

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21 - 25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

AValiação TERMODINÂMICA DA REPOTENCIAÇÃO DE USINAS TERMELÉTRICAS EQUIPADAS COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA POR MEIO DA RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL

Alexandre Persuhn Morawski, morawski.em@gmail.com¹

José Joaquim Conceição Soares Santos, jjcsantos@yahoo.com.br¹

João Luiz Marcon Donatelli, donatelliufes@gmail.com¹

Carla César Martins Cunha, carla@ele.ufes.br¹

¹Universidade Federal do Espírito Santo

Resumo: Em termelétricas com motores de combustão interna, uma grande quantidade de calor é rejeitada através da água de resfriamento e também dos gases de exaustão. Devido a este fato, um sistema térmico de recuperação de calor pode ser projetado para ser acoplado à termelétrica, visando aumentar a potência produzida com o mesmo consumo de combustível. Neste trabalho, é realizada uma avaliação termodinâmica de alternativas de repotenciação de termelétricas equipadas com motores de combustão interna, por meio da recuperação de calor residual. As tecnologias examinadas são o ciclo Rankine Orgânico, o ciclo Kalina, o resfriamento do ar de admissão do motor utilizando ciclo de refrigeração por absorção e o ciclo combinado. As avaliações são baseadas na primeira e na segunda leis da termodinâmica, e irão definir qual dessas alternativas apresenta um maior aumento na potência líquida produzida e na eficiência de termelétricas, tendo a UTE Viana como estudo de caso. Estas análises mostram que, das quatro alternativas propostas, o ciclo Rankine Orgânico (ORC) foi a que apresentou melhores resultados, em termos de potência adicional e eficiência. Para o aproveitamento exclusivo do calor da água de resfriamento do motor, o ORC também se revelou uma alternativa bastante atrativa. Na aplicação à UTE Viana, a combinação do aproveitamento dos gases de exaustão e da água de resfriamento através do ciclo Rankine Orgânico mostrou-se capaz de gerar uma potência elétrica adicional de até 10,6 MW, o que equivale a um aumento de 6,1% da potência atualmente produzida, sem queima adicional de combustível.

Palavras-chave: termelétrica; motor diesel; calor residual, ciclo Rankine Orgânico, ciclo Kalina

1. INTRODUÇÃO

O atual cenário do sistema elétrico brasileiro tem levado ao despacho de usinas termelétricas originalmente planejadas para dar segurança ao sistema e que não deveriam operar continuamente. Estas usinas foram projetadas como plantas simples, de baixo custo inicial e eficiência. Constata-se ainda que, em termelétricas com motores de combustão interna, uma grande quantidade de calor é rejeitado através da água de resfriamento e também dos gases de exaustão.

Stenzel *et al.* (1997) definem repotenciação como uma importante alternativa para alcançar melhorias nos sistemas e na geração de termelétricas. Entre as possibilidades, pode-se citar a redução do consumo específico e/ou custos, a redução das emissões e o aumento da capacidade de geração. Devido à elevação dos preços dos combustíveis e à crescente conscientização ambiental, a repotenciação por meio da recuperação de resíduos térmicos surge como uma alternativa bastante atrativa, que pode ser economicamente viável para aumentar a potência produzida e as eficiências energética e ambiental de termelétricas.

Morawski *et al.* (2015) fizeram uma pesquisa acerca das tecnologias de recuperação de calor residual de termelétricas equipadas com motores de combustão interna (MCI) visando ao aumento da potência produzida. Entre as alternativas encontradas, as principais foram:

- Ciclo Rankine Orgânico (ORC);
- Ciclo Kalina;
- Resfriamento do ar de admissão através de um ciclo de refrigeração por absorção;
- Ciclo combinado.

Conceitualmente, o ciclo Rankine Orgânico é similar ao ciclo Rankine convencional. Baseia-se na vaporização de um líquido à alta pressão, o qual é então expandido a uma baixa pressão gerando trabalho mecânico. O ciclo é fechado através da condensação do vapor a baixa pressão e bombeamento do líquido condensado de volta para alta pressão. Portanto, o ORC envolve os mesmos componentes que um ciclo Rankine simples, a saber, evaporador, expensor, condensador e bomba. No entanto, o fluido de trabalho é um composto orgânico caracterizado por uma temperatura de ebulição mais baixa que a da água, o que permite geração de potência através de fontes de calor de temperaturas mais baixas que o ciclo Rankine convencional. Além disso, a tecnologia ORC possibilita uma interessante alternativa: um sistema ORC ser usado, com poucas modificações, em conjunto com várias fontes de calor de diferentes temperaturas (Quoilin *et al.*, 2013).

Segundo Korobitsyn (1998), o ciclo Rankine tem uma séria desvantagem em aplicações de *bottoming* devido à temperatura de vaporização constante. Por outro lado, o ciclo Kalina é, basicamente, um ciclo Rankine modificado, ou melhor, um ciclo por absorção invertido (Valdimarsson, 2003), que foi desenvolvido visando reduzir as irreversibilidades que uma substância pura como fluido de trabalho está sujeita. Assim, o ciclo Kalina utiliza a solução amônia-água como fluido de trabalho, aproveitando a capacidade desta solução de evaporar ou condensar à temperatura variável, o que representa a essência do referido ciclo.

De acordo com Paanu *et al.* (2012), o ciclo Kalina pode produzir de 10 a 30% mais potência que um ciclo Rankine a vapor. Um dos motivos é o aumento da temperatura média termodinâmica de adição de calor e a redução da temperatura média termodinâmica de rejeição de calor do ciclo Kalina em relação ao ciclo Rankine.

