

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
PROGRAMA DE EDUCAÇÃO CONTINUADA - PECE

**GERAÇÃO DE ELETRICIDADE COM CICLO ORGÂNICO RANKINE APLICADO EM
MOTOGERADORES**

THIAGO ALVES ANDREOLI

São Paulo
2017

THIAGO ALVES ANDREOLI

Geração de Eletricidade Com Ciclo Orgânico Rankine Aplicado em Moto Geradores

Monografia do curso de do curso de
Especialização em Energias
Renováveis, Geração Distribuída e
Eficiência Energética .

Orientador Prof. MsC. Ronaldo Andreos

São Paulo
2017

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Alves Andreoli, Thiago

Geração de Eletricidade Com Ciclo Orgânico Rankine Aplicado em Moto Geradores/ Thiago Alves Andreoli; Prof. MsC. Ronaldo Andreos - Sao Paulo, 2016

Trabalho de avaliação final do curso de especialização em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética — Programa de Educação Continuada - PECE - Universidade De São Paulo, 2017

RESUMO

Nas últimas décadas, o atual modelo energético mundial levou à necessidade de procurar formas de obter energia que permitam diminuir a dependência das fontes de combustíveis fósseis e ao mesmo tempo aumentar o máximo possível a eficiência na obtenção de energia elétrica. As fontes renováveis de energia de baixa e média temperatura possuem um elevado potencial que pode ter uma influência importante no modo de vida das pessoas ao permitir a produção de energia descentralizada.

A proposta desse trabalho será a análise da aplicação de um modelo específico de unidade geradora de energia através ciclo ORC (Ciclo Rankine Orgânico) que reaproveita o calor dissipado pelo motor de combustão de acionamento do gerador e desta forma produzindo/gerando energia elétrica adicional, assim, temos uma melhora da eficiência do sistema pois uma parcela da energia térmica que será rejeitada é reaproveitada, aumentando a eficiência global do ciclo/sistema como um todo, ou seja, o sistema de gerador de energia elétrica através do ciclo orgânico Rankine converte o calor residual de baixa qualidade ($<250\text{ }^{\circ}\text{C}$) em energia elétrica usando fluidos de trabalho orgânicos com pontos de ebulição mais baixos do que o ciclo comum de Rankine baseado em vapor. O ciclo integra componentes otimizados e controles eficientes para um controle de aproveitamento térmico melhor possível do calor residual, não somente de moto-geradores como iremos abordar nesse trabalho, mas também de fontes comparativamente pequenas, por exemplo, caldeiras a gás, turbinas, reações químicas exotérmicas, calor de processos, energia térmica solar e geotérmica, chamas, compressores e outras fontes.

ABSTRACT

In recent decades, the current world energy model led to the need to find ways to get energy that allow to decrease the dependence on fossil fuel sources and at the same time increase the maximum possible efficiency in obtaining electrical energy. Renewable energy sources of low and medium temperature have a high potential that can have a major influence on the way of life of the people by allowing the decentralized energy production.

The proposal of this work will be the analysis of the application of a specific model of power-generating unit through ORC cycle (Organic Rankine cycle) that reuses the heat dissipated by the combustion engine generator drive and thus producing/generating additional electricity, so we have an improvement of the efficiency of the system because a portion of the heat energy that is rejected is reused by increasing the overall efficiency of the cycle/system as a whole, i.e. the generator of electric power system through the Organic Rankine cycle converts the waste heat of low quality ($250^{\circ}\text{C}<$) into electrical energy using organic working fluid with boiling points lower than the common cycle of Rankine steam-based. The cycle integrates components optimized and efficient controls to a control of thermal utilization of residual heat as best we can, not only of motor-generators as we will address in this work, but also comparatively small sources, for example, gas boilers, turbines, chemical reactions, exothermic process heat, solar thermal and geothermal energy, fire, compressors and other sources.

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 – A energia é a principal causa de emissões de todos os principais poluentes	10
Figura 02 – Energia consumida per capita em cada região	12
Figura 03 – Aumento da geração de eletricidade através das fontes de energia por tipo de combustível.....	13
Figura 04 – Participação na geração de eletricidade através das fontes de energia renováveis e não renováveis.....	13
Figura 05 – Ciclo de Carnot	14
Figura 06 – Processos do ciclo de Carnot.....	15
Figura 07 – Ciclo de Rankine Simples	17
Figura 08 – Perdas no ciclo de Rankine, (a) turbina e (b) bomba.....	19
Figura 09 – Ciclo ORC simples	20
Figura 10 – Comparação dos diagramas temperatura-entropia (T-s) de substâncias como a água (a) e que tem a inclinação negativa do ramo de vapor saturado (b)	23
Figura 11 – Esquema de um ciclo Rankine Orgânico (ORC)	24
Figura 12 – Esquema de uma montagem utilizando um MCI combinado com ORC	24
Figura 13 – MCI a GN de $\eta_e=34\%$	25
Figura 14 – Imagem ilustrativa de um MCI para a produção de energia elétrica	26
Figura 15 – Ilustra os principais componentes de um motor de combustão interna	27
Figura 16 – Os quatro tempos do ciclo Otto	29
Figura 17 – Diagrama P, v e diagrama T, s do ciclo de Otto	29
Figura 18 – Os dois tempos e quatro momentos do ciclo Diesel	30
Figura 19 – Diagrama P, v e diagrama T, s do ciclo Diesel	31
Figura 20 – Planta de geração baseada no Ciclo de Rankine Orgânico (ORC)	33
Figura 21 – Exemplo de uma máquina de expansão de duplo parafuso BITZER para aplicação no ciclo orgânico	34
Figura 22 – Solução construtiva de um compressor de parafuso	37
Figura 23 – Diagrama temperatura-entropia de um ciclo de Rankine Orgânico simples	41
Figura 24 – Foto ilustrativa motor Cummins C1400	45
Figura 25 – Dry cooler tipo “V”	47
Figura 26 – Dados de entrada e saída do software Electratherm.....	48
Figura 27 – Dados de entrada software Electrahern	48
Figura 28 – Dados de saída software Electrahern.....	48
Figura 29 – Recuperador de calor aletado	49
Figura 30 – Unidade ORC Electratherm modelo 6500	51
Figura 31 – Esquema das entradas e saídas das potências térmicas.....	52

Figura 32 – Configuração do ciclo ORC com dry cooler, destacando as potências e temperaturas em cada trecho.....	53
Figura 33 – Fluxo de caixa descontado do estudo da aplicação ORC	59
Figura 34 – Fluxo de caixa acumulado do estudo da aplicação ORC	59
Figura 35 – Gráficos dos perfis de instalação do ORC Electratherm.....	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Dados médios MCI Diesel e GN	27
Tabela 02 – Características importantes de alguns fluidos potencialmente utilizáveis no ciclo orgânico de Rankine	39
Tabela 03 – Classificação de fluidos quanto á toxidade e inflamabilidade, segundo a norma ASHRAE 34/2010	39
Tabela 04 – Alguns fabricantes de ORC	43
Tabela 05 – Modelos existentes ORC Electratherm	45
Tabela 06 – Dados referente ao motor Cummins C1400 N6C	46
Tabela 07 – Dados para o cálculo da potência consumida da bomba de alta temperatura ..	50
Tabela 08 – Análise do resultado comparativo com ORC, análise 01.....	57
Tabela 09 – Análise do resultado comparativo com ORC, análise 02.....	57
Tabela 10 – Fluxo de caixa do estudo da aplicação ORC	58

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	10
1.1. Equilíbrio entre as necessidades energéticas e sustentabilidade.....	10
1.2. Produção de Energia elétrica.....	12
2. CICLOS DE POTÊNCIA	14
2.1. Ciclo de Carnot	14
2.2. Ciclo de Rankine	16
2.3. Ciclo de Rankine Simples	17
2.4. Perdas no ciclo de Rankine	19
2.5. Ciclo de Rankine Orgânico	20
2.6. Ciclo Combinado	23
3. MOTORES ALTERNATIVOS OU DE COMBUSTÃO INTERNA	25
3.1. Motor de quatro tempos – Ciclo Otto	27
3.2. Motor de quatro tempos – Ciclo Diesel	30
4. APROVEITAMENTO DO CALOR RESIDUAL	31
4.1. Visão Geral	31
4.2. Recursos de Aproveitamento energético de baixa e média temperatura.....	33
4.3. Turbinas e Expansores	34
4.4. Fluido de trabalho do ciclo orgânico de Rankine	38
4.5. Modelo teórico do ciclo orgânico de Rankine aplicado com R245fa	40
4.6. Fabricantes de ciclos de Rankine Orgânico	42
5. ESTUDO DA APLICAÇÃO ORC EM MOTOGERADORES	43
5.1. Dados Motogerador	45
5.2. Condição de operação da unidade Electratherm 6500	46
5.3. Recuperador de Calor e bomba para escape do MCI	49
5.4. Análise final do estudo de viabilidade	51
5.5. Cálculo de eficiência ORC	53
5.6. Análise econômica (Payback, TIR, VPL)	55
6. CONCLUSÃO	60
6.1. Sugestão para trabalhos futuros	62
BIBLIOGRAFIA FUNDAMENTAL	63

1. INTRODUÇÃO

1.1. Equilíbrio entre necessidades energéticas e sustentabilidade

O mundo tem se preocupado com as consequências que podem surgir em consequência das mudanças climáticas. O debate em torno das causas que provocam o aquecimento do planeta alertou as pessoas para esse problema e de se focarem nas ações coletivas que devem ser tomadas para abrandar ou mesmo reverter o contínuo aumento das temperaturas a fim de estabilizar a situação o quanto antes.

Os chamados “gases de efeito de estufa”, como o dióxido de carbono, têm sido identificados como os maiores contribuidores para o aquecimento global. Desde o surgimento da Revolução Industrial que o Homem tem vindo a extrair o carvão e o petróleo, hidrocarbonetos mantidos durante milhões de anos no subsolo, convertendo-os em dióxido de carbono lançado na atmosfera. A combustão de combustíveis fósseis é largamente responsável pela qualidade de vida que muitos tinham como garantida e que agora parece ameaçada. O relatório de poluição da AIE mostra que o carvão e o petróleo são as principais causas dos principais poluentes atmosféricos, não somente o monóxido de carbono, mas também óxidos de nitrogênio e dióxido de enxofre. Estes combustíveis fósseis também são as principais causas de energia relacionada emissões de gases de efeito estufa, os governos devem tomar medidas para desencorajar o seu uso, na figura 01 mostra os principais poluentes produzidos pela produção de energia elétrica no ano de 2015.

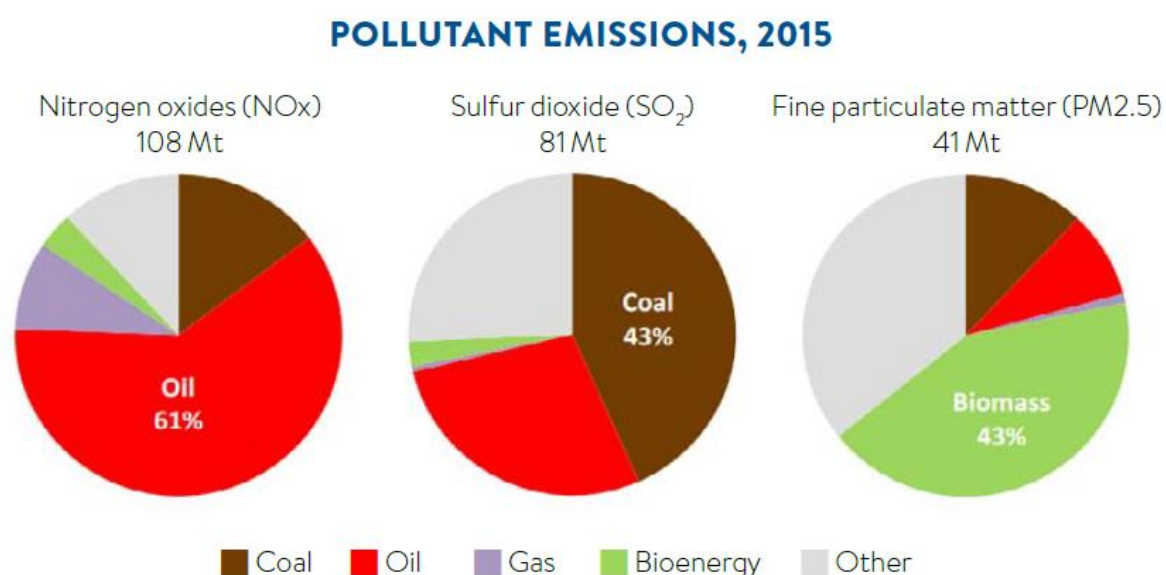


Figura 01 - A energia é a principal causa de emissões de todos os principais poluentes.
Fonte: IEA

Tendo em conta a diversidade de economias e culturas espalhadas pelo mundo, pode parecer fútil esperar por uma política energética global coerente, compreensiva e efetiva. Tal política deve compreender o papel crucial da energia, particularmente a eletricidade, em aumentar os padrões de vida de todas as pessoas. Devem, pois, ser encontradas formas de minimizar o impacto ambiental em converter recursos energéticos para servir em inúmeras aplicações. À medida que os combustíveis fósseis, em especial o petróleo, se vão tornando escassos, é provável o mundo vir a depender cada vez mais da eletricidade para as mais diversas necessidades do dia-a-dia, incluindo transportes (DiPippo, 2007), e que obrigará à procura de novas fontes de energia primária que sejam facilmente convertíveis em eletricidade.

O consumo global de energia na última metade do século vinte cresceu rapidamente e espera-se que continue a crescer nos próximos cinquenta anos. Contudo, espera-se observar diferenças significativas entre os últimos e os próximos cinquenta anos. O rápido crescimento do passado foi estimulado pelo preço relativamente barato dos combustíveis fósseis e pelo aumento das taxas de industrialização da América do Norte, Europa e Japão. No entanto enquanto o consumo de energia nesses países continua a aumentar, fatores adicionais entraram na equação tornando o cenário dos próximos cinquenta anos mais complexo. Estes fatores adicionais incluem o rápido aumento do consumo de energia por parte da China e da Índia, países que representam cerca de um terço da população mundial. Pelo lado positivo, as fontes renováveis de energia através das tecnologias eólica, biomassa, solar térmica, geotérmica, fotovoltaica, estão finalmente a tornar-se maduras e economicamente competitivas.

A conservação da energia pode e deve ter um papel importante num correto uso da energia no futuro e o conseqüente impacto no ambiente. A energia consumida per capita nos E.U.A. é três vezes superior à de alguns países europeus com sensivelmente o mesmo nível de índice de desenvolvimento humano. Como é possível constatar (Figura 02), mesmo tendo apenas em conta os países Europeus pertencentes à Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico (OCDE) combinados, a energia consumida nos E.U.A. é superior ao dobro da energia consumida naqueles países. É justo assumir que a energia *per capita* nos E.U.A. podia ser reduzida para o nível dos países europeus pertencentes à OCDE através de uma combinação de melhoria da eficiência energética e mudanças na infraestrutura dos transportes. Isto é significativo porque os E.U.A. usam cerca de 25% da energia consumida em todo o mundo (Goswami e Kreith, 2007).

