

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

por

Thiago Andrei Wenzel

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2015



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)  
por

Thiago Andrei Wenzel

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Fernando Marcelo Pereira

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Prof. Volnei Borges

Porto Alegre, 17 de Novembro de 2015.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço à minha família, em especial aos meus pais Luiz Paulo Wenzel e Janice Wenzel, pelo apoio e incentivo incondicional.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Smith Schneider, pelo tempo disponibilizado e pelo conhecimento transmitido.

Agradeço a todos os amigos, principalmente os de longa data, à Vitória Campos e a todos que, de alguma forma, me auxiliaram a concluir essa etapa.

Wenzel, T.A. **Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico**. 2015. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## RESUMO

O presente trabalho propõe um modelo para simulação de um ciclo de potência que opera segundo um ciclo de Rankine com um fluido de trabalho orgânico. Os resultados do modelo simulado com o auxílio do programa *Engineering Equation Solver* (EES) são validados frente a um estudo de referência que busca a temperatura de evaporação que maximiza a eficiência do ciclo para diferentes fluidos orgânicos. O presente trabalho parte dessa otimização e analisa a sensibilidade do modelo em relação ao *pinch point* escolhido entre o fluido de trabalho R245fa e a fonte quente. A diminuição do *pinch point* leva à redução da eficiência do ciclo e ao aumento da área da superfície de transferência de calor com a fonte quente. A passagem do *pinch point* de 10K para 1K resulta na redução linear da eficiência do ciclo em aproximadamente 3% por grau de temperatura. Paralelamente, a mesma variação do *pinch point* leva a um aumento da superfície de troca térmica, através de dois comportamentos distintos. Primeiramente, entre 10K e 5K, de forma linear, em torno de 10% por variação unitária de temperatura. Já a partir de 5K, esse crescimento aumenta gradativamente, chegando a uma elevação de cerca de 20% para *pinch point* próximos de 1K. Conseqüentemente, cada redução unitária da temperatura do *pinch point* leva a ciclos linearmente menos eficientes e com trocadores crescentemente maiores e mais caros.

**PALAVRAS-CHAVE:** Ciclo Rankine Orgânico; ORC; Recuperação de energia; sistemas térmicos.

Wenzel, T.A. **Thermodynamic Analysis and Simulation of an Organic Rankine Cycle**. 2015. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **ABSTRACT**

This paper proposes model for simulation of a power cycle that operates on a Rankine cycle with an organic working fluid. The results of the simulated model with help of the software *Engineering Equation Solver* (EES) are validated comparing to a reference study that pursues the evaporation temperature that maximizes the cycle efficiency that for different working fluids. This paper begins from this optimization and analyses the model sensibility related to the chosen pinch point between working fluid R245fa and the hot source. The decreasing of the pinch point leads to the reduction of the efficiency of the cycle and to the increase of the heat transfer surface area with the hot source. The change of the pinch point from 10K to 1K results on a linear decreasing of the cycle efficiency in approximately 3% per degree of temperature. At the same time, the same range of the pinch point leads to an increase of the surface of heat exchange, through two different manners. Primarily, between 10K and 5K, linearly, around 10% per temperature unit change. From 5K, this increasing enhances gradually, reaching an elevation of around 20% for pinch points near 1K. Hence every unit reduction of the pinch point temperature leads to cycles linearly less efficient and heat exchangers increasingly larger and more expansive.

**KEYWORDS:** Organic Rankine Cycles; thermal systems.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	4
3.1 O ciclo Rankine orgânico	4
3.2 Configurações do ciclo Rankine orgânico	4
3.3 O ciclo termodinâmico	5
3.4 Eficiência do ciclo	7
3.5 <i>Pinch points</i>	8
3.6 Dimensionamento dos trocadores de calor	8
4. METODOLOGIA	9
4.1 Modelagem do ciclo Rankine orgânico	9
4.2 Validação da modelo e Análise da influência do parâmetro <i>pinch point</i>	12
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	12
5.1 Resultados da validação do modelo	12
5.2 Resultados da análise da influência do parâmetro <i>pinch point</i>	13
6. CONCLUSÕES	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15

## 1. INTRODUÇÃO

A necessidade de geração de energia de forma eficiente, rentável e ambientalmente consciente vem levando ao desenvolvimento de tecnologias visando ao aproveitamento dos mais diversos recursos energéticos. Fontes de calor de temperaturas relativamente baixas, que podem variar de 60°C a 200°C, de acordo com Yamamoto *et al.*, 2000, são consideradas recursos energéticos do futuro, com importante potencial de desenvolvimento.

O ciclo Rankine orgânico (ORC) constitui-se, fundamentalmente, de um processo de conversão de energia térmica em trabalho útil, através da transferência de calor de um meio de alta temperatura para um meio de baixa temperatura.

Equipamentos sob regime ORC operam de forma semelhante a um ciclo de Rankine à vapor, com os mesmos componentes, mas utilizam fluidos orgânicos de alta massa molecular, que possuem ponto de ebulição menores que o da água. Isso representa, de acordo com Vankeirsbilck *et al.*, 2011, a possibilidade de aproveitamento térmico de fontes de temperaturas mais amenas.

Sua utilização, sumariza Carlão, 2010, se dá basicamente a partir dos recursos geotérmico, solar e de biomassa - renováveis, além da recuperação do calor residual de processos industriais – que, de outra forma, seria desperdiçado. É uma tecnologia bem estabelecida e, de acordo com Li, 2013, é a mais utilizada dentre as soluções para aproveitamento dessas fontes de baixa temperatura.

Em termos de otimização do ciclo, segundo Quoilin *et al.*, 2011a, há uma temperatura de evaporação ótima do fluido de trabalho que maximiza sua eficiência. O chamado *pinch point* é, de acordo com Quoilin, 2008, parâmetro fundamental para projeto desses equipamentos, pois trata-se da diferença mínima de temperaturas entre o fluido de trabalho e o fluido do meio quente ou frio. Ele afeta diretamente a eficiência do ciclo e a área da superfície de transferência de calor necessária para a troca térmica com o meio.

O presente trabalho propõe implementar uma rotina computacional para simulação e análise do ciclo Rankine orgânico e explorar o impacto da definição do *pinch point* em um ciclo para o qual a temperatura ótima de evaporação do fluido de trabalho já foi determinada.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Vankeirsbilck *et al.*, 2011, compararam os ciclos Rankine a vapor e orgânico para pequenas escalas de geração de energia, chegando à potência máxima de 3MW, sumarizaram diferenças e estabeleceram os benefícios do uso da tecnologia ORC para fontes de calor de baixas temperaturas. Dentre as diferenças sumarizadas, ORCs podem ser operados com baixas a moderadas pressões de evaporação e mesmo assim atingir melhores performances que o ciclo a vapor. Além disso, não há necessidade de superaquecimento dos fluidos orgânicos, uma vez que, em sua maioria, são fluidos secos, que contribui para as menores dimensões necessárias para o sistema.

Quoilin *et al.*, 2009, sumarizaram os aspectos tecnológicos e técnicos da utilização da tecnologia ORC e as particularidades para seu uso, em função da aplicação. Em termos da configuração dos componentes, analisaram a introdução de um recuperador de calor no sistema, além dos componentes básicos. O recuperador de calor aumentou a eficiência do ciclo analisado de 7,8% para 8,9%, mas diminuiu a potência útil de saída de 71kW para 68kW.

