



# COGERAÇÃO DE ENERGIA NA SECAGEM DOS GRÃOS DE CAFÉ UTILIZANDO RESÍDUOS DA PRODUÇÃO CAFEIEIRA: ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA

## Caio Silva Pinheiro

Departamento de Engenharia, Universidade Federal de Lavras (DEG/UFLA)  
cpinheiro@estudante.ufla.br

## Márcio Montagnana Vicente Leme

Departamento de Engenharia, Universidade Federal de Lavras (DEG/UFLA)  
marcio.leme@ufla.br

## Diego Luis Izidoro Silva

Área Acadêmica de Engenharia, Instituto Federal de Minas Gerais (IFMG) – Campus Formiga  
diego.izidoro@ifmg.edu.br

Universidade Federal de Lavras / Departamento de Engenharia  
2021

**Resumo.** *O objetivo do trabalho foi realizar uma análise técnica e econômica para um sistema de cogeração baseado em ciclo Rankine orgânico aplicado no processo de secagem de café através da utilização de calor proveniente da queima da casca de café. Para isso, foram propostos três cenários considerando diferentes temperaturas de evaporação para o fluido de trabalho (105, 135 e 170°C). O tolueno foi o fluido que obteve a maior eficiência térmica avaliada em 12,54%. O R113 teve o menor custo total de investimento anual de U\$\$ 144.336,00. O melhor resultado de LCOE deu-se com o benzeno com valor de U\$\$146,60 por MWh de energia gerada. A casca de café produzida pela propriedade rural foi estimada em 500 toneladas por ano, sendo suficiente para a maior demanda de operação do ORC, calculada em 111 toneladas. A geração de eletricidade de 57,87 MWh para o melhor cenário foi menor que o consumo de energia requerido pelos secadores de 60,40 MWh, devido à baixa vazão mássica de ar limitada pelos parâmetros de secagem dos grãos de café.*

**Palavras-chave:** *resíduos de café, cogeração, secagem de grãos, análise econômica, biomassa, ciclo Rankine orgânico*

## 1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, segundo Carcasci *et al.* (2014) a demanda global por energia aumentou de forma constante e, conseqüentemente, o consumo de combustíveis fósseis tem aumentado. Isso, por sua vez, levou a vários problemas ambientais, como a poluição do ar, o aquecimento global e esgotamento de recursos não renováveis. Com isso, de acordo com Li *et al.* (2015) o déficit de energia vem se tornando maior, o que motiva as tecnologias para geração de energia a partir de fontes renováveis. Dentre as tecnologias de conversão energética para aproveitamento de fontes de energia de baixa temperatura e biomassa, tem ganhado destaque soluções como o ciclo Rankine orgânico (ORC), ciclo Stirling e o ciclo Kalina. Entre esses ciclos, o ORC tem atraído muita atenção devido à sua configuração simples, alta confiabilidade, flexibilidade e manutenção conveniente, com destaque

a sua utilização no contexto da cogeração de energia a partir da biomassa, com mais de 301 MW instalados mundialmente de acordo com Tartière and Astolfi (2017).

Segundo Quoilin *et al.* (2013) conceitualmente o ciclo Rankine orgânico é similar ao convencional, em que se baseia na vaporização de um líquido de alta pressão, que é expandido para uma pressão mais baixa, realizando trabalho mecânico. O ciclo é fechado condensando o vapor de baixa pressão e bombeando-o de volta à alta pressão. Portanto, o ORC envolve os mesmos componentes do ciclo Rankine convencional. No entanto, o fluido de trabalho é um composto orgânico caracterizado por uma temperatura de ebulição mais baixa do que a água e permitindo a geração de energia à baixas pressões e temperaturas. Devido a isso, os componentes são menos complexos, sendo assim, com custos de manutenção mais baixos. Além disso, o fluido orgânico ao longo do processo de expansão permanece no estado de vapor, fazendo com que não necessite superaquecimento para evitar a corrosão das pás da turbina por causa da presença de umidade. Em contrapartida, as eficiências são menores que o ciclo Rankine convencional em plantas com níveis maiores de pressão.

Qiu (2012), realizaram um estudo sobre fluidos orgânicos em aplicações de micro plantas de ciclos de potência e calor. Utilizou-se de alguns critérios para seleção dos melhores fluidos como o baixo impacto ambiental, alta queda entálpica no expensor, temperatura de ebulição favorável, alto calor latente, além de baixas viscosidade, toxicidade, corrosão, inflamabilidade e custo. Foi obtida a seguinte classificação: HFE7000, HFE7100, PF5050, R123, n-pentano como os 5 melhores colocados. Drescher and Brüggemann (2007), realizaram estudos a fim de encontrar um fluido ótimo para ciclo Rankine orgânico em aplicações de biomassa. Em sua maioria têm sido o octametiltrissiloxano (OTMS) o preferido. Para este fluido, a eficiência térmica, assim como, o calor total recuperado são comparativamente baixos para um processo de ORC a altas temperaturas, até 600K, o que incentiva a busca de outros fluidos especialmente para aplicações de biomassa.

De acordo com a International Energy Agency (2021), as fontes renováveis contribuíram com 28% da geração de eletricidade no mundo. A biomassa tem participação significativa e segundo Dong *et al.* (2009) o ciclo de vida de um sistema sustentável de energia proveniente desta fonte tem efeito quase neutro na concentração atmosférica de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ). E ainda, a combustão de biomassa produz menores quantidades de monóxido de carbono (CO) e particulados do que o carvão. Em relação à problemas ambientais relacionados à chuva ácida, que tem o dióxido de enxofre ( $\text{SO}_2$ ) como um dos precursores, não é um grande problema para biomassa, diferentemente do carvão e óleo combustível, representando assim, uma vantagem da biomassa frente à esses combustíveis.

Hawkes and Leach (2007) afirmaram que ciclo de cogeração de micro escala (1-10 kW) e pequena escala (<100 kW) podem contribuir com a redução de emissão de gases do efeito estufa, aumento da segurança energética, economizar com perdas de eletricidade em linhas de transmissão e distribuição, e potencialmente, redução dos custos para consumidores. Para Bernotat and Sandberg (2004), sempre que possível calor deve ser produzido em combinação com eletricidade. Na medida em que cresce a eficiência energética significativamente, é uma contribuição extremamente importante para a sustentabilidade.

Em Qiu *et al.* (2012) foi avaliado um ciclo ORC de cogeração à biomassa utilizando pellets de madeira como combustível, e utilizar o calor excedente do expensor para aquecer água à 180°C. O fluido orgânico de trabalho escolhido foi o HFE7000. O sistema foi capaz de produzir 860,7 W de eletricidade. As eficiências elétrica e de cogeração foram de 1,41% e 78,69% respectivamente. E, uma eficiência térmica de apenas 3,78% o que pode ser explicado devido à ausência de expansores e alternadores específicos para ciclo ORC em micro escala, sendo assim as eficiências apresentadas por estes equipamentos foram de apenas 53,92% e 50,94% respectivamente.

Também utilizando pellets de madeira como combustível de biomassa, Jang and Lee (2018) conduziram um estudo analisando um ciclo ORC de cogeração, cujo objetivo era a geração de 2 kW de energia elétrica e 25 kW de energia térmica, elevando a temperatura de água de suprimento de 20

°C até 60 °C para aplicações domésticas. Para isso, selecionaram oito fluidos secos, separando-os em três grupos diferentes, sendo o primeiro composto por hidrocarbonetos de alto calor latente, o segundo de hidrofluorcarbonetos e hidrofluoreto de moderado calor latente, e o terceiro grupo de hidrofluoréteres de baixo calor latente. E ainda, selecionaram quatro tipos de sistemas, sendo composto por ORC básico, ORC com recuperador de calor, ORC com pré aquecedor e por ultimo ORC com os dois equipamentos adicionais trabalhando simultaneamente. Este último sistema apresentou a melhor eficiência. Dentre os fluidos orgânicos, o ciclo pentano, do primeiro grupo, apresentou os melhores resultados. Os autores destacaram ainda que o pré aquecedor pode reduzir consideravelmente a carga térmica nos trocadores de calor para os fluidos do segundo grupo, e o seu uso nos fluidos do terceiro grupo não apresentou efeito positivo. No entanto, o uso do recuperador de calor aumentou a eficiência significativamente.

Alternativamente à madeira, os resíduos do café apresentam características energéticas que possibilitam a produção de energia térmica. De acordo com Silva *et al.* (2012) o PCS (poder calorífico superior) em MJ/kg da casca do café é de  $16,67 \pm 0,35$ . O teor de cinzas, que são resíduos da combustão de componentes orgânicos, é de  $5,10 \pm 0,16$  em % b.s, o que é considerado baixo se comparado à outras biomassas representando uma vantagem para aplicações energéticas.

A casca de café apresenta-se como alternativa para obtenção de energia térmica quando comparado o poder calorífico com outros resíduos como demonstrado por do Vale *et al.* (2007): casca de semente de algodão (2.800 kcal/kg ou 11,70 MJ/kg); palha de arroz (3.500 kcal/kg ou 14,63 MJ/kg); sabugo de milho (2.900 kcal/kg ou 12,12 MJ/kg) e menor quando comparado com o coco-da-baía verde (5.636 kcal/kg ou 23,55 MJ/kg); borra de café (5.500 kcal/kg ou 22,99 MJ/kg), casca de coco de babaçu (4.500 kcal/kg ou 18,81 MJ/kg) e madeira de cedrorana (4.932 kcal/kg ou 20,63 MJ/kg).

Faria *et al.* (2016) avaliaram o potencial dos resíduos do processamento dos grãos de café, na produção de pellets, que são biocombustíveis sólidos, granulados, cilíndricos, uniformes e com alta densidade energética para a geração de energia térmica. Variaram a composição dos pellets contendo casca e película prateada, ambos resíduos lignocelulósicos provenientes da cafeicultura, e também serragem de eucalipto. Concluíram que os resíduos do processamento dos grãos de café podem ser submetidos ao processo de peletização viabilizando-os para utilização energética, doméstica ou industrial, sendo que o maior benefício do procedimento é o aumento da quantidade de energia por unidade de volume.

A secagem dos grãos de café em terreiro é o sistema mais utilizado no Brasil. Apresenta baixo custo de implantação, já que utiliza a energia solar para realizar o processo de retirada de umidade, é de fácil manejo, mas expõe o café às variações do tempo, o que pode trazer complicações ao grão. Uma alternativa é a utilização de secadores rotativos como em Moreira (2015) que dispôs de um secador com capacidade de 25 m<sup>3</sup> para realizar o processo de secagem dos grãos de café e a vazão de ar de 3.568,356 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>. A temperatura do ar de secagem variou entre 60 e 70 °C. O aquecimento do ar foi realizado por um trocador de calor tipo água-ar. A água, na forma líquida, foi aquecida por uma caldeira projetada para a queima de lenha e a circulação da mesma foi feita por meio de bomba centrífuga. A temperatura da massa do grão ficou em 35,58 °C, sendo que este valor não pode ser muito alto devido à perda de qualidade do fruto, comprometendo sabor e aroma da bebida.

O objetivo deste estudo é modelar um sistema de cogeração para aplicações domésticas, em micro escala, considerando o funcionamento de uma máquina térmica operando em um ciclo Rankine orgânico e utilizando biomassa como combustível, advindo dos resíduos da produção cafeeira (casca de café). O sistema deverá ser capaz de aproveitar o calor do fluido de trabalho após a expansão para aquecer o ar a temperatura ambiente e secar os grãos de café dispostos em secadores mecânicos rotativos utilizando os parâmetros de secagem presente em um dos testes de Moreira (2015). Além da análise técnica do ciclo termodinâmico, será feita uma análise econômica.

## 2. METODOLOGIA

### 2.1 Fluxograma do projeto

A Figura 1 mostra as etapas necessárias para atingir os objetivos deste estudo. Iniciou-se com a seleção dos parâmetros de secagem do grão de café para determinar todos os estados termodinâmicos. Posteriormente realizou-se a seleção dos fluidos orgânicos de trabalho, e a definição do combustível de biomassa e consumo de casca de café. Por fim, a análise técnica e econômica do sistema. A seguir, o detalhamento de cada etapa bem como as considerações para desenvolvimento do trabalho.