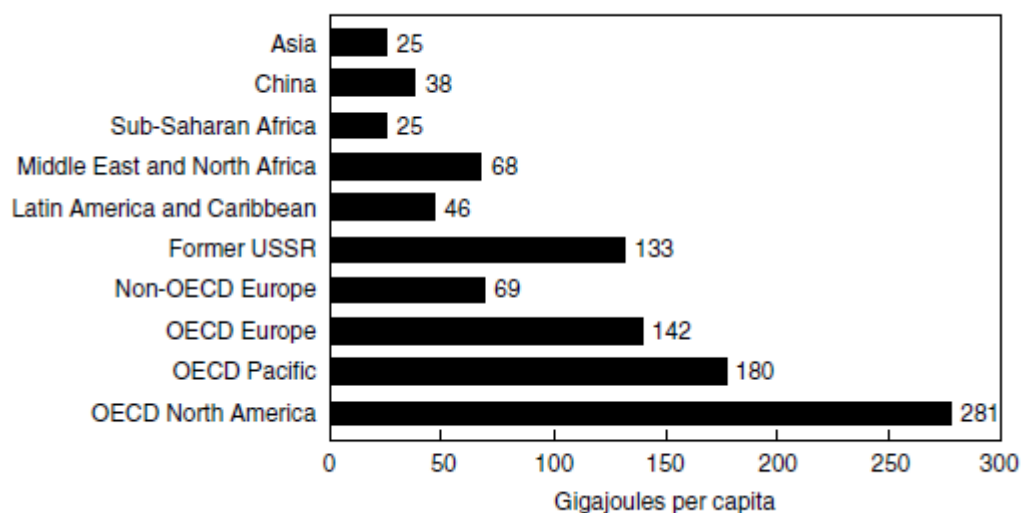


Figura 02 – Energia consumida per capita em cada região (Goswami e Kreith, 2007).

1.2. Produção de energia elétrica

A energia elétrica é uma forma de energia secundária não existindo na natureza sob a forma em que geralmente é utilizada. Nos últimos anos tem-se assistido um forte aumento da sua produção. É esperado que a nível mundial até 2030 sejam produzidos 30.364 TWh. A necessidade de produzir eletricidade irá aumentar nos países em vias de desenvolvimento, uma vez que estes países têm um grande potencial económico futuro e um índice de crescimento populacional elevado que é acompanhado pelo aumento dos padrões de vida e necessidades de consumo maiores. Como consequência, as necessidades de consumo de energia elétrica irão aumentar no sector residencial e comercial (Chandrasekharam e Bundschuh, 2008). Segundo dados da Agência Internacional de Energia prevê-se que até 2030 o crescimento da procura de energia elétrica seja de 119% no sector residencial, 97% nos serviços e 86% na indústria. O consumo mundial total de energia elétrica será em 2010 de 1436 Mtep (17% de toda a energia consumida) e em 2030 de 2263 Mtep (20% de toda a energia consumida).

A pressão económico-social tem levado a um incremento da chamada produção de energia elétrica descentralizada. Esta produção assenta em pequenas unidades, de reduzida potência instalada, distribuídas em função dos recursos existentes. Na grande maioria das situações a produção descentralizada faz uso das tecnologias de aproveitamento das fontes renováveis de energia (mini hidrelétrica, solar, eólica, geotérmica, biomassa, etc.), sendo da responsabilidade de operadores independentes ou mesmo de consumidores finais. No que se refere à utilização mundial de recursos renováveis para a produção de energia elétrica, estes são atualmente liderados pelos recursos hídricos (90% da energia

elétrica obtida a partir de recursos renováveis é de origem hídrica), sendo que a Agência Internacional de Energia prevê que este valor baixe para 70% em 2030 graças a um aumento da contribuição das outras fontes renováveis de energia, em especial da biomassa. Na Figura 03, que se segue é possível observar essa tendência no mundo e na Figura 04 observa-se a tendência no Brasil.

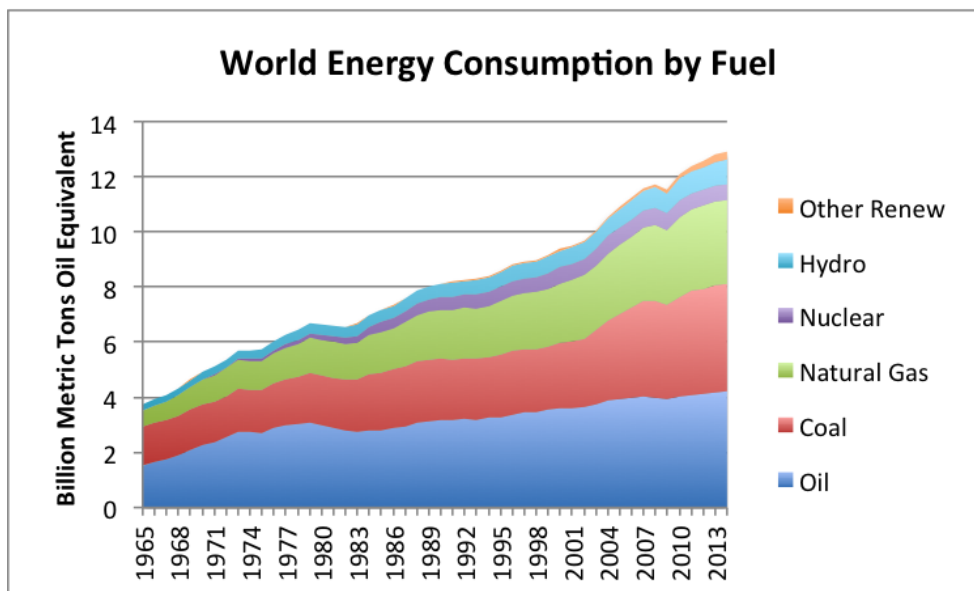


Figura 03 – Aumento da geração de eletricidade através das fontes de energia por tipo de combustível. (Based on BP Statistical Review of World Energy 2015 data)

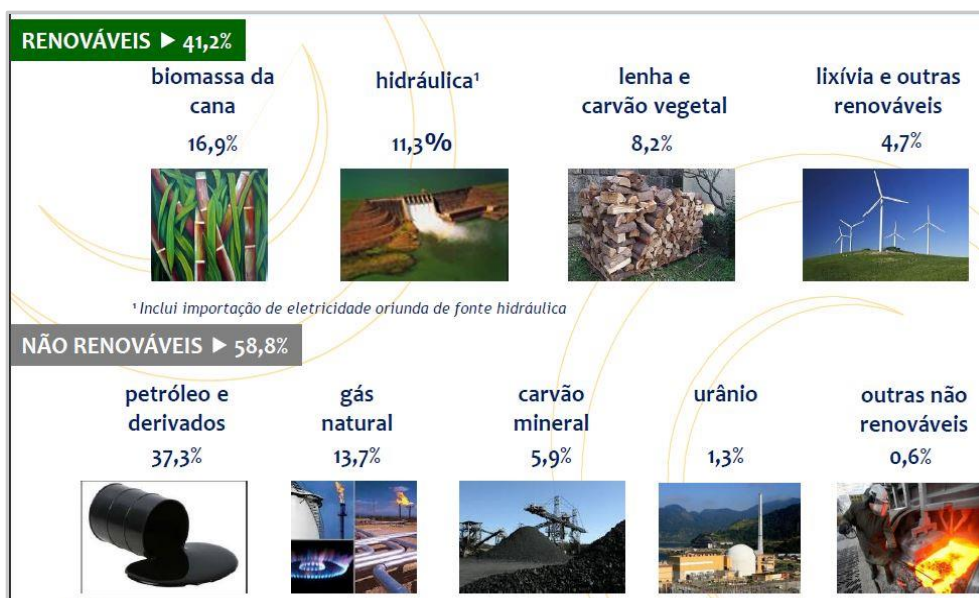


Figura 04 – Participação na geração de eletricidade através das fontes de energia renováveis e não renováveis. (EPE - Relatório Síntese, ano base 2015).

2. CICLOS DE POTÊNCIA

2.1 Ciclo de Carnot

O primeiro modelo teórico sobre as máquinas térmicas que teve sucesso foi proposto no ano de 1824 pelo físico, matemático e engenheiro francês Nicolas Léonard Sadi Carnot (1796-1832): trata-se do Ciclo de Carnot. Essa teoria, que diz respeito a uma máquina térmica capaz de alcançar o seu rendimento máximo, consiste em duas transformações adiabáticas alternadas com duas isotérmicas – sendo que todas essas seriam reversíveis, assim como o ciclo em si.

A busca pela máquina térmica ideal e a importância do Ciclo de Carnot.

As máquinas térmicas são equipamentos que convertem o calor em trabalho. Elas trabalham em ciclos e se utilizam de duas fontes de temperaturas distintas, uma fonte quente (por meio da qual se recebe o calor) e outra fria (para onde é direcionado todo o calor rejeitado).

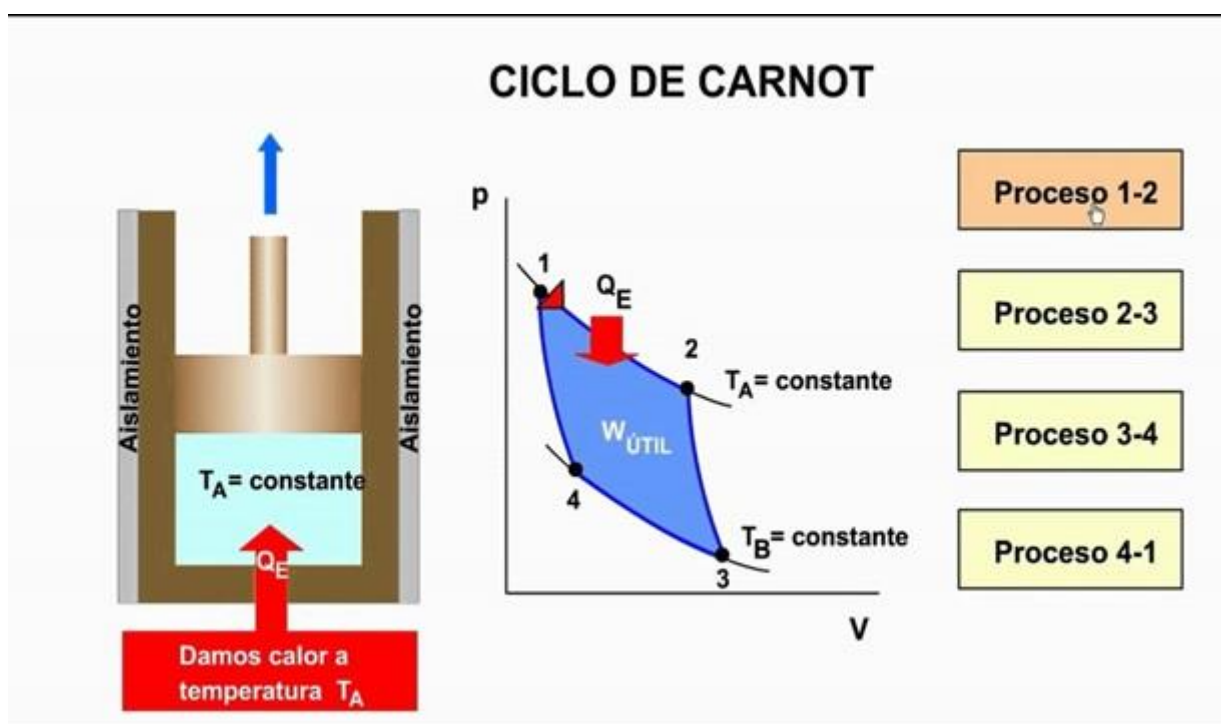


Figura 05 – Ciclo de Carnot (fonte: <https://www.resumoescolar.com.br/fisica/ciclo-de-carnot>)

O rendimento dessas máquinas é estabelecido pela razão entre a potência útil, que é todo o trabalho produzido pelo equipamento, e a potência total, constituída pelo calor que é fornecido pela fonte quente. As máquinas térmicas não são capazes de transformar todo o calor em trabalho e, assim, o rendimento delas nunca alcança os 100%.

Aí, então, é que se mostra a importância do Ciclo de Carnot. No século 19, muitos

acreditavam na possibilidade de se construir uma máquina térmica “perfeita”, ou seja, aquela que seria capaz de modificar toda essa energia fornecida em trabalho. Um equipamento que obtivesse o tão desejado rendimento total (100%).

Para garantir que essa ideia não passava de uma mera utopia, Nicolas Carnot então propôs sua máquina térmica teórica, que se comportava como um aparelho que tem o potencial de funcionar nesses 100%. Assim, esse ciclo de rendimento máximo passou a ser conhecido como Ciclo de Carnot.

Esse modelo teórico pode ser configurado por uma sequência de transformações gasosas em que a máquina térmica alcança o seu rendimento máximo ao operar em ciclos, diante de duas fontes térmicas. Com ele, o estudioso francês mostrou que, quanto maior fosse a temperatura da fonte quente, maior então seria o rendimento do equipamento para uma substância que se comportasse como um gás ideal.

A teoria de Carnot se divide em duas partes:

- A máquina de Carnot (todas as que operam segundo o ciclo criado pelo francês) tem rendimento maior do que qualquer outro equipamento do tipo, operando entre as mesmas fontes (mesmas temperaturas);
- Todas as máquinas deste modelo teórico têm o mesmo rendimento, desde que estas operem, também, com as mesmas fontes (mesmas temperaturas).

Qualquer substância pode ser levada a executar um ciclo de Carnot e, independentemente de qual seja ela, esse processo teórico é formado por quatro etapas, figura 06.

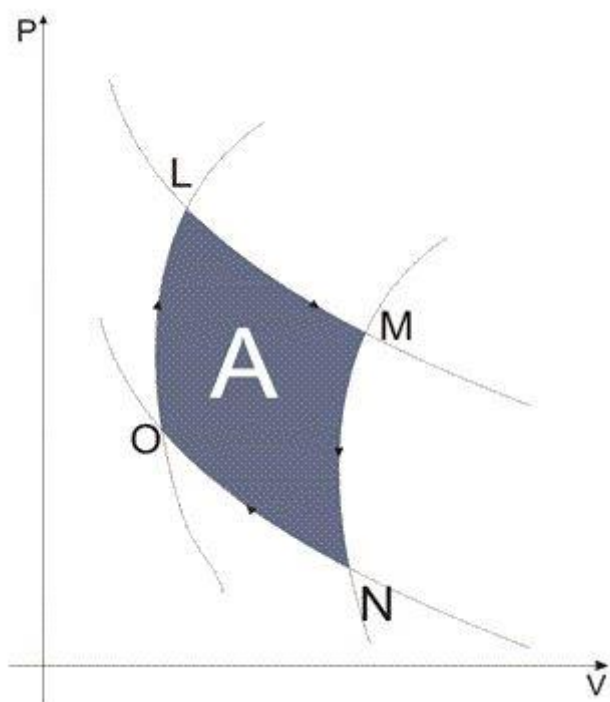


Figura 06 – Processos do ciclo de Carnot. (Fonte: www.resumoescolar.com.br/fisica/ciclo-de-carnot)

- Expansão isotérmica reversível – na qual o sistema recebe certa quantidade de calor da fonte de aquecimento (L-M);
- Expansão adiabática reversível – em que o sistema não faz a troca de calor com as fontes térmicas (M-N);
- Compressão isotérmica reversível – na qual o sistema cede o calor para a fonte de resfriamento (N-O);
- Compressão adiabática reversível – em que o sistema também não faz a troca de calor com as fontes térmicas (O-L).

