

21-25  
AGOSTO DE 2016  
FORTALEZA - CEARÁ

## ESTUDO TEÓRICO DA INTEGRAÇÃO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO E UM CICLO BRAYTON PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA TÉRMICA REJEITADA PELA TURBINA A GÁS.

Thiago J.S. dos Santos, thiagojs.santos@gmail.com  
Jorge R. Henríquez, rjorge@ufpe.br  
José C. de Lira Junior, claudino.lira@ufpe.br

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Av. da Arquitetura s/n - Cidade Universitária, Recife, Pernambuco, Brasil,

**Resumo:** Os diferentes processos industriais que utilizam energia de forma intensiva comumente têm o calor como um vetor importante nas etapas de transformação/utilização da energia. Por outro lado, sabe-se que os sistemas de transformação de energia não aproveitam totalmente a energia primária, seja por imposição da segunda lei da termodinâmica ou por força dos processos ou das tecnologias utilizadas, resultando numa rejeição de energia residual normalmente na forma de calor. Como exemplos disso podem-se ser citados os produtos aquecidos resultantes do processo industrial, gases resultantes da combustão e as perdas de calor para o ambiente através das superfícies dos equipamentos quentes. Uma alternativa válida para melhorar a eficiência energética destes processos é capturar e reutilizar parte dessas perdas de calor para alimentar outros processos ou mesmo para geração de energia elétrica. Obviamente que na maioria dos processos industriais estas perdas de energia são consideradas de baixa qualidade, isto é, as fontes são de baixa temperatura o que normalmente não é prático ou econômico recuperá-la com a tecnologia convencional. Porém existe tecnologias emergentes como o Ciclo Rankine Orgânico (OCR em inglês) e outros avanços nos ciclos alternativos de geração de potência que podem permitir a viabilidade econômica de geração em temperaturas cada vez mais baixas. O presente trabalho detalha um estudo teórico da utilização de um ciclo Rankine Orgânico operando com os rejeitos térmicos de uma turbina a gás Capstone Modelo 330 que produz uma potência máxima de aproximadamente 22 kW para as condições ambientais (pressão e temperatura) do Laboratório de Cogeração do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco (DEMEC-UFPE). Os resultados mostram que é possível gerar uma potência adicional da ordem de 3,9 kW e isto representa um acréscimo da ordem de 17% na potência global se um sistema destes for integrado na turbina a gás, considerando a potência nominal de 22 kW da microturbina como base. Do total de irreversibilidades do ciclo OCR, 49% correspondem à máquina de expansão, seguido por 29% relacionados ao evaporador, o que vai de encontro a alguns dos trabalhos presentes na literatura.

**Palavras-chave:** Turbina a Gás, Cogeração, Ciclo Rankine Orgânico, Simulação, Irreversibilidade.

### 1. INTRODUÇÃO

O Ciclo Rankine Orgânico (OCR), assim como o ciclo Rankine tradicional à vapor, é composto por quatro processos: compressão, evaporação, expansão e condensação. As vantagens apontadas pela Associação Portuguesa pela promoção da Cogeração (COGEN, 2011) são o rendimento elevado ao trabalhar com fontes térmicas de baixa temperatura e baixa solicitação mecânica na máquina de expansão. Hoje os sistemas baseados nesta tecnologia funcionam tanto em aplicações de reaproveitamento de rejeitos térmicos, quanto em aplicações ligadas a energia renovável, como solar e geotérmico.

Um grande número de estudos recentes tem intensificado a investigação do uso de sistemas com Ciclo Rankine Orgânico com objetivo de recuperar fontes de energia térmica de baixas ou médias temperaturas. Estas pesquisas são classificadas devido ao foco em: métodos de seleção do fluido de trabalho orgânico; parâmetros de otimização do sistema; e aprimoramentos na configuração do sistema (Yang et al., 2014). Discutindo de maneira intensa sobre critérios de seleção do fluido de trabalho apropriado para cada aplicação, Chen et al. (2010), fazem uma revisão interessante da tecnologia ORC ao mesmo tempo em que avaliam propriedades físicas e termodinâmicas de 35 tipos de

fluidos orgânicos de interesse, além de impactos ambientais, segurança, disponibilidade e custos como considerações importantes ao realizar essa seleção.

Analisando a utilização de ciclos simples e regenerativos com base na tecnologia ORC e considerando a fonte de calor entre as temperaturas de 55 °C a 145 °C, Jacinto (2012) afirma que ao serem introduzidas as irreversibilidades e perdas de carga, os ganhos do ciclo dotado de regeneração não são suficientes para obter rendimento superior ao do ciclo simples, em casos onde a temperatura é mais baixa, e com ela a pressão de evaporação. Em seu trabalho, Kaska (2013) aplica a tecnologia ORC para recuperar o calor dos gases de exaustão das caldeiras de uma indústria metalúrgica, analisando as eficiências energéticas e exergéticas do sistema proposto. O autor discute os pontos de maior destruição de exergia e a grande importância do aumento da pressão no evaporador no aumento das eficiências supracitadas.