Inúmeros estudos publicados destinam-se à seleção de fluidos de trabalho para cada aplicação. Apesar disso, um fluido de trabalho ótimo para o ORC não foi identificado Papadopoulos *et al.*, 2010, apresentaram um método sistemático de seleção de fluidos de trabalho para ciclos ORC. Baseado na utilização de ferramenta computacional (CAMD - *Computer Aided Molecular Design*) e técnicas de otimização, identificaram os que apresentam melhores características em termos critérios econômicos, ambientais e de segurança.

No estudo referência para o presente trabalho, Quoilin *et al.*, 2011a, elaboraram método de otimização termodinâmica e econômica de um ORC. Após levantamento de inúmeros estudos em relação a diversos fluidos de trabalho, selecionaram os mais adequados para

análise do ciclo Rankine orgânico no caso específico de recuperação de calor residual (WHR - *Waste Heat Recovery*): R245fa, R123, n-butano, n-pentano e R1234yf, HFE-7000, R134a e SES36.

A configuração dos elementos do ciclo, indicada na Figura 1, levou em consideração dois trocadores de calor, um expansor e uma bomba para o fluido de trabalho. Além disso, optaram pela circulação, através de bomba própria, de um fluido secundário - *Therminol VP-1* - integrada para realização de troca de calor com o sistema ORC.

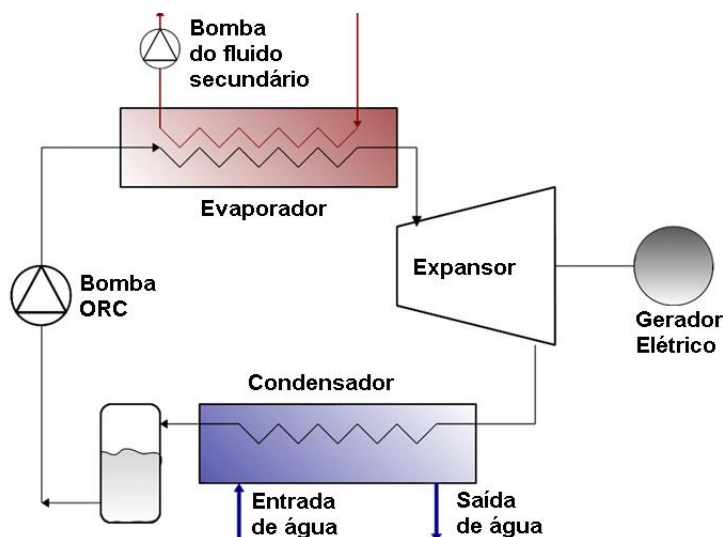


Fig. 1: ORC com circulação de fluido secundário  
(Fonte: adaptado de QUOILIN, et al., 2011a)

O sistema troca calor com gás de exaustão a 180°C com uma vazão mássica de 0,3kg/s e com água de refrigeração a 15°C e vazão mássica de 0,5kg/s. As condições do estudo são sumarizadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros do modelo e condições de trabalho do estudo de Quoilin, et al., 2011  
(Fonte: adaptado de Quoilin et al., 2011a)

<b>Parâmetros e condições</b>	
Fluido de trabalho	Diversos
Reservatório a alta temperatura	Gás de exaustão
Reservatório a baixa temperatura	Água gelada
Fluido secundário	Therminol VP-1
Temperatura de evaporação do fluido de trabalho	Variante
Temperatura do gás de exaustão	180°C
Vazão mássica do gás de exaustão	0,3 kg/s
Temperatura da água gelada	15°C
Vazão mássica da água gelada	0,5 kg/s
Superaquecimento na entrada do expansor	5 K
Subresfriamento na saída do condensador	5 K
Eficiência mecânica do expansor	70%
Eficiência isentrópica da bomba	60%
<i>Pinch point</i> no evaporador	10 K
<i>Pinch point</i> no condensador	10 K



Queda de pressão no evaporador	100 mbar
Queda de pressão no condensador	200 mbar

O parâmetro de variação utilizado foi a temperatura de evaporação do fluido de trabalho. A Figura 2 mostra o diagrama  $T$ - $s$  para duas temperaturas diferentes de evaporação. O ciclo pontilhado opera a uma temperatura de evaporação menor, e mais calor é recuperado da fonte de calor. Dessa forma, há um ponto ótimo da temperatura de evaporação em que ocorre a eficiência máxima de recuperação de calor.

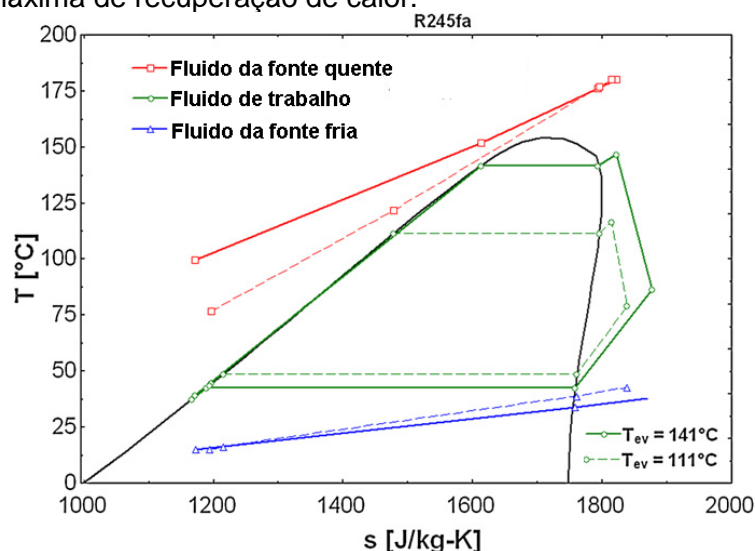


Figura 2 –Diagrama  $T$ - $s$  do ciclo para duas temperaturas diferentes de evaporação (Fonte: adaptado de QUOILIN *et al.*, 2011a)

Os resultados do estudo são apresentados na Tabela 2. A eficiência  $\eta_{ORC}$  indica a relação da quantidade de trabalho útil produzido pelo ciclo pela quantidade de calor fornecido pela fonte quente. Já  $\eta_{OVERALL}$  representa a eficiência com a qual o sistema recupera calor da fonte quente em relação à temperatura ambiente. A potência  $\dot{W}_{net}$ , por sua vez, quantifica o montante de trabalho líquido total produzido pelo ciclo.

Tabela 2 – Resultados do modelo de Quoilin, et al., 2011a (Fonte: adaptado de Quoilin *et al.*, 2011a)

Fluido	Tev[°C]	$\eta_{OVERALL}$ [%]	$\eta_{ORC}$ [%]	Wnet [W]
R123	111,8	5,004	8,412	4648
n-butano	114,4	5,222	7,977	4851
SES36	110,4	4,803	7,357	4462
HFE-7000	111,6	4,928	6,857	4577
R245fa	113,5	5,128	7,779	4764
n-pentano	111,6	4,933	8,071	4583
R134a	100,9	3,919	5,193	3640
R1234yf	91,34	2,734	3,616	2540

O trabalho de Quoilin et al., 2011a indica que temperatura ótima de operação baseado na maximização da eficiência  $\eta_{OVERALL}$ . Temperaturas de evaporação mais altas do fluido de trabalho ou *pinch points* menores, resultam em eficiências menores. Um estudo da variação do *pinch point* estabelecido, nessa temperatura, é destinado a aprofundar a análise de otimização do ciclo Rankine orgânico.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 O CICLO RANKINE ORGÂNICO

Segundo Quoilin, 2008, o princípio de funcionamento do ciclo Rankine orgânico (“Organic Rankine cycle” – ORC), é semelhante ao mesmo ciclo operando com vapor d’água, integrando quatro componentes básicos: um evaporador, uma máquina de expansão (turbina), um condensador e uma bomba de fluido de trabalho. O fluido orgânico, por sua vez, é caracterizado por possuir uma temperatura de ebulição mais baixa que a água, permitindo o calor ser recuperado a temperaturas mais amenas.