O princípio para o aumento da potência utilizando ciclo de refrigeração por absorção é o resfriamento do ar de admissão do motor, que o torna mais denso, e, com isso, uma maior quantidade de massa entrará na câmara de combustão, gerando assim uma maior potência de saída do motor e, por consequência, uma maior eficiência. Exemplos de utilização em conjunto de MCI e ciclos de refrigeração por absorção (através de chillers) são muito comum na indústria, principalmente nas plantas de trigeração (produção de potência elétrica calor e capacidade de refrigeração). Os ciclos de refrigeração por absorção podem operar com várias fontes de calor e isto é ideal para aplicações de recuperação de resíduos térmicos (Talbi; Agnew, 2002).

Segundo Moran e Shapiro (2011), um ciclo combinado acopla dois ciclos de potência de tal modo que a energia descarregada através do calor de um dos ciclos é usada parcialmente como energia fornecida ao outro ciclo. A combinação mais comum é o Brayton/Rankine, ou ciclo Rankine a vapor, empregado em inúmeras aplicações para gerar potência elétrica e que utiliza água como fluido de trabalho. Já os gases de exaustão de motores Otto/Diesel possuem temperatura entre 300 e 500°C e, portanto, esse calor pode ser recuperado em uma caldeira recuperativa. No entanto, os MCI liberam uma vazão menor de gases de exaustão quando comparados com as turbinas à gás (Brayton). Porém, segundo Korobitsyn (1998), para níveis de média temperatura, o vapor d'água, devido às suas propriedades, ainda é o fluido mais indicado.

Existem vários estudos na literatura utilizando estas alternativas para a recuperação de calor residual separadamente (Bombarda, 2010; Talbi e Agnew, 2002; Gewald *et al.*, 2012). No entanto, não foram encontrados trabalhos com a mesma base de aplicação comparando todas essas tecnologias em uma mesma termelétrica. Um maior detalhamento destas tecnologias e de seus respectivos estudos pode ser encontrado em Morawski (2016).

Sendo assim, este trabalho tem como objetivo avaliar termodinamicamente estas tecnologias de repotenciação de termelétricas equipadas com motores de combustão interna, por meio da recuperação do calor residual, e compará-las, visando determinar aquela que propicia o maior aumento de potência produzida e de eficiência, além de estimar as potencialidades termodinâmicas de melhoria. Porém, deve-se ressaltar que os aspectos econômicos não serão aqui analisados.

2. MODELAGEM TERMODINÂMICA

Uma vez que a análise é termodinâmica, torna-se necessária a apresentação das modelagens energéticas e exergéticas utilizadas e a avaliação termodinâmica das alternativas de repotenciação. A modelagem energética é baseada na primeira lei da termodinâmica, enquanto a modelagem exergética fundamenta-se na segunda lei da termodinâmica.

2.1. Modelagem Energética

O cálculo da energia da água de resfriamento é realizado através da modelagem de fluido real. Assim, a energia de um fluxo de fluido real pode ser determinada com o auxílio da Eq. (1).

$$\dot{Q}_{\text{Água}} = \dot{m}(h - h_0) \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

onde m é a vazão mássica, h corresponde à entalpia do fluxo que, é função da temperatura e pressão do fluxo, e h_0 é a entalpia de referência, que é função da temperatura e pressão do ambiente de referência.

Já para o cálculo da energia dos gases de exaustão, é utilizada a modelagem de mistura de gases ideais. A Eq. (2) representa a energia de uma mistura de gases ideais.

$$\dot{Q}_{Gases} = \frac{\dot{m}_{Gases}}{\sum_{i=1}^n y_i \cdot M_i} \sum_{i=1}^n y_i \int c_p dT \quad [kW] \quad (2)$$

onde y_i é a fração molar do elemento, M_i a massa molar do elemento e dT o diferencial de temperatura. O calor específico à pressão constante c_p é uma função polinomial da temperatura, como mostra a Eq. (3), e seus coeficientes foram obtidos de Lozano e Valero (1986) e se encontram na Tab. 1.

$$c_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 \quad [kcal / kmol \cdot K] \quad (3)$$

Tabela 1. Coeficientes do polinômio do calor específico dos gases.

Elementos	A	B.10 ²	C.10 ⁵	D.10 ⁹
CO ₂	5,316	1,4285	-0,8362	1,784
H ₂ O	7,7	0,04594	0,2521	-0,8587
N ₂	6,903	-0,03753	0,193	-0,6861
O ₂	6,085	0,3631	-0,1709	0,3133
Ar	4,964	0	0	0
SO ₂	6,157	1,384	-0,9103	2,057

Por outro lado, a energia contida no combustível, dada pela Eq. (4), é função do seu poder calorífico inferior (PCI) e da sua vazão mássica.

$$\dot{Q}_{Comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad [kW] \quad (4)$$

Assim, a eficiência energética do ciclo e a eficiência energética global da planta, considerando o motor em conjunto com a alternativa de repotenciação, são dadas pelas Eq. (5) e Eq. (6), onde $\dot{W}_{Liq}$ é a potência líquida e $\dot{Q}_{in}$ é o calor fornecido ao ciclo.