O ciclo teórico de Carnot é formado de duas modificações isotérmicas: uma para a temperatura T_1 da fonte quente, onde ocorre o processo de expansão, e a outra para T_2 , que é referente à fonte fria onde ocorre o processo de compressão. Cada uma delas é intercalada com duas transformações adiabáticas. Portanto, deve-se conceber uma máquina térmica na qual o gás sofre as expansões e compressões de acordo com o Ciclo de Carnot, e no qual a T_1 seja a fonte quente e T_2 a fonte fria.

Nesse contexto, é bem comum de se dizer que o sistema que é submetido a essa teoria ganha a quantidade de energia Q_2 de um reservatório térmico mantido em alta temperatura T_2 e perde a quantidade de energia Q_1 para um recipiente térmico que, por sua vez, é alimentado em temperatura baixa T_1 .

Numa máquina do Ciclo de Carnot, as quantidades de calor trocadas com as fontes (quente e fria) são proporcionais às suas respectivas temperaturas absolutas: $Q_1/Q_2 = T_2/T_1$, sendo que T_1 é a temperatura da fonte quente (K); T_2 consiste na temperatura da fonte fria (K); Q_1 é equivalente à energia térmica fornecida pela fonte quente (J); e Q_2 é a recebida a partir da fonte fria (J).

Com isso, podemos concluir que para que aconteça o desejado “fenômeno” dos 100% de rendimento, todo o calor que se originou da fonte de aquecimento precisará ser demudado em trabalho, pois a temperatura integral da outra fonte (de resfriamento) deverá ser 0 K. E, então, como o zero absoluto não é algo que possa ser alcançado em um sistema físico, o modelo teórico criado pelo francês Nicolas Carnot se mostrou capaz de desmistificar toda essa ideia utópica de se construir a tal máquina térmica considerada “perfeita”.

2.2. Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine contorna algumas dificuldades do ciclo de Carnot para a utilização prática em ciclos de potência.

Há diversas variações do ciclo, mas o estudo tem início pelo ciclo de Rankine Simples. Esse ciclo é o ciclo de potência empregado em muitas centrais termelétricas movidas a combustível fóssil, biomassa e centrais nucleares. Mais recentemente o ciclo (orgânico) de Rankine

também tem sido empregado com o uso de energia solar e de energia térmica residual.

2.3. Ciclo de Rankine Simples

O ciclo Rankine simples ou elementar é uma modificação do ciclo de Carnot no que tange ao processo de bombeamento isentrópico 4-1 da Figura 07. Com efeito, dificuldades tecnológicas impedem que uma bomba seja construída para fins práticos com a finalidade de bombear uma mistura bifásica de líquido e vapor, como é o caso do estado 4. Assim, a modificação mais simples a ser introduzida no ciclo de Carnot é a condensação completa do fluido de trabalho, trazendo o estado 4 para a curva de saturação, como ilustrado na Figura 07. Nessa figura, o estado original 4 da figura 07 é representado agora por 4', e o fluido sofreu uma completa condensação até 4. Ainda com referência a essa figura, o estado ao final do bombeamento do líquido é o estado 5. Neste ponto, a segunda modificação do ciclo é introduzida, ou seja, processo de adição de calor que, no ciclo de Carnot original, era isotérmico (processo 1-2), torna-se isobárico (pressão constante). Esse processo ocorre no gerador de vapor, tendo o líquido entrada no estado 5 sofrido aquecimento até atingir a temperatura de saturação $T_H = T_1$, seguido de vaporização para deixar o gerador de vapor na condição de vapor saturado seco no estado 2. (SIMÕES, 2017)

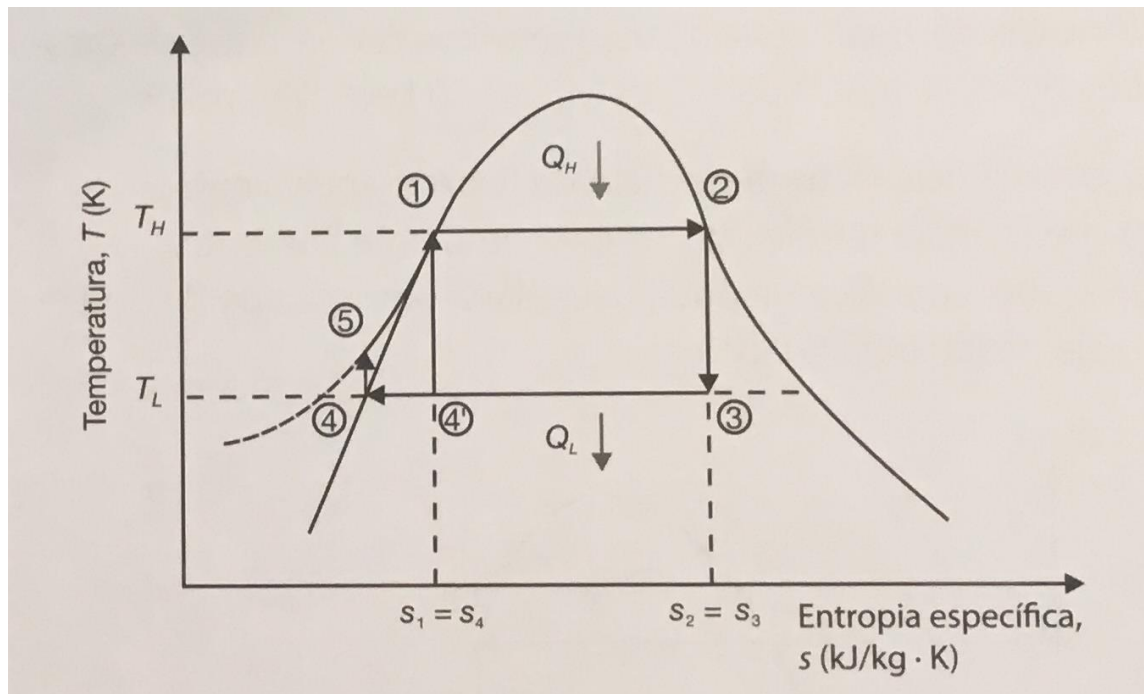


Figura 07 – Ciclo de Rankine simples. (Fonte: SIMÕES, 2017)

Em virtude da ocorrência de uma redução na temperatura média de adição de calor no ciclo de Rankine (ciclo 1-2-3-4-5-1) quando comparado com o ciclo de Carnot equivalente (ciclo 1-2-3-4'-1) da figura 23, haverá uma redução da eficiência térmica do ciclo.

Os equipamentos necessários à realização do ciclo de Rankine simples continuam os mesmos do ciclo de Carnot.

O balanço energético de cada componente é dado a seguir, desprezando-se a energia cinética e potencial:

Gerador de Vapor: $q_H = q_e = h_2 - h_5$

Turbina: $w_T = h_2 - h_3$

Condensador: $q_L = q_s = h_3 - h_4$

Bomba: $w_B = h_5 - h_4$

Em que h se refere às entalpias específicas, os índices são os estados indicados no ciclo da Figura 3.5 e os índices “e”, “s” significam entrada e saída, “B” bomba e “T” turbina. As trocas de calor e de trabalho indicadas nas expressões anteriores são específicas, ou seja, por unidade de vazão mássica em kJ/kg no SI. Desse modo, a potência total da turbina \dot{W}_T é dada pelo produto $\dot{m} \times w_T$, sendo \dot{m} a vazão mássica do fluido de trabalho que percorre todo o ciclo e w_T , o trabalho específico.

Convém ressaltar que na bomba o trabalho específico ainda pode ser estimado de modo simples, já que o líquido é praticamente incompressível, isto é, o volume específico ainda pode ser estimado de modo simples, já que o líquido é praticamente incompressível, isto é, o volume específico v é constante. Com isso tem-se que na região de líquido um processo isentrópico é dado por:

$$d_h = v dP \rightarrow \Delta h = \int_{P_4}^{P_5} v dP \approx v_4 (P_5 - P_4) \quad (1.1)$$

Como o trabalho específico é dado pela diferença de entalpias, a equação (1.2) se transforma em:

$$w_B = h_5 - h_4 \approx v_4 (P_5 - P_4) \quad (1.2)$$

2.4. Perdas no ciclo de Rankine

As perdas mais comuns de energia útil no ciclo de Rankine são as que se devem a atrito e a trocas de calor com diferenças finitas de temperatura. Além disso, as máquinas (turbina e bomba) também não são ideais. Para tanto devem ser consideradas suas eficiências.

a) Turbina não isentrópica:

Quando a turbina não é isentrópica em função de perdas por atrito ou por troca de calor, o caminho percorrido durante a expansão do vapor é irreversível (Figura 08 (a)). Desse modo, o rendimento isentrópico da turbina entre as pressões de entrada (1) e saída (2) para a temperatura (T_1) define-se como:

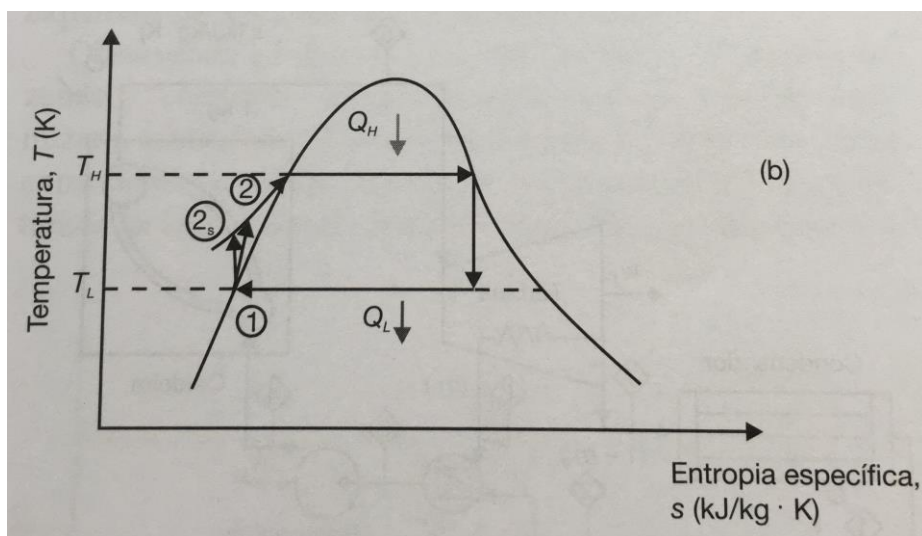
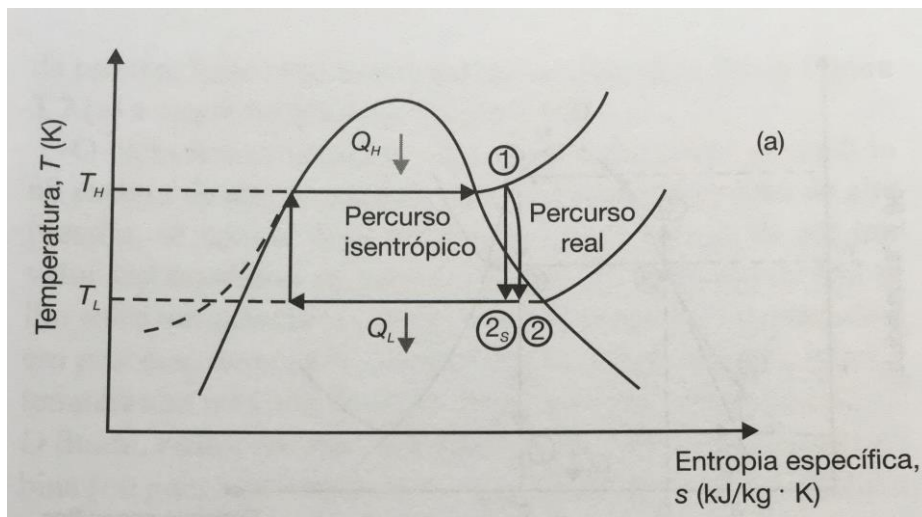


Figura 08 – Perdas no ciclo de Rankine, (a) turbina e (b) bomba. (Fonte: SIMÕES, 2017)

$$\eta_T = \frac{w_T}{h_1 - h_{2S}} \rightarrow w_T = \eta_T(h_1 - h_{2S}) \quad (1.3)$$

b) Bomba não isentrópica:

De forma análoga, o caminho é percorrido durante o bombeamento (Figura 08 (b)), e o trabalho isentrópico da bomba é definido como:

$$\eta_B = \frac{h_1 - h_{2S}}{w_B} \rightarrow w_B = \frac{(h_1 - h_{2S})}{\eta_B} \quad (1.4)$$

Outras perdas são efeitos de atrito na tubulação (queda de pressão) e trocas de calor não isotérmicas (caldeiras e condensadores).

2.5. Ciclo de Rankine orgânico

O ciclo de Rankine orgânico (ORC) ("Organic Rankine cycle" – ORC) é um processo promissor de conversão de energia térmica de baixa e média temperatura em eletricidade. O processo de funcionamento do ORC é semelhante ao ciclo fechado de Clausius-Rankine a vapor (Figura 24), envolvendo os mesmos componentes (evaporador, máquina de expansão, condensador e bomba), mas utiliza fluido orgânico ao invés de usar água como fluido de trabalho. Parte do desafio está na escolha do fluido de trabalho orgânico mais apropriado e da configuração do próprio ciclo (Saleh et al, 2005).

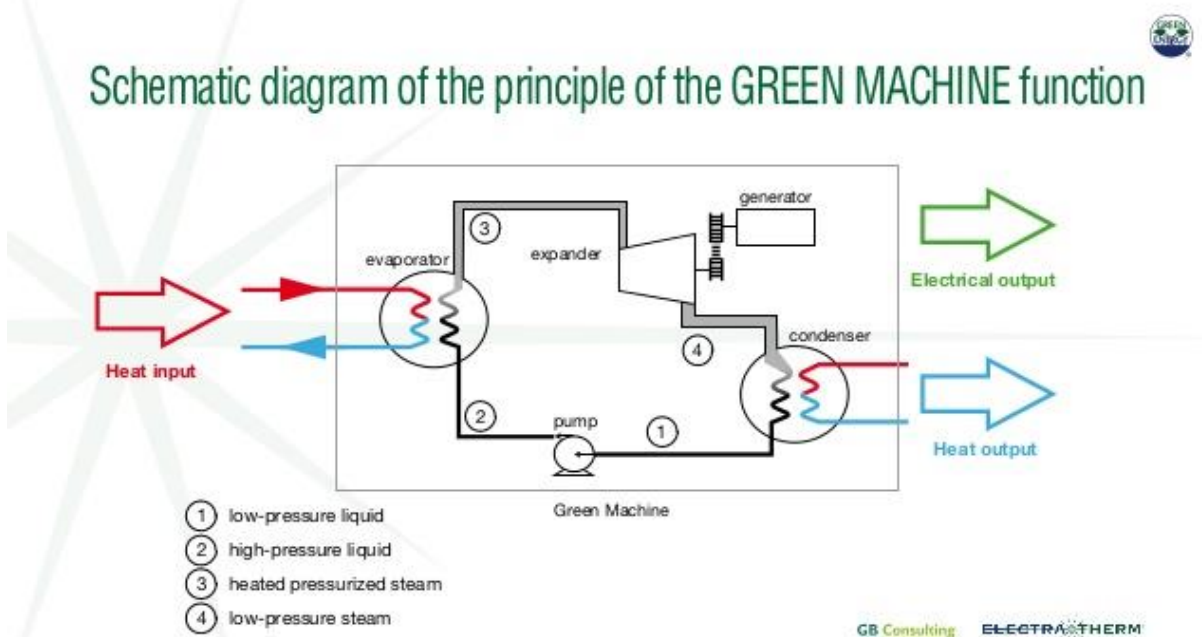


Figura 09 - Ciclo ORC simples (www.electratherm.com).