A Figura 3 mostra, de acordo com Quoilin *et al.*, 2013, o diagrama  $T$ - $s$  das curvas de saturação da água e de alguns fluidos orgânicos utilizados em aplicações ORC. A inclinação da curva de vapor saturado (à direita) é suave para a água, enquanto que a mesma é muito mais vertical para fluidos orgânicos. Como consequência, a limitação do título no final do processo de expansão desaparece para ciclos ORC, e não é necessário, muitas vezes, superaquecer o vapor antes da entrada do expansor. Fluidos orgânicos geralmente permanecem superaquecidos ao final da expansão

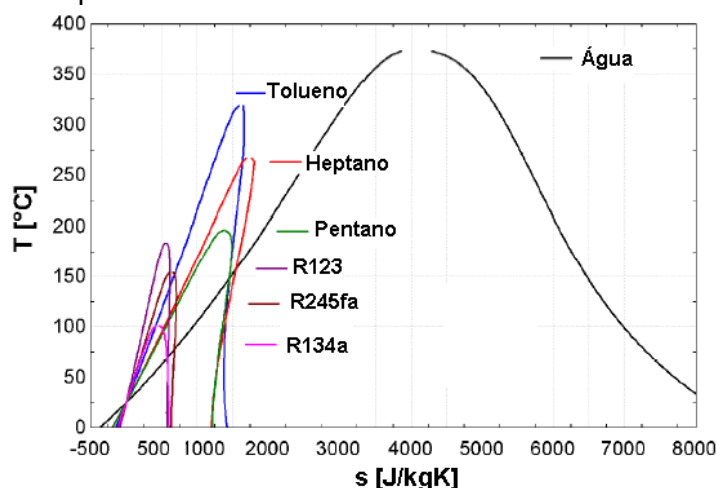


Fig. 3: Diagrama  $T$ - $s$  da água e fluidos orgânicos (Fonte: adaptado de QUOILIN, 2011)

#### 3.2 CONFIGURAÇÕES DO CICLO RANKINE ORGÂNICO

Segundo Van Wylen *et al.*, 2003, pode-se aumentar o rendimento com algumas variações do ciclo Rankine, seja pela redução da pressão na seção de descarga da turbina, pelo aumento da pressão no fornecimento de calor e pelo superaquecimento do vapor.

Comparando as configurações do ORC com as do ciclo à vapor d’água, Quoilin *et al.*, 2013, relatam que as variações na arquitetura são mais limitadas. Reaquecimento (por trabalhar, em sua maioria, com fluidos secos) e sangramento de turbina não são, geralmente, adequados para um ciclo ORC. Um trocador de calor, apenas, pode ser utilizado para realizar as três fases de evaporação: pré-aquecimento, vaporização e superaquecimento.

Contudo, ainda segundo Quoilin *et al.*, 2011, um recuperador de calor pode ser instalado. O fluido de trabalho, após sair da bomba, ingressa no recuperador, onde é preaquecido e, em seguida, é encaminhado para o evaporador, dando continuidade ao ciclo, como ilustrado na Figura 4.

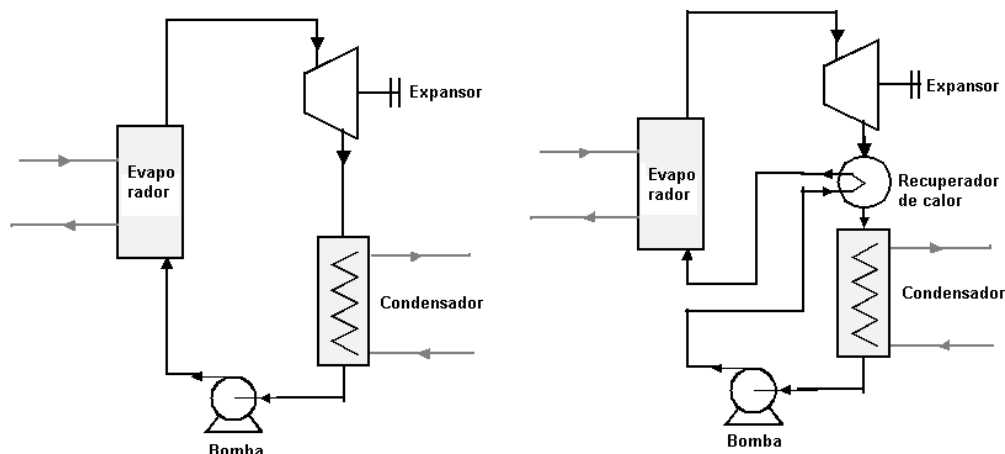


Fig. 4: Ciclo ORC básico (à esquerda) e com recuperador de calor (à direita)  
(Fonte: adaptado de QUOILIN *et al.*, 2013)

Mago *et al.* 2008, explica que essa tecnologia de regeneração se utiliza do calor residual após a expansão para pré-aquecer o fluido após o bombeamento, reduzindo, assim, a quantidade de calor necessária para a vaporização do fluido de trabalho no evaporador, e consequentemente, aumenta a eficiência do ciclo. No entanto, de acordo com Dai, *et al.*, 2009 e Quoilin *et al.*, 2009, para aplicações de recuperação de calor residual (*WHR*), o uso do recuperador de calor não é justificado.

Diversos tipos de trocadores de calor podem ser empregados em instalações ORC, contudo os modelos mais usados são os do tipo casco e tubos e o de placas. Em geral, segundo Quoilin *et al.*, 2013, os trocadores de calor de placas apresentam menor custo e fácil manutenção, são mais compactos e estão disponíveis a uma pressão máxima de até 3 Mpa.

O calor pode ser recuperado de duas maneiras diferentes: (1) troca de calor direta entre a fonte de alta temperatura e o fluido de trabalho ou (2) através de circulação de um fluido secundário integrado para transferir o calor para o evaporador do ORC, como mostrado na Figura 1. A maioria das instalações comerciais, ainda de acordo com Quoilin *et al.* 2013, utilizam a segunda variante, devido à possibilidade de o fluido se deteriorar a altas temperaturas.

### 3.3 O CICLO TERMODINÂMICO

Van Wylen *et al.*, 2003, definem termodinamicamente o ciclo ideal Rankine como modelo para produção de potência. O afastamento do ciclo real em relação ao ciclo Rankine teórico, deve-se, basicamente, por perdas nas tubulações, na máquina de expansão, na bomba e no condensador.

O ORC ideal também é constituído por quatro processos, de acordo com Quoilin *et al.*, 2013a, que ocorrem em regime permanente. Os processos ideais são sumarizados na Tabela 3 e indicados, juntamente com os processos reais, nos diagramas típicos T-s e P-h, na Figura 5.