$$\eta_{Ciclo}^{Energética} = \frac{\dot{W}_{Liq}^{Ciclo}}{\dot{Q}_{in}} \quad (5)$$

$$\eta_{Global}^{Energética} = \frac{\dot{W}_{Liq}^{Ciclo} + \dot{W}_{Liq}^{Motor}}{\dot{Q}_{Comb}} \quad (6)$$

2.2. Modelagem Exergética

Exergia de um fluxo é o máximo trabalho possível que este fluxo pode gerar ao passar por um processo reversível desde o estado que se encontra até o estado de referência. Segundo Lozano e Valero (1986), o estado de referência é definido pelas condições do ambiente local, dadas pela temperatura ambiente (T_0) e pela pressão ambiente (p_0). Desprezando-se os efeitos cinéticos e gravitacionais, a exergia de um fluxo (E) é determinada através da soma da suas parcelas química (E^Q) e física (E^F), segundo a Eq. (7).

$$E = E^Q + E^F \quad [kW] \quad (7)$$

A exergia do fluxo de água de resfriamento do motor é calculada utilizando o modelo de fluido real. Entretanto, sua parcela química é nula, pois a água não reage quimicamente ao passar pelos processos, ou seja, sua composição química não é alterada. Portanto, a exergia do fluxo de água de resfriamento do motor, explicitada pela Eq. (8), é função apenas de sua parcela física, sendo s e s_0 as entropias do fluxo de água no estado que se encontra e no estado de referência, respectivamente.

$$E_{Água} = \dot{m}_{Água} [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad [kW] \quad (8)$$

Utilizando-se ainda o modelo de mistura de gases ideais, a exergia do fluxo de gases de exaustão do motor pode ser determinada. Diferentemente da água, a sua parcela da exergia química não é nula, pois o ar atmosférico reage com o combustível para formar os gases de exaustão. Sabe-se ainda que a exergia química de uma mistura de gases depende da composição dessa mistura. Neste trabalho, considerou-se que existe uma parcela de SO₂ nos gases de exaustão, mas este elemento não está presente no ar atmosférico. Quando um elemento dos gases não está presente no ar atmosférico,

a exergia química dos gases (E_{Gases}^Q) pode ser computada com base na exergia química padrão (e^0) de cada elemento i , da constante universal dos gases (R) e da temperatura de referência (T_0), como mostra a Eq. (9).

$$E_{Gases}^Q = \frac{\dot{m}_{Gases}}{\sum_{i=1}^n y_i \cdot M_i} \sum_{i=1}^n y_i \cdot [e_i^0 + R \cdot T_0 \cdot \ln(y_i)] \quad [kW] \quad (9)$$

Kotas (1985) contabiliza a exergia química padrão dos componentes dos gases de exaustão, cujos valores são reproduzidos na Tab. 2.

Tabela 2. Exergia química padrão obtida de Kotas (1985).

Elemento	e^0 (kJ/kmol)
CO ₂	20140
H ₂ O	11710
N ₂	690
Ar	11690
O ₂	3970
SO ₂	303500

A parcela física da exergia do fluxo dos gases (E_{Gases}^F) é definida pela Eq. (10) como função da temperatura dos gases (T), pressão (p) e da função polinomial do calor específico à pressão constante c_p , cujos coeficientes já foram apresentados na Tab. 1.

$$E_{Gases}^F = \frac{\dot{m}_{Gases}}{\sum_{i=1}^n y_i \cdot M_i} \left[\sum_{i=1}^n y_i \int c_p \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT + R T_0 \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right] \quad [kW] \quad (10)$$

A exergia do combustível, por sua vez, é calculada com o auxílio da Eq. (11) como função do seu poder calorífico inferior (PCI), assim como a energia. No entanto, segundo Kotas (1985), é introduzido um fator β , dado pela Eq. (12), que é função das frações mássicas dos componentes (x_i).

$$E_{Comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot \beta \quad [kW] \quad (11)$$

$$\beta = 1,0401 + 0,1728 \frac{x_H}{x_C} + 0,0432 \frac{x_O}{x_C} + 0,2169 \frac{x_S}{x_C} \left(1 - 2,06828 \frac{x_H}{x_O} \right) \quad (12)$$

Finalmente, as eficiências exergéticas do ciclo e a global da planta são dadas, respectivamente, pelas Eq. (13) e Eq. (14), onde $\dot{W}_{Liq}$ é a potência líquida e $\dot{E}_{in}$ é a exergia do calor fornecido ao ciclo.

$$\eta_{Ciclo}^{Exergética} = \frac{\dot{W}_{Liq}^{Ciclo}}{\dot{E}_{in}} \quad (13)$$

$$\eta_{Global}^{Exergética} = \frac{\dot{W}_{Liq}^{Ciclo} + \dot{W}_{Liq}^{Motor}}{E_{Comb}} \quad (14)$$

3. APLICAÇÃO À TERMELETRICA COM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

A central termelétrica estudada, denominada UTE Viana, está localizada na região da Grande Vitória, no estado do Espírito Santo, e dispõe de 20 unidades motogeradoras (UG's) constituídas por motores alternativos de combustão interna Wärsilä W20V32 de 9.000 kW. Cada motogerador é configurado para produzir 8.730 kW de potência elétrica, totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW.

Os gases de exaustão são provenientes de 15 unidades geradoras (UG's), pois nas outras cinco os gases são aproveitados pelas caldeiras de recuperação para gerar vapor a ser utilizado pela própria planta. Os gases saem dos turbocompressores (motores turboalimentados) à uma vazão de 16,7 kg/s e uma temperatura de 345°C. A composição dos gases de exaustão, calculada através do modelo de combustão completa com excesso de ar úmido, apresentado em Moran e Shapiro (2011), é detalhada na Tab. 3.