Uma questão a considerar nos processos do ORC é a de se avaliar quando é que uma substância orgânica é realmente melhor que a água a funcionar como fluido de trabalho. Esta questão levanta-se, em particular, para fontes térmicas de temperatura média. Uma maior massa volumétrica do fluido de trabalho à saída das turbinas permite que estas tenham um menor atravancamento (Quoilin e Lemort, 2009), e assim permitir uma redução do tamanho do ORC e reduzir significativamente as despesas de manutenção de forma a ter um menor custo de produção, permitindo ao processo ser economicamente exequível e viável (Larjola, 1994).

O sucesso desta tecnologia pode ser em parte explicado pelo tipo de construção modular. Um mesmo sistema ORC pode ser usado, com poucas modificações, em conjunto com diversas fontes de calor. Este sucesso é também reforçado pela maturidade tecnológica da maioria dos seus componentes, devido ao seu uso extensivo em aplicações ligadas à indústria da refrigeração.

Além do mais, e ao contrário dos ciclos convencionais, esta tecnologia possibilita a produção de eletricidade ao nível local.

Atualmente, os ciclos de Rankine orgânicos estão comercialmente disponíveis para capacidades da ordem dos MW. Contudo, poucas são as soluções atualmente aplicáveis à escala de kW, estando em fase de investigação e desenvolvimento (Quoilin e Lemort, 2009).

A solução para o aproveitamento do calor a temperaturas baixas passa pela utilização de outro tipo de fluidos, que não exijam sobreaquecimento e que vaporizem a temperaturas mais baixas, possibilitando a absorção do calor residual.

As principais razões para a escolha de um fluido orgânico em detrimento da água são:

- A necessidade de sobreaquecer a água para evitar a condensação durante o processo de expansão, o que danificaria as lâminas das turbinas;
- A pressão excessiva no evaporador;
- A complexidade e o custo das turbinas;

O princípio de funcionamento do ORC é o mesmo do ciclo de Rankine: idealmente o fluido é bombeado isentropicamente para um permutador de calor que recebe calor da fonte quente onde é evaporado a pressão constante. Em seguida, é expandido isentropicamente numa turbina, produzindo trabalho e é finalmente condensado para a baixa pressão, completando o ciclo.

Um ORC apresenta várias vantagens em relação a um ciclo de Rankine convencional no aproveitamento de calor residual. São elas:

- É requerida menor quantidade de calor durante o processo de evaporação;
- A evaporação ocorre a uma menor pressão e temperatura;

- O processo de expansão termina na região de vapor sobreaquecido e, portanto, não é necessário o sobreaquecimento do fluido, evitando-se a erosão das pás das turbinas;
- A menor diferença de temperatura entre a evaporação e a condensação significa também que o respectivo range de pressões será muito menor, podendo ser utilizados dispositivos de expansão com apenas um estágio.

Se observamos a curva de saturação no diagrama temperatura-entropia para a substância pura água, percebemos que ela é parecida com um “sino”. É possível verificar que para baixas temperaturas os ramos líquidos e o vapor saturado se “abrem”, em particular o ramo de vapor saturado á direita.

Isso faz com que sejam necessárias várias modificações no ciclo original de Rankine, como superaquecimento do vapor, reaquecimento e ciclo regenerativo com extração de vapor. Essa dificuldade gerou interesse pela identificação de novos fluidos de trabalho que tenham um comportamento menos acentuado do ramo de vapor saturado. Com o objetivo, essa substância permitiria a expansão de um vapor saturado da alta até baixa pressão, sem adentrar ou adentrando muito pouco na região de mudança de fase. Com isso, as turbinas e outras máquinas de expansão não sofreriam o nefasto problema de erosão gerado pelo impacto das gotículas de líquidos em suas partes internas. A figura 10, mostra de forma comparativa o comportamento no diagrama temperatura-entropia ($T-s$) do ramo de vapor saturado para uma substância como a água (figura 10a), e para uma substância que tem o ramo do vapor saturado inclinado negativamente (Figura 10b). Note que a expansão do vapor saturado 6 até o estado 7s se dá na forma “úmida” para substâncias do tipo aquela da água, isto é, ao final do processo de expansão na turbina, o estado final está na região de mudança de fase. Isto já não ocorre com fluidos que têm o diagrama $T-s$ como o da Figura 10b. A expansão será sempre “seca”. A expansão “seca” permite a seleção de máquinas de expansão (turbinas) sem o problema da deterioração das pás pelo impacto de gotículas de fluido.

Feng e Kurita (2009) estabeleceram uma série de critérios de seleção de fluido de trabalho. Ainda que o trabalho deles não seja exaustivo, pode servir como primeiro guia para a seleção do fluido. Os seguintes critérios foram estabelecidos: pressão de trabalho, vazões toxidade, inflamabilidade e viabilidade econômica; isso falaremos com mais detalhes no capítulo sobre o fluido de trabalho.

O critério da pressão de trabalho destina-se a garantir que o ciclo opere sempre com uma pressão “positiva”, evitando a entrada de ar no ciclo. Isso limita a pressão do condensador.

Fluidos de elevada entalpia de vaporização também demandam menores vazões, o que diminui o tamanho de equipamentos como as bombas, por exemplo. Outro critério é a não toxidade para evitar riscos operacionais e, finalmente, a viabilidade econômica que está relacionada ao custo de aquisição e manutenção.

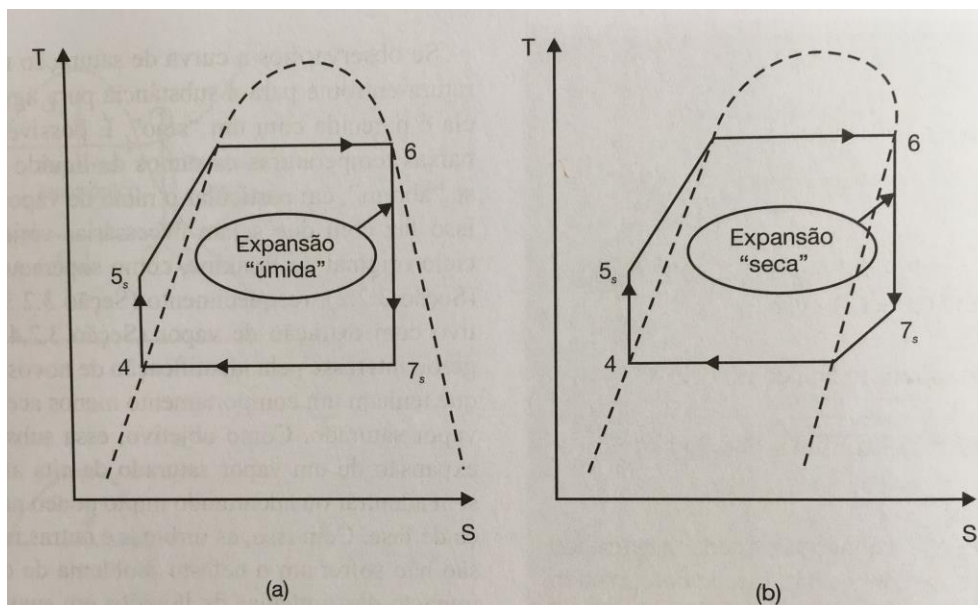


Figura 10 – Comparação dos diagramas temperatura-entropia (T-s) de substâncias como a água (a) e que têm a inclinação negativa do ramo de vapor saturado (b). (Fonte: SIMÕES, 2017)

2.6. Ciclo Combinado

Um sistema de ciclo combinado trata-se de uma associação das duas tecnologias, como por exemplo a associação do ciclo Rankine com o ciclo Otto. Assim, integra-se turbinas ou expansores aos motores a gás que acionam os respectivos geradores elétricos. A recuperação do calor proveniente dos gases de exaustão é utilizada para a produção de vapor de água ou fluido refrigerante superaquecido, que posteriormente, é expandido em um expensor gerando energia mecânica impulsionando o gerador, produzindo-se assim a energia elétrica adicional.

O ciclo combinado maximiza a produção de energia elétrica, dependendo do projeto do sistema, pode-se ainda utilizar energia térmica, através de extrações de vapor.

Na Figura 11, encontra-se representado um esquema do princípio de um sistema de ciclo combinado destacando o ciclo Rankine orgânico e na Figura 12, representa as duas tecnologias, o Ciclo Otto e o Ciclo Rankine Orgânico.

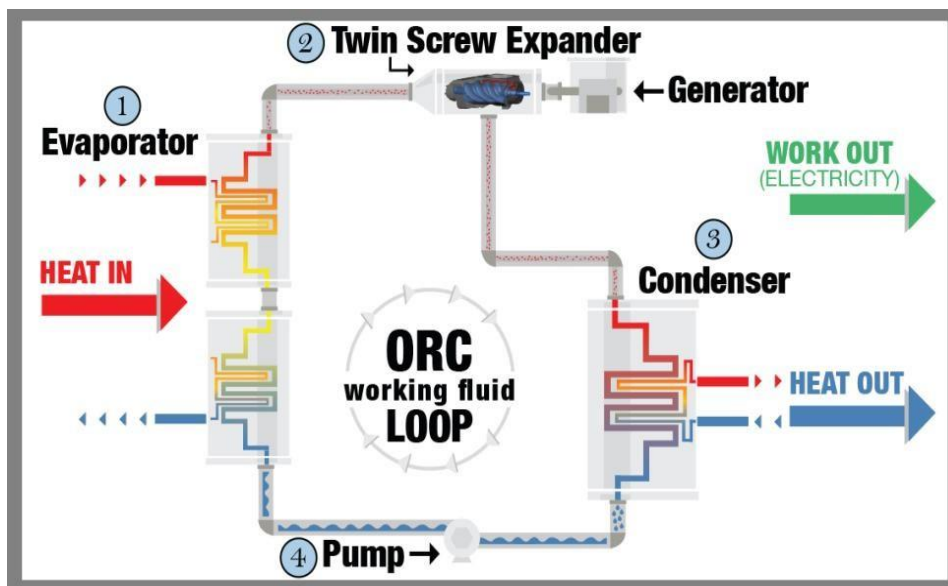


Figura 11 - Esquema de um ciclo Rankine Orgânico ORC. (Fonte: Electratherm Power Engineer, 2015)

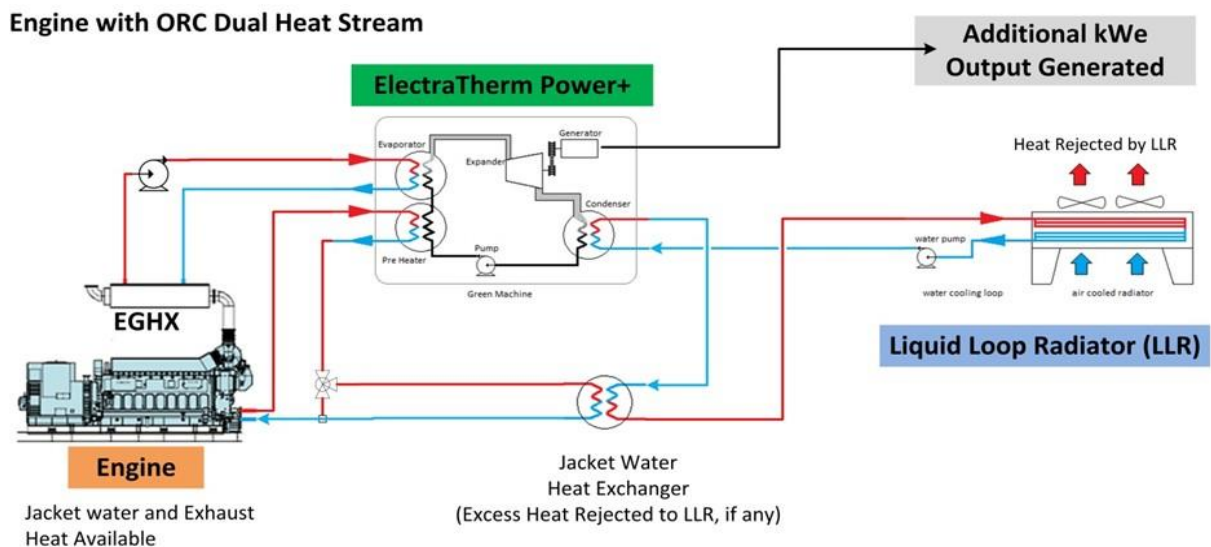


Figura 12 - Esquema de uma montagem utilizando um MCI combinado com ORC. (Fonte: Electratherm Power Engineer, 2015)

O funcionamento do ciclo combinado está baseado no aproveitamento dos gases de escape a alta temperatura do MCI para evaporar o fluido orgânico do ciclo ORC, e com alta entalpia são utilizados para gerar potência em uma turbina ou expensor (JEFFS, 2008).

3. MOTORES ALTERNATIVOS OU DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas alternativas destinadas à produção de energia mecânica, isto é, de força motriz de acionamento. Podem ser classificados como de explosão, quando a ignição é realizada por faísca e, nesse caso, funcionam de acordo com o Ciclo de Otto ou como de ignição por compressão, sendo assim o Ciclo de Diesel.

Os grupos motogeradores são compostos por um motor a combustão interna estacionário acoplado a um gerador de energia elétrica (figura 07). Os motores a combustão interna são do tipo endotérmico com movimentos alternativos através de pistões que giram o eixo principal transmitindo a potência necessária para girar o alternador que produz a energia elétrica.

O MCI queima o combustível em sua câmara de combustão para movimentar os cilindros podendo ser alimentado por diversos tipos de combustível, sendo o primeiro, mais comum o óleo diesel, biodiesel ou óleo pesado, este tipo trabalha no ciclo diesel e a ignição é realizada através da compressão da mistura combustível, largamente utilizado como gerador de emergência.

O segundo tipo de MCI pode ser alimentado por etanol, gás natural (GN) ou biogás, trabalhando no ciclo Otto, sua ignição é realizada através de centelha, largamente utilizada em sistemas de geração na base, por possuírem emissões de poluentes expressivamente menores que o ciclo diesel.

O rendimento elétrico dos MCI a gás natural pode variar entre 25 e 45% quando aplicados em ciclos combinados.