Tabela 3 – Ciclo ORC ideal: processos

Processo		Componente
1-2	Pré-aquecimento isobárico	Trocador de calor (evaporador)
2-3	Evaporação isobárica	
3-4	Superaquecimento isobárico	
4-5	Expansão isentrópica adiabática e reversível	Expansor
5-6	Desuperaquecimento isobárico	Trocador de calor
6-7	Condensação isobárica	

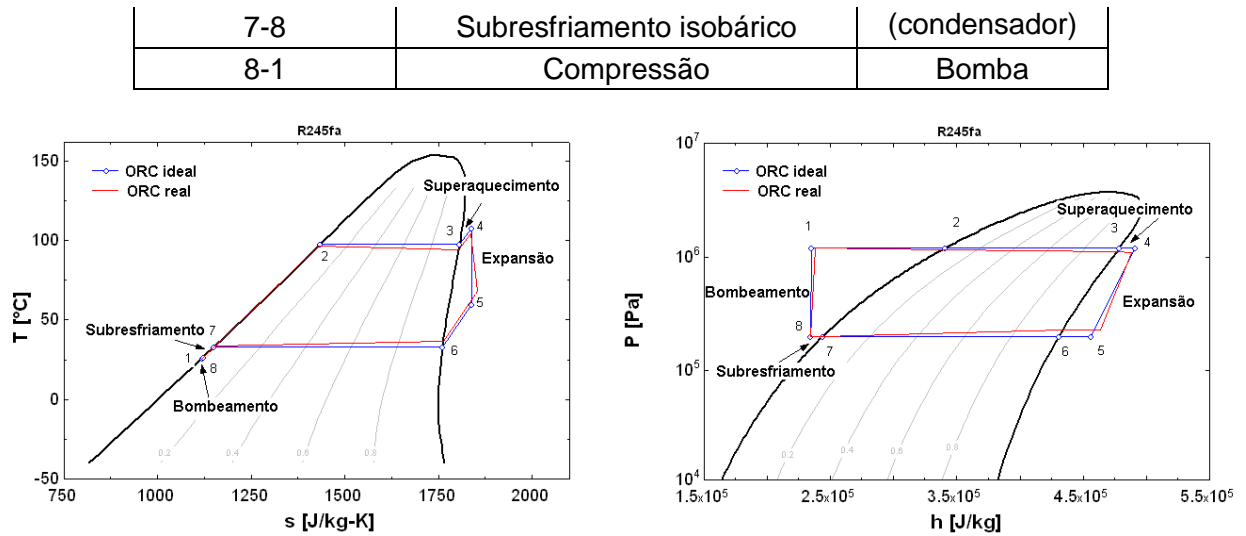


Figura 5: Diagramas T-s e P-h para um ciclo ORC real e ideal, operando com o fluido R245fa (Fonte: adaptado de QUOILIN *et al.*, 2013a)

Segundo Van Wylen *et al.*, 2003, a quantidade de trabalho que pode ser retirada do ciclo ORC, considerando a turbina adiabática, pode ser lida nos diagramas p-h e é definida por  $\dot{W}_{exp}$ , em W:

$$\dot{W}_{exp} = \dot{M}(h_4 - h_5) \quad (3.1)$$

onde  $\dot{M}$  é a vazão mássica do fluido de trabalho, em kg/s, e  $(h_4 - h_5)$  é a variação de entalpias entre a entrada e a saída do expansor, em kJ/kg.

Já o trabalho consumido pela bomba  $\dot{W}_{bb}$ , em W, é dado por:

$$\dot{W}_{bb} = \dot{M}(h_1 - h_8) \quad (3.2a)$$

sendo  $(h_1 - h_8)$  a variação de entalpias entre a entrada e a saída da bomba, em kJ/kg. Deve-se somar nesse termo todas as bombas do sistema, tais como as de bombeamento de fluidos secundários para os trocadores de calor. Nesse caso, o trabalho consumido pelas bombas é dado por:

$$\dot{W}_{bb} = \dot{M}(h_1 - h_8) + \dot{M}_{HF}(h_{HF[1]} - h_{HF[4]}) \quad (3.2b)$$

em que  $\dot{M}_{HF}$  é a vazão mássica da fonte quente, em kg/s, e  $(h_{HF[1]} - h_{HF[4]})$  a variação de entalpias entre a entrada e a saída da bomba do fluido secundário, em kJ/kg.

O calor fornecido pelo evaporador é dado por  $\dot{Q}_{ev}$ , em W:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{M}(h_4 - h_1) \quad (3.3)$$

em que  $(h_4 - h_1)$  a variação de entalpias entre a entrada e a saída do trocador de calor, em kJ/kg.

### 3.4 EFICIÊNCIA DO CICLO RANKINE ORGÂNICO

A eficiência do ciclo,  $\eta_{ORC}$ , considerando expansão e compressão adiabáticas, originada da Primeira Lei da Termodinâmica, é definida por:

$$\eta_{ORC} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{ev} = (\dot{W}_{exp} - \dot{W}_{bb}) / \dot{Q}_{ev} = (h_4 - h_5) - (h_1 - h_8) / (h_4 - h_1) \quad (3.4)$$

em que  $\dot{W}_{net}$  é o montante de trabalho útil, dado pela diferença de trabalho produzido pelo expensor  $\dot{W}_{exp}$  menos o trabalho realizado pela bomba  $\dot{W}_{bb}$ .

Se houver um sistema de circulação de fluido secundário integrado, com função de transferir o calor do reservatório de alta temperatura para o evaporador do ORC, como indicado na Figura 1, utiliza-se uma bomba de circulação. Uma forma de indicar a eficiência do sistema com essa configuração é dada por Quoilin *et al.*, 2011,  $\eta_{OVERALL}$ :

$$\eta_{OVERALL} = \varepsilon_{hr} \eta_{ORC} = \dot{W}_{net} / \dot{M}_{HTF} \cdot \overline{c_p} (T_{HF[1]} - T_{amb}) \quad (3.5)$$

sendo  $\varepsilon_{hr}$  a eficiência geral de recuperação de calor, dada por (3.6) e que representa a relação entre o calor fornecido pelo evaporador e o calor máximo que ele poderia fornecer, caso a fonte quente fosse arrefecida até a temperatura ambiente,  $(T_{HF[1]} - T_{amb})$  a variação de temperatura da fonte quente para com o ambiente, e  $\overline{c_p}$  o calor específico médio da fonte de calor, em kJ/kgK, entre a entrada e a saída do evaporador do ORC. Nesse caso, o termo  $\dot{W}_{bb}$ , como já salientado, deve levar em consideração a potência da bomba do fluido da fonte quente.

$$\varepsilon_{hr} = \dot{Q}_{ev} / \dot{Q}_{ev,max} = \dot{M}_{HTF} \cdot \overline{c_p} \cdot (T_{HF[1]} - T_{HF[4]}) / \dot{M}_{HTF} \overline{c_p} (T_{HF[1]} - T_{amb}) \quad (3.6)$$

em que  $(T_{HF[1]} - T_{HF[4]})$  representa a variação de temperatura da fonte quente entre a entrada e a saída do evaporador.

Na prática, os processos na bomba e na turbina não são isentrópicos e os trocadores de calor apresentam queda de pressão, fazendo com que o rendimento térmico do ciclo seja menor devido a presença de irreversibilidades. Em geral, segundo Van Wylen *et al.*, 2003, pode-se dizer que a eficiência de uma máquina na qual ocorra um processo envolve uma comparação entre o seu desempenho real, sob dadas condições, e o desempenho que ela teria em um processo ideal.

Em um processo de expansão ideal isentrópica, ainda segundo Van Wylen *et al.*, 2003, não há aumento de entropia, correspondendo a um processo reversível, e, por conseguinte, à máxima potência de saída. No caso de uma expansão irreversível, a entropia é aumentada. A eficiência  $\varepsilon_{exp}$  da expansão, então, é definida como o trabalho que é efetivamente obtido dividido pelo trabalho que seria obtido em uma expansão ideal isentrópica:

$$\varepsilon_{exp} = (h_4 - h_5) / (h_4 - h_{5s}) \quad (3.7)$$

em que  $(h_4 - h_5)$  é a variação efetiva de entalpias entre a entrada e a saída do expensor, em kJ/kg, e  $(h_4 - h_{5s})$  é a variação de entalpias entre a entrada e a saída do expensor, em kJ/kg, caso a expansão fosse ideal isentrópica.