Vários métodos podem ser utilizados com objetivo de otimizar a seleção de fluidos, por exemplo no trabalho de Cataldo et al.(2014), que propõem o uso do Algoritmo Genético observando como variáveis as temperaturas de evaporação e condensação do fluido de trabalho, e como funções objetivo a eficiência exergética em conjunto com a potência líquida de saída por unidade de área do trocador de calor. Considerando dois casos onde a fonte de calor é água quente disponível em 100 e 150 °C, sempre a vazão constante de 1,0 kg/s, os autores concluem que apesar dos fluidos orgânicos com baixo valor de temperatura crítica otimizarem quanto à eficiência, é necessário escolher fluidos com altos valores de condutividade térmica e calor latente de vaporização para minimizar a área do trocador de calor. Utilizando o R245fa como fluido de trabalho, Yang et al.(2014) apresentam os resultados da aplicação de dois ciclos do tipo Rankine orgânico, cada um operando em um nível de temperatura, para recuperar a energia térmica proveniente dos gases de exaustão, do sistema de refrigeração do motor, e também do ar aquecido entre a saída da turbina e a entrada do intercooler. Os autores verificaram um aumento na eficiência térmica do conjunto da ordem de 13% em algumas condições de operação, enquanto a máxima taxa de recuperação de calor pode chegar a 5,4%.

## 2. METODOLOGIA

O presente trabalho representa um estudo numérico do uso de um Ciclo Rankine Orgânico (OCR) para recuperação de energia dos gases de exaustão de uma microturbina a gás Capstone Modelo 330 que integra um sistema de cogeração de escala laboratorial no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco (DEMEC-UFPE). A finalidade é avaliar energeticamente a operação de um sistema ORC junto à turbina a gás da instalação de cogeração aproveitando os seus gases da combustão para a produção adicional de potência mecânica que pode obviamente ser convertida em potência elétrica.

A configuração do atual sistema de cogeração do DEMEC-UFPE é formado por uma microturbina Capstone de 30kW, um Grupo Gerador de 30kW, um Chiller de Absorção de 10TR que opera com os gases de descarga da microturbina e motor do grupo gerador para produção de água gelada a 9°C e termoacumuladores por calor sensível conforme mostrado na Figura 1. O sistema Ciclo Rankine Orgânico a ser avaliado neste trabalho está representado de maneira esquemática na Figura 2. O calor da fonte térmica disponível (neste caso a energia contida nos gases de exaustão da microturbina) entra no evaporador e troca energia com o fluido de trabalho. O fluido de trabalho entra na máquina de expansão que acoplada de um gerador elétrico, transforma a energia térmica do fluido de trabalho em energia elétrica.



Figura 1. Esquema do sistema de microcogeração em escala laboratorial do DEMEC-UFPE.

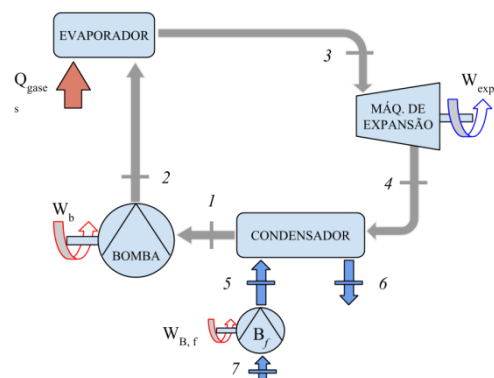


Figura 2. Representação esquemática do sistema de recuperação de calor ORC.

A modelagem do sistema OCR é realizada aplicando balanços de energia e exergia em regime permanente a cada componente do sistema mostrado na Figura 2. As expressões gerais para os balanços de massa, energia e exergia de cada volume de controle em regime permanente são dadas por:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_s \cdot h_s - \sum \dot{m}_e \cdot h_e \quad (2)$$

$$\sum (1 - T_0/T) \cdot \dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_s \cdot e_s - \sum \dot{m}_e \cdot e_e + \dot{I} \quad (3)$$

$$e = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (4)$$

Para o caso do evaporador onde é considerado o trabalho nulo, obtêm-se as seguintes expressões para os balanços de massa, energia e exergia:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{ev} = -\dot{m}_{q,gas} \cdot c_{p,gas} \cdot (T_{e,gas} - T_{s,gas}) = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2) \quad (6)$$

$$\dot{I}_{ev} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right) \cdot \dot{Q}_{ev} + \dot{m}_r \cdot (e_2 - e_3) \quad (7)$$

Os subscritos q e r são referentes à água aquecida na fonte térmica, e ao refrigerante como fluido de trabalho, respectivamente. A eficiência exergética é definida pela razão entre a exergia recuperada pelo fluido frio, e a exergia do fluido quente. Esta definição aplicada ao evaporador é expressa por:

$$\eta_{EX,ev} = \dot{m}_r \cdot (e_2 - e_3) / \dot{E}_{Q,gas} \quad (8)$$

Analogamente, aplicando os mesmos conceitos ao caso do equipamento de expansão, as seguintes equações são obtidas;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (9)$$