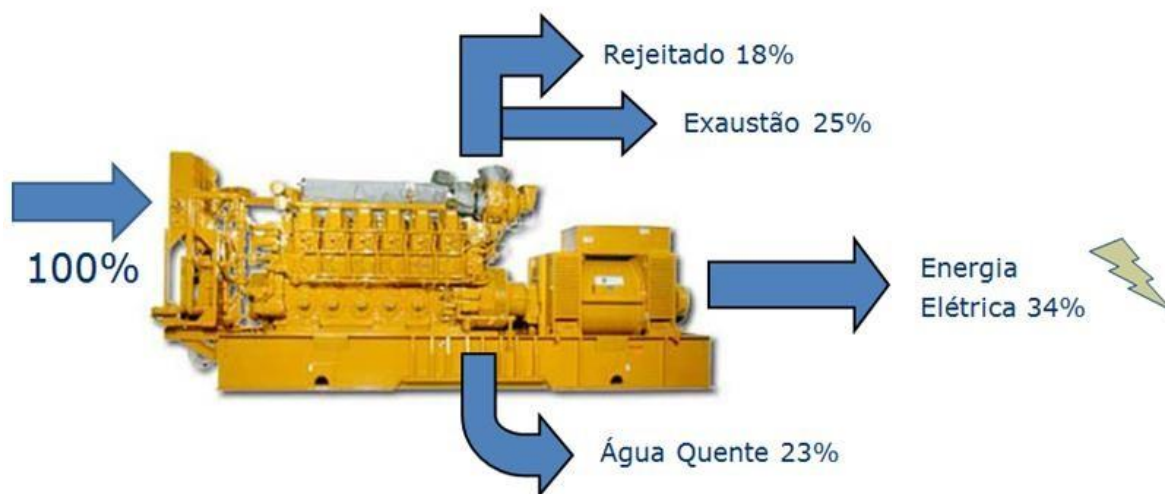


Figura 13 - MCI a GN de $\eta_e = 34\%$ (ABEGÁS, 2011)

Estes motores possuem vários parâmetros de funcionamento:

- Ponto Morto Superior (PMS): é a posição extrema do pistão, na parte superior do cilindro, definindo o volume mínimo deste;
- Ponto Morto Inferior (PMI): é a posição extrema do pistão, na parte inferior do cilindro, definindo o volume máximo deste;
- Volume de admissão: é o volume existente entre o PMS e o PMI e é dado por:
[Volume de admissão = $\pi \times \text{raio}^2_{\text{cilindro}} \times \text{curso do pistão}$]
- Tempo motor: corresponde ao deslocamento do êmbolo, desde o PMS até ao PMI, que resulta da expansão dos gases, na combustão;
- Curso do êmbolo: é a distância percorrida entre o PMS e o PMI;
- Volume da câmara de combustão: é o volume ocupado pela mistura ar/combustível, quando o pistão se encontra no PMS;
- Taxa de compressão: corresponde à relação volumétrica, no cilindro, antes e depois da compressão, e é dada por:

$$\text{[Taxa de compressão = (Volume}_{\text{admissão}} + \text{Volume}_{\text{Câmara de combustão}}) / (\text{Volume}_{\text{Câmara de combustão}})]$$

Apresenta-se, na Figura 14, um motor de combustão interna para a produção de energia elétrica.



Figura 14 – Imagem Ilustrativa de um MCI para produção de energia elétrica (Fonte: Caterpillar, 2010)

Para efeito de estudo energético é recomendado adotar os valores referencias da tabela 01, referentes aos valores médios dos diversos fabricantes de MCI no Brasil (ABEGÁS, 2012).

Tabela 01 - Dados médios MCI Diesel e GN (ABEGÁS, 2012), adaptada.

MCI	Ciclo Diesel	Ciclo Otto
Tipo de combustível	Líquido Pesado (Diesel)	Líquido Leve / Vapor (GN)
Rendimento elétrico médio (η_e)	35%	34%
Consumo médio Diesel / GN	0,30 L/kWh	0,30 m ³ /kWh
Preço médio de aquisição	R\$ 650 a R\$ 850 / kW	R\$ 750 a R\$ 1.100 / kW
Custo médio com manutenção	R\$ 35 a R\$ 50 / MWh	R\$ 20 a R\$ 35 / MWh

3.1. Motor de quatro tempos – Ciclo de Otto

Este motor, também conhecido por motor de explosão, devido à forma como se realiza a ignição, baseia o seu funcionamento num ciclo termodinâmico idealizado pelo engenheiro francês Alphonse Beau de Rochas, em 1862. Nikolaus Otto, um engenheiro alemão, construiu um motor que operava com este ciclo, em 1876, embora este não fosse exatamente igual aos motores atuais.

A câmara de combustão contém um cilindro, uma válvula de admissão, uma válvula de escape e uma vela de ignição. No interior do cilindro, move-se um pistão que se encontra acoplado à biela e está articulada com a cambota. Assim, a cambota transforma o movimento retilíneo de ida e volta do conjunto pistão-biela num movimento rotativo.

Estes motores utilizam como combustível fundamentalmente gasolina, álcool, gás natural, bioetanol ou biogás.

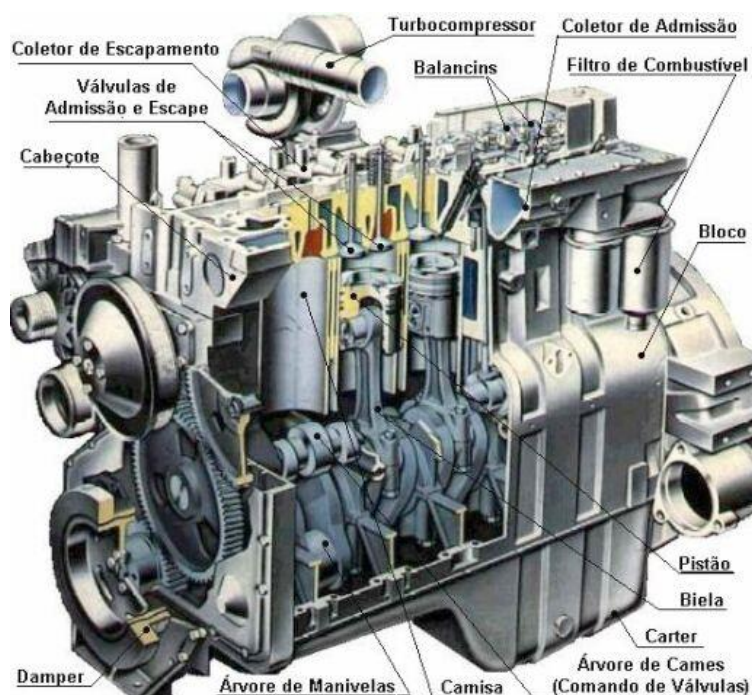


Figura 15 - Ilustra os principais componentes de um motor de combustão interna (Fonte: Cummins)

O ciclo de trabalho de um motor Otto define-se em quatro tempos distintos, compreendendo duas voltas na cambota ou quatro cursos completos do êmbolo. Considerando o uso de apenas duas válvulas, que são comandadas pelos ressaltos da árvore de cames, uma de admissão, que permite a introdução no cilindro de uma mistura gasosa composta por ar e combustível, e outra de escape, que permite a expulsão para a atmosfera dos gases queimados, o ciclo de funcionamento de um motor de combustão interna a quatro tempos é o seguinte:

- Com o êmbolo (ou pistão) no PMS, é aberta a válvula de admissão, enquanto se mantém fechada a válvula de escape. A mistura gasosa é regulada pelo sistema de alimentação. O êmbolo é impulsionado para baixo, pelo veio de manivelas, movendo-se então até ao PMI. Assim, a cambota rodou meia volta. Este primeiro curso do êmbolo é o primeiro tempo do ciclo, ou tempo de admissão.
- Nesta altura, fecha-se a válvula de admissão, ficando o cilindro cheio com a mistura gasosa, que é comprimida pelo pistão, impulsionado no sentido ascendente, em direção à cabeça do motor, pelo veio de manivelas, até atingir novamente o PMS. Durante este movimento, as duas válvulas encontram-se fechadas. A cambota completa uma volta. Este segundo curso do êmbolo constitui o segundo tempo do ciclo, ou tempo de compressão.
- Quando o êmbolo atinge o PMS, a mistura gasosa que se encontra comprimida no espaço existente entre a face superior do êmbolo e a cabeça do motor, o que se denomina por câmara de combustão, é inflamada devido à faísca produzida pela vela e explode. O aumento de pressão, causado pelo movimento de expansão dos gases, empurra o êmbolo até ao PMI, impulsionando assim o veio de manivelas e produzindo a força rotativa necessária ao movimento do eixo do motor. Nesta fase, a cambota rodou uma volta e meia. Este terceiro curso do êmbolo é o terceiro tempo do ciclo, também designado por tempo de explosão, tempo motor ou tempo útil, uma vez que é o único em que efetivamente se produz trabalho.
- O cilindro encontra-se agora cheio de gases resultantes da combustão da mistura. Nesta altura, o êmbolo retoma o seu movimento ascendente, impulsionado pelo veio de manivelas, e a válvula de escape abre. Permite-se, assim, a expulsão dos gases para a atmosfera, impelidos pelo êmbolo no seu movimento até ao PMS, e a válvula de escape volta a fechar. A cambota completou duas voltas. Este último curso do êmbolo é o quarto tempo do ciclo, o tempo de exaustão ou de escape.

Após a expulsão dos gases, o motor retorna às condições iniciais, permitindo que o ciclo se repita. A Figura 16 ilustra os quatro tempos descritos anteriormente.

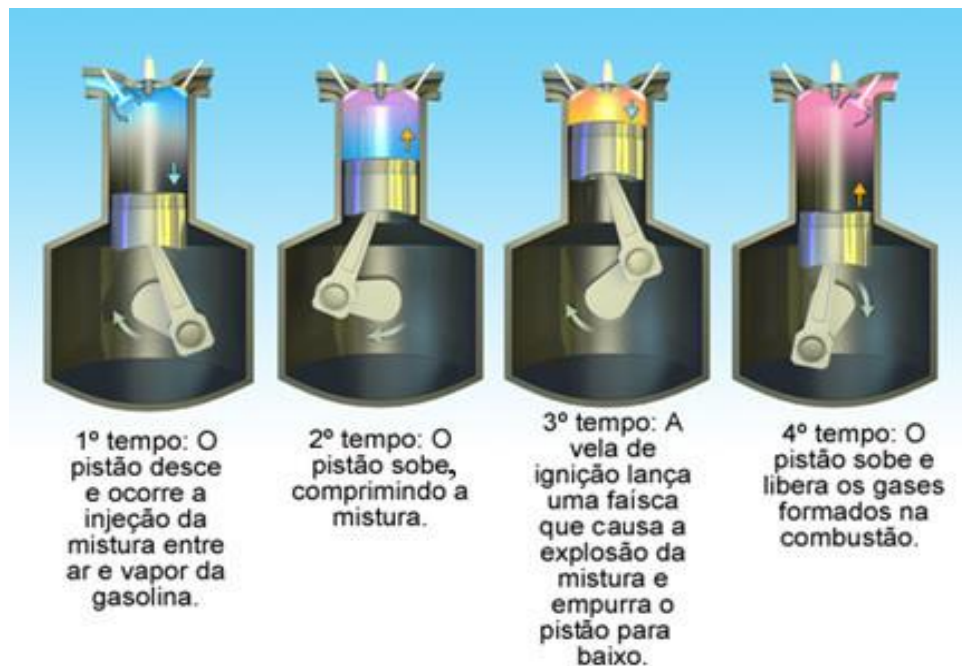


Figura 16 - Os quatro tempos do Ciclo de Otto. (Fonte: mundodaeducacao.bol.uol.com.br)

A Figura 17 contém os diagramas P,v e T,s do Ciclo de Otto e as suas etapas

Após a expulsão dos gases, o motor retorna às condições iniciais, permitindo que o ciclo se repita.

- 1 - 2: compressão isentrópica da mistura, pelo movimento ascendente do pistão;
- 2 - 3: adição de calor, a volume constante, devido à ignição da mistura ar-combustível e consequente explosão, e aumento da pressão;
- 3 - 4: expansão isentrópica causada pelo movimento descendente do pistão;
- 4 - 1: rejeição de calor, a volume constante, pela abertura da válvula de escape.

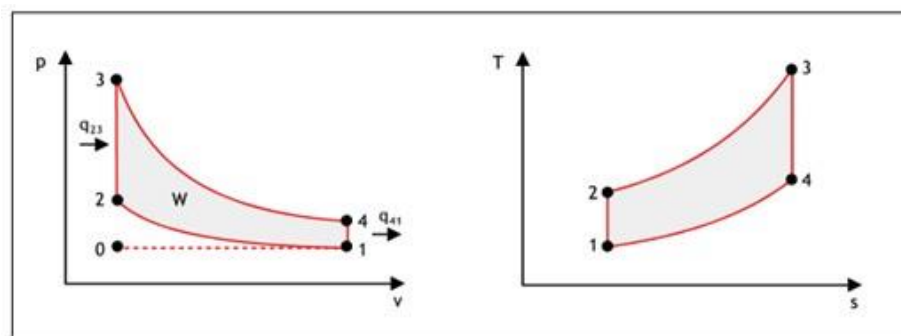


Figura 17: Diagrama P, v e diagrama T, s do ciclo de Otto (Fonte: mspc.eng.br)

3.2. Motor de dois tempos – Ciclo de Diesel

Este motor foi inicialmente desenvolvido pelo engenheiro alemão Rudolf Diesel, em 1894. A sua característica distintiva é a eliminação da necessidade de um circuito eléctrico para proceder à ignição. Neste caso, o combustível é queimado por ação do calor libertado, quando a mistura é comprimida a uma taxa bastante elevada.

Os motores Diesel utilizam como combustível o gasóleo, o óleo Diesel e o biodiesel.

O Ciclo de Diesel contém dois tempos, cada um definido por dois momentos:

- Inicia-se com o êmbolo no PMS e a válvula de admissão aberta. O êmbolo, ao descer, aspira o ar para o interior do cilindro. Este é o momento de admissão.
- O êmbolo atinge o PMI, iniciando-se então a compressão. A diminuição do volume provoca um aumento substancial da temperatura do ar, dentro do cilindro. Este momento é designado por momento de compressão.
- No movimento de subida do êmbolo, ligeiramente antes do PMS, o combustível começa a ser pulverizado pelo injetor, em finas gotículas, misturando-se com o ar quente até se dar a combustão. Esta é controlada pela taxa de injeção de combustível, isto é, pela quantidade de combustível que é injetado. A combustão provoca a expansão, que começa após o PMS, e o combustível continua a ser pulverizado até momentos antes do PMI. Este é o momento de expansão.
- Por fim, o êmbolo retorna ao PMS, provocando a expulsão dos gases de combustão do cilindro. Este último momento denomina-se por exaustão ou escape.

O motor fica então em condição de retomar o ciclo.