Em uma compressão, o mesmo conceito é aplicado,

$$\varepsilon_{comp} = (h_{1s} - h_8) / (h_1 - h_8) \quad (3.8)$$

sendo  $(h_{1s} - h_8)$  a variação de entalpias entre a entrada e a saída da bomba, em kJ/kg, caso a compressão fosse ideal isentrópica, e  $(h_1 - h_8)$  a variação efetiva de entalpias entre a entrada e a saída da bomba, em kJ/kg.

### 3.5 PINCH POINTS

O trabalho útil fornecido através da troca de calor entre dois fluidos é uma função da diferença de suas temperaturas. Em um ORC, segundo Quoilin, 2008, 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 6 indica um exemplo dos perfis de temperatura nos trocadores, ilustrando o ponto em que a diferença de temperaturas – entre a fonte de calor e o fluido de trabalho e entre a fonte gelada e o fluido de trabalho – é mínimo. Esse ponto é denominado *pinch point* e é importante parâmetro em um ORC, não permitindo que a temperatura da fonte de calor seja diminuída abaixo da temperatura de evaporação do fluido de trabalho. Essa mesma limitação é válida também para o condensador, não deixando que a fonte de arrefecimento seja esquentada à temperatura do fluido de trabalho na exaustão do expansor.

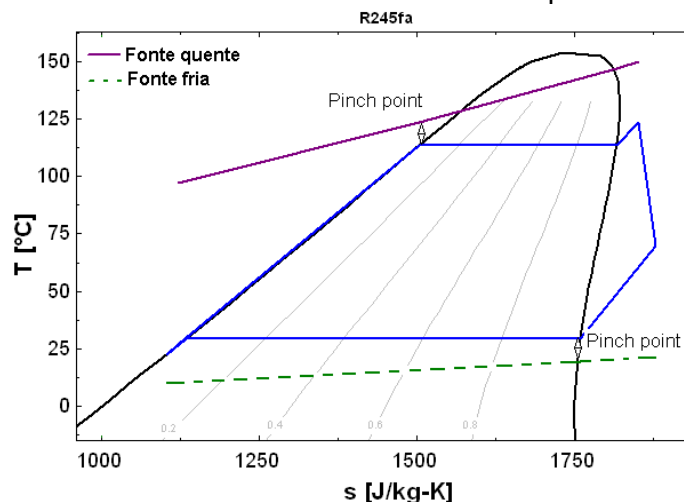


Figura 6: *Pinch points* um ciclo ORC operando com o fluido R245fa (Fonte: QUOILIN, 2008)

De acordo com Quoilin, 2008, um pequeno *pinch* corresponde a uma alta dificuldade de transferência de calor, demandando, para tal, uma área de transferência maior, significando trocadores maiores e mais caros. A diminuição do *pinch point* no evaporador leva a pressões de evaporação mais altas e por conseguinte, a uma eficiência de recuperação de calor do ciclo mais baixas.

Quoilin, 2008, relata que um valor aproximado de 5 a 10 K é dado como regra de boas práticas para sistemas de refrigeração, levando em conta esses fatores termodinâmicos e econômicos. Complementa que, em aplicações operando segundo um ORC, esse valor depende da configuração do sistema e das temperaturas dentre as quais estão inseridas.

### 3.6 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

Segundo Incropera *et al.*, 2002, para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor, é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor às grandezas de temperatura de entrada e saída do fluido, o coeficiente global de transferência de calor e a área total da superfície para a transferência de calor. Há duas situações distintas para a análise: se o fluido se encontra trocando de fase, caso em que é utilizado o método descrito por Stoecker, 2011, ou não, caso no qual é utilizado o Método da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (*LMTD*) para trocadores com correntes contrárias.

Caso o fluido não esteja sofrendo mudança de fase e forem considerados calores específicos constantes, a expressão da taxa de transferência de calor entre os fluidos quente e frio  $q$ , em W, se a troca com a vizinhança for desprezível, se dá por:

$$q = \dot{M}_h \overline{c_{p,h}} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{M}_c \overline{c_{p,c}} (T_{c,o} - T_{c,i}) = U A \Delta T_{ml} \quad (3.9)$$

onde as grandezas já indicadas, com os índices  $h$  e  $c$  referem-se aos fluidos quente e frio, assim como  $o$  e  $i$  designam as condições de entrada e saída do fluido,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor, em W/m<sup>2</sup>K,  $A$  é a área total de transferência de calor, em m<sup>2</sup>, e  $\Delta T_{ml}$  é a média logarítmica da diferença de temperatura, que é dada por:

$$\Delta T_{ml} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 - \Delta T_2) \quad (3.10)$$

em que, para o caso de correntes paralelas,  $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$  e  $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$ .

Essa forma de  $\Delta T_{ml}$  é determinada por um balanço de energia para elementos diferenciais nos fluidos quente e frio, sujeito, ainda segundo Incropera *et al.*, 2002, às seguintes considerações:

- O trocador de calor é isolado de sua vizinhança, caso em que a troca de calor é apenas entre os fluidos quente e frio.
- A condução axial ao longo dos tubos é desprezível.
- As variações de energias potencial e cinéticas são desprezíveis.
- Os calores específicos do fluido são constantes.
- O coeficiente de transferência de calor por convecção é constante.

Para o caso de o fluido estar trocando de fase, de acordo com Stoecker, 2011, outro equacionamento é necessário. Em um evaporador ou condensador, o fluido que troca de fase se mantém a temperatura constante e sua pressão não muda.

Para encontrar a temperatura de saída  $T_o$  do fluido que não muda de fase, quando sua temperatura de entrada  $T_i$  e a temperatura  $T_{TF}$  do fluido que está sob processo de evaporação ou de condensação são conhecidas é:

$$T_o = T_i + (T_{TF} - T_i)(1 - e^{-UA/\dot{M} \cdot c_p}) \quad (3.11)$$

onde  $\dot{M}$  é a vazão mássica do fluido, em kg/s, e  $\overline{c_p}$  o calor específico médio, em kJ/kg.K, do fluido que não troca de fase.

## 4. METODOLOGIA

Com intuito de analisar o comportamento termodinâmico de um ORC, modelou-se uma máquina térmica trabalhando entre uma fonte a alta temperatura e uma a baixa temperatura. Posteriormente, validou-se esse modelo por comparação ao estudo de caso realizado por Quoilin *et al.*, 2011a, na temperatura ótima de evaporação indicada pelos autores para o fluido escolhido. Por fim, com intuito de expandir a análise do estudo em relação a esse ponto ótimo, investigou-se o comportamento da eficiência do ciclo e da área da superfície de transferência de calor necessária para a troca térmica com o meio quente, em relação ao *pinch point* imposto como parâmetro do modelo, na temperatura de evaporação do fluido de trabalho determinada.

### 4.1 MODELAGEM DO CICLO RANKINE ORGÂNICO

O sistema de análise modelado, representado na Figura 7, é uma máquina térmica constituída pelo fluido de trabalho orgânico, pelo expansor, por uma bomba e dois trocadores

de calor, operando segundo um ciclo Rankine entre dois reservatórios, um a alta e outro a baixa temperaturas,  $T_H$  e  $T_L$ , respectivamente.