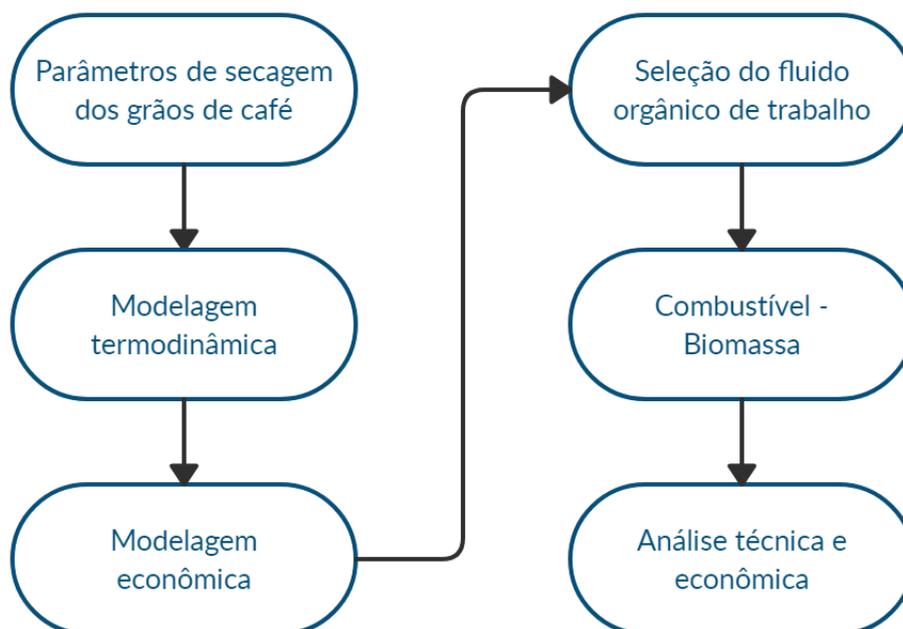


Figura 1. Fluxograma do projeto

### 2.2 Parâmetros de secagem dos grãos de café

Quanto à definição em relação aos parâmetros de secagem, o manual do café colheita e preparo, MESQUITA *et al.* (2016) traz que o café natural no início do processo, pós colheita, apresenta alto teor de umidade (45 a 55%). Em vista de alternativas ao processo tradicional de secagem em terreiros realizado no Brasil, este trabalho preocupa-se especificamente com secadores mecânicos do tipo horizontal (rotativo), em que os grãos de café normalmente são depositados ao atingir a meia-seca (cerca de 30% de umidade). Sendo assim, considerou-se o primeiro teste realizado por Moreira (2015), em que os teores de umidade inicial e final foram 33,8 e 11,4 % b.u e a temperatura do ar de secagem foi de 63,75 °C. A curva de secagem neste teste chegou ao valor de umidade desejada ao final de 48 horas.

### 2.3 Modelagem termodinâmica

A Figura 2a exemplifica o funcionamento do processo de cogeração de energia e a Figura 2b ilustra um diagrama T-s para ciclo Rankine orgânico com recuperador interno de calor. A casca de café é inserida na caldeira à biomassa, e a partir de sua queima a energia fornecida para o sistema aquece o óleo térmico no evaporador que troca calor com o fluido orgânico de trabalho. A curva A-B indica a fonte quente de calor, temperatura de entrada e saída do óleo, respectivamente. O vapor do fluido

de trabalho aciona as pás da turbina no expensor que realiza trabalho mecânico (processo 2-3), e a partir de um gerador à ele acoplado produz energia elétrica. Já a parcela de vapor que seria perdida é direcionada ao recuperador (processo 3-3a) e posteriormente ao condensador que recebe ar ambiente, e eleva sua temperatura, representada pela curva C-D, indicando a fonte fria, que ao entrar no secador de café realiza o processo de secagem dos grãos pós colheita aproveitando a energia térmica que seria perdida. A outra parcela do vapor que transforma-se em líquido (processo 3a-4) é direcionado à bomba, que o comprime e encaminha ao recuperador de calor (processo 1-1a) que vai pré-aquecer o fluido para dar início ao ciclo novamente (processo 1a-2).

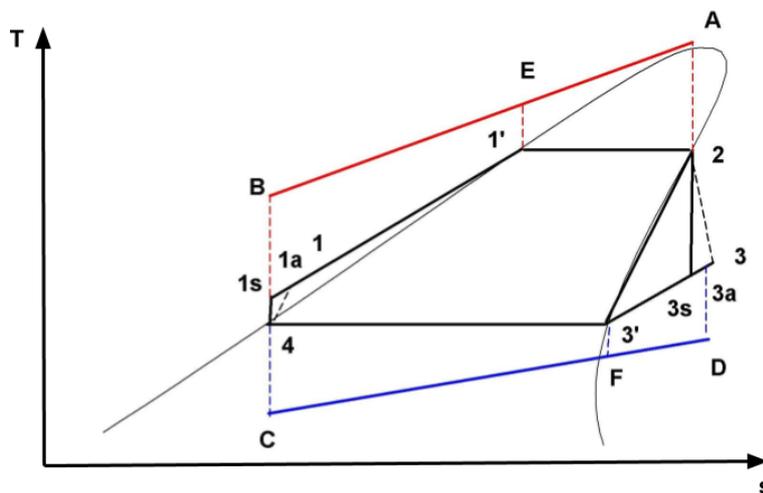
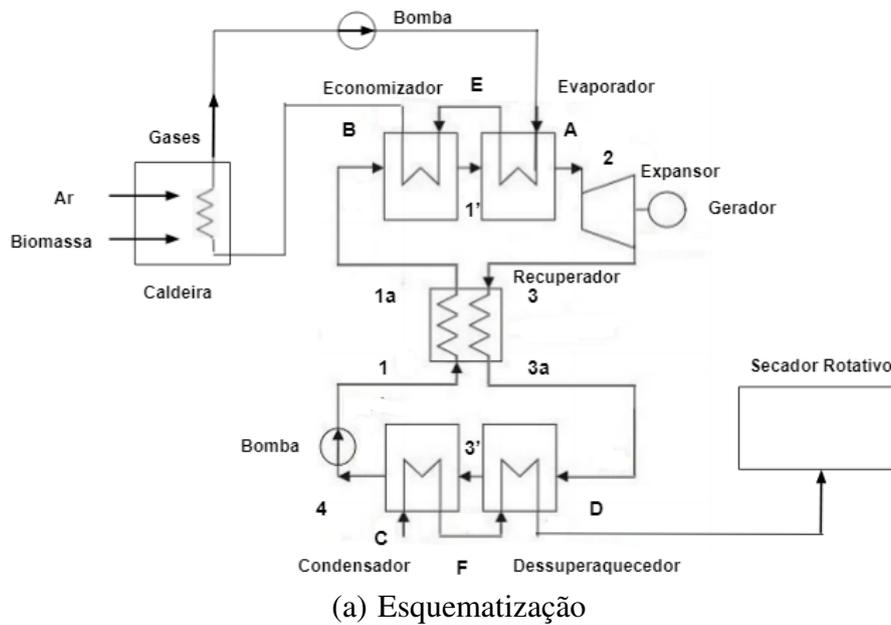


Figura 2. Ciclo ORC com recuperador interno de calor Fonte: Izidoro (2016)

De acordo com Saleh *et al.* (2007) deve-se realizar duas considerações para entender a vantagem do recuperador interno de calor. Primeiro, o calor transferido ao fluido de trabalho é realizado no próprio sistema, não havendo a necessidade de adicionar calor externamente, o que aumenta a eficiência térmica do sistema. Segundo, que apesar de o sistema operar com as mesmas temperaturas máxima e mínima,  $T_2$  e  $T_4$  respectivamente, há diferenças na temperatura média na qual o calor é fornecido

ao sistema. Com a presença do recuperador de calor, a temperatura média de transferência de calor para o ciclo ( $T_{1a}$  para  $T_2$ ) é maior do que o sistema sem recuperador de calor e a temperatura média de transferência de calor para o meio ambiente, que no caso desse estudo é direcionado ao secador de café, ( $T_{3a}$  para  $T_4$ ) é menor do que sem o recuperador. Essas duas diferenças resultam em maior eficiência térmica.

A vazão mássica de ar que entra no secador ( $\dot{m}_{ar}$ ) pode ser obtida através da vazão volumétrica do ar ( $\dot{V}_{ar}$ ), relacionando-se com o volume específico do ar aquecido ( $V_e$ ):

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{V}_{ar}}{V_e} \quad (1)$$

A partir da vazão mássica de ar quente, determina-se as vazões mássicas do fluido, óleo térmico e casca de café, bem como os demais estados termodinâmicos, a partir da seguinte rotina de modelagem termodinâmica do ORC com recuperador interno de calor baseada em Izidoro (2016), feitas adaptações necessárias devido às diferentes aplicações e objetivos de estudo.

O sistema opera em regime permanente, as perdas de carga nos trocadores de calor foram desconsideradas, assim como as variações de energia cinética e potencial. O primeiro estado termodinâmico determinado foi a saída do evaporador e entrada da turbina (ponto 2) cujo valor de temperatura corresponde à  $T_2$  e estado vapor saturado. Com isso obteve-se o valor de pressão máxima do sistema.

A temperatura de saída do condensador e entrada da bomba (ponto 4) foi determinado a partir da relação seguinte (Eq. 2), por ser um parâmetro de pinch point adequado em relação à fonte fria (ar).

$$T_4 = T_C + 30K \quad (2)$$

De posse da temperatura de condensação,  $T_4$ , o segundo estado termodinâmico, de líquido saturado, calculou-se a pressão mínima do sistema.

As entalpias nas saídas da turbina e da bomba,  $h_3$  e  $h_1$  respectivamente foram determinadas considerando as eficiências isentrópicas dos dois componentes, como se segue:

$$h_3 = h_2 - \eta_{turbina}(h_2 - h_{3s}) \quad (3)$$

$$h_1 = h_4 + \frac{h_{1s} - h_4}{\eta_{bomba}} \quad (4)$$

A temperatura na saída do recuperador interno de calor e entrada no condensador,  $T_{3a}$  foi definida somando-se um pinch point de recuperação:

$$T_{3a} = T_1 + 10K \quad (5)$$

Aplicando-se um volume de controle no recuperador interno de calor, para determinação da entalpia que entra no recuperador,  $h_{1a}$  chega-se a seguinte relação:

$$h_{1a} = h_1 + (h_3 - h_{3a}) \quad (6)$$

Para o cálculo da vazão mássica do fluido orgânico de trabalho  $\dot{m}_{fluido}$  utilizou a equação de eficiência no condensador,  $\eta_{condensador}$ .

$$\eta_{condensador} = \frac{\dot{m}_{ar}(h_D - h_C)}{\dot{m}_{fluido}(h_3 - h_4)} \quad (7)$$

A vazão mássica do óleo térmico,  $\dot{m}_{oleotermico}$  foi determinada através da relação seguinte considerando a eficiência do evaporador,  $\eta_{evaporador}$ .

$$\eta_{evaporador} = \frac{\dot{m}_{fluido}(h_2 - h_{1a})}{\dot{m}_{oleotermico}(h_A - h_B)} \quad (8)$$

Já a vazão mássica de casca de café,  $\dot{m}_{casca}$  foi calculada por meio da relação na caldeira, cuja eficiência  $\eta_{caldeira}$  é mostrada a seguir.

$$\eta_{caldeira} = \frac{\dot{m}_{oleotermico}(h_A - h_B)}{\dot{m}_{casca}PCI} \quad (9)$$

As taxas de transferência de calor no evaporador, condensador,  $\dot{Q}_{evaporador}$  e  $\dot{Q}_{condensador}$ , respectivamente, bem como a taxa de calor recuperado,  $\dot{Q}_{recuperado}$  foram calculadas do seguinte modo:

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}_{fluido}(h_2 - h_{1a}) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_{fluido}(h_{3a} - h_4) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{recuperado} = \dot{m}_{fluido}(h_{1a} - h_1) \quad (12)$$

A potência consumida na bomba, a potência mecânica gerada na turbina e a potência elétrica no gerador, bem como a potência líquida do sistema,  $\dot{W}_{bomba}$ ,  $\dot{W}_{turbina}$ ,  $\dot{W}_{liquido}$ , e  $\dot{W}_{eletrico}$ , respectivamente, são evidenciadas a seguir:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{fluido}(h_1 - h_4) \quad (13)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_{fluido}(h_2 - h_3) \quad (14)$$

$$\dot{W}_{liquido} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba} \quad (15)$$

$$\dot{W}_{eletrico} = \eta_{mecanicaturbina}\eta_{geradoreletrico}\dot{W}_{turbina} \quad (16)$$