A Figura 18, expõe o modo de funcionamento descrito anteriormente:

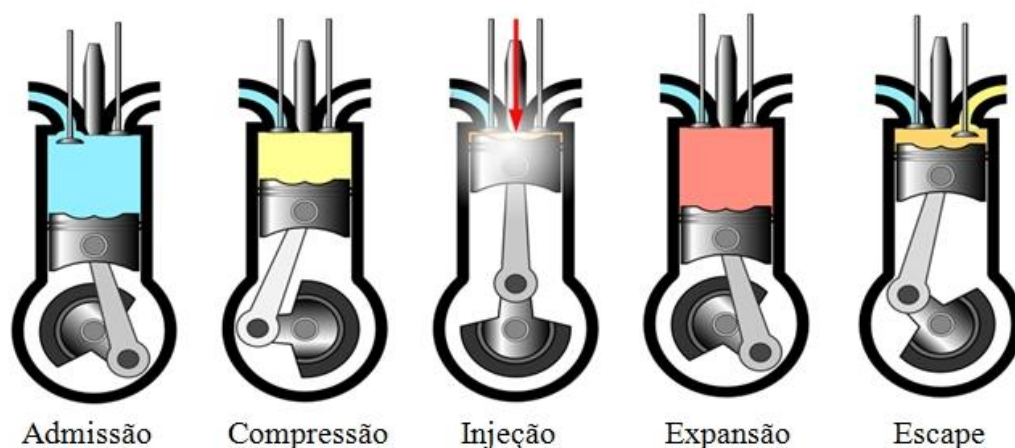


Figura 18 - Os dois tempos e quatro momentos do Ciclo Diesel. (Fonte: ABEGÁS, 2011), adaptada.

A Figura 19, ilustra os diagramas P,v e T,s do Ciclo de Diesel, constituído pelas seguintes etapas:

- 1 - 2: compressão isentrópica da mistura, devido ao movimento ascendente do pistão;
- 2 - 3: adição de calor, a pressão constante, devido à ignição da mistura ar-combustível e consequente explosão, e aumento da pressão;
- 3 - 4: expansão isentrópica causada pelo movimento descendente do pistão;
- 4 - 1: rejeição de calor, a volume constante, pela abertura da válvula de escape.

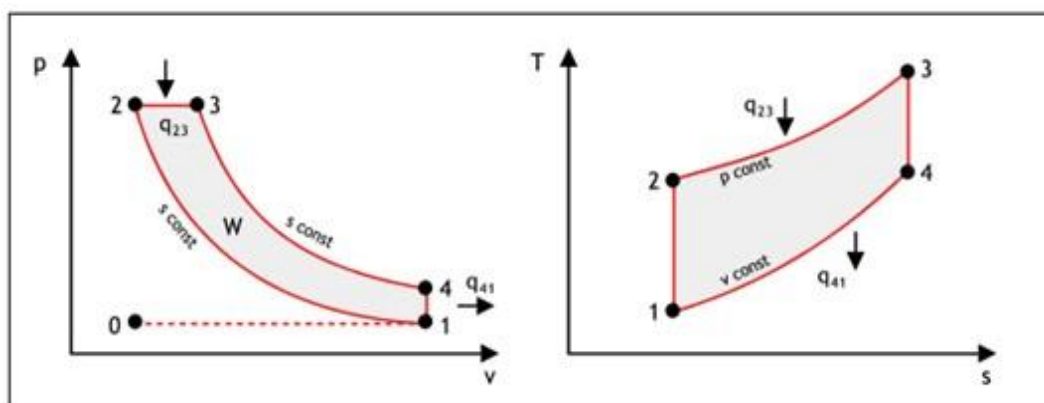


Figura 19 - Diagrama P, v e diagrama T, s do ciclo de Diesel. (Fonte: mspc.eng.br)

4. APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL

4.1. Visão geral

Neste trabalho, falaremos sobre o ciclo Rankine orgânico em inglês “*Organic Rankine Cycle*” (ORC), tendo em vista acompanhar o rumo do desenvolvimento do tema em questão, de forma a identificar o estado da arte, as lacunas e a fronteira do conhecimento. Um histórico bibliográfico mais breve sobre temas específicos que também são objeto deste trabalho, como o tratamento adequado para a escolha do fluido ideal, além da estimativa de eficiência e os critérios para viabilidade financeira dessa tecnologia serão apresentados nos próximos capítulos.

A empresa Electratherm desenvolveu junto com o departamento de defesa dos Estados Unidos um sistema que utiliza o ciclo orgânico Rankine para recuperação do calor residual de escape e arrefecimento de um motogerador que utiliza o gás natural como combustível para geração de energia elétrica adicional. No ciclo orgânico Rankine, observa-se o desempenho utilizando como fluido de trabalho o fluido refrigerante R245fa, mostrando o desempenho e parâmetros de operação utilizando as condições mínimas exigidas pelo fabricante para que tenhamos a maior eficiência possível. No caso do R245fa a temperatura na entrada do

expansor é limitada a 122°C por questões de estabilidade térmica e limites de operação características do próprio fluido.

O calor residual “*waste heat*” é o calor rejeitado durante um processo de combustão ou qualquer outro processo que envolva uma reação química com geração de calor/processo térmico e que é diretamente dissipado para o ambiente, contendo ainda alguma energia, isto é, potencial de aproveitamento energético. O termo residual refere-se não ao conteúdo energético do calor, mas sim ao fato de ser um resíduo ou um subproduto de outro processo industrial e que, normalmente, é rejeitado para o ambiente, dado que em muitos casos essa quantidade de calor rejeitado é muito considerável.

Os processos industriais, ávidos consumidores energéticos, bem como motores térmicos ou equipamentos mecânicos produzem uma enorme quantidade de calor não aproveitado.

O fluxo de gases de escape não contém apenas elevado valor energético, associado à sua temperatura relativamente elevada em alguns casos e passível de aproveitamento energético, mas também contém elevadas quantidades de poluentes e de gases de efeito de estufa, nocivos ao ambiente e à saúde humana: monóxido (CO) e dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x) e de enxofre (SO_x).

Alguns países desenvolvidos têm avaliado o potencial de aproveitamento de calor residual, com o objetivo de diminuir as emissões gasosas enquanto diminuem também as suas importações energéticas. Um estudo realizado dentro dos 8 maiores setores de produção do Canadá demonstrou uma perda de até 70% da energia fornecida. De acordo com um relatório publicado pelo Departamento de Energia dos EUA (DOE) em 2008, só o sector industrial é responsável por um terço do consumo energético e contribui na mesma proporção para a emissão de gases de estufa. As perdas totais de calor atingem 20-50% da energia fornecida e que pode ser parcialmente recuperada para reduzir o consumo energético e as emissões gasosas.

4.2. Recursos de aproveitamento energéticos de baixa e média temperatura

Novas tecnologias de conversão de energia são necessárias para aproveitar recursos energéticos apropriados para a produção de eletricidade com menores impactos ambientais possíveis. As fontes de calor de baixa temperatura são consideradas os recursos energéticos do futuro. Exemplos do Solar térmico, energia geotérmica, motores a combustão interna e desperdícios de calor da indústria são fontes de calor de baixa entalpia com temperaturas que podem variar entre 60 a 600°C. O uso de tais recursos energéticos como energias alternativas, ou formas de aproveitamento de calor rejeitados para aumentar a geração de eletricidade tem vindo a ser estudado há algum tempo, é o caso do Ciclo Rankine orgânico (ORC), por exemplo.

O ciclo Rankine orgânico (ORC) converte o calor rejeitado, por exemplo do motogerador em energia elétrica, permitindo a utilização do recurso em pequenas e médias gerações de energia elétrica. O calor industrial rejeitado de maior capacidade foi recuperado durante anos usando o ciclo Rankine a vapor em alta pressão e deslocamento para alimentar turbinas e assim gerar energia. Até pouco tempo atrás essa tecnologia não estava disponível comercialmente para recuperar calor residual de baixa intensidade e em escalas menores e observou-se que o calor de baixo grau é onde existe enormes oportunidades. Recentes com os avanços do ciclo orgânico Rankine ORC, viabilizou-se este recurso. O ORC pode fornecer energia significativamente com baixo custo em certas aplicações e pode melhorar a segurança energética, proporcionando economia de combustível e aumento da produção de energia no local.

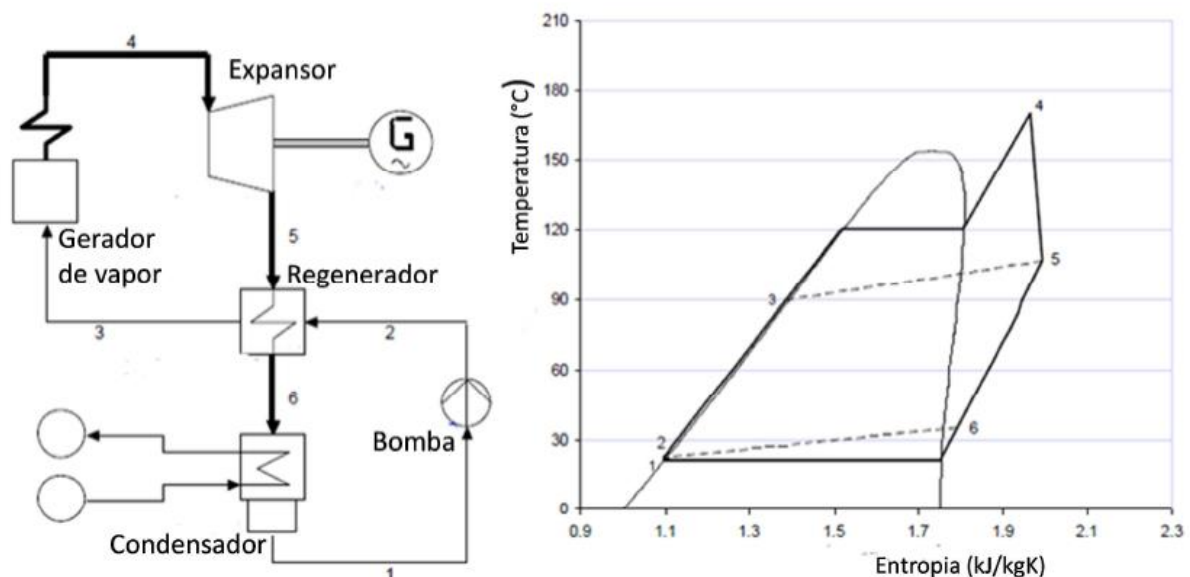


Figura 20 - Planta de geração baseada no ciclo Rankine orgânico (ORC). (Fonte: Collona P., Heat Powered Cycles Conference 2012 ECN)

Uma particularidade importante relativa às características termodinâmicas dos fluidos orgânicos é a possibilidade de se ter uma curva de vapor saturado no diagrama temperatura - entropia com inclinação positiva (dito fluido seco) ou infinita (dito fluido isentrópico). Este fato resulta em superaquecimento no exausto do expansor, evitando-se desta forma o clássico problema do controle de título do vapor na saída de turbina.

Adicionalmente, a expansão termodinâmica dos fluidos orgânicos é caracterizada por uma elevada relação de volumes, por um salto de entalpia reduzido e pela complexidade do

comportamento de gás real, acarretando em grandes variações de área e possibilidade de escoamento transônico e supersônico nos canais do expensor.

Os fatos acima mencionados favorecem a especificação de um pequeno grau de superaquecimento para o ciclo orgânico, além de possibilitar a utilização de uma turbina de contrapressão, compacta, com poucos estágios e baixo custo, em oposição à turbina condensante utilizada no ciclo tradicional com água, e que possui um número grande de estágios.

4.3. Turbinas e Expansores

Turbinas e expansores são máquinas que produzem trabalho mecânico de eixo a partir de um vapor ou gás comprimido. São máquinas, por assim dizer, que realizem o processo oposto ao do compressor.

Há diversos tipos de turbinas, destacando-se as turbinas que expandem produtos de combustão em alta temperatura e pressão, turbinas de ar e gases comprimidos, turbinas a vapor e expansores utilizados com fluidos alternativos orgânicos, por exemplo alguns fluidos refrigerantes como R245fa. São máquinas que podem ter capacidade de alguns quilowatts até centenas de megawatts. Na Figura 21, ilustra a foto de um expensor BITZER utilizado nos ciclo Rankine Orgânico.



Figura 21 - Exemplo de uma máquina de expansão de duplo parafuso BITZER para aplicação no ciclo de Rankine orgânico “Foto meramente ilustrativa”. (Fonte: www.bitzer.de)

No caso dessas máquinas, o processo termodinâmico que melhor as representa é a expansão isentrópica. (SIMÕES, 2017). O trabalho por unidade de massa das turbinas a vapor pode ser calculado por meio da variação de entalpia específica entre a entrada 1 e a saída 2, ou seja:

$$w_s = h_1 - h_{2s} \text{ [kJ/kg]} \quad (2.1)$$

O índice “s” indica que o processo de expansão foi isentrópico. O trabalho por unidade de massa real w_R da turbina é obtido por meio de:

$$w_R = h_1 - h_2 \text{ [kJ/kg]} \quad (2.2)$$

De forma que a eficiência isentrópica, η_s , é:

$$\eta_s = \frac{w_R}{w_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \text{ [kJ/kg]} \quad (2.3)$$

A potência de eixo isentrópica produzida pode ser obtida multiplicando-se as Equações (2.4) e (2.5) pelo fluxo mássico, ou seja:

$$\dot{W}_s = \dot{m}w_s = \dot{m}(h_1 - h_{2s}) \text{ [kW]} \quad (2.4)$$

e

$$\dot{W}_R = \dot{m}w_R = \dot{m}(h_1 - h_2) \text{ [kW]} \quad (2.5)$$

No caso de turbinas a gás, normalmente se emprega a hipótese de validade de equação de gases perfeitos. Nesse caso, tem-se:

- Trabalho específico de expansão isentrópico:

$$w_s = C_p(T_1 - T_{2s}) = \frac{kR}{k-1}(T_1 - T_{2s}) \text{ [kJ/kg]} \quad (2.6)$$

- Trabalho específico real de expansão, w_R :

$$w_R = C_p(T_1 - T_2) \text{ [kJ/kg]} \quad (2.7)$$

- Potência total no eixo isentrópico:

$$\dot{W}_s = \dot{m}C_p(T_1 - T_{2s}) = \dot{m} \frac{kR}{k-1}(T_1 - T_{2s}) \text{ (kW)} \quad (2.8)$$

- Potência total de eixo real:

$$\dot{W}_R = \dot{m}C_p(T_1 - T_2) \text{ (kW)} \quad (2.9)$$

- Eficiência isentrópica, η_s :

$$\eta_s = \frac{W_T}{W_s} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2s}} \quad (2.9.1)$$

A fim de se proceder à análise termodinâmica do ciclo de Rankine orgânico é necessário em primeiro lugar, conhecer a máquina de expansão, pois é o componente principal que vai condicionar o resto do ciclo. (SIMÕES, 2017)

Para o caso em estudo a Electratherm **não** forneceu os dados do expansor que produz uma potência de 110 kW no gerador elétrico, dados fundamentais para o cálculo do aproveitamento da energia do ciclo orgânico de Rankine.

Este componente é responsável pela conversão da energia entálpica em trabalho mecânico, tendo grande influência no rendimento global da instalação.

Normalmente as instalações de alta potência são equipadas com turbinas axiais ou radiais (convencional). Algumas das vantagens destas turbinas são apresentadas abaixo:

- Alta eficiência;
- Permite tiragens de fluxo;
- Nível de maturação da tecnologia elevado, apesar da sua complexidade;
- Baixo peso;
- No entanto, existem algumas desvantagens:
- Alto custo;
- Baixa eficiência fora da gama projetada;
- A presença de fluido no estado de vapor húmido danifica as hélices, degradando a sua eficiência e longevidade.