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_r \cdot (h_4 - h_3) \quad (10)$$

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_r \cdot (e_4 - e_3) + \dot{I}_{exp} \quad (1)$$

A eficiência exergética neste caso é definida como a razão entre o trabalho irreversível e o trabalho reversível da máquina de expansão. Logo, temos:

$$\eta_{EX,exp} = (h_4 - h_3) / (e_4 - e_3) \quad (12)$$

Equacionamento semelhante é obtido para o condensador e as bombas do sistema. No caso do condensador, onde os subscritos r e f são relacionados ao refrigerante orgânico como fluido de trabalho, e a água de arrefecimento, respectivamente, foi obtida as seguintes relações:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (13)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_f \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{cd} = -\dot{m}_r \cdot (h_4 - h_1) = \dot{m}_f \cdot (h_6 - h_5) \quad (15)$$

$$\dot{I}_{cd} = \dot{m}_r \cdot (e_1 - e_4) + \dot{m}_f \cdot (e_6 - e_5) \quad (16)$$

$$\eta_{EX,cd} = \dot{m}_f \cdot (e_6 - e_5) / \dot{m}_r \cdot (e_1 - e_4) \quad (17)$$

Para a bomba do fluido de trabalho, os balanços de massa, energia e exergia são descritos pelas equações (18) à (20):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (18)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (19)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_r \cdot (e_2 - e_1) + \dot{I}_b \quad (20)$$

A existência de outra bomba para o sistema de arrefecimento faz necessária a repetição do procedimento anterior, obtendo as seguintes expressões;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = \dot{m}_f \quad (21)$$

$$\dot{W}_{B,f} = \dot{m}_f \cdot (h_5 - h_7) \quad (22)$$

$$\dot{W}_{B,f} = \dot{m}_f \cdot (e_5 - e_7) + \dot{I}_{B,f} \quad (23)$$

$$\eta_{EX,B,f} = (e_5 - e_7)/(h_5 - h_7) \quad (24)$$

Uma análise geral do sistema ORC é feita de modo a determinar a eficiência para todo o sistema. Assim, definindo a eficiência térmica do sistema como a razão entre o trabalho líquido e a energia térmica disponível e a eficiência exegética como a razão entre o trabalho líquido e a exergia transferida ao fluido de trabalho pelos gases quentes de exaustão, resulta na seguinte formulação;

$$\eta_{TH,sys} = (\dot{W}_{exp} - \dot{W}_b - \dot{W}_{B,f})/\dot{Q}_{ev} \quad (25)$$

$$\eta_{EX,sys} = (\dot{W}_{exp} - \dot{W}_b - \dot{W}_{B,f})/\dot{E}_{Q,gas} \quad (26)$$

A irreversibilidade do ciclo é composta pelas contribuições absolutas e individuais de cada componente, sendo expressa da seguinte forma;

$$\dot{I}_{sis} = \dot{I}_{ev} + \dot{I}_{cd} + \dot{I}_{exp} + \dot{I}_b + \dot{I}_{B,f} \quad (27)$$

Estudos anteriores realizados sobre o equipamento disposto no laboratório de cogeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE oferecem informações acerca da disponibilidade térmica dos gases de exaustão que da microturbina. Do trabalho realizado por Correia (2009), foram obtidos os dados experimentais apresentados na Tabela 1. Nela observam-se as condições dos gases da combustão para duas condições de carga de trabalho da Microturbina. Por razões associadas ao local de trabalho e temperatura do ar de entrada da turbina, não é possível alcançar a condição nominal de operação que é de 30kW.

**Tabela 1. Dados experimentais dos gases de exaustão da microturbina**

| Carga [kW]           | 10     | 22     |
|----------------------|--------|--------|
| Vazão mássica [kg/s] | 0,1780 | 0,2986 |
| Calor esp. [kJ/kg-K] | 1,07   |        |
| Temperatura [°C]     | 240,05 | 290,82 |

Fonte: Correia (2009).

As análises foram realizada através de uma metodologia de simulação numérica do ciclo OCR utilizando o equacionamento recém-apresentado resolvido através do uso do ambiente Microsoft Excel ® em conjunto com a biblioteca de dados termodinâmicas CoolProp ®. Os resultados desta análise são apresentados a seguir.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O modelo apresentado foi utilizado preliminarmente para a realização de uma análise comparativa sobre o quanto de potência mecânica poderia ser produzida considerando diversos candidatos a fluídos de trabalho do ciclo. As condições da fonte térmica (gases da combustão) mostradas na Tab. 2 correspondem a valores intermediários entre as potências apresentadas na Tab. 1.

