 1 mês	3 anos 11 meses	4 anos 1 mês	3 anos 11 meses	4 anos 1 mês	-

CONCLUSÃO

Neste trabalho, propôs-se a elaboração de um modelo do ciclo de Rankine orgânico para a geração de eletricidade a partir da recuperação de calor residual dos motores Caterpillar 3516C, C280-16, G3612 e Prime 2420, Wartsila 12V220 a diesel, com o auxílio do programa Engineering Equation Solver. No estudo do CRO, foram testados diversos fluidos de trabalho recomendados na literatura científica, nos quais se pôde observar a diferença do comportamento, quando se utilizou os ciclos convencional e regenerativo fechado, como também quando foram delimitados os limites de fluxo de massa do fluido orgânico.

A partir do momento em que se construíram os gráficos dos comportamentos dos fluidos com as pressões de evaporação, intermediária e condensação determinadas, limitando o PPTD mínimo e sem o fluido sofrer superaquecimento, verificou-se que o motor 12V220 não poderia trabalhar com o ciclo regenerativo e que para o motor C280-16 ambos os ciclos não poderiam ser utilizados.

Com a análise termodinâmica pôde-se concluir que o Benzeno apresentou melhor desempenho para os motores independentemente do tipo de ciclo trabalhado proporcionando maior potência elétrica .

Na análise econômica, obteve-se o custo de aquisição do sistema do CRO com recuperação de calor residual de um motor a diesel com todos os fluidos de trabalho que não foram eliminados com as restrições impostas.

A análise do Valor Presente líquido, constatou-se que o investimento pode ser considerado viável, visto que em todos os fluidos testados o retorno máximo financeiro ao longo de 20 anos foi de R\$ 1.153.104,32 (Benzeno motor 12V220) e mínimo de R\$ 304.374,00 (Butano 3516C). Apesar de a Taxa Interna de Retorno não ter como finalidade a avaliação da rentabilidade absoluta a um determinado custo de capital, seu resultado foi superior em todos os fluidos a Taxa mínima de atratividade caracterizando um investimento viável.

A avaliação através do método do *Payback* descontado demonstrou que o tempo maior de retorno é de 4 anos 8 meses (Butano Prime 2420) e menor de 3 anos 10 meses (Benzeno motores 3516C, Prime 2420 e G3612).

Para trabalhos futuros sugere-se elaboração um CRO com a captação de energia solar para produção de eletricidade comparando qual o ciclo de melhor desempenho termodinâmico e o mais rentável.

REFERÊNCIAS

- BUNDELA, P.; VIVEK, C. et al. Sustainable development through waste heat recovery. *American Journal of Environmental Sciences*, v. 6, n. 1, p. 83–89, 2010.
- CALM, J. M.; HOURAHAN, G. C. Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants. In: *Proceedings of 23rd International Congress of Refrigeration (ICR2011), Prague, Czech Republic, August*. [S.l.: s.n.], 2011. p. 21–26.
- CARPIO, R. C. et al. Análise teórica da recuperação de calor para geração de energia em indústrias de cimento e cal utilizando o ciclo de rankine orgânico. *ForScience*, v. 3, n. 1, p. 18–130, 2015.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinamica*. 8. ed. [S.l.]: McGraw Hill, 2015.
- CORREIA, J. M. B. *Aplicação de um ciclo orgânico de Rankine à indústria Naval*. Tese (Doutorado) — Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2014.
- DIPIPO, R. Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants. *Geothermics*, Elsevier, v. 36, n. 3, p. 276–285, 2007.
- EL-WAKIL, M. M. *Powerplant Technology*. [S.l.]: Tata McGraw-Hill Education, 1984.
- LAKIEW, A. A.; BOLLAND, O. Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 30, n. 10, p. 1262–1268, 2010.
- LIU, H.; SHAO, Y.; LI, J. A biomass-fired micro-scale chp system with organic rankine cycle (orc)—thermodynamic modelling studies. *Biomass and Bioenergy*, Elsevier, v. 35, n. 9, p. 3985–3994, 2011.
- MASCARENHAS, M. Análise da viabilidade técnica e econômica da implantação de sistemas de cogeração operando com um ciclo rankine orgânico. *Projeto de graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil*, 2014.
- MORAN, M. J. et al. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013.
- PINHEIRO, Á. M. S. Análise energética e econômica simplificada de plantas de potência integradas com gaseificação. 2015.
- PINTO, R. G. D. *Aplicação de ciclos Rankine orgânicos para geração de eletricidade a partir de calor de processo industrial no Brasil*. Tese (Doutorado) — UFRJ, 2018.
- QUADRELLI, R.; PETERSON, S. The energy–climate challenge: Recent trends in co2 emissions from fuel combustion. *Energy policy*, Elsevier, v. 35, n. 11, p. 5938–5952, 2007.
- QUOILIN, S. *Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications*. Tese (Doutorado) — University of Liege, Belgium, 2011.
- QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. *RENEWABLE & SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS*, v. 22, p. 168–186, 06 2013.

QUOILIN, S.; LEMORT, V. Technological and economical survey of organic rankine cycle systems. *European Conference on Economics and Management of Energy in Industry*, 2009.

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.

VESCOVO, R. Orc recovering industrial heat—power generation from waste energy streams. *Cogeneration and On-Site Power Production, PennWell Corp., Tulsa, OK*, 2009.

WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentals of classical thermodynamics*. 8. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013. v. 1.

YAMAMOTO, T. et al. Design and testing of the organic rankine cycle. *Energy*, Elsevier, v. 26, n. 3, p. 239–251, 2001.