Tabela 3. Composição molar dos gases de exaustão.

CO ₂ (%)	H ₂ O (%)	N ₂ (%)	O ₂ (%)	Ar (%)	SO ₂ (%)
6,36	5,58	75,53	11,60	0,90	0,03

A água de resfriamento dos motores, ao contrário dos gases de exaustão, pode ser aproveitada das 20 UG,s. Imediatamente antes de entrar no banco de radiadores, a água possui vazão de 100 m³/h e temperatura de 78,4°C.

Para avaliar a influência do resfriamento do ar de admissão na potência produzida foram utilizadas as metodologias propostas pela ISO 15.550 (ISO, 2002) e NBR ISO 3.046-1 (ABNT, 1995). Segundo ISO (2002), quando for requerido que o motor seja operado em condições diferentes da condição-padrão de referência, a potência deve ser corrigida em função das condições do ar. Para isto, são consideradas três condições ambientais que servem de parâmetro comparativo (Tab. 4).

Tabela 4. Condições ambientais para avaliação da alternativa de resfriamento do ar.

Condições Ambientais	Temperatura (°C)	Umidade Relativa (%)
Extrema	36,8	64
ISO	25	30
Média	23,6	83

A modelagem do ciclo combinado é baseada nos parâmetros e configurações de outros ciclos combinados implantados em conjunto com motores Wärtsilä (Fig. 1 e Tab. 5). Neste trabalho são analisadas duas possibilidades desta configuração. A primeira utiliza a água de resfriamento do motor (pontos 10 e 11) para pré-aquecer o fluido de trabalho. Já na segunda, não é utilizada a água de resfriamento do motor neste ciclo, e sim num ciclo Rankine Orgânico.

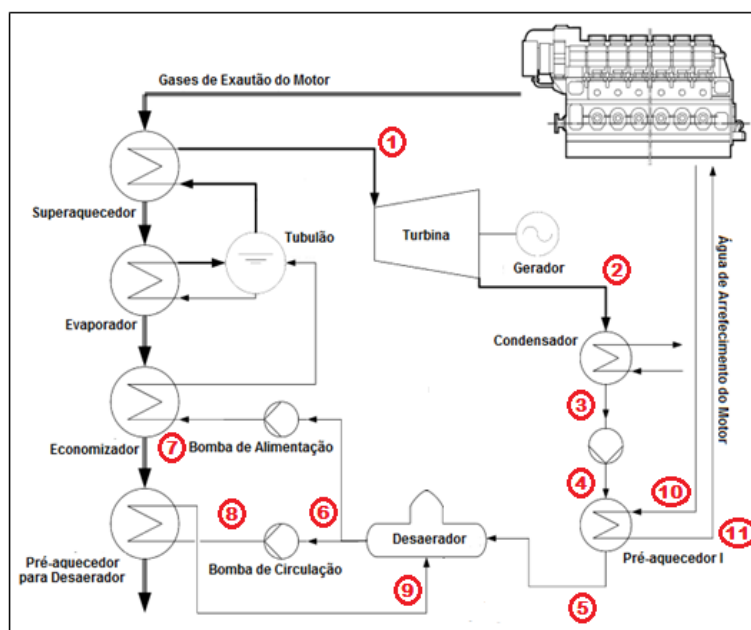


Figura 1. Modelo do ciclo combinado.
Fonte: Modificado de Gewald et al. (2012).

Tabela 5. Pontos pré-estabelecidos do ciclo combinado.

Ciclo	P (bar)	T (°C)	Comentário
Ponto 1	11,5	315,0	Vapor Super Aquecido
Ponto 2	0,1	45,0	Título de 95%
Ponto 3	0,1	45,0	Líquido Saturado
Ponto 6	4,2	145,0	Líquido Saturado
Ponto 9	4,2	164,9	Vapor Saturado

Bombarda *et al.* (2010) analisam e comparam a utilização do ciclo Kalina e do ciclo Rankine Orgânico para a recuperação de calor dos gases de exaustão de um motor diesel turboalimentado visando à geração termelétrica (repotenciação). Utilizam, na citada pesquisa, o motor Wäertsilä 20V32, que é exatamente o mesmo motor estudado no presente trabalho. Portanto, suas análises e comparações entre os ciclos são aqui incorporadas. Nas Fig. 2 e Fig. 3 são apresentadas as plantas empregadas pelos referidos autores.

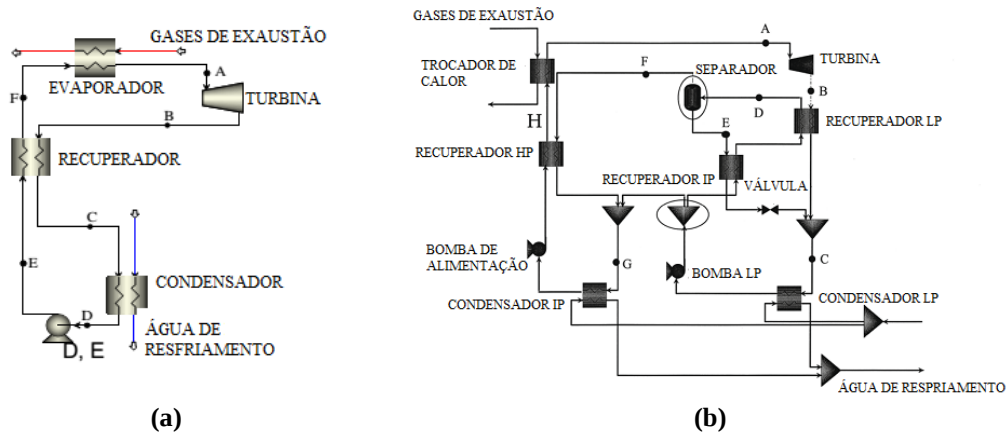


Figura 2. Plantas ORC (a) e Kalina (b) adotadas.
Fonte: Bombarda *et al.* (2010)