**Tabela 2. Variáveis de entrada do sistema ORC considerando a uma fonte térmica genérica.**

| Variável                                          | Valor        |
|---------------------------------------------------|--------------|
| Temp. dos Gases, <i>ent</i>                       | 250 °C       |
| Temp. dos Gases, <i>sai</i>                       | 120 °C       |
| Vazão mássica dos gases de exaustão               | 0,2 kg/s     |
| Eficiência Isentrópica da Bomba de Arrefecimento  | 70%          |
| Eficiência Isentrópica da Bomba ORC               | 60%          |
| Eficiência Isentrópica da Máquina de Expansão     | 70%          |
| Temperatura ambiente                              | 25 °C        |
| Calor específico médio para os gases de combustão | 1,10 kJ/kg.K |

Foram testados 9 tipos de fluidos diferentes e os resultados da potência líquida produzida com cada um deles são apresentadas de forma comparativa na Fig. 3. Nesse mesmo gráfico pode ser também observado o efeito da variação da temperatura de saída do evaporador o que está diretamente relacionado ao potencial energético do rejeito térmico. O objetivo principal é o maior aproveitamento da disponibilidade energética da fonte térmica, e tendo isso em vista, destaca-se o comportamento do grupo composto pelos fluidos Pentano, R1234ze(Z), R245fa e n-Butano, gerando em média 3 kW nos pontos onde a temperatura de saída do evaporador ( $T_{ev}$ ) atinge os valores mais altos. Já o comportamento dos fluidos RC318 e R235FA são responsáveis pelos piores resultados pois nas temperaturas mais altas de  $T_{ev}$  se aproximam das suas temperaturas críticas, reduzindo a geração de energia.

Nas Figs. 4 e 5 são mostrados resultados para as eficiências energéticas e exergéticas. Em termos da eficiência energética do sistema, como apresentado na Fig. 4, tem-se um comportamento bastante semelhante ao da potência líquida, uma vez que o calor da fonte quente ( $Q_{gases}$ ) é sempre constante (energia retirada dos gases de exaustão). O comportamento da eficiência exergética do sistema para cada um dos fluidos de trabalho é apresentada na Fig. 5. O comportamento geral do sistema, em relação ao aumento da temperatura de saída do evaporador, é de redução da eficiência exergética. Isto indica que apesar do aumento da  $T_{ev}$  trazer consigo um aumento do trabalho líquido produzido e uma maior eficiência energética global, as irreversibilidades totais tendem a crescer e com isso provocam uma menor disponibilidade representada aqui pela queda na eficiência exergética do sistema.

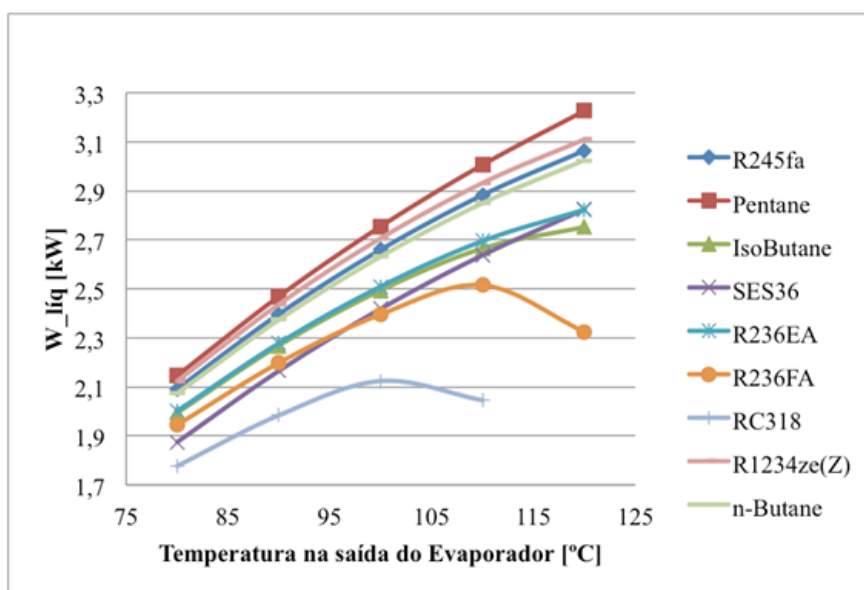


Figura 3. Potencia líquida produzida para diferentes fluidos de trabalho e efeito da temperatura de saída do evaporador