O trabalho reverso, as eficiências de Carnot, térmica, elétrica, e cogeração,  $BWR$ ,  $\eta_{carnot}$ ,  $\eta_{termica}$ ,  $\eta_{eletrico}$  e  $\eta_{CHP}$  foram obtidos através das relações como se segue:

$$BWR = \frac{\dot{W}_{bomba}}{\dot{W}_{turbina}} \quad (17)$$

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (18)$$

$$\eta_{termica} = \frac{\dot{W}_{liquido}}{\dot{m}_{casca} PCI} \quad (19)$$

$$\eta_{eletrica} = \frac{\dot{W}_{eletrico}}{\dot{m}_{casca} PCI} \quad (20)$$

$$\eta_{CHP} = \frac{\eta_{condensador} Q_{condensador}}{\dot{m}_{casca} PCI} \quad (21)$$

Por fim, foi necessário a verificação dos pinch point do evaporador e condensador, representados na Figura 3b pela diferença entre  $T_E$  e  $T_{1'}$  e  $T_{3'}$  e  $T_F$  respectivamente. Considerou-se a divisão dos trocadores de calor. Sendo assim, o processo 1-1' é o aquecimento do fluido orgânico no economizador até o ponto de líquido saturado, e o processo 1'-2 é a mudança de fase, ocorrida no evaporador propriamente dito. Da mesma forma, o processo 3-3' é o resfriamento do fluido no dessuperaquecedor até o ponto de vapor saturado, enquanto o processo 3'-4 é a mudança de fase, ocorrida no condensador. As duas diferenças são  $\Delta T_{ppevaporador}$  e  $\Delta T_{ppcondensador}$ :

$$\Delta T_{ppevaporador} = T_E - T_{1'} \quad (22)$$

$$\Delta T_{ppcondensador} = T_{3'} - T_F \quad (23)$$

## 2.4 Modelagem econômica

Para as estimativas de custo do sistema proposto neste trabalho foi utilizado a metodologia de Turton *et al.* (2008) que utiliza a Técnica de Custeio de Módulo (Module Costing Technique - MCT) para o cálculo de custos de investimento para um projeto de uma planta industrial de geração de energia.

No MCT, segundo Izidoro (2016) o custo dos equipamentos é calculado de acordo com sua capacidade. Nos trocadores de calor (evaporador, recuperador e condensador) os custos representam uma função da área de troca. Na bomba e turbina utiliza-se a potência requerida pelo sistema no cálculo dos custos. A moeda padrão para cálculo é o dólar americano.

Para atualização em valores presentes, utiliza-se como correção o Índice de Custo de Plantas de Engenharia Química (Chemical Engineering Plant Cost Index - CEPCI). É calculado em função de

E, CC, ES e MO que representam, equipamentos, construção civil, engenharia e supervisão e mão de obra respectivamente, como se segue.

$$CEPCI = 0,50675E + 0,04575CC + 0,1575ES + 0,290MO \quad (24)$$

A área do trocador de calor ( $A_{tc}$ ) pode ser determinada através da equação a seguir em que a taxa de transferência de calor, o coeficiente de transferência global e a média logarítmica de temperaturas são representados por  $\dot{Q}_{trocador}$ ,  $U$  e  $\Delta T_{ml}$  respectivamente. Sendo esta última, uma função dos valores máximos e mínimos de entrada e saída dos fluidos nos trocadores,  $T_{f1,max}$ ,  $T_{f2,max}$ ,  $T_{f1,min}$  e  $T_{f2,min}$ .

$$A_{tc} = \frac{\dot{Q}_{trocador}}{U\Delta T_{ml}} \quad (25)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{f1,max} - T_{f2,max}) - (T_{f1,min} - T_{f2,min})}{\ln \frac{(T_{f1,max} - T_{f2,max})}{(T_{f1,min} - T_{f2,min})}} \quad (26)$$

Os custos base,  $C_B^0$  relativo à bomba e à turbina, e posteriormente aos trocadores de calor são apresentados em sequência, onde  $K_1$ ,  $K_2$  e  $K_3$  são coeficientes que dependem do equipamento bem como da sua capacidade.

$$\log_{10}C_B^0 = K_1 + K_2\log_{10}\dot{W} + K_3(\log_{10}\dot{W})^2 \quad (27)$$

$$\log_{10}C_B^0 = K_1 + K_2\log_{10}A_{tc} + K_3(\log_{10}A_{tc})^2 \quad (28)$$

É necessário realizar uma correção multiplicando o custo base pela razão entre a capacidade real e a máxima do equipamento. O valor de  $n$  considerado foi de 0,59 como em Green and Southard (2019).

$$\log_{10}C_{B(X)}^0 = \log_{10}C_{B(X_{max})}^0 \left(\frac{X}{X_{max}}\right)^n \quad (29)$$

O custo do módulo do equipamento para as condições de trabalho ( $C_{MOD}$ ) é calculado a partir do fator  $F_{MOD}$ , para turbinas e utilizando-se os coeficientes  $B_1$ ,  $B_2$  que dependem do tipo do equipamento, e  $F_M$ ,  $F_P$  representando fator de material, e fator de pressão, respectivamente. Este último é calculado na sequência em que  $c_1$ ,  $c_2$  e  $c_3$  são coeficientes que dependem do tipo de equipamento e dos níveis de pressão.

$$C_{MOD} = C_B^0 F_{MOD} = C_B^0 (B_1 + B_2 F_M F_P) \quad (30)$$

$$\log_{10}F_P = c_1 + c_2\log_{10}P + c_3(\log_{10}P)^2 \quad (31)$$

Após o cálculo dos custos de cada equipamento, o custo total do sistema ORC pode ser calculado como se segue e para atualização dos valores, utiliza-se o CEPCI.

$$C_{ORC,2001} = \sum C_{MOD,equip} \quad (32)$$

$$C_{ORC,atual} = \frac{CEPCI_{atual}}{CEPCI_{2001}} C_{ORC,2001} \quad (33)$$

O cálculo do investimento anual ( $C_{IA}$ ) é mostrado a seguir, com base na taxa de juros ( $i$ ) e o tempo de vida útil da planta ( $t$ ).

$$C_{IA} = \frac{i(1+i)^t}{(1+i)^t - 1} C_{ORC,atual} \quad (34)$$

Por fim, o Custo Nivelado de Energia (Levelized Cost of Energy - LCOE) é determinado a partir da soma dos custos de investimento com os gastos em operação e manutenção ( $O\&M_A$ ) em relação ao produto potência líquida ( $W_{liq}$ ) e horas anuais de operação ( $H_A$ ) que equivale à toda energia acumulada que foi gerada por esta planta.

$$LCOE = \frac{C_{IA} + O\&M_A}{W_{liq} H_A} \quad (35)$$

## 2.5 Seleção do fluido orgânico de trabalho

Segundo Quoilin *et al.* (2013), os fluidos de trabalho podem ser classificados em três categorias de acordo com a inclinação da curva ( $\frac{dT}{dS}$ ) no diagrama T-s, sendo esta negativa, positiva ou infinita, o fluido é úmido, seco e isentrópico respectivamente, como mostra a Figura 3. Os fluidos seco ou isentrópico são mais indicados para sistemas ORC devido ao estado de superaquecimento depois da expansão, sendo assim elimina-se o problema de líquido nas pás da turbina.

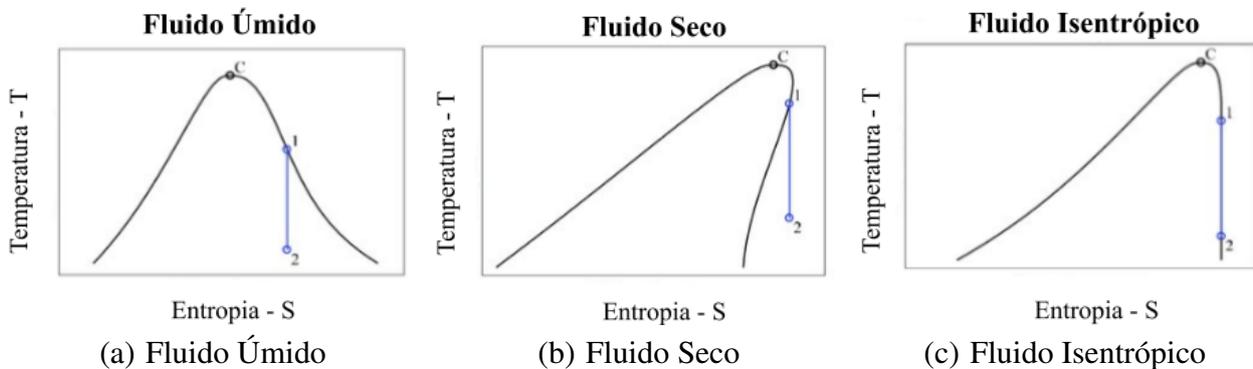


Figura 3. Classificação dos fluidos. Fonte: Györke *et al.* (2019)

As características que devem ser levadas em consideração na escolha apropriada de um fluido de trabalho:

(1) Grande densidade de vapor: baixa densidade de vapor implica em aumento da vazão mássica, sendo assim, os trocadores de calor precisariam ser maiores para limitar a queda de pressão.

(2) Baixa viscosidade: tanto na fase líquida quanto na vapor resulta em maiores coeficientes de transferência de calor e baixa perda por fricção nos trocadores de calor.

(3) Pressão manométrica de condensação positiva: a pressão mínima deve ser maior que a pressão atmosférica a fim de se evitar infiltração de ar no sistema.

(4) Alta condutividade térmica: representa melhor transferência de calor nos trocadores.

(5) Baixo calor específico: alto calor específico representa alta carga para o condensador, logo, deve-se utilizar fluido com baixo calor específico.

(6) Alto calor latente: implica um aumento da eficiência da recuperação de calor.

(7) Ponto de inflamação (Flash Point): fluido com alto ponto de centelha deve ser usado a fim de evitar inflamabilidade.

(8) Estabilidade química: sob alta pressão e temperatura, fluidos orgânicos tendem a se decompor, resultando em um material corrosivo e com possibilidade de detonação e ignição. Deve-se utilizar fluidos orgânicos com estabilidade química nas operações.

(9) Baixa toxicidade: representa menor ameaça de contaminação em caso de vazamento dos fluidos que são inevitavelmente tóxicos.

(10) Baixa ou nula emissão de ozônio ( $O_3$ ) e gás carbônico ( $CO_2$ ): a fim de se evitar poluição ambiental devido às emissões dos gases.

A seleção do fluido orgânico de trabalho foi feita através da base de dados do CoolProp, obtida em Bell *et al.* (2014) que contém 118 tipos diferentes de fluidos. Após alguns parâmetros fixados de acordo com a Tabela 1 filtrou-se em 10 fluidos a serem estudados no modelo termodinâmico proposto, sendo eles: Tolueno, Octametiltrissiloxano (MDM), Ciclohexano, n-Heptano, Benzeno, Dimetilcarbonato, Hexametildisiloxano (MM), Isohexano, Ciclopentano e R113. Para a seleção, foi estabelecido como condição que o sistema irá operar somente com fluidos do tipo seco, evitando-se assim, o superaquecimento. Os índices ligados à questões ambientais e de seguridade como o potencial de aquecimento global deve ser classificado como extremamente baixo, o potencial de destruição de ozônio nulo, e a classificação de segurança pelas normas ASHRAE 34 e NPA 704, não devem ser classificadas como B3 (toxicidade e inflamabilidade altas) e 4 (nível máximo de risco à saúde), respectivamente. A temperatura crítica está ligado às restrições relativas às temperaturas da fonte quente e a temperatura de entrada no expensor limitada à temperatura máxima de evaporação do fluido orgânico.

Tabela 1. Seleção de Fluidos Orgânicos

Descrição	Parâmetro
Tipo de Fluido	Seco
Potencial de Aquecimento Global (GWP100)	< 30
Potencial de Destruição de Ozônio (ODP)	0
Classificação de Segurança (ASHRAE 34)	Não deve ser B3
Classificação de Segurança (NPA 704)	Não deve ser 4
Temperatura Crítica (°C)	< 320
Temperatura Máxima de Evaporação (°C )	> 190

O óleo térmico escolhido para aquecer o fluido orgânico de trabalho foi o Konustherm 305. De acordo com a Konus Icesa S.A (2021) é um fluido térmico sintético utilizado em processos de transferência de calor indireta. Possui características térmicas estáveis até 305 °C, alto coeficiente de transferência de calor e alta durabilidade. Apresenta ainda, resistência à corrosão, calor específico elevado e alta condutividade térmica e baixa viscosidade à baixas temperaturas. Não contém enxofre.