De modo a reduzir os custos do expansor, diversos equipamentos têm sido testados em sua substituição. Existem duas máquinas que apresentam uma boa hipótese – compressor de parafuso e compressor de espiral. A sua função mais comum é na qualidade de compressor, no entanto, podem operar como expansor. As principais características que abonam a favor destas máquinas são a tolerância a fluido bifásico (líquido e vapor), a sua ampla difusão no mercado e o custo inferior.

O expansor de parafuso é muito utilizado em centrais térmicas de aproveitamento geotérmico e de recuperação de energia residual e é mais aplicado para potências elevadas.

Por outro lado, o expensor de espiral está praticamente cingido a estudos académicos experimentais, sendo empregue em baixas potências de funcionamento (até 10 kW). No entanto, demonstra necessitar de maior desenvolvimento e maturação para começar a ser utilizado de forma sistemática e comercialmente viável.

O compressor de parafuso pertence ao grupo dos compressores de deslocamento positivo. A Figura 22, representa a solução construtiva onde se vê a disposição dos dois parafusos que procedem à compressão ou expansão consoante a utilização pretendida.

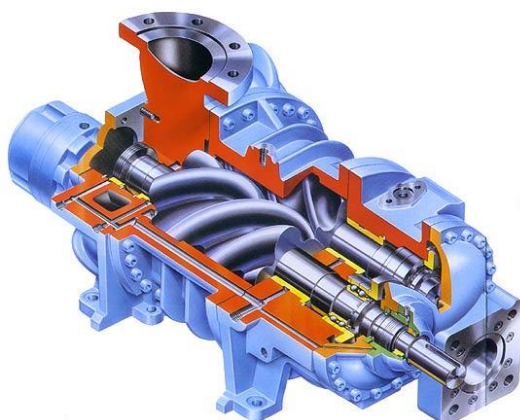


Figura 22 - Solução construtiva de um compressor de parafuso.

(Fonte: http://www.aircoolertechnology.com/screw_compressor_trouble_shooting.htm)

As principais vantagens deste expensor são as seguintes:

- Tolerância a fluido com duas fases;
- Boa eficiência, mesmo fora da gama de funcionamento;
- Baixa velocidade de rotação, baixando as perdas por atrito e o desgaste das superfícies;
- Custo médio.

Estes expansores devem ter potências superiores a 10 kW. Segundo Riffat et al., para potências inferiores, os rendimentos isentrópicos são baixos e existe escassez no mercado. De facto, Douglas et al. afirma que a gama típica de potência deste equipamento está compreendida entre 37 e 2237 kW. Naturalmente, estes são valores apenas indicativos.

Por exemplo, Smith et al. testou um expensor deste tipo com potências entre 10 e 20 kW, obtendo rendimentos isentrópicos superiores a 70%. O fluido utilizado foi o R113 com pressão e temperatura de entrada de 8,45 bar e 126°C, respetivamente, e na saída, 3,76 bar e 93°C.

Por outro lado, também existem certas desvantagens:

- Necessidade de lubrificação (pode ser feito através do fluido de trabalho);
- Fabricação complicada devido à complexidade das hélices dos parafusos;

- Problemas na selagem, havendo perdas de fluido significativas.

4.4. Fluido de trabalho do ciclo orgânico de Rankine

A escolha do fluido de trabalho está relacionada com as suas propriedades termodinâmicas, que por sua vez afetam o rendimento do ciclo, e com o impacto no meio ambiente. Basicamente, o fluido de trabalho é classificado em três categorias. Fluidos secos, isentrópicos, e húmidos, dependendo se a derivada da curva do diagrama T-S (dT/dS) é positiva, infinita, e negativa, respectivamente. Os fluidos de trabalho do tipo seco e isentrópico são mais apropriados para sistemas ORC, devendo-se ao fato de estes fluidos serem sobreaquecidos depois de expandidos, eliminando dessa forma possíveis problemas pela presença de gotículas de líquidos, que danificam as turbinas devido ao impacto com as pás, isso em ciclos que utilizam turbinas, já em ciclos com expansores não há esse problema. Além disso, não é necessário equipamento auxiliar para realizar o sobreaquecimento. Os fluidos húmidos têm baixa massa molecular, havendo a necessidade de um sobreaquecedor para sobreaquecer o vapor; exemplos são a água e a amônia (Hung et al, 1996; Liu et al, 2002). Algumas das características relevantes para a escolha do fluido são (Quoilin e Lemort, 2009):

1. Desempenho termodinâmico: o rendimento e/ou potência de saída deve ser o maior possível para as temperaturas dadas da fonte quente e fonte fria. Isto geralmente envolve baixo consumo da bomba e um elevado ponto crítico;
2. Alta densidade de vapor: este parâmetro é de fundamental importância, especialmente para os fluidos com uma pressão de condensação muito baixa (por exemplo, óleos de silicone). Baixa densidade conduz à necessidade de equipamentos de grandes dimensões ao nível da máquina de expansão e do condensador;
3. Pressões aceitáveis: tal como acontece com a água, altas pressões levam normalmente a aumentos dos custos de investimento e complexidade crescente (Quoilin e Lemort, 2009). A pressão do vapor à temperatura de condensação deve ser acima da pressão atmosférica para prevenir a entrada de ar no sistema;
4. Estabilidade a altas temperaturas: ao contrário da água, os fluidos orgânicos geralmente sofrem de degradação química e decomposição a altas temperaturas. A temperatura máxima da fonte de calor a usar, portanto, limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho;
5. O ponto de congelação deve ser inferior à temperatura ambiente (Kang, 2012);
6. Baixo impacto ambiental e alto nível de segurança: os principais parâmetros a ter em conta é o potencial de destruição da camada de ozono, o potencial de efeito de estufa, a toxicidade e a inflamabilidade;

7. Disponibilidade e baixo custo;

8. O fluido deve ser líquido nas condições de pressão e temperatura ambientes para ser fácil de manusear e armazenar (Kang, 2012).

No modelo deste estudo Electratherm 6500 o fluido utilizado é o R245fa (HFC-245fa), nome químico 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane. Possui um Global Warming Potencial (GWP) de 1030 e temperatura e pressão crítica de 154°C; 36,5 bar respectivamente.

Na Tabela 02, encontram-se as propriedades principais de alguns fluidos mais utilizados nos trabalhos e artigos científicos consultados, para este tipo de aplicação. Essencialmente são apresentados alguns parâmetros importantes de segurança e outros termodinâmicos.

Tabela 02 - Características importantes de alguns fluidos potencialmente utilizáveis no ciclo. (Fonte: S. A. Klein, "EES - Engineering Equation Solver.") adaptada da fonte.

Tipo	Fluido	Tevap ^a [°C]	Tcrit [°C]	Pcrit [MPa]	Declive dT/ds	Grupo de segurança ^b	TVA (anos)	PDO	PAG (100 anos)
HFC	R245fa	15,2	154	3,65	Positivo	B1	7,6	0	1030
HCFC	R123	27,8	183,7	3,67	Positivo	B1	1,3	0,02	77
HFO	R1234yf	-29,5	94,7	3,38	Nulo	A2L	0,03	0	4
HC	Isobutano/ R600a	-11,67	134,7	3,64	Positivo	A3	12		0
	Pentano/ R601	35,87	196,5	3,36	Positivo	A3	12		0
	Butano/ R600	-0,5	152	3,8	Positivo	A3	0,018	0	~20
CFC	R114	3,8	145,7	3,29	Positivo	A1	300	1	10040
-	Água R718	100	374	22	Negativo	A1	0,026	0	0,2

a - à pressão atmosférica

b - segundo a norma ASHRAE 34

Tabela 03 - Classificação de fluidos quanto à toxicidade e inflamabilidade, segundo a norma ASHRAE 34/2010. (Fonte: ANSI/ASHRAE 34-13, 2013)

Inflamabilidade em contato com ar a 60°C e pressão atmosférica	Baixa toxicidade	Alta toxicidade
Alta	A3	B3
Baixa	A2	B2
Baixa (velocidade de queima máxima de 10 cm/s)	A2L	B2L
Sem propagação	A1	B1

O impacto ambiental de um fluido é avaliado com três parâmetros principais:

- TVA – Tempo de Vida Atmosférico;
- PDO – Potencial de Depleção da camada de Ozono;
- PAG – Potencial de Aquecimento Global.

O tempo de vida atmosférico caracteriza o tempo de permanência da substância na atmosfera, como o nome indica.

O potencial de depleção da camada de ozono de um fluido é uma medida do seu potencial de destruição de ozono. O fluido de referência é o R11, para o qual toma o valor de 1 – por exemplo, um fluido com PDO de três tem um potencial de destruição de ozono três vezes superior ao do R11. O último parâmetro, potencial de aquecimento global, mede a quantidade de calor retido na atmosfera (efeito de estufa), quando comparado com o dióxido de carbono, cujo valor de referência também é 1.

Na escolha do fluido de trabalho, como foi apresentado, para além da eficiência termodinâmica que podem proporcionar ao ciclo, deve-se ter em consideração toda uma coletânea de parâmetros para que, no global, o fluido seja considerado adequado para a aplicação.

4.5. Modelo Teórico do Ciclo Orgânico de Rankine aplicado com R245fa

Através de um modelo matemático, os fenómenos termodinâmicos que ocorrem numa instalação que opera segundo o ciclo de Rankine Orgânico. Numa primeira abordagem é apresentado o ciclo teórico sem considerarmos as perdas.

Essa solução contempla os componentes elementares – evaporador, expansor, condensador e bomba de pressão.

Apresentaremos o modelo matemático com o diagrama termodinâmico do fluido R245fa a título de exemplificação. Este é o fluido utilizado no ciclo ORC fabricados pela Electratherm, revelando boa aplicabilidade e rendimento, para as gamas de temperatura que se pretende aplicar.

A solução apresentada é o ciclo simples que contém os elementos básicos: uma bomba de pressão, um evaporador (tocador de calor), um expansor e um condensador. Na Figura 17 encontram-se os estados termodinâmicos típicos de um ciclo de Rankine destes que são descritos em seguida.

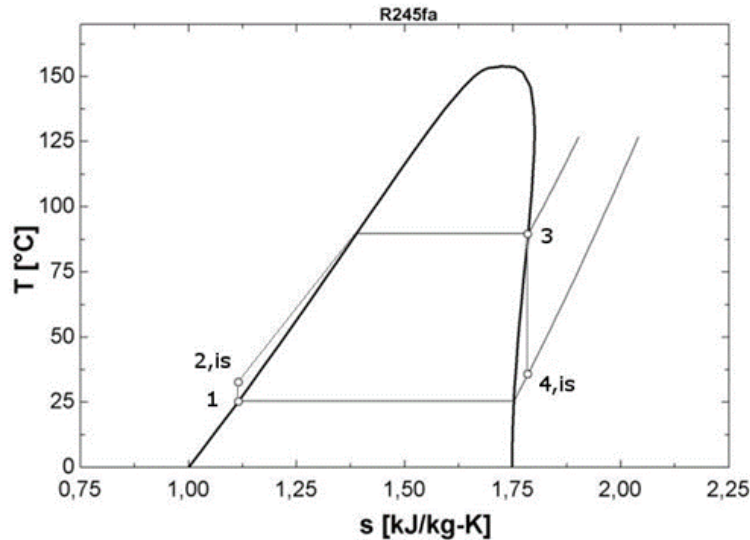


Figura 23 – Diagrama Temperatura-Entropia de um ciclo de Rankine Orgânico simples teórico.

Na evolução de 1 para 2 ocorre a compressão do fluido através da bomba de pressão. Em termos teóricos a entropia do fluido, de um estado para o outro, mantém-se constante – evolução isentrópica, ausência de irreversibilidades. A equação 3.1 traduz a trabalho despendido no processo. (B. Saleh, 2007)

$$\dot{W}_{comp,is} = \dot{m} \cdot (h_{2,is} - h_1) \quad (3.1)$$

O ponto 1 é caracterizado por duas propriedades termodinâmicas - pressão mais baixa do ciclo e título nulo. O ponto 2,is tem a pressão mais alta do ciclo e a entropia do ponto 1. Note-se que as propriedades termodinâmicas são obtidas através de tabelas termodinâmicas.

A pressão máxima aconselhada para os ciclos orgânicos encontra-se entre 2 e 3 MPa para que as instalações sejam menos exigentes e tenham custos aceitáveis, e também por razões de segurança.

Na evolução de 2 para 3 ocorre o aquecimento isobárico no evaporador. A evaporação é feita até atingir o estado de vapor saturado, sendo o calor fornecido ao fluido calculado através da equação 3.1.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_{2,is}) \quad (3.2)$$

O ponto 3 é caracterizado pela pressão máxima do ciclo e pelo estado de vapor saturado (título 100%). O ciclo também será testado com vapor sobreaquecido passando a caracterizar-se o estado 3 com a pressão máxima e a temperatura escolhida.

No componente seguinte, o expansor, o fluido é expandido isentropicamente até à pressão mais baixa do ciclo, para obter trabalho de veio – evolução de 3 para 4. O trabalho extraído é

calculado através da equação 3.2.

$$\dot{W}_{turb,is} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_{4,is}) \quad (3.3)$$

O ponto 4,is é caracterizado pela pressão mais baixa do ciclo e por ter a mesma entropia do ponto 3.

Na saída da turbina o fluido está total ou parcialmente no estado de vapor, sendo necessário rejeitar calor do ciclo, através do condensador, para retornar ao estado de líquido saturado e ser novamente comprimido. Sendo as pressões de condensação recomendadas neste tipo de ciclo devem ser superiores a 0,1 MPa para evitar infiltrações de ar no sistema.

O calor retirado do ciclo é dado pela equação 3.4.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_{4,is} - h_1) \quad (3.4)$$

A temperatura de condensação deve ser superior a 30°C para permitir a rejeição de calor do ciclo através de ar atmosférico ou água da rede. No entanto, se for adequado, podem-se utilizar temperaturas mais baixas para potenciar o rendimento do ciclo. As pressões de condensação variam consoante o fluido de trabalho e, na maior parte dos casos, encontram-se compreendidas entre 0,15 e 0,4 MPa.

O rendimento do ciclo é definido pela razão entre o trabalho líquido extraído do ciclo e o calor fornecido ao sistema – equação 3.5.

$$\eta_{ciclo,te} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_t} = \frac{\dot{W}_{turb,is} - \dot{W}_{comp,is}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (3.5)$$

O trabalho extraído do ciclo tem de ser convertido em energia elétrica através de um alternador. No caso teórico todo o trabalho líquido é convertido em energia elétrica.

4.6. Fabricantes de Ciclos de Rankine Orgânico

Os fabricantes de ciclos de Rankine orgânicos estão presentes no mercado desde o início dos anos 80. Eles fornecem soluções para sistemas ORC para uma ampla gama de potências e níveis de temperatura, como se mostra na Tabela 03.