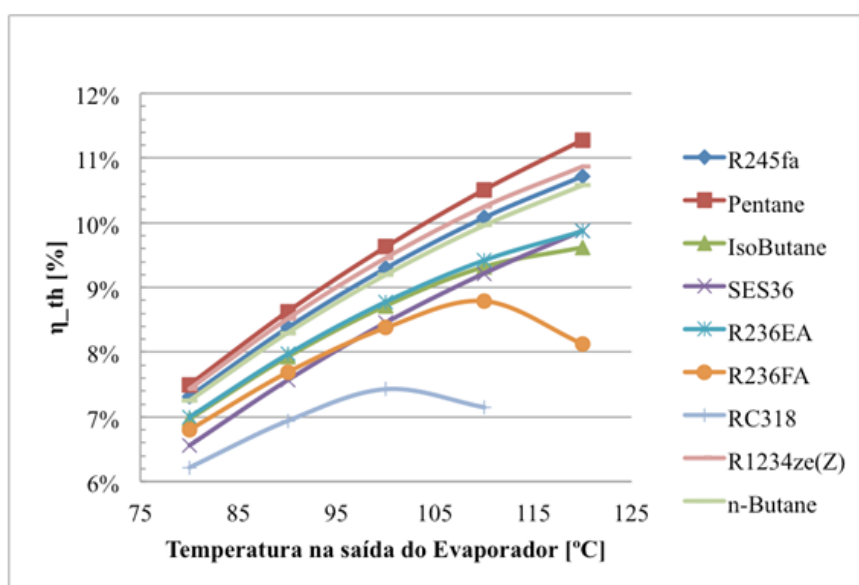


Figura 4. Eficiência energética para diferentes fluidos de trabalho.

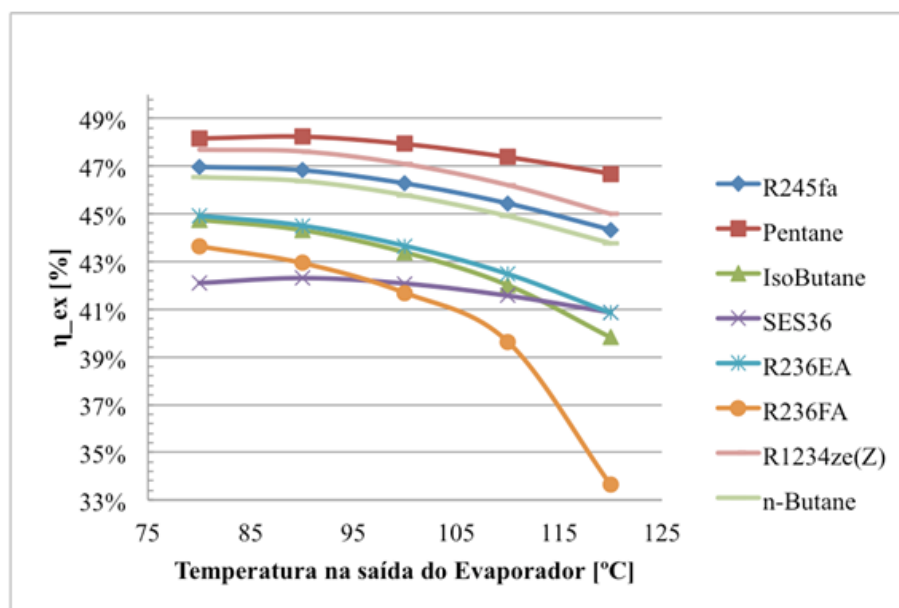


Figura 5. Eficiência exérgica para diferentes fluidos de trabalho.

Desta análise preliminar comparativa e de resultados anteriores (dos Santos, 2015), não mostrados aqui por razões de espaço, onde são levados em consideração outros aspectos técnicos dos fluidos de trabalho tais como efeitos ao meio ambiente, segurança devido associado à inflamabilidade, pressão crítica e de trabalho, eficiências energética e exérgicas, entre outras. De todas essas considerações, a escolha para uma análise mais específica recai no fluido R245fa, graças as suas propriedades termodinâmicas favoráveis e maior número de aplicações já existentes no mercado.

Para esta análise foram utilizados os dados de disponibilidade energética associados a uma condição de operação da turbina a gás na condição nominal máxima do laboratório de 22 kW. As condições de entrada para esta simulação estão indicadas na Tab. 3 e os resultados obtidos pelo uso de um ciclo Rankine Orgânico com R245fa, mostrados na Tab. 4.

Tabela 3. Dados para as variáveis de entrada do ORC com R245fa

| Variável                                          | Valor  | Unidade |
|---------------------------------------------------|--------|---------|
| Temp. dos Gases, <i>ent</i>                       | 290,00 | °C      |
| Temp. dos Gases, <i>sai</i>                       | 120,00 | °C      |
| Vazão mássica dos gases de exaustão               | 0,295  | Kg/s    |
| Eficiência Isentrópica da Bomba de Arrefecimento  | 0,70   | %       |
| Eficiência Isentrópica da Bomba ORC               | 0,60   | %       |
| Eficiência Isentrópica da Máquina de Expansão     | 0,70   | %       |
| Temperatura ambiente                              | 25,00  | °C      |
| Calor específico médio para os gases de combustão | 1,07   | kJ/kg.K |
| Temperatura na saída do Evaporador                | 80,00  | °C      |

Os resultados da aplicação do sistema ORC para recuperação de energia dos rejeitos térmicos dos gases de exaustão da microturbina são apresentados na Tab. 4. O resultado final é a geração de cerca de 3,9 kW, ou seja, um aumento na geração de energia útil da ordem de 17,7% se comparado à potência real gerada pela microturbina durante um ensaio experimental.

Como foi fixada a diferença de temperatura dos gases de exaustão que cedem calor ao fluido de trabalho no Evaporador, a taxa de transferência é alta atingindo mais de 53 kW. Configurado conforme os dados da Tabela , o sistema ORC apresentou eficiências energética de 7,38%, e exérgica de 47,37%.