## 2.6 Combustível - Biomassa

A massa específica do grão de café utilizada neste trabalho foi de  $640 \text{ kg/m}^3$  conforme obtido por Couto *et al.* (1999) já que possui valores próximos da umidade final do grão considerada, e a fim de estimar a quantidade de casca de café que uma propriedade rural precisa gerar, é dito em Barcelos *et al.* (2001) que esta representa 46% do grão seco.

Para avaliar a necessidade de combustível adicional, é necessário calcular a quantidade de casca requerida ( $C_{requerida}$ ) pelo sistema, além de estimar a quantidade de casca de café gerada ( $C_{gerada}$ ) pela propriedade rural em função do número de secagem anual ( $n_{secagem}$ ), volume do secador rotativo ( $V_{secador}$ ) e massa específica do grão seco, bem como o fator de 0,46 representando a proporção de casca no fruto.

$$C_{requerida} = \dot{m}_{casca} H_A \quad (36)$$

$$C_{gerada} = 0,46 n_{secagem} V_{secador} \rho_{grao} \quad (37)$$

## 2.7 Análise técnica e econômica

Quanto à análise técnica considerou-se o sistema com o fluido orgânico operando no estado de vapor saturado na entrada da turbina, e líquido saturado na saída do condensador, já que a eficiência ótima do ORC com o fluido seco pode ser alcançada nessas condições como visto em Bao and Zhao (2013), e ainda, a pressão mínima do sistema deve ser de pelo menos 5 kPa. A temperatura na entrada do expansor é limitada de acordo com a temperatura crítica do fluido orgânico, pois acima deste valor o fluido torna-se quimicamente instável. Sendo assim, recomenda-se um valor menor que 600 K. A Tabela 2 traz algumas considerações feitas para os componentes do ciclo termodinâmico estimando os valores de eficiência, também adotados por Jang and Lee (2018), além do Poder Calorífico Inferior (PCI) da casca do café. Não há superaquecimento no modelo adotado.

Tabela 2. Eficiência dos componentes e outras considerações

Descrição	Valor
Eficiência caldeira biomassa (%)	85
Eficiência evaporador (%)	90
Eficiência isentrópica turbina (%)	70
Eficiência mecânica da turbina (%)	98
Eficiência gerador elétrico (%)	95
Eficiência condensador (%)	90
Eficiência isentrópica bomba (%)	70
PCI da casca de café (MJ/kg)	16
$\Delta T_{ppevaporador}$ (K)	> 10
$\Delta T_{ppcondensador}$ (K)	> 5
Superaquecimento do ORC (K)	0
Pressão mínima do sistema (kPa)	> 5

Como sugerido em Li *et al.* (2014) cada componente no sistema ORC trabalha em regime permanente, a perda de calor nas tubulações é pequena o suficiente podendo ser negligenciada, o fluido

de trabalho na saída do condensador e na entrada da turbina são respectivamente líquido saturado e vapor saturado, a diferença de temperatura no pinch point no trocador de calor não é inferior a 3 °C. Para este trabalho foi considerado valores maiores que 10 e 5 °C para evaporador e condensador respectivamente.

A Tabela 3 a seguir traz as considerações a respeito dos modelos escolhidos para cada equipamento de acordo com os limites de capacidade expostos no apêndice de Turton *et al.* (2008) e os coeficientes correspondentes. O material escolhido foi o aço inoxidável.

Tabela 3. Modelo dos equipamentos e coeficientes

Equipamento	Modelo	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	Material	F <sub>M</sub>	Pressão (bar)	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	c <sub>3</sub>
Evaporador	Tubo longo	4,642	0,3698	0,0025	1,63	1,66	Aço Inoxidável	2,7	P < 5	0	0	0
									P > 5	0,03881	-0,11272	0,08183
Recuperador	Tubo fixo	4,3247	-0,303	0,1634	1,63	1,66	Aço Inoxidável	2,7	P < 5	0	0	0
									P > 5	0,03881	-0,11272	0,08183
Condensador	Ar	4,0036	0,2341	0,0497	0,96	1,21	Aço Inoxidável	2,7	P < 5	0	0	0
									P > 10	-0,1250	0,15361	-0,02861
Turbina	Radial	2,7051	1,4398	-0,1776	-	-	Aço Inoxidável	6	-	-	-	-
Bomba	Centrífuga	3,3892	0,0536	0,1538	1,89	1,35	Aço Inoxidável	2,2	P < 10	0	0	0
									P > 10	-0,3935	0,3957	-0,00226

Os coeficientes para cálculo desses custos são dados compilados do ano de 2001. O CEPCI considerado foi de 394,3 para o ano de 2001 e 607,5 referente ao ano de 2019, última atualização até o momento da confecção deste trabalho.

Consideraram-se 5 meses de época de colheita e consequentemente secagem dos grãos de café, de funcionamento ininterrupto dos secadores, sendo assim, 150 dias ou 75 secagens anuais, visto que 1 ciclo de secagem tem duração de 2 dias com os parâmetros adotados neste trabalho, ou ainda 3600 horas de operação. O custo de energia elétrica considerado foi de R\$550/MWh de acordo com dados da CPFL (Companhia Paulista de Força e Luz), distribuidora no estado de São Paulo, e o câmbio para transformação em dólar de um fator de 5. Sendo assim o custo de US\$110/MWh. Quanto ao funcionamento do ORC considerou-se 8500 horas de trabalho, sendo uma estimativa de parada de 10 dias ao ano para eventuais gastos com manutenção. Não foram considerados custos de importação referente aos equipamentos, por isso a necessidade de utilizar o dólar como moeda e, consequentemente, a conversão nos cálculos.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram considerados 3 cenários diferentes variando-se a temperatura de entrada do expansor ( $T_2$ ). Com isso, foi necessário a variação das temperaturas de entrada e saída do óleo térmico,  $T_A$  e  $T_B$  para satisfazer as restrições relativas ao pinch point. Dos fluidos analisados, apenas o MDM não atingiu um valor maior que 5 kPa, considerada a pressão mínima do sistema. Sendo assim, os resultados são apresentados nas tabelas a seguir.

As Tabelas 4 e 5 trazem os resultados termodinâmicos e econômicos para o primeiro cenário. Considerou-se  $T_2$  de 105 °C,  $T_A$  e  $T_B$  200 e 100 °C respectivamente. Sendo assim, o  $c_p$  do óleo térmico foi de 2,2776 e 1,9427 em kJ/kg K.

As Tabelas 6 e 7 trazem os resultados termodinâmicos e econômicos para o segundo cenário. Considerou-se  $T_2$  de 135 °C,  $T_A$  e  $T_B$  225 e 125 °C respectivamente. Sendo assim, o  $c_p$  do óleo térmico foi de 2,3614 e 2,0264 em kJ/kg K.

As Tabelas 8 e 9 trazem os resultados termodinâmicos e econômicos para o terceiro cenário. Considerou-se  $T_2$  de 170 °C,  $T_A$  e  $T_B$  250 e 150 °C respectivamente. Sendo assim, o  $c_p$  do óleo térmico foi de 2,4551 e 2,1101 em kJ/kg K.

Tabela 4. Resultados termodinâmicos para  $T_2 = 105\text{ }^\circ\text{C}$

Fluido Orgânico	tolueno	MDM	ciclo-hexano	n-heptano	benzeno	dimetilcarbonato	MM	iso-hexano	ciclo-pentano	R113
$P_2$ (kPa)	86.20	23.89	199.15	122.58	205.87	159.31	115.22	348.30	467.73	490.24
$P_4$ (kPa)	15.15	2.84	43.54	23.09	43.64	28.62	21.52	85.57	121.91	128.71
$\frac{P_2}{P_4}$	5.69	8.42	4.57	5.31	4.72	5.57	5.35	4.07	3.84	3.81
$\dot{m}_{fluido}$ (kg/s)	0.0975	0.1643	0.1003	0.1021	0.0953	0.0969	0.1509	0.1078	0.0999	0.2587
$\dot{m}_{oleo}$ (kg/s)	0.2291	0.1960	0.2241	0.2143	0.2324	0.2299	0.2004	0.2141	0.2291	0.2215
$\dot{m}_{casca}$ (kg/s)	0.0036	0.0030	0.0035	0.0033	0.0036	0.0036	0.0031	0.0033	0.0036	0.0034
$Q_{evaporador}$ (kW)	43.51	37.23	42.55	40.69	44.14	43.66	38.07	40.66	43.50	42.07
$Q_{condensador}$ (kW)	39.78	34.09	38.92	37.23	40.41	39.94	34.88	37.26	39.86	38.59
$Q_{recuperador}$ (kW)	1.23	6.92	2.09	3.78	0.61	1.07	6.14	3.76	1.15	2.43
$W_{bomba}$ (kW)	0.01	0.01	0.03	0.02	0.03	0.02	0.03	0.07	0.07	0.09
$W_{turbina}$ (kW)	3.74	3.14	3.66	3.49	3.76	3.74	3.22	3.47	3.71	3.57
$W_{eletrico}$ (kW)	3.55	2.99	3.48	3.31	3.57	3.55	3.06	3.29	3.52	3.39
PP <sub>evaporador</sub>	11.50	16.35	13.07	14.53	12.24	12.09	17.09	16.62	14.33	16.74
PP <sub>condensador</sub>	7.44	6.18	7.20	6.79	7.54	7.44	6.23	6.61	7.25	6.79
BWR (%)	0.32	0.20	0.82	0.64	0.70	0.47	0.86	1.88	1.87	2.51
$\eta_{termica}$ (%)	6.56	6.44	6.53	6.51	6.47	6.52	6.41	6.40	6.40	6.33
$\eta_{eletrico}$ (%)	6.25	6.13	6.25	6.23	6.19	6.22	6.14	6.19	6.20	6.17
$\eta_{CHP}$ (%)	69.51	69.49	69.50	69.50	69.50	69.50	69.49	69.49	69.49	69.48

Tabela 5. Resultados econômicos para  $T_2 = 105\text{ }^\circ\text{C}$

Fluido Orgânico	tolueno	MDM	ciclo-hexano	n-heptano	benzeno	dimetilcarbonato	MM	iso-hexano	ciclo-pentano	R113
$W_{liq}$ (kW)	3,73	3,14	3,63	3,46	3,74	3,72	3,19	3,40	3,64	3,48
$A_{evaporador}$ (m <sup>2</sup> )	17,49	18,46	17,79	18,17	17,10	17,34	18,23	17,92	17,30	17,52
$A_{recuperador}$ (m <sup>2</sup> )	2,43	12,51	4,00	7,02	1,24	2,12	11,20	7,09	2,32	4,66
$A_{condensador}$ (m <sup>2</sup> )	8,72	7,52	8,44	8,13	8,76	8,72	7,61	7,96	8,42	8,11
Custo do ORC (10 <sup>3</sup> U\$\$)	181,12	214,93	164,56	173,00	160,62	170,03	171,08	158,07	151,50	152,21
Custo evaporador (10 <sup>3</sup> U\$\$)	71,582	75,413	72,763	74,290	70,035	71,003	74,534	73,295	70,838	71,728
Custo recuperador (10 <sup>3</sup> U\$\$)	2,988	7,119	3,739	5,022	2,342	2,830	6,633	5,050	2,933	4,032
Custo condensador (10 <sup>3</sup> U\$\$)	1,314	1,147	1,276	1,233	1,320	1,314	1,160	1,208	1,272	1,229
Custo turbina (10 <sup>3</sup> U\$\$)	6,764	5,369	6,570	6,164	6,812	6,751	5,541	6,115	6,690	6,366
Custo bomba (10 <sup>3</sup> U\$\$)	34,904	50,454	22,460	25,572	23,740	28,462	23,170	16,925	16,595	15,431
LCOE 3% (U\$\$/MWh)	337,92	476,93	315,48	347,48	299,20	318,18	373,20	323,48	289,56	304,04
LCOE 6% (U\$\$/MWh)	460,31	649,66	429,73	473,33	407,56	433,42	508,37	440,63	394,44	414,16
LCOE 9% (U\$\$/MWh)	599,06	845,49	559,27	616,01	530,041	564,06	661,60	573,45	513,33	539,00
Casca requerida (ton)	109	93	106	102	110	109	95	102	109	105