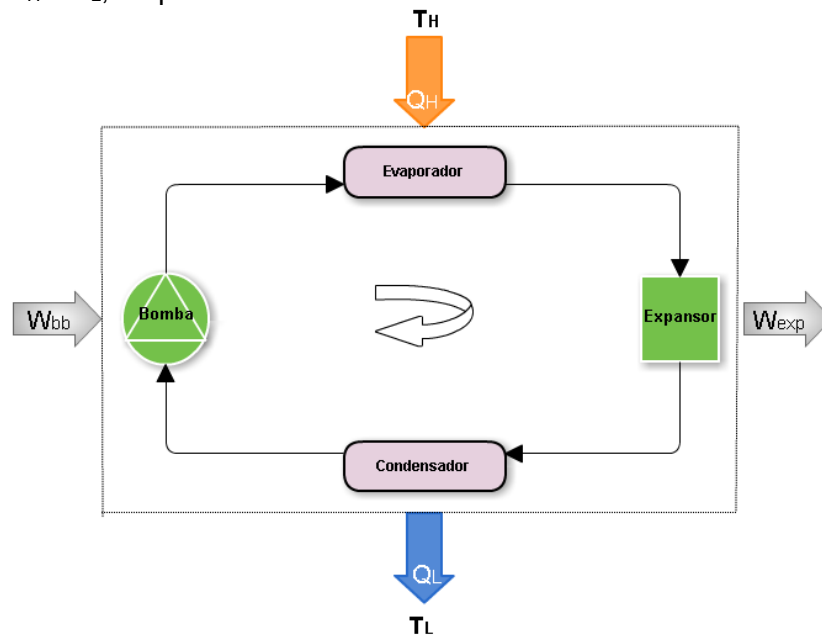


Figura 7: Diagrama de blocos do sistema analisado

Uma quantidade de calor  $Q_H$  é transferida do reservatório a alta temperatura, enquanto que uma quantidade  $Q_L$  é transferida para o de baixa temperatura. Essa transferência de calor, por meio do fluido de trabalho, produz o trabalho líquido útil produzido pelo sistema e é definido pela diferença do trabalho produzido,  $W_{exp}$ , pelo consumido pela bomba do sistema,  $W_{bb}$ .

Cada componente do sistema é analisado separadamente. A modelagem, tanto do ciclo, como de seus componentes, representada pela Figura 8, foi realizada através do *software* Engineering Equation Solver (EES – [www.fchart.com](http://www.fchart.com)).

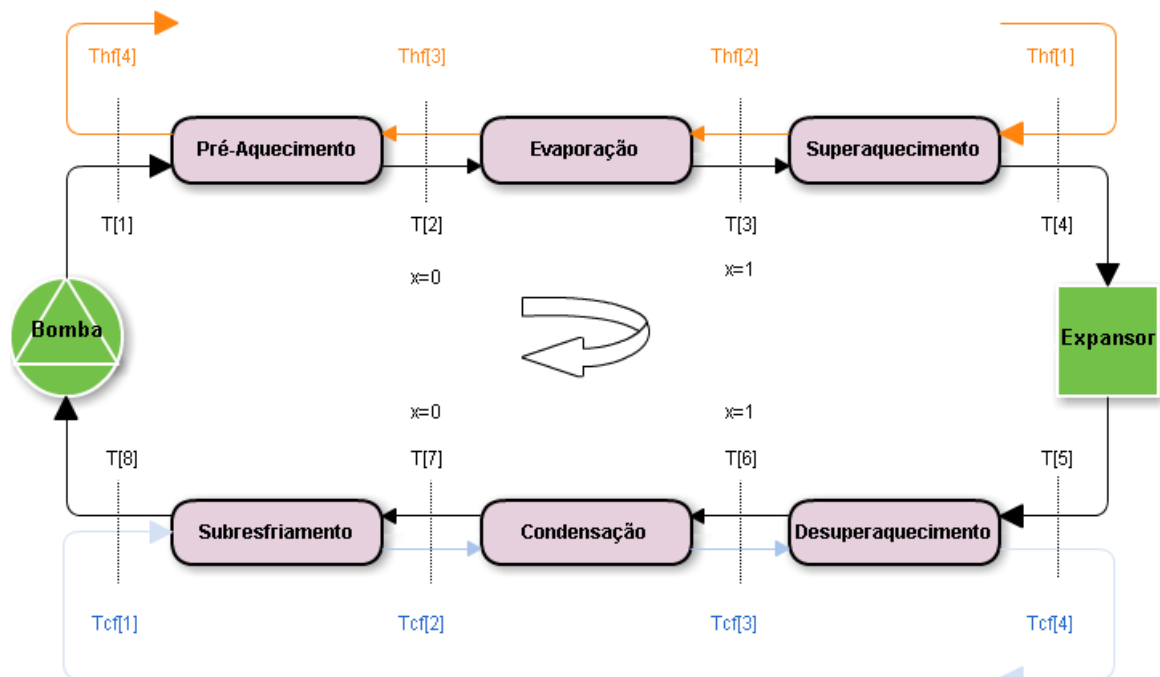


Figura 8: Diagrama de blocos dos modelos dos componentes do ciclo implementado no programa EES



Nela, o sistema recebe calor de uma fonte quente a uma temperatura  $T_{hf}[1]$  que, com intuito de manter o modelo o mais genérico possível, pode ser o fluido da própria fonte, pela troca direta de calor com o fluido de trabalho, ou um fluido secundário, utilizado como intermediário para a transferência do calor da fonte quente para o fluido de trabalho. O sistema é refrigerado por um meio a temperatura  $T_{cf}[1]$ . Tanto  $T_{hf}[1]$  quanto  $T_{cf}[1]$  são parâmetros do modelo proposto.

A Tabela 4 sumariza os parâmetros do modelo.

Tabela 4 – Parâmetros do modelo

Parâmetro	
Fonte quente	Temperatura da fonte quente
	Vazão mássica da fonte quente
	<i>Pinch point</i> do fluido com a fonte quente
	Pressão da fonte quente na entrada do sistema
Fonte fria	Vazão mássica da fonte fria
	Temperatura da fonte fria
	<i>Pinch point</i> do fluido com a fonte fria
	Pressão da fonte fria na entrada do sistema
Sistema	Temperatura de superaquecimento
	Temperatura de subresfriamento
	Queda de pressão no evaporador
	Queda de pressão no condensador
	Eficiência isentrópica da bomba
	Eficiência isentrópica do expansor
	Temperatura de evaporação do fluido de trabalho

Os processos do ciclo acontecem entre os pontos 1 a 8, indicados no diagrama de blocos, pelas temperaturas  $T[1]$  a  $T[8]$ , estando de acordo com a numeração dos processos indicada na Tabela 1.

O *pinch point* da fonte quente é observado, no modelo, através da diferença de temperaturas do fluido da fonte quente  $T_{hf}[3]$  e do fluido de trabalho  $T[2]$ , no início do processo de evaporação do fluido de trabalho. Já o *pinch point* da fonte fria se dá através da diferença entre a temperatura do fluido da fonte fria  $T[6]$  e a temperatura do fluido de trabalho  $T_{cf}[3]$ , no início do processo de condensação.

Algumas considerações em relação ao modelo elaborado:

1. A temperatura de evaporação do sistema é definida como grau de liberdade variável, com as demais condições fixas.
2. As quedas de pressão nos trocadores de calor são consideradas distribuídas proporcionalmente às variações de entalpia.
3. As variações de pressão nas linhas de líquido e de vapor são desconsideradas.
4. A troca de calor com o a fonte de calor é efetuada em três etapas, pré-aquecimento, evaporação e superaquecimento. A troca com a fonte fria é efetuada, também, em três distintas etapas, sendo elas desuperaquecimento, condensação e subresfriamento. Por esse motivo, cada uma dessas etapas, realizadas nos trocadores de calor, são modeladas de forma distinta, cada uma caracterizada por uma relação do coeficiente de transferência de calor e área de transferência de calor  $UA$  distinta.