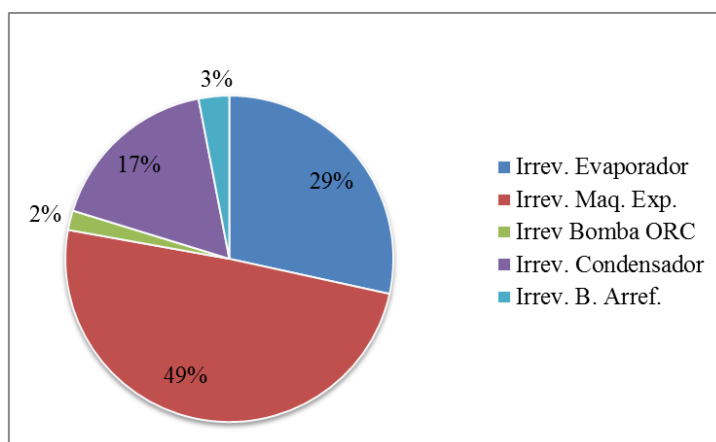
As pressões de trabalho no ciclo Rankine são baixas, o que influencia no custo de construção do sistema, mas exerce uma relação de compromisso com o trabalho líquido. As unidades UA para os trocadores de calor são parâmetros que relacionam o coeficiente global de troca térmica e a área do trocador. Ao comparar estes valores entre o Evaporador e o Condensador, a unidade UA do segundo alerta que os parâmetros desta troca térmica necessitam de revisão. Como o foco deste trabalho não é estudar a fundo os detalhes de funcionamento deste equipamento, esta revisão não foi realizada, mas a literatura indica que aumentar na pressão de trabalho do condensador, aumentando a diferença mínima de temperatura, poderá trazer melhores resultados ao custo de alteração no trabalho útil.

A irreversibilidade total, que é a soma das irreversibilidades de cada componente do sistema, atinge aproximadamente 3,8 kW e a sua distribuição por componente está presente na Fig. 6. A interpretação destes dados nos permite direcionar os esforços para reduzir a irreversibilidade, isto é, aumentar a eficiência do ciclo ao atuar nos vetores

principais da irregularidade. A máquina de expansão aparece como maior fonte de irreversibilidade no sistema, seguido de perto pelo evaporador.

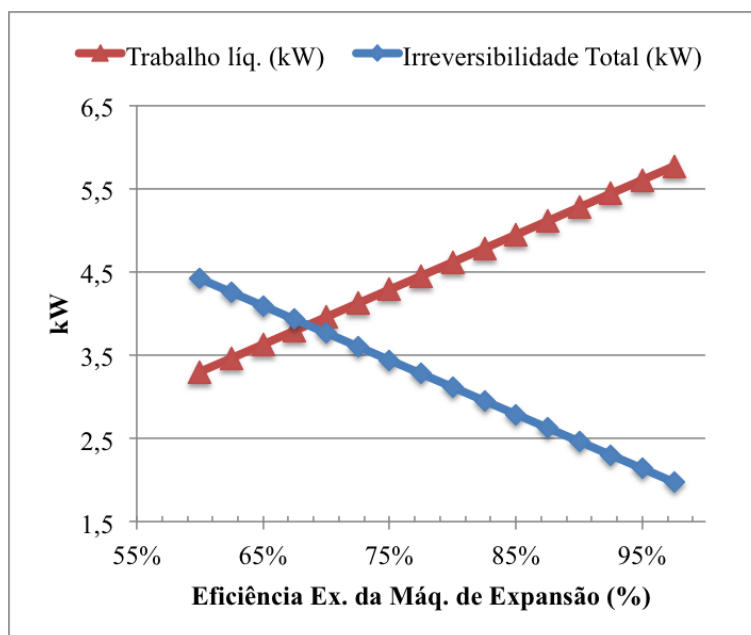
**Tabela 4. Resultados do Sistema ORC com R245fa**