O aproveitamento exclusivamente do calor contido na água de resfriamento para produção de potência não é muito usual, pois a água quente é uma fonte de baixa exergia. Utilizar um ciclo Rankine a vapor alimentado somente pela água de resfriamento não seria possível. No entanto, é possível a produção de potência através do aproveitamento de água quente utilizando um ciclo Rankine Orgânico. Assim, existem empresas que produzem plantas ORC para aproveitamento exclusivo de água quente. A *Opcon Energy Systems* é uma empresa de soluções em energia que possui um produto chamado *Opcon PowerBox* (Opcon, 2016). Trata-se de uma pequena unidade de ORC capaz de produzir potência através de água quente. Na Fig. 3 esta representado um *PowerBox* implantado na planta industrial Aspa Bruk, na Suécia, que aproveita o calor da água quente na faixa de 76 a 81°C, com vazão de 340m³/h, para gerar uma potência líquida de 580 kW. Esta planta comercial utiliza água quente na mesma faixa de temperatura da água de resfriamento do motor (78°C) para geração de potência e, portanto, pode ser estudado a sua aplicação para aproveitamento de calor da água de resfriamento.

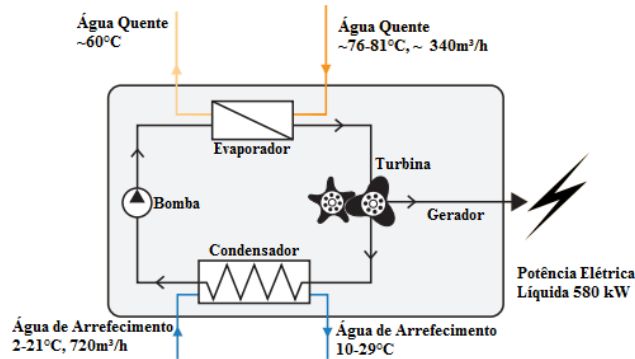


Figura 3. *PowerBox* de Aspa Bruk.
Fonte: Adaptado de Opcon (2016)

Como a termelétrica em questão não é próxima de um corpo d'água, todos os rejeitos térmicos das alternativas por meio de condensadores são feitos através de torres de resfriamento, cuja potência ($\dot{W}_{Torre}$) deve ser descontada da potência total através da Eq. (15), validada por Bachetti (2012), a qual relaciona o consumo da torre com o calor rejeitado ($\dot{Q}_{Diss}$).

$$\dot{W}_{Torre} = 5,28 \cdot 10^{-2} \cdot \dot{Q}_{Diss} \quad [kW] \quad (15)$$

4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

As análises foram realizadas em bases energética e exergética, visando dar mais subsídios para determinar a alternativa de repotenciação mais indicada, através da estimativa de potência adicional produzida, eficiências, perdas, irreversibilidades, para avaliar as oportunidades de melhoria no aproveitamento do calor.

4.1. Análise do Motor

Antes de avaliar as alternativas de repotenciação, é imprescindível a análise termodinâmica do motor utilizado nos estudos de caso. O objetivo aqui é destacar o potencial termodinâmico para aproveitamento que o motor dispõe. Para isso, é realizado um balanço energético (Fig. 4) e exergético (Fig. 5) no motor.

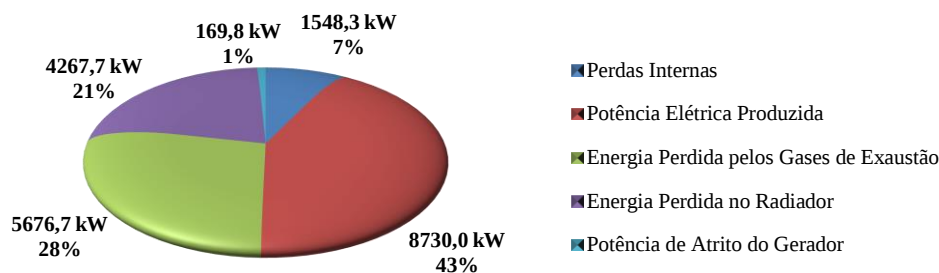


Figura 4. Balanço energético do motor.

A eficiência energética calculada para o motor é de 43% e o potencial de energia para aproveitamento, de 49% da energia fornecida inicialmente pelo combustível, ou seja, seriam 9,9 MW. Estes valores indicam o grande potencial energético de melhoria que existe na produção de potência adicional e consequente aumento de eficiência.