Tabela 6. Resultados termodinâmicos para  $T_2 = 135\text{ }^\circ\text{C}$

Fluido Orgânico	tolueno	MDM	ciclo-hexano	n-heptano	benzeno	dimetilcarbonato	MM	iso-hexano	ciclo-pentano	R113
$P_2$ (kPa)	193.18	62.56	404.62	265.77	423.76	352.78	249.62	673.86	882.16	921.45
$P_4$ (kPa)	15.15	2.84	43.54	23.09	43.64	28.62	21.52	85.57	121.91	128.71
$\frac{P_2}{P_4}$	12.75	22.04	9.29	11.51	9.71	12.32	11.60	7.88	7.24	7.16
$\dot{m}_{fluido}$ (kg/s)	0.0930	0.1427	0.0940	0.0093	0.0918	0.0929	0.1329	0.0985	0.0953	0.2435
$\dot{m}_{oleo}$ (kg/s)	0.2196	0.1712	0.2112	0.1969	0.2249	0.2214	0.1775	0.1966	0.2192	0.2090
$\dot{m}_{casca}$ (kg/s)	0.0035	0.0028	0.0034	0.0032	0.0036	0.0036	0.0029	0.0032	0.0035	0.0034
$Q_{evaporador}$ (kW)	43.37	33.80	41.70	38.87	44.41	43.71	35.04	38.82	43.29	41.26
$Q_{condensador}$ (kW)	37.93	29.61	36.50	34.02	38.95	38.30	30.74	34.11	38.06	36.36
$Q_{recuperador}$ (kW)	3.08	11.40	4.51	6.99	2.06	2.72	10.28	6.91	2.95	4.65
$W_{bomba}$ (kW)	0.03	0.02	0.07	0.05	0.06	0.04	0.06	0.13	0.15	0.18
$W_{turbina}$ (kW)	5.46	4.21	5.26	4.89	5.51	5.46	4.36	4.84	5.37	5.09
$W_{eletrico}$ (kW)	5.19	4.00	5.00	4.65	5.24	5.18	4.14	4.60	5.10	4.83
PP <sub>evaporador</sub>	13.61	19.10	15.92	17.72	14.91	14.55	20.87	21.43	18.56	22.06
PP <sub>condensador</sub>	7.50	6.51	7.28	6.94	7.57	7.49	6.51	6.75	7.28	6.85
BWR (%)	0.52	0.37	1.24	1.01	1.08	0.77	1.37	2.75	2.71	3.64
$\eta_{termica}$ (%)	9.58	9.49	9.53	9.53	9.39	9.48	9.38	9.28	9.23	9.09
$\eta_{eletrico}$ (%)	9.15	9.05	9.17	9.15	9.02	9.07	9.04	9.07	9.02	8.96
$\eta_{CHP}$ (%)	69.81	69.80	69.80	69.80	69.79	69.80	69.79	69.78	69.77	69.76

Tabela 7. Resultados econômicos para  $T_2 = 135\text{ }^\circ\text{C}$

Fluido Orgânico	tolueno	MDM	ciclo-hexano	n-heptano	benzeno	dimetilcarbonato	MM	iso-hexano	ciclo-pentano	R113
$W_{liq}$ (kW)	5,43	4,19	5,20	4,84	5,45	5,41	4,30	4,71	5,23	4,90
$A_{evaporador}$ (m <sup>2</sup> )	15,67	15,90	15,83	15,93	15,29	15,45	15,64	15,55	15,34	15,23
$A_{recuperador}$ (m <sup>2</sup> )	5,25	18,17	7,51	11,40	3,63	4,61	16,53	11,54	5,21	7,91
$A_{condensador}$ (m <sup>2</sup> )	8,22	6,50	7,74	7,31	8,25	8,21	6,59	7,01	7,66	7,25
Custo evaporador (10 <sup>3</sup> US\$)	64,401	65,296	65,017	65,419	62,880	63,515	64,271	64,091	63,669	63,287
Custo recuperador (10 <sup>3</sup> US\$)	4,287	9,151	5,219	6,709	3,571	4,013	8,517	6,782	4,309	5,432
Custo condensador (10 <sup>3</sup> US\$)	1,245	1,005	1,178	1,119	1,249	1,244	1,018	1,080	1,178	1,123
Custo turbina (10 <sup>3</sup> US\$)	10,992	7,883	10,491	9,569	11,120	10,982	8,247	9,446	10,765	10,052
Custo bomba (10 <sup>3</sup> US\$)	22,970	30,365	16,936	18,538	17,446	19,653	17,418	14,016	13,760	13,157
Custo do ORC (10 <sup>3</sup> US\$)	160,07	175,18	152,29	156,16	148,32	153,16	153,34	147,01	144,34	143,37
LCOE 3% (US\$/MWh)	205,06	290,76	203,92	224,31	189,32	196,84	248,26	217,15	192,23	203,51
LCOE 6% (US\$/MWh)	279,33	396,07	277,77	305,56	257,88	268,14	338,17	295,79	261,85	277,22
LCOE 9% (US\$/MWh)	363,53	515,45	361,50	397,66	335,61	348,96	440,10	384,95	340,78	360,77
Casca requerida (ton)	108	85	104	97	111	109	88	97	108	103

Tabela 8. Resultados termodinâmicos para  $T_2 = 170\text{ }^\circ\text{C}$

Fluido Orgânico	tolueno	MDM	ciclo-hexano	n-heptano	benzeno	dimetilcarbonato	MM	iso-hexano	ciclo-pentano	R113
$P_2$ (kPa)	423.61	156.71	809.56	564.95	857.98	764.93	529.82	1294.03	1654.24	1723.42
$P_4$ (kPa)	15.15	2.84	43.54	23.09	43.64	28.62	21.52	85.57	121.91	128.71
$\frac{P_2}{P_4}$	27.96	55.21	18.59	24.47	19.66	26.72	24.62	15.12	13.57	13.39
$\dot{m}_{fluido}$ (kg/s)	0.0875	0.1227	0.0869	0.0843	0.0876	0.0882	0.1163	0.0896	0.0903	0.2299
$\dot{m}_{oleo}$ (kg/s)	0.2085	0.1486	0.1968	0.1792	0.2157	0.2117	0.1564	0.1798	0.2084	0.1976
$\dot{m}_{casca}$ (kg/s)	0.0035	0.0025	0.0033	0.0030	0.0036	0.0035	0.0026	0.0030	0.0035	0.0033
$Q_{evaporador}$ (kW)	42.74	30.45	40.34	36.74	44.22	43.39	32.06	36.85	43.73	40.51
$Q_{condensador}$ (kW)	35.73	25.48	33.77	30.76	37.17	36.40	26.93	31.10	36.12	34.43
$Q_{recuperador}$ (kW)	5.28	15.53	7.24	10.25	3.84	4.61	14.08	9.92	4.89	6.58
$W_{bomba}$ (kW)	0.06	0.03	0.13	0.10	0.12	0.09	0.12	0.25	0.28	0.35
$W_{turbina}$ (kW)	7.07	5.00	6.69	6.08	7.17	7.08	5.24	6.00	6.88	6.43
$W_{eletrico}$ (kW)	6.71	4.75	6.36	5.78	6.81	6.72	4.98	5.70	6.54	6.11
$PP_{evaporador}$	11.49	17.65	14.90	17.26	13.53	12.92	21.30	23.96	20.05	25.59
$PP_{condensador}$	7.55	6.81	7.36	7.09	7.60	7.53	6.75	6.86	7.29	6.86
BWR (%)	0.87	0.69	1.91	1.64	1.69	1.28	2.21	4.15	4.04	5.46
$\eta_{termica}$ (%)	12.54	12.48	12.45	12.45	12.19	12.32	12.23	11.94	11.83	11.48
$\eta_{eletrico}$ (%)	12.02	11.94	12.06	12.03	11.78	11.85	11.89	11.83	11.71	11.53
$\eta_{CHP}$ (%)	70.10	70.10	70.10	70.10	70.07	70.08	70.07	70.04	70.03	70.00

Tabela 9. Resultados econômicos para  $T_2 = 170\text{ }^\circ\text{C}$

Fluido Orgânico	tolueno	MDM	ciclo-hexano	n-heptano	benzeno	dimetilcarbonato	MM	iso-hexano	ciclo-pentano	R113
$W_{liq}$ (kW)	7,00	4,97	6,56	5,98	7,05	6,99	5,13	5,75	6,60	6,08
$A_{evaporador}$ (m <sup>2</sup> )	15,09	15,01	15,13	15,03	14,66	14,77	14,53	14,44	14,52	14,11
$A_{recuperador}$ (m <sup>2</sup> )	7,83	22,07	10,63	14,85	5,85	6,80	20,20	14,88	7,67	10,16
$A_{condensador}$ (m <sup>2</sup> )	7,56	5,53	6,86	6,40	7,54	7,54	5,58	6,00	6,74	6,34
Custo evaporador (10 <sup>3</sup> US\$)	62,090	61,783	62,671	61,888	60,883	61,117	59,875	60,977	62,211	60,656
Custo recuperador (10 <sup>3</sup> US\$)	5,345	10,511	6,464	7,976	4,578	4,957	9,861	8,184	5,493	6,509
Custo condensador (10 <sup>3</sup> US\$)	1,153	0,868	1,063	0,992	1,160	1,156	0,876	0,959	1,082	1,026
Custo turbina (10 <sup>3</sup> US\$)	15,130	9,839	14,155	12,574	15,395	15,157	10,443	12,367	14,652	13,475
Custo bomba (10 <sup>3</sup> US\$)	17,261	21,227	14,155	15,007	14,322	15,384	14,461	13,388	14,049	13,865
Custo do ORC (10 <sup>3</sup> US\$)	155,58	160,59	151,78	151,67	148,43	150,64	147,17	147,72	150,20	147,19
LCOE 3% (US\$/MWh)	154,56	224,95	160,89	176,47	146,60	150,07	199,75	178,75	158,26	168,50
LCOE 6% (US\$/MWh)	210,54	306,42	219,16	240,38	199,69	204,42	272,09	243,49	215,57	229,53
LCOE 9% (US\$/MWh)	274,01	398,78	285,22	312,84	259,89	266,04	354,10	316,88	280,55	298,71
Casca requerida (ton)	107	76	101	92	111	108	80	92	107	101

Com a variação da temperatura de entrada do expansor nota-se um aumento da pressão no mesmo ponto (pressão máxima), sendo que a pressão de condensação (pressão mínima) manteve-se constante, já que os parâmetros relativos à secagem dos grãos de café são fixos. Com isso a relação entre as pressões aumentou, o que requer naturalmente maiores trabalhos realizados pela bomba do sistema para comprimir o fluido orgânico. Os trabalhos realizados pela turbina, foram maiores, devido à maior disponibilidade de calor com o aumento da temperatura.

Na Figura 4 são mostrados os valores de eficiência térmica em função da temperatura de entrada no expansor, apresentando uma relação diretamente proporcional. O maior valor de eficiência foi obtido no cenário com maior temperatura, ou seja 170 °C para todos os fluidos de trabalho, acompanhando os resultados do trabalho realizado pelo expansor. O tolueno, que possui a maior temperatura crítica entre os fluidos analisados (319 °C) apresentou o melhor resultado 12,54%, 9,58% e 6,56% para as temperaturas 170, 135 e 105 °C respectivamente. A relação da eficiência térmica pela eficiência de Carnot em relação às 3 simulações ficou em 29,15%, 23,86%, 17,73%. O R113, que possui a menor temperatura crítica (214 °C) apresentou o menor resultado de eficiência térmica, 11,48%, 9,09% e 6,33%.