| Variável                                               | Valor   | Unidade |
|--------------------------------------------------------|---------|---------|
| <b>Fluido de Trabalho</b>                              | R245fa  | -       |
| <b>Trabalho líquido</b>                                | 3,9592  | kW      |
| <b>Calor cedido pelos gases de exaustão</b>            | 53,661  | kW      |
| <b>Eficiência Energética do Sistema</b>                | 7,38%   | %       |
| <b>Variação Exergética dos gases de exaustão</b>       | 8,3571  | kW      |
| <b>Eficiência Exergética do Sistema</b>                | 47,37%  | %       |
| <b>Exergia Destruída</b>                               | 4,3980  | kW      |
| <b>Irreversibilidade Total</b>                         | 3,7668  | kW      |
| <b>Pressão Máxima ORC</b>                              | 789,008 | kPa     |
| <b>Pressão Mínima ORC</b>                              | 178,080 | kPa     |
| <b>Razão de Pressão</b>                                | 4,43    | -       |
| <b>UA do Evaporador</b>                                | 0,3797  | kW/K    |
| <b>UA do Condensador</b>                               | 4,6390  | kW/K    |
| <b>Vazão Máxima ORC</b>                                | 5,505   | L/s     |
| <b>Razão de Vazão</b>                                  | 4,637   | -       |
| <b>Diferença Mínima de Temperatura no Evaporador</b>   | 157,13  | °C      |
| <b>Diferença Mínima de Temperatura no Condensador</b>  | 1,68    | °C      |
| <b>Eficiência Exergética da Máq. de Expansão</b>       | 71,24%  | %       |
| <b>Eficiência Exergética da Bomba ORC</b>              | 60,70%  | %       |
| <b>Eficiência Exergética do Condensador</b>            | 29,89%  | %       |
| <b>Eficiência Exergética do Evaporador</b>             | 87,17%  | %       |
| <b>Eficiência Exergética da Bomba de Arrefecimento</b> | 75,82%  | %       |
| <b>Vazão Mássica do Fluido de Trabalho</b>             | 0,240   | kg/s    |
| <b>Potência Requerida pela Bomba de Arrefecimento</b>  | 0,4691  | kW      |
| <b>Vazão Mássica do Líquido de Arrefecimento</b>       | 3,500   | Kg/s    |



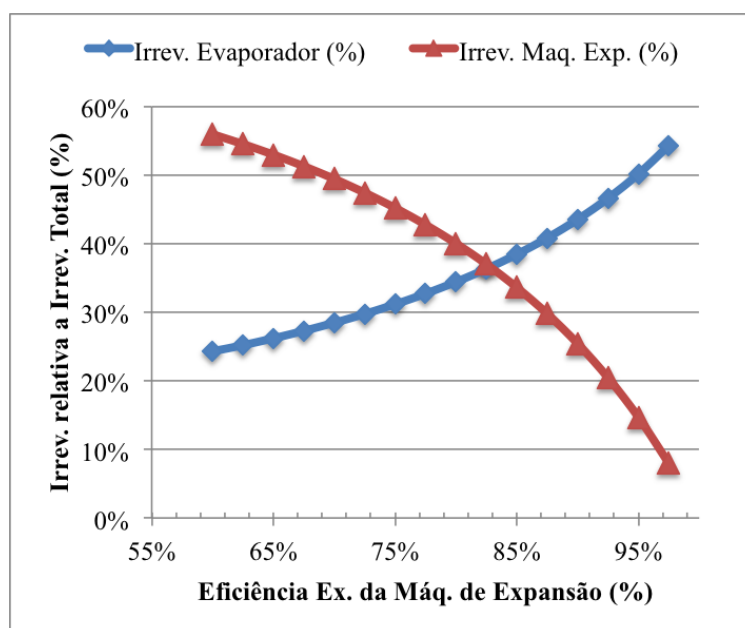
**Figura 6. Distribuição de Irreversibilidade no Sistema ORC.**

Uma forma de desenvolver melhorias a partir da distribuição de irreversibilidade, é analisar a influência da eficiência isentrópica da máquina de expansão nas propriedades do sistema ORC desenvolvido. Desse modo, a Fig. 7 ilustra como o aumento da eficiência da máquina de expansão aumenta a produção de trabalho útil ao mesmo tempo de reduz significativamente a irreversibilidade total do sistema, como esperado.



**Figura 7. Influência da eficiência isentrópica da máquina de expansão (turbina) no trabalho líquido e na irreversibilidade total**

O aumento na eficiência isentrópica da máquina de expansão reduz a sua contribuição na irreversibilidade total de forma significativa, passando a ser inferior a contribuição do evaporador caso a eficiência isentrópica atinja valores maiores que 79%, gerando ainda 4,6 kW de Trabalho líquido, um aumento de cerca de 18% em comparação com a configuração inicial de acordo com a Fig. 8.



**Figura 8. Influência da eficiência da máquina de expansão (turbina) na Distribuição da irreversibilidade.**

#### 4. CONCLUSÕES

Os esforços em reduzir o consumo de energia estão alinhados com a proposta de aumento de eficiência em sistemas já instalados e em funcionamento. As máquinas que operam segundo o Ciclo Rankine Orgânico se encaixam neste contexto, principalmente quando utilizadas para recuperar uma disponibilidade energética resultante de outro processo e que seria dada como desperdício. A característica fundamental para esta recuperação seja possível, é a utilização de um fluido orgânico cujas propriedades termodinâmicas sejam as mais adequadas para esta finalidade.

Neste trabalho foi discutida a utilização de um sistema que opere segundo o Ciclo Rankine Orgânico, denominado sistema ORC, para recuperação de energia térmica proveniente de gases de exaustão de uma turbina a gás e considerando as condições reais de utilização da mesma. O modelo apresentado foi resolvido utilizando o ambiente Microsoft Excel<sup>®</sup> em conjunto com a biblioteca de dados termodinâmicos CoolProp<sup>®</sup>.