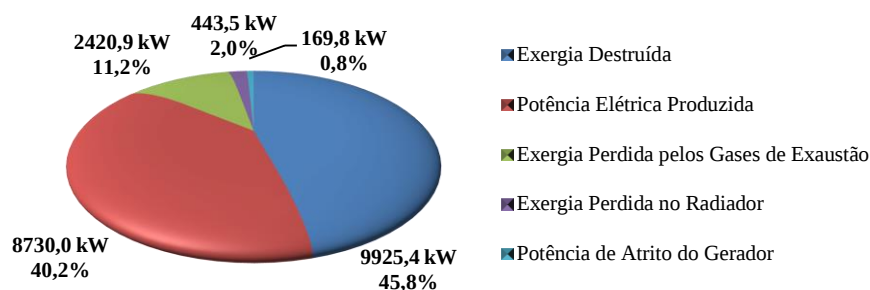


Figura 5. Balanço exergético do motor.

Através do balanço exergético percebe-se que a eficiência exergética é de 40,2%, bem próxima da eficiência energética. Entretanto, o potencial exergético para a aproveitamento é de 13,2%, ou seja, 2,8 MW (2.420,9 kW dos gases de exaustão e 443,5 kW da água de resfriamento).

Portanto há uma grande diferença entre disponibilidade de energia para aproveitamento (9,9 MW) e de exergia. Isto se deve, principalmente, ao fato de parte desta energia estar na forma de água quente, que é uma fonte de baixa exergia. No entanto, mesmo que o potencial exergético para aproveitamento seja menor do que a energia disponível, ainda assim é um excelente potencial a ser aproveitado pelas alternativas de repotenciação, o que justifica o presente trabalho.

4.2. Análise do Resfriamento do Ar de Admissão do Motor

Esta alternativa de repotenciação, ao contrário das outras, não é um ciclo de potência. Ela produz potência adicional indiretamente, através do resfriamento do ar de admissão, o que resulta em uma potência adicional produzida pelo próprio motor. Portanto, não é possível realizar uma análise termodinâmica do ciclo através de eficiências e balanços, como foi proposto. Logo, neste ponto, será analisado o quanto de potência adicional esta alternativa produz.

Os resultados obtidos com a utilização desta alternativa não foram satisfatórios. O melhor dos casos estudados foi o resfriamento do ar atmosférico na condição ISO (25°C, 1 atm e 30% de UR) dada por ABNT (1995). Portanto, esta opção será utilizada apenas para fins de comparação entre as alternativas. Na Tab. 6 estão apresentados os resultados para este caso, onde se verifica que, no melhor dos cenários, são gerados apenas 29,2 kW de potência elétrica adicional por motor, o que equivale a 0,3% da sua potência nominal.

Tabela 6. Parâmetros do resfriamento do ar de admissão nas condições ISO.

Parâmetro	Valor
Potência Elétrica Adicional Produzida (kW)	48,3
Capacidade de Refrigeração Necessária (TR)	45,4
Potência Elétrica Consumida (kW)	19,1
Potência Elétrica Líquida Adicional (kW)	29,2

4.3. Análise dos Ciclos

Para sintetizar as análises termodinâmicas realizadas neste trabalho, os principais resultados de cada alternativa são comparados nas Fig. 6 e Fig. 7. Nestas figuras, tais alternativas são abreviadas como: Ciclo Combinado com a Utilização de Água de Resfriamento (CCA); Ciclo Combinado sem a Utilização de Água de Resfriamento (CC); Ciclo Kalina (KA); Ciclo Rankine Orgânico (ORC); *Opcon PowerBox* (PB); e a combinação da alternativa ORC com a PB (ORCA), indicando o aproveitamento dos gases e da água por meio do Ciclo Rankine Orgânico.

Na Fig. 6 está apresentada a potência líquida adicional produzida para cada alternativa proposta de repotenciação por meio da recuperação do calor residual.

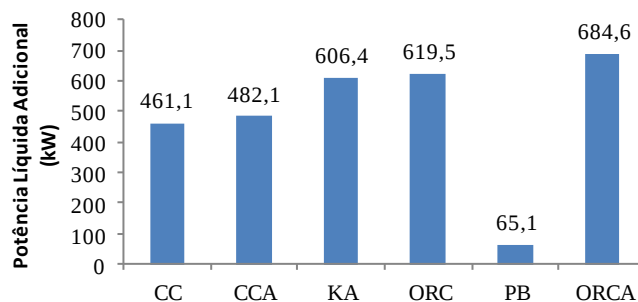
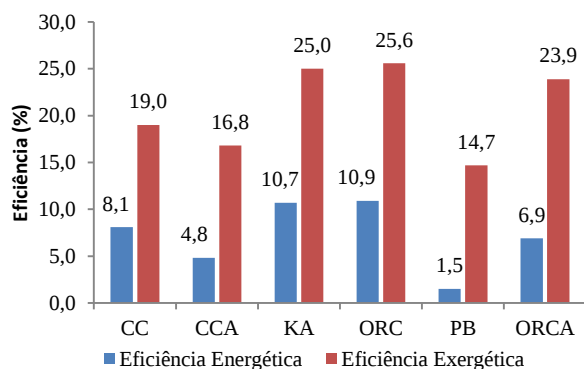
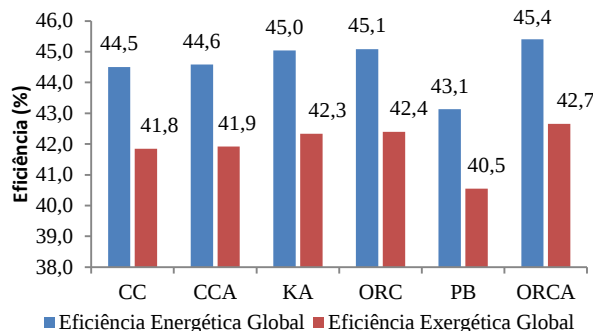


Figura 6. Comparativo da potência líquida adicional.