## 4.2 VALIDAÇÃO DO MODELO E ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO PARÂMETRO *PINCH POINT*

Com intuito de validar o modelo proposto, comparou-se o modelo proposto ao estudo realizado por Quoilin *et al.*, 2011a, já descrito. Empregaram-se as condições de trabalho desse estudo comparativo, sumarizadas na Tabela 1, ao modelo proposto. Escolheu-se o R245fa (1,1,1,3,3-Pentafluoropropano) para realização da comparação de resultados, trabalhando na temperatura de evaporação ótima do fluido de trabalho, de 113,5 °C.

Para as condições de trabalho do estudo de Quoilin *et al.*, 2011a, fez-se a análise da das variações da área da superfície de transferência de calor e da eficiência dos trocadores e, por conseguinte, da eficiência do ciclo, em relação ao *pinch point* imposto entre a fonte quente e o fluido de trabalho. Para isso, variou-se esse valor de 10 K, situação utilizada no estudo de Quoilin *et al.*, 2011, até 1 K, mantendo-se todas os demais parâmetros inalterados.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1 RESULTADOS DA VALIDAÇÃO DO MODELO

Os resultados são apresentados nos diagramas T-s e P-h, nas condições de trabalho do estudo de Quoilin *et al.*, 2011, são indicados nas Figura 9 e 10, respectivamente. As linhas azuis representam o modelo sem considerar a queda de pressão nos trocadores de calor. Já a linha vermelha representa o modelo proposto completo, considerando essa variação de pressão.

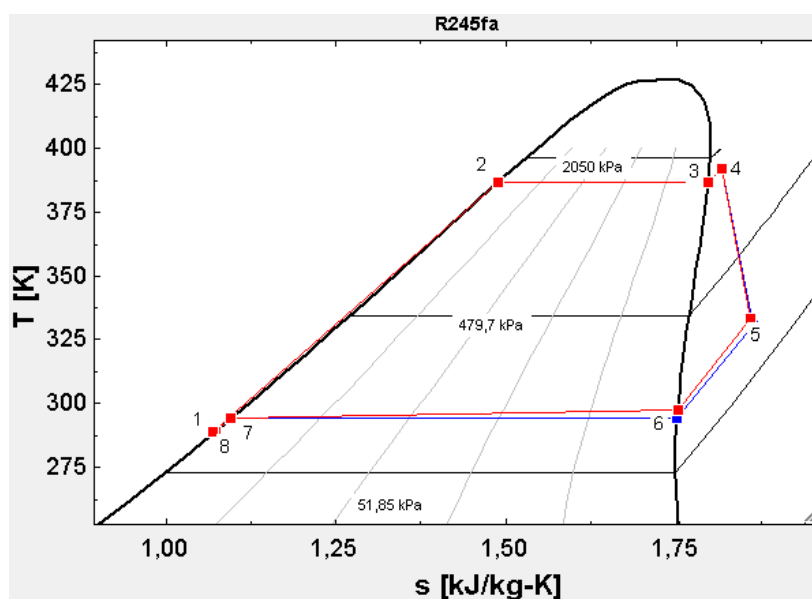


Figura 9 – Diagrama T-s do ciclo termodinâmico do modelo proposto

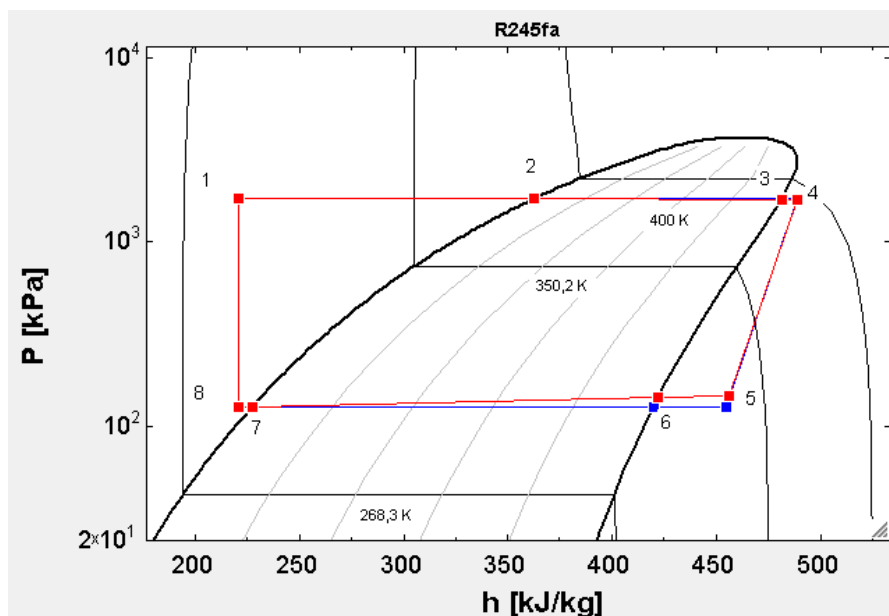


Figura 10 – Diagrama P -h do ciclo termodinâmico do modelo proposto

Os resultados obtidos por Quoilin *et al.*, 2011a, são mostrados na Tabela 2 para o caso do fluido de trabalho R245fa. A comparação desses resultados obtidos pela simulação através do modelo proposto, nas mesmas condições utilizadas por Quoilin *et al.*, 2011a, são indicados na Tabela 5. A eficiência total do ciclo  $\eta_{\text{OVERALL}}$  [%] é utilizada para a comparação do modelo, variando em 5,03% do estudo comparado.

Tabela 5 – Comparação dos resultados do modelo proposto

Grandeza comparada		Modelo
$\eta_{\text{OVERALL}}$ [%]	5,128	Comparado
$\eta_{\text{ORC}}$ [%]	7,779	
Potência de saída [W]	4764	
$\eta_{\text{OVERALL}}$ [%]	4,87	Proposto
$\eta_{\text{ORC}}$ [%]	7,635	
Potência de saída [W]	4652	

## 5.2 RESULTADOS DA ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO PARÂMETRO *PINCH POINT*

A diminuição progressiva do *pinch point* do fluido de trabalho para com o fluido da fonte quente, de 10 K a 1 K, refletiu-se na redução da eficiência geral do ciclo  $\eta_{\text{OVERALL}}$  e no aumento da área de transferência de calor  $A$ , necessária para a troca térmica com o meio quente, conforme indicado na Tabela 6.