Na microturbina, os gases provenientes da exaustão atingem temperaturas de 290 °C e possuem vazão mássica de 0,295 quilogramas por segundo. Ao aplicarmos o sistema ORC funcionando com R245fa, resultou na geração de 3,9 kW de trabalho líquido, equivalendo a um aumento de 17% na produção de energia elétrica considerando a potência nominal de 22 kW da microturbina como base. Do total de irreversibilidades, 49% correspondem àquela da máquina de expansão do tipo Scroll, seguido por 29% relacionados ao evaporador, o que vai de encontro a alguns dos trabalhos presentes na literatura e foi investigado que aumentar a eficiência da máquina de expansão resulta numa inversão quanto a relevância destes dois componentes para a irreversibilidade total do sistema ORC.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Capes pelo suporte financeiro através do projeto PVE, Proc:88881.030441/2013-01. O segundo autor também agradece ao CNPq - pelo suporte financeiro concedido por meio do projeto bolsa produtividade CNPq/Proc.308783/2012-3.

## 6. REFERÊNCIAS

- Cataldo F, Mastrullo R, Mauro AW, Vanoli GP. Fluid selection of Organic Rankine Cycle for low-temperature waste heat recovery based on thermal optimization. *Energy*, 2014, 72:159-167.
- Chen H, Goswami D, Stefanakos EK. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14:3059-3067.
- COGEN, Ciclos Orgânicos de Rankine, Associação Portuguesa para a Eficiência Energética e Promoção da Cogeração (COGEN), 2011. Disponível em: < <http://www.cogenportugal.com/ficheirosupload/Brochura%20COR.PDF> >. Acesso em 23 Jul. 2014.
- Correia, R.C. Estudo e desenvolvimento de trocadores de calor compactos para micro-cogeração: contribuição para o desenvolvimento da micro-cogeração com o uso do gás natural no Brasil. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Pernambuco. Recife, 2009.
- Dos Santos, T.J.S, Dimensionamento e análise de um ciclo Rankine Orgânico operando em condições de recuperação de calor, Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Pernambuco. Recife, 2015.
- Jacinto JG. Análise de Sistemas de Rankine para Aproveitamento de Energia Térmica Residual de Baixa Entalpia Na Obtenção de Eletricidade. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade do Porto. Porto, 2012.
- Kaska Ö. Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. *Energy Conversion and Management*, 2013, 77:108-117.
- Yang F, Dong X, Zhang H, Wang Z, Yang K, Zhang J, Wang E, Liu H, Zhao G. Performance analysis of waste heat recovery with a dual loop organic Rankine cycle (ORC) system for diesel engine under various operating conditions. *Energy Conversion and Management*, 2014, 80:243-255.

## 7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

“O(s) autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.

# THEORETICAL STUDY OF THE INTEGRATION OF A ORGANIC RANKINE CYCLE AND A BRAYTON CYCLE FOR THERMAL ENERGY RECOVERY REJECTED BY THE GAS TURBINE.

Thiago J.S. dos Santos, [thiagojs.santos@gmail.com](mailto:thiagojs.santos@gmail.com)

Jorge R. Henríquez, [rjorge@ufpe.br](mailto:rjorge@ufpe.br)

José C. de Lira Junior, [claudino.lira@ufpe.br](mailto:claudino.lira@ufpe.br)

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Av. da Arquitetura s/n - Cidade Universitária, Recife, Pernambuco, Brasil,

**Abstract:** *The different industrial processes that use energy intensively commonly have heat as an important vector in the stages of processing or use of energy. On the other hand, it is known that the energy transformation systems do not take full advantage of primary energy, is by imposition the second law of thermodynamics or by virtue of processes or technology used, resulting in a waste energy rejected usually in the form of heat. As examples of this, can be cited the heated products resulting from the industrial process, gases from the combustion and heat loss to the environment through the surfaces of the hot equipment. A valid alternative to improve the energy efficiency of these processes is to capture and reuse of these heat losses to supply other processes or for power generation. Obviously in most industrial processes these energy losses are considered of low quality, ie the sources are low temperature which is usually not practical or not economical to recover it with conventional technology. However there is emerging technologies such as Organic Cycle Rankine and other advances in alternative cycles of power generation that could allow the economic viability of power generation at lower temperatures. This work presents a theoretical study of the use of Rankine organic cycle operating with the thermal waste of a gas turbine Capstone Model 330 that produces a maximum power of approximately 22 kW to environmental conditions (pressure and temperature) of the Cogeneration Laboratory of the Mechanical Engineering Department of Federal University of Pernambuco (UFPE-DEMEC). The results show that it is possible to generate additional power of approximately 3.9 kW and this represents an increase of approximately 17% in overall power if such a system is integrated into the gas turbine, considering the rated power of 22 kW as a base. Of the total irreversibility of the OCR cycle, 49% correspond to the expansion machine, followed by 29% related to the evaporator, which agrees with results reported in the literature.*

**Keywords:** *Gas Turbine, Cogeneration, Organic Cycle Rankine, Simulation, irreversibility.*