Já as eficiências energéticas e exergéticas dos ciclos e as globais da planta com a implementação de cada uma das alternativas em questão estão sintetizadas na Fig 7(a) e (b), respectivamente.



(a)



(b)

Figura 7. Comparativos das eficiências dos ciclos (a) e globais (b).

Analisando as Fig. 6 e Fig. 7, percebe-se que, isoladamente, o ciclo Rankine Orgânico é a melhor alternativa do ponto de vista termodinâmico. O ORC, por sua vez, é a tecnologia que apresenta a maior potência produzida (619,5 kW), as melhores eficiências energética (25,6%) e exergética (10,9%).

Para o aproveitamento da água de resfriamento, o ORC comercial *Opcon PowerBox* se mostrou a melhor alternativa, com 65,1 kW de potência adicional produzida, apesar de apresentar as menores eficiências em termos energéticos e exergéticos. Porém, isto se deve ao fato de esta tecnologia utilizar como insumo uma fonte de calor de baixa exergia (água quente), como já mencionado anteriormente. Comparando-se com o ciclo combinado, a utilização da água de resfriamento do motor para pré-aquecimento no ciclo proporciona um ganho de apenas 21 kW.

A combinação do ciclo Rankine Orgânico para recuperação do calor dos gases e do ORC da *Opcon PowerBox* para recuperação do calor da água de arrefecimento (ORCA) proporciona a solução que apresenta a maior potência líquida adicional (684,6 kW). A aplicação desta solução na UTE Viana seria capaz de gerar uma potência elétrica adicional de até 10,6 MW, ou seja, um aumento de 6,1% da potência atualmente produzida pela mesma, sem queima adicional de combustível. Isto equivale a um motor extra na usina, com 120% da capacidade dos motores atuais, sem consumo adicional de combustível. Além disto, o acoplamento desta alternativa combinada resulta nas maiores eficiências globais da planta, com 45,4% em termos energéticos, hoje de 42,8%, e 42,7% em bases exergéticas, contra os atuais 40,2%.

No entanto, deve-se ressaltar que estas análises são do ponto de vista termodinâmico. Portanto, há a necessidade de uma avaliação econômica das alternativas. Além disso, o presente trabalho também não levou em conta a economia de energia utilizada para resfriamento da água encontrada nas alternativas que aproveitam o calor da água de resfriamento.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho teve como objetivo avaliar termodinamicamente opções de repotenciação de termelétricas equipadas com motores de combustão interna, por meio da recuperação do calor residual. Foram avaliadas como alternativas o ciclo Rankine a vapor, o ciclo Rankine Orgânico, o ciclo Kalina e o resfriamento do ar de admissão do motor.

Para cada alternativa, foram realizadas análises baseadas na primeira e na segunda leis da termodinâmica. Estas análises em base energética e exérgica mostraram que, das quatro alternativas, o Ciclo Rankine Orgânico foi a que apresentou melhores resultados em termos de potência adicional e eficiência. Aproveitando apenas o calor dos gases de exaustão disponível dos 15 motores, é possível gerar até 5,3% da potência produzida pela UTE Viana sem uso de combustível adicional.

Para o aproveitamento exclusivo do calor da água de resfriamento do motor, o *Opcon PowerBox* se mostrou uma alternativa mais atrativa do que o aproveitamento do calor da água de resfriamento para pré-aquecimento de um ciclo combinado. Além disso, proporcionou a redução da potência de acionamento dos ventiladores utilizados nos radiadores, pois parte da energia que seria dissipada nos citados radiadores é aproveitada pelo *Opcon PowerBox*.

Considerando o máximo aproveitamento do calor disponível dos motores, ou seja, a utilização do calor dos gases de exaustão e da água de resfriamento, a combinação do Ciclo Rankine Orgânico (para aproveitamento dos gases de exaustão) e do ORC *Opcon PowerBox* (para aproveitamento da água de resfriamento) é a que apresenta a melhor solução visando à máxima potência produzida. Na aplicação da metodologia para a UTE Viana, esta combinação pode ser capaz de gerar uma potência elétrica adicional equivalente a um motor extra na termelétrica, ampliando para 120% da capacidade dos motores atuais, sem consumo adicional de combustível. Porém, vale ressaltar que estas análises não levaram em consideração aspectos econômicos, o que será objeto de estudos futuros.

Uma vez que o potencial exérgico para o aproveitamento é de 13,2%, e o máximo obtido pelas tecnologias avaliadas foi com o ORC, equivalente a 6,1%, supõe-se que este aproveitamento pode ser melhorado, principalmente reduzindo as irreversibilidades na transferência de calor entre os fluxos de resíduos térmicos e o fluido de trabalho dos ORCs. Logicamente, isso levaria a um aumento do custo dos evaporadores dos ORCs, mas a potência adicional gerada seria bem maior. Esta decisão pela máxima potência produzida que viabilize a implantação da recuperação de calor, devido ao alto custo de investimento, pode ser alcançada realizando-se a otimização destas alternativas.