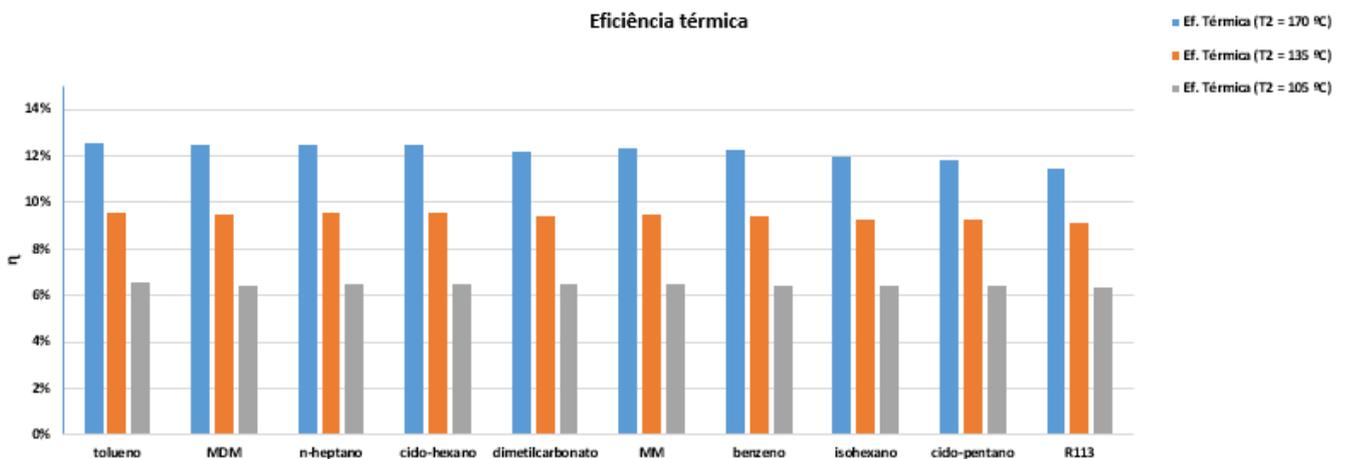


Figura 4. Eficiência térmica

Há de se destacar que o tolueno pertence ao grupo de hidrocarbonetos assim como o n-heptano, ciclo-hexano, isohexano e ciclo pentano que são fluidos com alto índice de inflamabilidade, o que requer maior cuidado e segurança operacional. Apesar de o tolueno obter a melhor eficiência térmica entre os fluidos, o benzeno apresentou os melhores resultados quanto à potência líquida, com valor de 7,04 kW. Isso se deve ao fato de que o benzeno foi o fluido com maior consumo de casca de café prejudicando seu resultado em termos de eficiência. O MDM com o pior resultado de potência líquida entre os fluidos foi o segundo melhor fluido em eficiência justamente pelo oposto, ele possui a menor taxa de consumo de vazão mássica de casca de café, impactando positivamente seu resultado. A Figura 5 mostra a variação da potência líquida em função da temperatura.

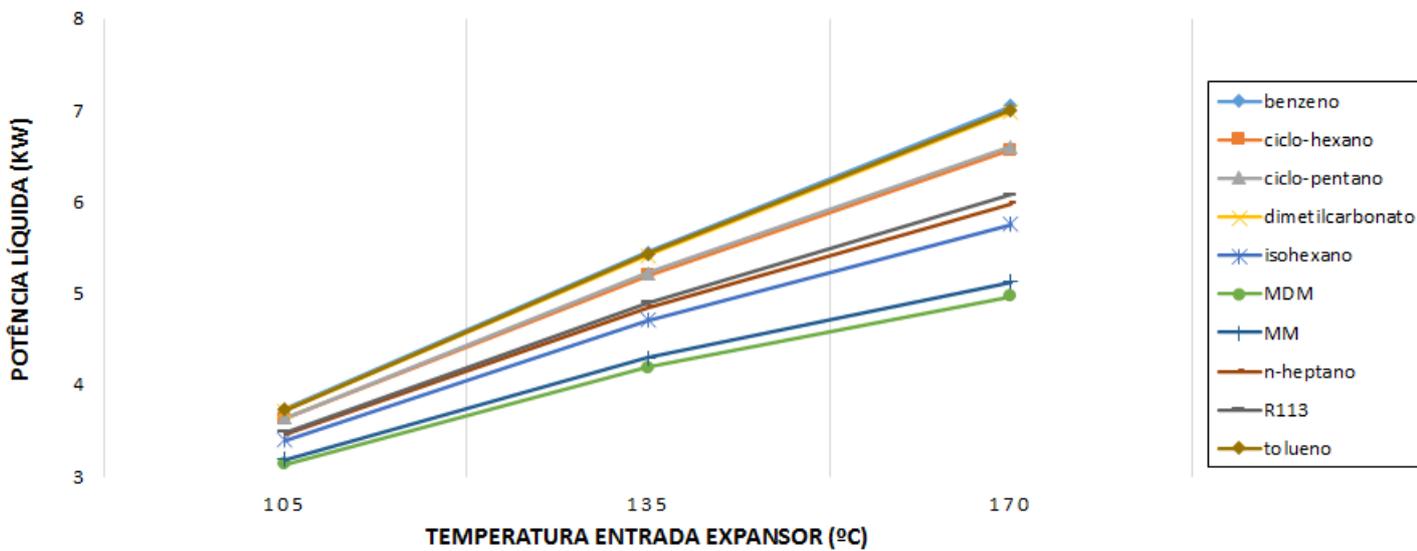


Figura 5. Potência líquida em função de T<sub>2</sub>

Embora o tolueno apresente maiores valores de eficiência térmica, o ciclo-hexano teve a melhor eficiência elétrica, de 12,06 % como mostra a Tabela 8. Isso se deve à menor taxa de consumo de casca de café na caldeira, quando o ciclo é operado por este fluido.

O R113 apresentou a menor eficiência térmica entre os fluidos analisados, porém obteve os maiores valores de pinch point do evaporador, diferença de temperatura entre a fonte quente e o ponto de líquido saturado, com valor de 25,59 K, como mostra a Figura 6. Essa diferença de temperatura explica o menor dimensionamento do evaporador, com valor de 14,11 m<sup>2</sup> como mostrado na Tabela 9 e o comportamento da área em função da temperatura na Figura 7. Apesar de possuir os menores valores de pinch point, o tolueno foi apenas o sétimo fluido com maior dimensionamento do evaporador. Já o pinch point do condensador não apresentou variação significativa por causa dos parâmetros de secagem fixados. Os fluidos com menores áreas referentes à este equipamento foram o MDM e o MM, com valores de 5,53 e 5,58 m<sup>2</sup>, respectivamente de acordo com a Tabela 9 e a variação da área em função da temperatura na Figura 8.

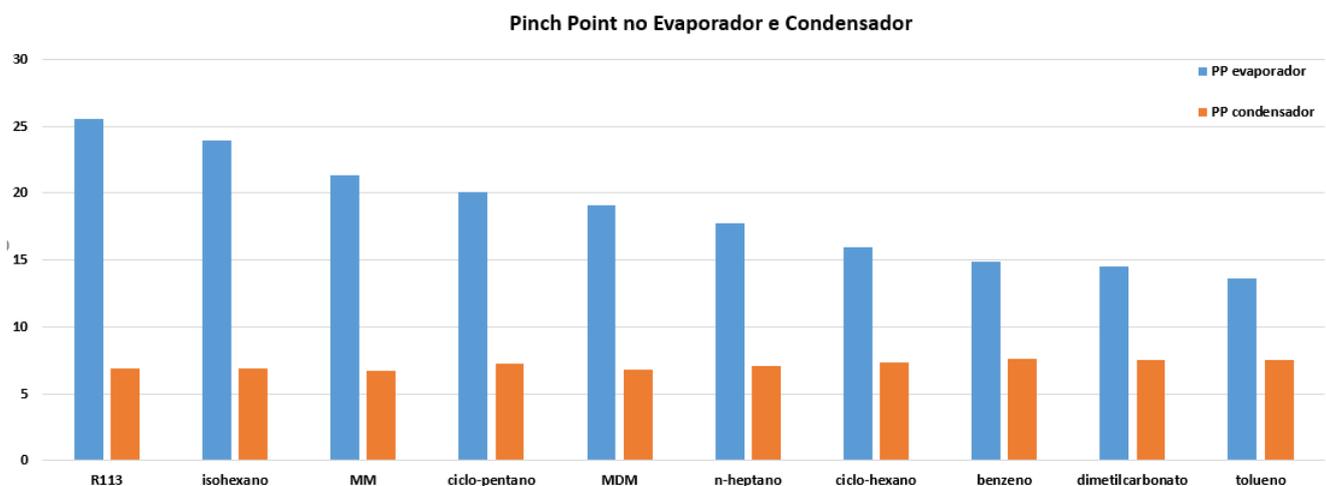


Figura 6. Pinch Point no evaporador e condensador

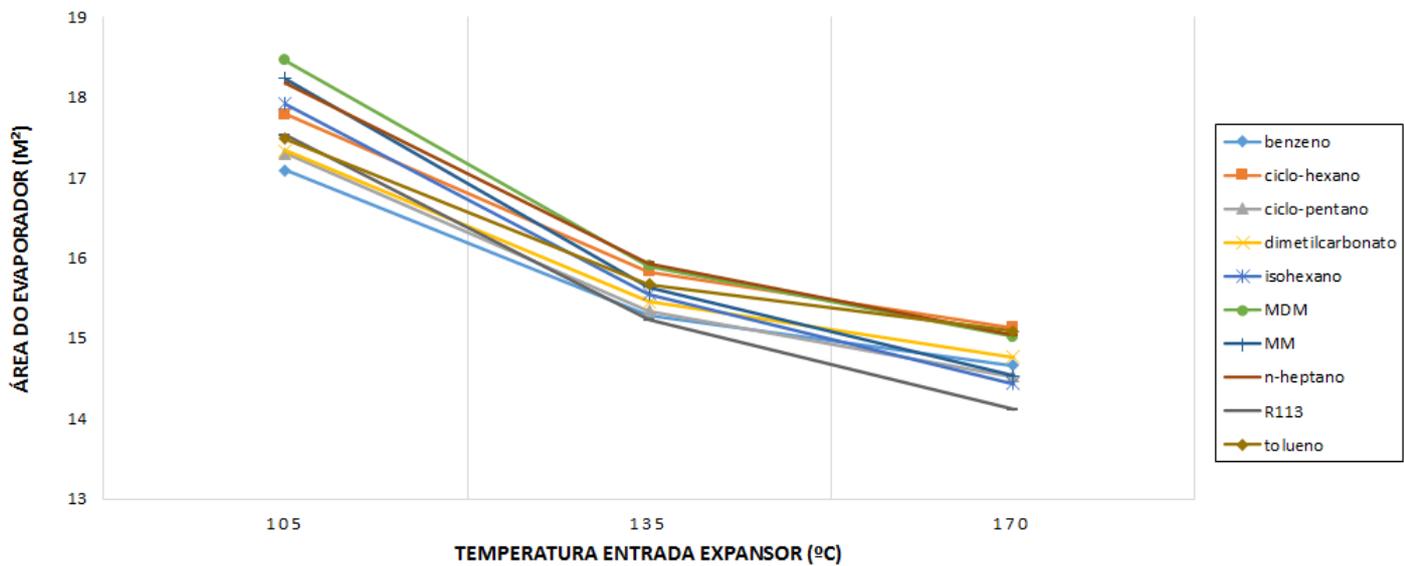


Figura 7. Área do evaporador em função de  $T_2$ .

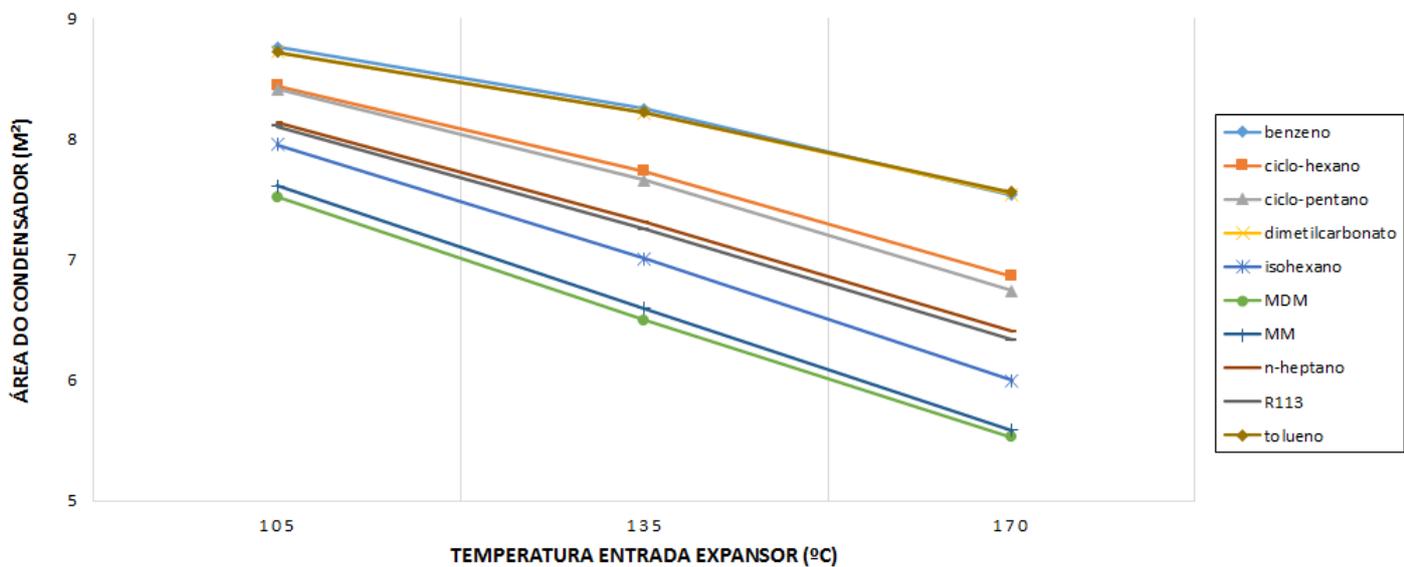


Figura 8. Área do condensador em função de  $T_2$ .