Tabela 6 – Resultados da análise da influência do *pinch point* sobre o produto UA do evaporador e a eficiência geral do ciclo  $\eta_{\text{OVERALL}}$

<i>Pinch point</i>	$\eta_{\text{OVERALL}}$ [%]			UA <sub>1</sub>			UA <sub>2</sub>			UA <sub>3</sub>		
	[%]	Variação relativa ao ponto anterior	Variação total	W/K	Variação relativa ao ponto anterior	Variação total	W/K	Variação relativa ao ponto anterior	Variação total	W/K	Variação relativa ao ponto anterior	Variação total
10	4,87	-	-	3,40	-	-	26,28	-	-	0,23	-	-
9	4,73	-2,9%	-2,9%	3,52	3,4%	3,4%	28,92	10,0%	10,0%	0,23	0,0%	0,0%

8	4,59	-3,0%	-5,7%	3,64	3,5%	7,1%	31,42	8,6%	19,6%	0,23	0,0%	0,0%
7	4,45	-3,1%	-8,6%	3,79	4,1%	11,5%	34,27	9,1%	30,4%	0,23	0,0%	0,0%
6	4,33	-2,7%	-11,1%	3,97	4,7%	16,8%	37,55	9,6%	42,9%	0,23	0,0%	0,0%
5	4,21	-2,8%	-13,6%	4,18	5,3%	22,9%	41,41	10,3%	57,6%	0,23	0,0%	0,0%
4	4,10	-2,6%	-15,8%	4,44	6,2%	30,6%	46,17	11,5%	75,7%	0,23	0,0%	0,0%
3	4,00	-2,4%	-17,9%	4,78	7,7%	40,6%	52,29	13,3%	99,0%	0,23	0,0%	0,0%
2	3,90	-2,5%	-19,9%	5,27	10,3%	55,0%	60,92	16,5%	131,8%	0,23	0,0%	0,0%
1	3,80	-2,6%	-22,0%	6,14	16,5%	80,6%	75,67	24,2%	187,9%	0,23	0,0%	0,0%

A área de transferência de calor necessária para troca térmica  $A$  é indicada pela sua relação com o coeficiente global de transferência de calor  $U$ , que mantém-se constante. Logo, a variação do *pinch point* afeta diretamente a área de troca. Uma vez que o processo envolvido no trocador foi modelado em três etapas, a variação do produto  $UA$  relativa a cada uma delas é dada por  $UA_1$  no pré-aquecimento,  $UA_2$  na evaporação e  $UA_3$  no superaquecimento.

Analisando-se os resultados, nota-se que os valores de  $UA_1$  e  $UA_2$  aumentam, enquanto que os valores de  $UA_3$  se mantêm constantes com o decréscimo do *pinch point*.

A área de transferência de calor necessária para o pré-aquecimento varia de forma crescente para variação unitária da temperatura de *pinch point*. Inicialmente, para valores próximos de 10K, essa variação é de cerca 3%, enquanto que para valores mais próximos de 1K, ela chega a aproximadamente 15%.

A área de troca térmica referente ao processo de troca de fase, que constitui-se na maior parcela do trocador de calor, se comporta de duas maneiras distintas. Entre 10K a 5K – faixa que é indicada como regra de boas práticas para sistemas de refrigeração por Quoilin, 2008, a área aumenta em torno de 10% por variação unitária de temperatura de *pinch point*, de forma praticamente linear. À partir desse valor, essa variação da área de troca se dá de forma cada vez mais acentuada, aumentando até cerca de 20% para valores mais próximos de 1K.

Já o comportamento constante da área de transferência de calor referentes ao superaquecimento é explicado devido às temperaturas de evaporação e de superaquecimento serem parâmetros do modelo.

A variação da eficiência do ciclo, por sua vez, é basicamente linear, diminuindo cerca de 3% a cada grau de temperatura de *pinch point* que decresce.

Dessa forma, quantifica-se de que forma o *pinch point* do fluido de trabalho em relação à fonte quente, ao ser diminuído, diminui a eficiência do ciclo e aumenta a área do evaporador.

## 5.1 CONCLUSÕES

Propôs-se um modelo para simulação de um ciclo de potência que opera segundo um ciclo de Rankine com um fluido de trabalho orgânico. Seus resultados, obtidos com o auxílio do *software* Engineering Equation Solver (EES), foram validados através da comparação ao estudo de Quoilin, et al., 2011a. Foi encontrada uma diferença entre as eficiências dos ciclos comparados de 5,03%, considerada pequena.

Analisou-se, então, a sensibilidade do modelo em relação ao parâmetro *pinch point* escolhido entre o fluido de trabalho R245fa e a fonte quente. A passagem do *pinch point* de 10K para 1K resulta na redução linear da eficiência do ciclo em aproximadamente 3% por grau de temperatura. Paralelamente, com a mesma variação do *pinch point*, a área do evaporador referente ao processo de troca de fase, que constitui-se na maior parcela do trocador de calor, aumenta através de dois comportamentos distintos. Entre 10K a 5K – faixa que é indicada como regra de boas práticas para sistemas de refrigeração por Quoilin, 2008, a área aumenta de forma praticamente linear, em torno de 10% por variação unitária de temperatura de *pinch point*. À partir desse valor, essa variação da área de troca se dá de forma cada vez mais acentuada, aumentando até cerca de 20% para valores mais próximos de 1K.

Consequentemente, cada redução unitária da temperatura do *pinch point* leva a ciclos linearmente menos eficientes e com trocadores crescentemente maiores e mais caros.

Como ampliação do estudo do ciclo de Rankine cujo fluido orgânico esteja operando em sua temperatura ótima de evaporação, sugere-se avaliar a influência dos demais parâmetros do modelo elaborado na eficiência do ciclo e nas áreas de troca térmica dos trocadores de calor, tais quais o *pinch point* do condensador, a temperatura de subresfriamento e a temperatura de superaquecimento do fluido.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Carlão, R.L.C.; **“Projeto de um ciclo de Rankine orgânico para produção de 200 kWe”**, Dissertação de Mestrado – Faculdade de Engenharia da Faculdade de Porto, 2010.
- Dai, Y.P.; Wang, J.F.; **“Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”**, Energy Conversion and Management, 2009.
- Li, Y.; **“Analysis of Low Temperature Organic Rankine Cycles for Solar Applications”**, Dissertação de Mestrado – Leigh University (Estados Unidos), 2012.
- Gao, H.; Liu, C.; He, C.; Xu, X.; Wu, S.; Li, Y.; **“Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery”**, 2012.
- Incropera, F.P.; DeWitt, D.P.; **“Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”**, LTC, Quinta Edição, 2002.
- Li, Y.; **“Analysis of Low Temperature Organic Rankine Cycles for Solar Applications, 2013**
- Quoilin, S.; **“An Introduction to Thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles”**, Faculty of Applied Science of the University of Liège (Bélgica), 2008.
- Quoilin, S.; Lemort, V.; **“Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems”**, Fifth European Conference on Economics and Management of Energy in Industry, Vilamoura, Portugal, 2009.
- Quoilin, S.; **“Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles”**, Elsevier 2011a.
- Quoilin, S.; **“Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications”**, Dissertação de Doutorado - Faculty of Applied Science of the University of Liège (Bélgica), 2011.
- Quoilin, S. Van Den Broek; M., Declay, S.; Dewallef, P., Lemort, V.; **“Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems”**, Renewable and Sustainable Energy Reviews v.22, 2013.
- Mago, P.J.; Chamra, L.M.; Srinivasan, K.; Somayaji, C.; **“An examination of regenerative Organic Rankine Cycles using dry fluids, Applied Thermal Engineering”**, 2008.
- Saleh, B.; Koglbauer, G.; Wendland, M.; Fisher, J.; **“Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles”**, 2006.
- Stoecker, W.F.; **“Design of Thermal Systems”**, McGraw Hill Education, Terceira Edição, 2011.
- “Therminol, Heat Transfer Fluids, Computed Properties of Therminol VP-1 vs. Temperature (Liquid Phase).”** Solutia Inc., [www.therminol.com](http://www.therminol.com), acessado em 17/10/2015.
- Vankeirsbilck I.; Vanslambrouck B.; Gusev S.; **“Energetical, Technical and Economical considerations by choosing between a Steam and an Organic Rankine Cycle for Small Scale Power Generation”**, Proc. ORC 2011: First International Seminar on ORC Power Systems, Delft (Holanda), 2011
- Van Wylen, G.J.; Borgnakke, C.; Sonntag, R.E.; **“Fundamentos da Termodinâmica”**, Tradução 6.ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2003.
- Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N., Mori, K.; **“Design and testing of the Organic Rankine Cycle”**; Energy 26; 2001.