Apesar do ORC se apresentar como a melhor alternativa do ponto de vista termodinâmico, trata-se de uma tecnologia relativamente recente, com poucos fabricantes, fazendo com que os custos de investimento nestes sistemas sejam ainda relativamente altos. Sendo assim, sem uma análise de viabilidade econômica, ou uma otimização termoeconômica, não é possível afirmar se tratar da alternativa mais viável. Por outro lado, embora o ciclo combinado (CCA) permita obter menor potência adicional relativamente ao ORC (ORCA), esta já é uma tecnologia mais consolidada e implantada, com mais fabricantes no mercado, com custos de investimento menores, fazendo com que esta possa ser mais viável.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores são gratos ao Programa de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico do Setor de Energia Elétrica regulado pela Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL e à Termelétrica Viana S.A. - TEVISA, empresa geradora de energia elétrica que deu suporte financeiro a este projeto.

7. REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1995, “NBR ISO 3046-1: Motores de combustão interna alternativos – Desempenho – Parte 1: Condições-padrão de referência e declarações de potência e de consumos de combustível e óleo lubrificante”, Rio de Janeiro, Brasil.
- Bachetti, A., 2012, “Avaliação e Validação da Modelagem de um Sistema de Cogeração Visando uma Posterior Aplicação da Otimização Operacional”, Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, Brasil.
- Bombarda, P.; Invernizzi, C. M.; Pietra, C., 2010, “Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 212-219.
- Gewald, D.; Karellas, S.; Schuster, A. Spliethoff, H., 2012, “Integrated system approach for increase of engine combined cycle efficiency”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 60, pp. 36-44.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2002, “ISO 15550: Internal combustion engines – Determination and method for the measurement of engine power – General requirements”, Genève, Suíça.
- Kotas, T. J., 1985, “The Exergy Method of Thermal Plants Analysis”. Krieger publishing company, Florida, USA.
- Lozano, M. A.; Valero, A., 1986, “Determinacion de la exergia para sustancias de interes industrial.” *Ingeniería Química*, pp. 119-128.

- Korobitsyn, M., 1998, "New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration combined and integrated cycles", Tese de Doutorado, Universidade de Twente, Enschede, Holanda.
- Mlcak, H., 1996, "An Introduction to the Kalina Cycle", Proceedings of the International Joint Power Generation Conference, Vol. 30, Houston, EUA.
- Moran, M.; Shapiro H., 2011, "Princípios de termodinâmica para engenharia", 6ª Edição. Editora LTC, São Paulo, Brasil.
- Morawski, A.; Santos, J.; Donatelli, J.; Martins, C.; Araújo, L., 2015, "Repotenciação de Centrais a Diesel Equipadas com Motores de Combustão Interna: Uma Revisão do Estado da Arte", Anais do 8º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás, Curitiba, Brasil.
- Morawski, A., 2016, "Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica Equipada com Motores de Combustão Interna Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual", 99p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, Brasil.
- Opcon, 2016. Catálogo do Fabricante. Disponível em <<http://opconenergysystem.com/en/opcon-powerbox-orc/the-orc-system-in-opcon-powerbox/>>. Acesso em 2016.
- Paanu, T.; Niemi, S.; Rantanen, P., 2012, "Waste Heat Recovery: Bottoming Cycle Alternatives", Proceedings of the University of Vaasa, Reports 175, Universidade de Vaasa, Finlândia.
- Quoilin, S.; Van Den Broek, M.; Declaye, S.; Dewallef, P. Lemort, V., 2013, "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 22, pp. 168-186.
- Soffiato, M.; Frangopoulos, C.; Manente, G.; Rech, S.; Lazzaretto, A., 2015, "Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier", Energy Conversion and Management, Vol. 92, pp. 523-534.
- Stenzel, W.; Sopocy, D.; Pace, S., 1997, "Repowering Existing Fossil Steam Plants". Dallas, TX: Power-Gen International.
- Talbi, M.; Agnew, B., 2002, "Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 6, pp. 693-702.
- Valdimarsson, P., 2003, "ORC and Kalina Analysis and Experience". Lecture material.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

THERMODYNAMIC EVALUATION OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE THERMOELECTRIC PLANTS REPOWERING THROUGH WASTE HEAT RECOVERY

Alexandre Persuhn Morawski, morawski.em@gmail.com¹
José Joaquim Conceição Soares Santos, jjcsantos@yahoo.com.br¹
João Luiz Marcon Donatelli, donatelliufes@gmail.com¹
Carla César Martins Cunha, carla@ele.ufes.br¹

¹Universidade Federal do Espírito Santo

Abstract: In diesel engine thermoelectric plants, a significant amount of heat is wasted through cooling water and exhaust gas. Due this fact, a heat recovering system could be designed and attached to the thermoelectric plant, aiming increase the net electric power production with the same fuel consumption. In this work is carried out a thermodynamic evaluation of repowering alternatives for diesel internal combustion engine thermoelectric plants, through the recovery of waste heat. The examined technologies are combine cycle, Organic Rankine cycle, Kalina cycle and absorption cycle aiming intake air cooling. The evaluations are based in the first and second laws of thermodynamics, and will define which of these alternatives produces a bigger net power and efficiency increase, taking UTE Viana as a study case. These analysis showed that, among the four alternatives, the Organic Rankine cycle (ORC) presented the best results, in terms of net power and efficiency. Regarding the recovery of the waste heat from the cooling water, the ORC also proved to be a very attractive alternative. In the case of UTE Viana the combine gas and cooling water waste heat recovery with the ORC proved to be capable of producing 10,6 MW of additional net power, that is equivalent of an increase of 6,1% in the net power of UTE Viana, without any additional fuel.

Keywords: thermoelectric plant ; diesel engine; waste heat; organic Rankine cycle; Kalina cycle