Em relação aos trocadores de calor, o fluido que apresentou maior valor de calor recuperado, aproveitando o calor que sai da turbina para aquecer o fluido no recuperador antes de entrar no evaporador foi o MDM, seguido pelo MM, com valores de 15,53 e 14,08 kW respectivamente, no terceiro cenário, confirmado pela Figura 9 que mostra o comportamento da área do recuperador em função da temperatura de entrada no expansor. A principal desvantagem de usar MDM como fluido de trabalho é o nível de baixa pressão no condensador, o que torna possível a entrada de ar no sistema devido à pressão atmosférica ser maior. Consequência disso é a presença de equipamentos mais robustos e alta taxa de compressão no processo que é necessária para atingir um alto desempenho de ciclo. Além disso, a taxa de fluxo volumétrico no lado de baixa pressão do processo é alta quando comparada ao uso de muitos outros fluidos, o que leva ao uso de trocadores de calor de grande porte no lado de baixa pressão do sistema como visto em Uusitalo *et al.* (2017).

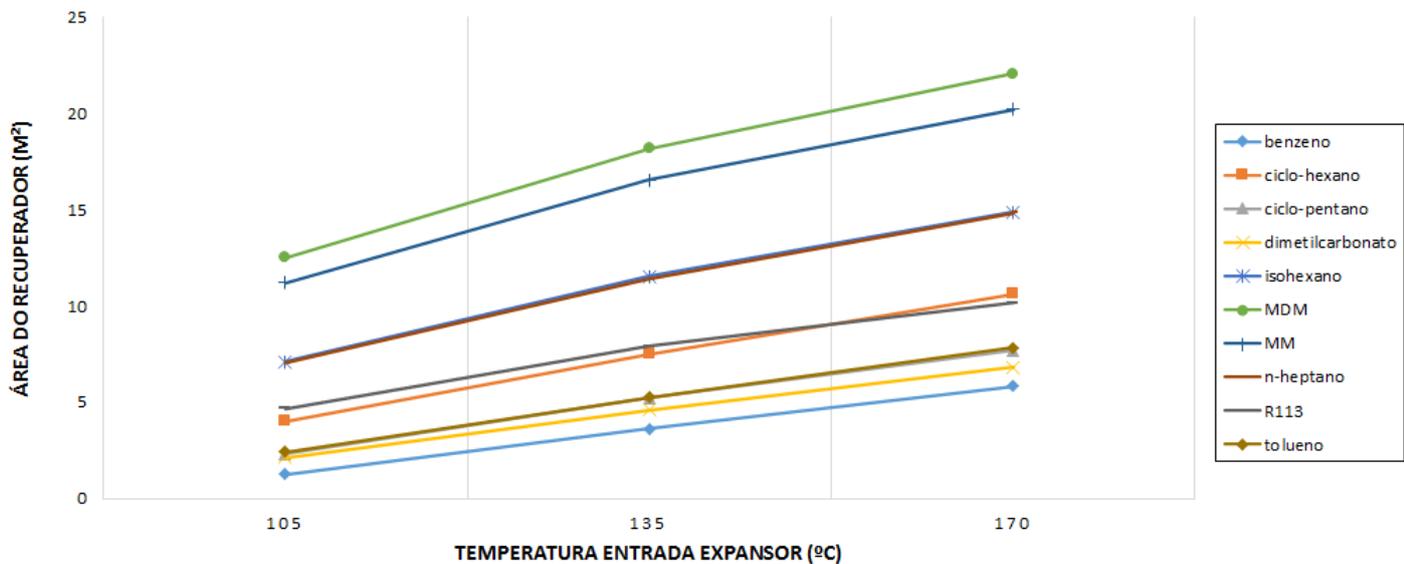


Figura 9. Área do recuperador em função de  $T_2$ .

Os menores custos do sistema ORC analisado, depois de atualizado à valores atuais de acordo com a metodologia econômica proposta deu-se com o R113 com U\$\$ 143.365,00 com temperatura de entrada do expansor em 135°C, seguido pelo ciclo-pentano e iso-hexano, também com a mesma temperatura, com valores de U\$\$ 144.336,00 e U\$\$ 147.005,00 respectivamente. O MDM com U\$\$214.934,00 apresentou o maior custo com temperatura de entrada do expansor em 105°C como mostrado nas Tabelas 5, 7, 9 de resultados econômicos. O aumento de  $T_2$  significou um decréscimo no custo total como mostra a Figura 10. O componente que mais impactou para os maiores custos deste fluido foi o recuperador, como discutido anteriormente, visto que possui os maiores valores de área deste equipamento. Em todos os casos, o evaporador foi o equipamento com maior representatividade do sistema, com médias em torno de 40% do custo final. Isso se deve ao fato de que possui maiores valores de diferença entre temperaturas, calculadas pela média logarítmica nos trocadores de calor, do óleo térmico com o fluido orgânico de trabalho. Sendo assim, na maioria dos casos obteve maiores valores de área de troca. Os fluidos iso-hexano, ciclo-pentano e R113, de acordo com a Figura 9 tiveram um comportamento peculiar em função da temperatura se comparado aos demais fluidos. A tendência de reversão, com um aumento do custo na transição do cenário de 135 para 170°C explica-se pela necessidade de realizar uma correção no fator de pressão, o que aumentou o custo da bomba, devido à pressão maior que 10 bar, como descrito na metodologia.

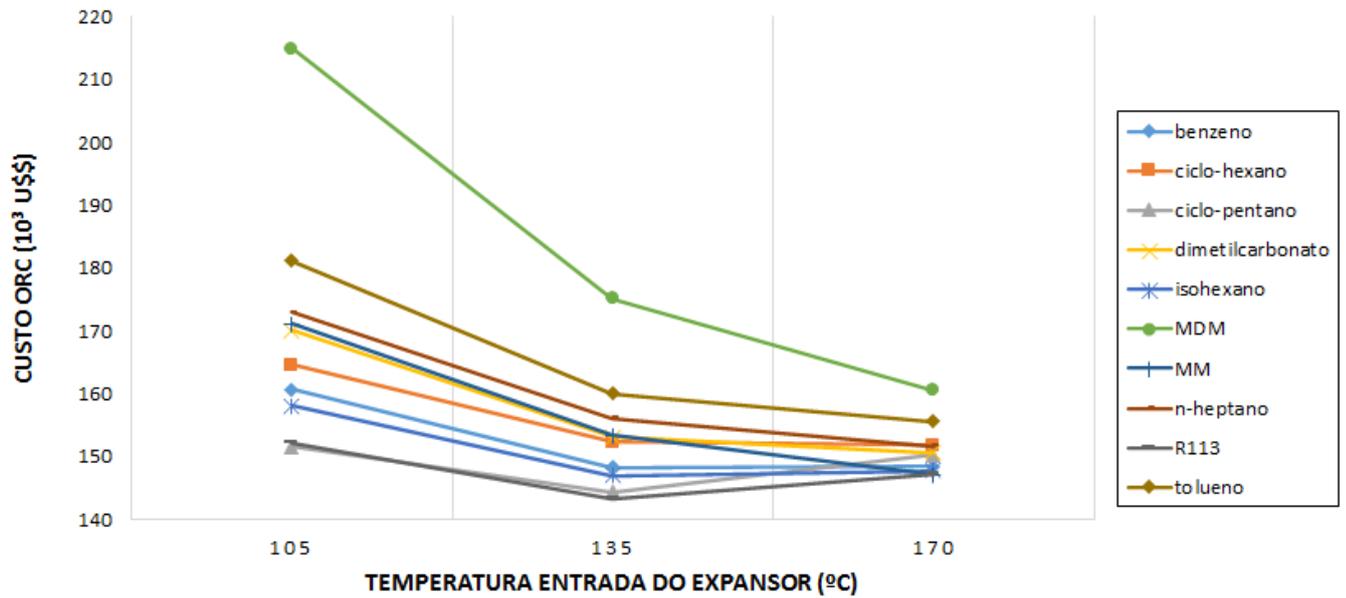


Figura 10. Custo do sistema ORC em função de  $T_2$ .

Em relação ao LCOE, o fluido com melhor resultado foi o benzeno, com U\$146,599/MWh de energia gerada, o que pode ser explicado por ter sido o fluido com maior potência líquida dentre todos analisados. Na sequência, o dimetilcarbonato e o tolueno apresentaram os valores de U\$150,068/MWh e U\$154,564/MWh, respectivamente, apesar de este último apresentar maior potência líquida que o segundo colocado, o custo do ORC teve um peso maior na classificação final em termos de LCOE. A Figura 11 a seguir mostra o comportamento do LCOE em função da temperatura, sendo este similar ao custo final do sistema. A diminuição do LCOE com o aumento da temperatura significa em menor custo por unidade de geração de energia o que é positivo.

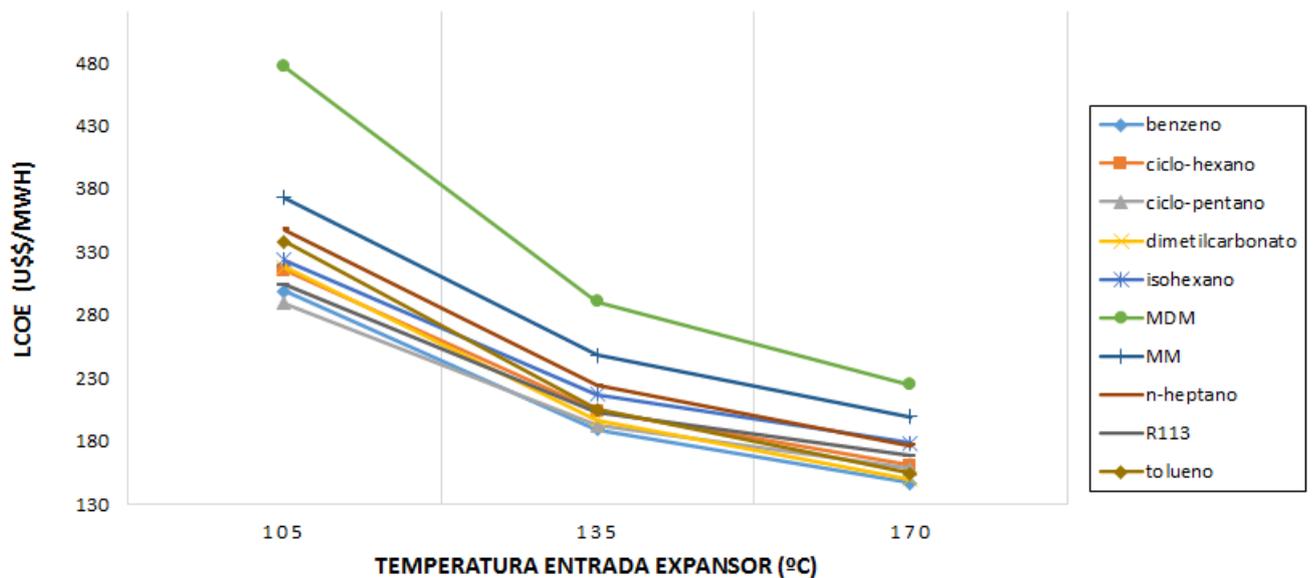


Figura 11. Custo nivelado de energia em função de  $T_2$ .

O sistema é capaz de gerar 57,87 MWh de energia ao ano, considerando 8500 horas de funcionamento do ORC utilizando o benzeno como fluido, com 170°C de temperatura de evaporação. O consumo de energia elétrica pelo secador rotativo de café foi 60,40 MWh considerando 3600 horas

de funcionamento anual no período de colheita. Por si só, o sistema não foi autossuficiente, sendo assim, mostrou-se inviável do ponto de vista econômico.

Quanto à necessidade de casca de café como combustível a ser utilizada para prover energia térmica ao sistema e possibilitar seu funcionamento foi calculado em toneladas como mostra a Figura 12 a seguir. Isso se deve à necessidade de checar se seria necessário a compra de outra biomassa para auxiliar o sistema, porém foi estimado que a quantidade de casca gerada pela propriedade rural superaria 500 toneladas. Este valor foi obtido através do número de secagens realizadas no período de colheita, capacidade do secador rotativo, massa específica do grão de café seco e a proporção de casca de café em relação ao fruto. A demanda de combustível foi maior para ORC operando com benzeno, com valores a cima de 100 toneladas. Em contrapartida, o MDM foi o fluido que menos precisou de combustível, e apresentou uma queda mais acentuada com o aumento de temperatura de entrada no expensor, como mostrado nas Tabelas 4, 6, 8 e na Figura 12.

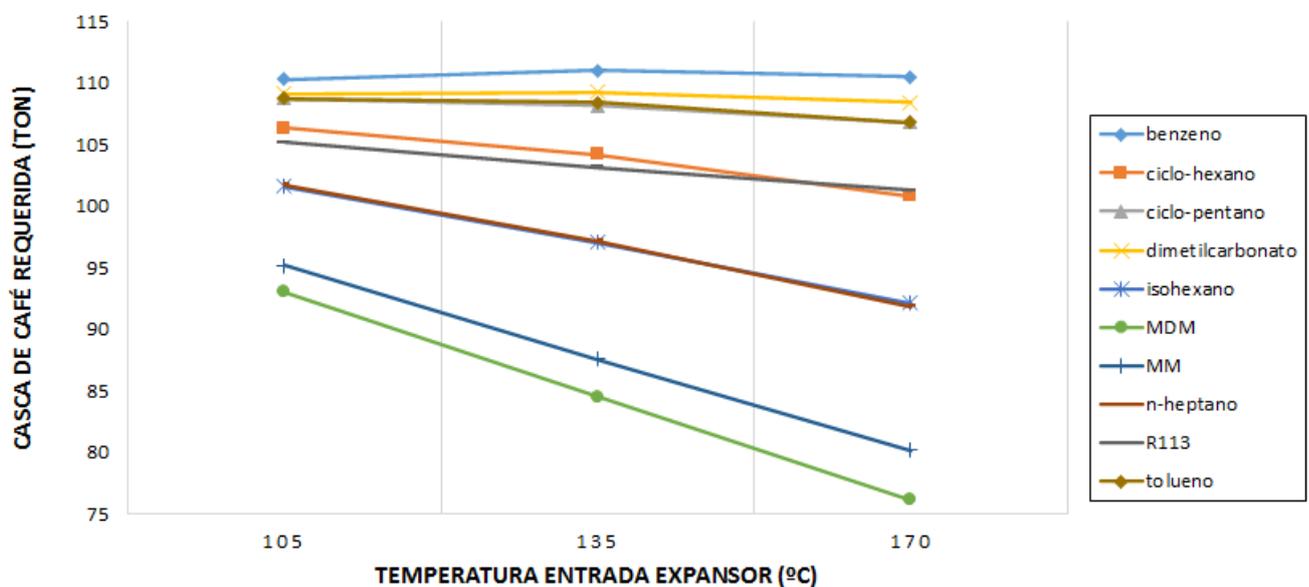


Figura 12. Consumo de casca de café em função de  $T_2$

#### 4. CONCLUSÃO E SUGESTÃO PARA TRABALHO FUTURO

Este trabalho buscou analisar um sistema de cogeração baseado no ciclo Rankine orgânico combinado de calor e energia utilizando biomassa (casca do café) como combustível para aquecer a fonte quente (óleo térmico) e gerar energia através da expansão do fluido orgânico de trabalho. O calor residual foi utilizado para secar os grãos de café pós colheita elevando-se a temperatura de ar que entra nos secadores rotativos.

O fluido orgânico de trabalho que apresentou melhor resultado de eficiência térmica foi o tolueno com 12,54% de rendimento. Vale ressaltar que por ser um hidrocarboneto, requer cuidados operacionais devido à inflamabilidade.

O MDM foi o fluido que apresentou melhor aproveitamento de calor no recuperador, onde é aquecido, através da energia térmica advinda do expensor, antes do fluido entrar no evaporador. Porém, os baixos níveis de pressão, sendo estes menores que a pressão atmosférica pode ocasionar infiltração de ar no sistema. Sendo assim, requer alta taxa volumétrica na parte de baixa pressão do ciclo e pode demandar equipamentos mais robustos. Consequência disso foi o fluido com maior custo do sistema.

O R113 obteve o menor custo total de investimento anual, depois de atualizado à valores atuais, de US\$ 144.336,00 quando a temperatura de entrada no expensor é 135°C. O benzeno possui o menor custo por energia gerada, representado nos valores de LCOE, de US\$146,599/MWh.

O sistema não foi autossuficiente, ou seja, o sistema não gerou a quantidade de energia que demanda os secadores rotativos. O maior valor calculado para geração de eletricidade foi de 57,87 MWh enquanto que o consumo de energia elétrica é de 60,40 MWh. Isso se deve à alguns fatores como:

(1) Baixa potência. O sistema proposto é de micro geração de energia considerando uma propriedade rural e não uma grande planta térmica de geração. No cenário de maior temperatura de evaporação do fluido orgânico a potência líquida ficou entre 5 a 7 kW.

(2) Baixa geração de eletricidade. Foi principalmente impactado pela baixa vazão mássica de ar, fixada em 0,9458 kg/s de acordo com os parâmetros de secagem dos grãos de café.

(3) Alto consumo energético do secador rotativo.

Como sugestão para trabalho futuro, seria interessante analisar outros produtos agrícolas que realizam processo similar de secagem, e com custos menores se comparados ao grão de café. Além disso, como a propriedade é capaz de gerar mais casca de café do que necessita o ciclo durante o ano, visando proporcionar uma viabilidade econômica do sistema é válido considerar um direcionamento adicional da demanda térmica, pois é possível aumentar a margem operacional diante a disponibilidade de biomassa. Com isso, pode-se aumentar a vazão mássica de ar, o que possibilitaria maior geração de energia elétrica. Sendo assim, além de compensar o consumo elétrico dos equipamentos em questão, possibilitaria também uma venda de energia ao mercado, buscando tornar o fluxo de caixa de investimento positivo.

## 5. REFERÊNCIAS

- Bao, J. and Zhao, L., 2013. "A review of working fluid and expander selections for organic rankine cycle". *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 24, pp. 325–342.
- Barcelos, A.F., Paiva, P.C.d.A., Perez, J.R.O., Santos, V.B.d. and Cardoso, R.M., 2001. "Composição química da casca e polpa desidratada de café (coffea arabica l.) armazenadas em diferentes períodos".
- Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S. and Lemort, V., 2014. "Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop". *Industrial & Engineering Chemistry Research*, Vol. 53, No. 6, pp. 2498–2508. doi:10.1021/ie4033999. URL <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>.
- Bernotat, K. and Sandberg, T., 2004. "Biomass fired small-scale chp in sweden and the baltic states: a case study on the potential of clustered dwellings". *Biomass and Bioenergy*, Vol. 27, No. 6, pp. 521–530.
- Carcasci, C., Ferraro, R. and Miliotti, E., 2014. "Thermodynamic analysis of an organic rankine cycle for waste heat recovery from gas turbines". *Energy*, Vol. 65, pp. 91–100.
- Couto, S.M., Magalhães, A.C., Queiroz, D.M.d. and Bastos, I.T., 1999. "Massa específica aparente e real e porosidade de grãos de café em função do teor de umidade".
- do Vale, A.T., Gentil, L.V., Gonzalez, J.C. and da Costa, A.F., 2007. "Caracterização energética e rendimento da carbonização de resíduos de grãos de café (coffea arabica, l) e de madeira (cedrelinga catenaeformis), duke". *CERNE*, Vol. 13, No. 4, pp. 416–420.
- Dong, L., Liu, H. and Riffat, S., 2009. "Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled chp systems—a literature review". *Applied thermal engineering*, Vol. 29, No. 11-12, pp. 2119–2126.
- Drescher, U. and Brüggemann, D., 2007. "Fluid selection for the organic rankine cycle (orc) in biomass power and heat plants". *Applied thermal engineering*, Vol. 27, No. 1, pp. 223–228.
- Faria, W.S., Protásio, T.d.P., Trugilho, P.F., Pereira, B.L.C., Carneiro, A.d.C.O., Andrade, C.R. and Guimarães Junior, J.B., 2016. "Transformação dos resíduos lignocelulósicos da cafeicultura em pellets para geração de energia térmica".
- Green, D.W. and Southard, M.Z., 2019. *Perry's chemical engineers' handbook*. McGraw-Hill Education.

- Györke, G., Groniewsky, A. and Imre, A.R., 2019. “A simple method of finding new dry and isentropic working fluids for organic rankine cycle”. *Energies*, Vol. 12, No. 3, p. 480.
- Hawkes, A. and Leach, M., 2007. “Cost-effective operating strategy for residential micro-combined heat and power”. *Energy*, Vol. 32, No. 5, pp. 711–723.
- International Energy Agency, 2021. “Global energy review 2020”. URL <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2020>.
- Izidoro, D.L., 2016. “Recuperação de calor residual de baixa qualidade em usinas termelétricas de ciclo combinado.”
- Jang, Y. and Lee, J., 2018. “Optimizations of the organic rankine cycle-based domestic chp using biomass fuel”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 160, pp. 31–47.
- Konus Icesa S.A, 2021. “Fluido térmico - konustherm 305”. URL [http://www.konus.com.br/ProdutosDivisaoTermicaDetalhe.php?id=51&categoria\\_id=18](http://www.konus.com.br/ProdutosDivisaoTermicaDetalhe.php?id=51&categoria_id=18).
- Li, T., Wang, Q., Zhu, J., Hu, K. and Fu, W., 2015. “Thermodynamic optimization of organic rankine cycle using two-stage evaporation”. *Renewable Energy*, Vol. 75, pp. 654–664.
- Li, Y.R., Du, M.T., Wu, C.M., Wu, S.Y., Liu, C. and Xu, J.L., 2014. “Economical evaluation and optimization of subcritical organic rankine cycle based on temperature matching analysis”. *Energy*, Vol. 68, pp. 238–247.
- MESQUITA, C.d., Rezende, J., Carvalho, J., Fabri Júnior, M., Moraes, N., Dias, P., Carvalho, R. and Araújo, W., 2016. “Manual do café: colheita e preparo (coffea arábica l.)”. *Belo Horizonte: EMATER-MG*, pp. 1–56.
- Moreira, R.V., 2015. “Caracterização do processo de secagem do café natural submetido a diferentes métodos de secagem”.
- Qiu, G., 2012. “Selection of working fluids for micro-chp systems with orc”. *Renewable Energy*, Vol. 48, pp. 565–570.
- Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H. and Riffat, S.B., 2012. “Experimental investigation of a biomass-fired orc-based micro-chp for domestic applications”. *Fuel*, Vol. 96, pp. 374–382.
- Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V., 2013. “Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 22, pp. 168–186.
- Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. and Fischer, J., 2007. “Working fluids for low-temperature organic rankine cycles”. *Energy*, Vol. 32, No. 7, pp. 1210–1221.
- Silva, J.P.d. *et al.*, 2012. “Caracterização da casca de café (coffea arábica, l) in natura, e de seus produtos obtidos pelo processo de pirólise em reator mecanicamente agitado”.
- Tartière, T. and Astolfi, M., 2017. “A world overview of the organic rankine cycle market”. *Energy Procedia*, Vol. 129, pp. 2–9.
- Turton, R., Bailie, R.C., Whiting, W.B. and Shaeiwitz, J.A., 2008. *Analysis, synthesis and design of chemical processes*. Pearson Education.
- Uusitalo, A., Honkatukia, J. and Turunen-Saaresti, T., 2017. “Evaluation of a small-scale waste heat recovery organic rankine cycle”. *Applied Energy*, Vol. 192, pp. 146–158.