Tabela 04 – Alguns fabricantes de ORC (Quoilin e Lemort, 2015) adaptada. Comparação

entre o ciclo de Rankine convencional e o ORC

Fabricante	Potência: Rankine Conv. – ORC	Temperatura da fonte térmica
ORMAT, U.S.A.	200 kWe – 72 MWe	150 – 300°C
Turboden, Itália	200 kWe – 2 MWe	100 – 300°C
Adoratec, Alemanha	315 – 1600 kWe	300°C
Freepower, Reino Unido	06 – 120 kWe	180 – 225°C
Tri-o-gen, Holanda	160 kWe	>350°C
Electratherm, U.S.A.	110 kWe	77 – 122°C
Infinity Turbine	250 kWe	>80°C

Quando a fonte térmica é de temperatura moderada, obtém-se um maior rendimento e produção de energia elétrica usando um fluido orgânico, em vez de água, como fluido de trabalho num ciclo de Rankine. Isto deve-se principalmente ao calor latente de vaporização dos fluidos orgânicos ser de valor muito inferior ao da água, permitindo a circulação de um maior caudal de fluido no circuito que potência um melhor aproveitamento da fonte térmica, além de que o risco de interrupção do funcionamento da instalação é menor. Também, a menor queda da entalpia específica nas turbinas, que resulta do uso dos fluidos orgânicos, diminui o atravancamento da instalação, sobretudo se a capacidade é inferior a 1-2 MW, ao proporcionar o uso de um só andar de expansão na maioria dos casos, ao invés dos vários andares de expansão requeridos pelas instalações a vapor de água (Larjola, 1994).

5. ESTUDO DA APLICAÇÃO ORC EM MOTOGERADORES

Neste capítulo analisaremos a aplicação de um sistema (ORC) produzido pela empresa Electratherm, empenhada na cultura ecológica e de desenvolvimento sustentável, a sociedade vai, assim, lenta mas progressivamente, mudando a sua forma de pensar mas sobretudo, a de agir, permitindo que se enraíze, particularmente nos mais novos, a cultura de um planeta “mais limpo”, “mais verde”, mas igualmente desenvolvido e dinâmico.

Baseado nos conceitos de sustentabilidade e de eficiência energética, o desenvolvimento faz-se então, e nos dias de hoje, de forma a maximizar o valor gerado, produzindo ao mais baixo custo, e da forma mais eficiente. Por conseguinte, todos os sistemas são avaliados para identificar possíveis falhas e debilidades nos processos, a fim de minimizar as perdas e os desperdícios de matéria e de recursos. Consequentemente, a ideia de reaproveitar e reutilizar os recursos e os meios inerentes a um sistema apresenta-se como uma medida de extrema importância, tendo em vista a obtenção de bons indicadores produtivos e económicos, mas sobretudo de valorização do ativo circulante, permitindo conferir ao sistema um maior rendimento energético.


Este foi precisamente o mote para o grande desenvolvimento que tem ocorrido a nível industrial e, mais recentemente, ao nível de particulares, e que diz respeito ao aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura. Neste sentido, e tendo por base estas fontes de calor e baixa temperatura ou fontes de calor residual provenientes de outros processos, pretende-se aproveitar este potencial térmico para transferi-lo para outras aplicações ou sob a forma de potência térmica, ou para gerar potência eléctrica. Estas fontes de calor de baixa temperatura, que apresentam temperaturas compreendidas entre os 60 e os 200°C, podem surgir do aproveitamento de fontes renováveis de energia, como a Solar Térmica e a Geotérmica, ou a partir de fontes de calor residual provenientes de vários processos, como o calor trocado num condensador ou o calor residual dos fumos de uma caldeira.

Contudo, e face à gama de temperaturas em questão, verifica-se que os ciclos convencionais de produção eléctrica (ciclo a vapor de água e ciclo a gás) não se assumem como uma boa alternativa para este tipo de aproveitamento, uma vez que não conseguem operar a tão baixa temperatura. Por conseguinte, houve a necessidade de desenvolver tecnologia capaz de fazer o aproveitamento térmico destas fontes de calor permitindo, assim, reutilizar toda esta potência e transformá-la em efeito útil. Foram, então, desenvolvidos os Ciclos de Rankine Orgânicos que, como o próprio nome indica, funcionam com um fluido orgânico (Hidrocarboneto ou Refrigerante) como fluido de trabalho que, devido às suas propriedades e características, tem a capacidade de absorver calor a baixas temperaturas, permitindo obter o aproveitamento térmico ou eléctrico pretendido. Desta forma, e a partir destes ciclos, passa a ser possível aproveitar grandes quantidades de calor, que eram libertadas para o ambiente ou tidas como calor não útil, e dar-lhes uma utilidade específica, como a produção de energia eléctrica, melhorando o rendimento energético global.

O estudo a seguir é referente a aplicação do Ciclo Orgânico Rankine (ORC) modelo 6500 da Electratherm em um moto gerador Cummins modelo C1400 N6C de 1400kWe utilizando combustível gás natural (GN). O objetivo é aumentar a produção de energia eléctrica através da ORC melhorando o rendimento total do sistema motogerador e analisar a viabilidade da aplicação, para uma demanda contratada de 1400 kWe de uma aplicação de geração de energia na base qualquer.

Conforme informações fornecidas pela Electratherm, segue abaixo a tabela 05, o regime de operação para os três modelos existentes do fabricante, lembrando que o modelo escolhido para esse estudo de caso é o 6500.

Tabela 05 – Modelos existentes ORC Electratherm.

 BY BITZER GROUP			4200 ≤ 35kWe	4400 ≤ 65kWe	6500 ≤ 110kWe
Hot Water Input Parameters	Hot Water Input temp range	°F	170 - 240	171 - 240	172 - 252
		°C	[77 - 116]	[77 - 116]	[77 - 122]
	Thermal input range	MMBTU/hr	1.03 - 2.25	1.37 - 3.02	1.37 - 5.47
		[kWth]	300 - 660	400 - 880	400 - 1600
	Flow rate range	gpm	50 - 200	50 - 200	100 - 350
		[L/s]	[3.2 - 12.6]	[3.2 - 12.6]	[6.4 - 22]
Water Cooled Condensing Parameters	Cooling water input temp range	°F	40 - 150	40 - 150	40 - 150
		°C	[5 - 65]	[5 - 65]	[5 - 65]
	Heat rejected to cooling water range	MMBTU/hr	0.97 - 2.12	1.24 - 2.76	1.27 - 5.1
		[kWth]	284 - 625	380 - 800	375 - 1500
	Cooling water flow rate	gpm	220	220	325
		[L/s]	14	14	20.5
Liquid Loop Radiator (LLR)	LLR approach to ambient air temp	°F	20	20	23
		°C	11	11	13
	Heat rejected to LLR	MMBTU/hr	0.97 - 2.12	1.24 - 2.76	1.27 - 5.1
		[kWth]	284 - 625	380 - 800	375 - 1500

5.1. Dados Motogerador

Para um moto gerador do fabricante Cummins modelo C1400 N6C de 1400kWe alimentado com combustível gás natural para atender à necessidade elétrica. O moto gerador funciona 24 horas durante 365 dias do ano, condição somente para efeito de estudo.

Na figura 24, ilustra um modelo C1400 Cummins e na tabela 06 seguem os dados do moto gerador Cummins.



Figura 24 - Foto ilustrativa motor Cummins C1400. (Fonte: Cummins Brasil)

Na tabela 06 - temos os dados referente ao motor Cummins C1400 N6C.

Gerador Cummins	C 1400 N6C	
Combustivel	Gás Natural	
Potencia Elétrica Gerada 100% de carga	1400	kW
Vazão horária de Gás Natural (GN)	374	m³/h
Consumo de gás a 100% de carga ISO3046/1	3856	kW
Pot. Term. total rejeitado no circuito de baixa temp.	126	kW
Pot. Term. rejeitado no circuito de alta temp.	958	kW
Pot. Term. de escape até 105°C	979	kW
Temperatura Total saída do escape 100% de carga	475,1	°C
Fluxo de massa saída do escape 100% de carga	2,47	kg/s
Volume deslocado saída do escape 100% de carga	5,24	m³/s
Temp. max. de retorno do fluido de arref. no motor	80	°C
Temp. max. de saída do fluido de arref. no motor	90	°C

5.2. Condição de Operação da unidade Electratherm 6500

A condição de operação do modelo 6500 será calculada para obter o maior rendimento possível do sistema, portanto trabalharemos com a maior transferência de calor requerido pela unidade ORC 6500.

Para a análise termodinâmica do ciclo de Rankine orgânico recorreu-se ao software desenvolvido pela Electratherm. Este software é um programa prático pois possui no banco de dados interno, as propriedades físicas do R245fa e as características do expensor e do sistema, permitindo assim uma maior rapidez nos cálculos. A unidade da Electratherm 6500 possui três trocadores de calor, um para a alta temperatura proveniente da fonte de calor do escape, outro para o calor proveniente do arrefecimento das jaquetas do motor e por último um trocador de calor para a baixa temperatura, ou seja, a condensação do fluido R245fa que será feito pelo dry cooler que terá como fluido circulante o etileno glicol 20%. Após a condensação uma bomba faz o bombeamento do fluido refrigerante R245fa no estado líquido. Um fator muito importante para o rendimento da ORC é a temperatura média ambiente da região onde instalaremos o sistema, para esta simulação consideraremos a temperatura média da cidade de São Paulo de 19°C (Fonte: <http://www.sao-paulo.climatemps.com>).



Figura 25 - Dry cooler tipo “V”. (Fonte: Refrio)

Para o cálculo da energia real entregue na rede elétrica os valores do consumo elétrico das bombas do fluido de circulação entre o trocador de calor do escape e o trocador do sistema ORC deverão ser descontados do valor net produzido pelo gerador, assim como a potência dos ventiladores do dry cooler. Para o consumo elétrico da bomba de circulação do fluido do dry cooler o próprio programa da Electratherm calcula um valor aproximado de acordo com o banco de dados fornecido pelos fabricantes de bombas e condensadores dos EUA.

Os valores para alimentar o software da Electratherm exigidos pelo fabricante para obter o maior rendimento possível são: Temperatura de entrada no trocador de calor do ORC é 122°C, deslocamento volumétrico do fluido do trocador do escape do MCI até o trocador de do ORC é 20,2 l/s, potência térmica mínima requerida para o ORC é 1313kWt, esta dividimos em duas potências térmicas, uma é proveniente do resfriamento das camisas do MCI e a outra dos gases de escape. Para a temperatura de entrada do fluido etileno glicol do resfriamento no trocador de calor para a condensação do fluido R245fa, conforme orientação do fabricante, não pode ser a mesma temperatura do ar ambiente. Geralmente será mais alto do que a temperatura do ar ambiente, para estimar a saída do fluido do ciclo ORC, pelas características de projeto do dry-cooler, leva-se em conta a área de troca (Δt) portanto soma-se a temperatura ambiente o valor de 13°C (23 °F) para se obter a temperatura de retorno ou saída do dry-cooler, portanto o valor recomendado e que utilizaremos é $19^{\circ}\text{C} + 13^{\circ}\text{C} = 32^{\circ}\text{C}$.

O dry cooler utilizado é do tipo em “V”, possui um total de 12 ventiladores de alta performance, para o cálculo da energia entregue na rede deveremos descontar 11 kWe que é a média do consumo elétrico de todos os ventiladores. Alguns fabricantes de dry coolers, REFRIO, GUNTNER, HD etc. Fabricantes de ventiladores para o dry cooler, ZIEHL-ABEGG, EBM-PAPST, etc.

Na Figura 26, estão os valores das variáveis de entrada e de saída do software da Electratherm para otimização do ORC.

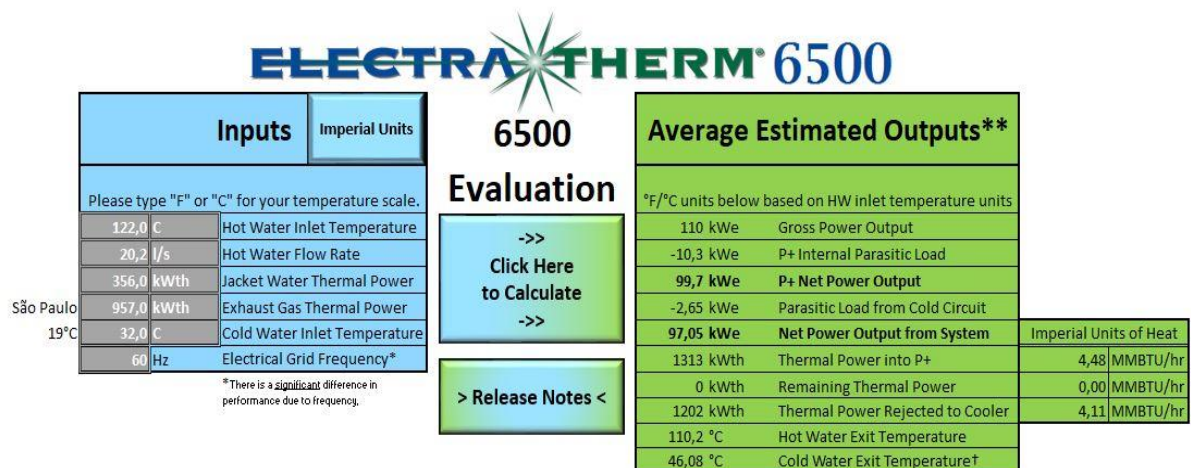


Figura 26 – Dados de entrada e saída do software Electratherm. (Fonte: Software Electratherm)

Para melhor visualização segue os dados de entrada figura 27 e saída figura 28.

Inputs		Imperial Units
Please type "F" or "C" for your temperature scale.		
122,0 C	Hot Water Inlet Temperature	
20,2 l/s	Hot Water Flow Rate	
356,0 kWth	Jacket Water Thermal Power	
957,0 kWth	Exhaust Gas Thermal Power	
32,0 C	Cold Water Inlet Temperature	
60 Hz	Electrical Grid Frequency*	

Figura 27 – Dados de entrada do software Electratherm. (Fonte: Software Electratherm)

Average Estimated Outputs**		
*F/*C units below based on HW inlet temperature units		
110 kWe	Gross Power Output	
-10,3 kWe	P+ Internal Parasitic Load	
99,7 kWe	P+ Net Power Output	
-2,65 kWe	Parasitic Load from Cold Circuit	
97,05 kWe	Net Power Output from System	
1313 kWth	Thermal Power into P+	Imperial Units of Heat
0 kWth	Remaining Thermal Power	4,48 MMBTU/hr
1202 kWth	Thermal Power Rejected to Cooler	0,00 MMBTU/hr
110,2 °C	Hot Water Exit Temperature	4,11 MMBTU/hr
46,08 °C	Cold Water Exit Temperature†	

Figura 28 – Dados de saída do software Electratherm. (Fonte: Software Electratherm)

5.3. Recuperador de Calor e bomba para o Escape do MCI

Para absorver o calor rejeitado do escape do MCI utilizaremos um recuperador de calor tipo aletado fabricado pela empresa Refrio, fabricante de recuperadores de calor, que produz o recuperador de calor, ou simplesmente recuperador, que é um permutador de calor em contracorrente com o propósito especial de recuperação de energia e também usado para recuperar calor residual dos gases de escape, com o intuito de reutilizar esse calor, como por exemplo para geração de energia adicional com o ciclo ORC. A palavra recuperadora refere-se também para trocadores de calor em líquido-líquido, muito usados em refinarias e indústrias químicas, como também em processos fechados, tais como ciclos de refrigeração por absorção, amônia-água ou água-LiBr. Outras maneiras para recuperação de calor ou da quantidade de energia, que incluem o trocador de calor regenerativo é a roda de calor, e a roda de entalpia. Na Figura 29, veremos um exemplo do modelo de recuperador de calor fabricado pela Refrio.

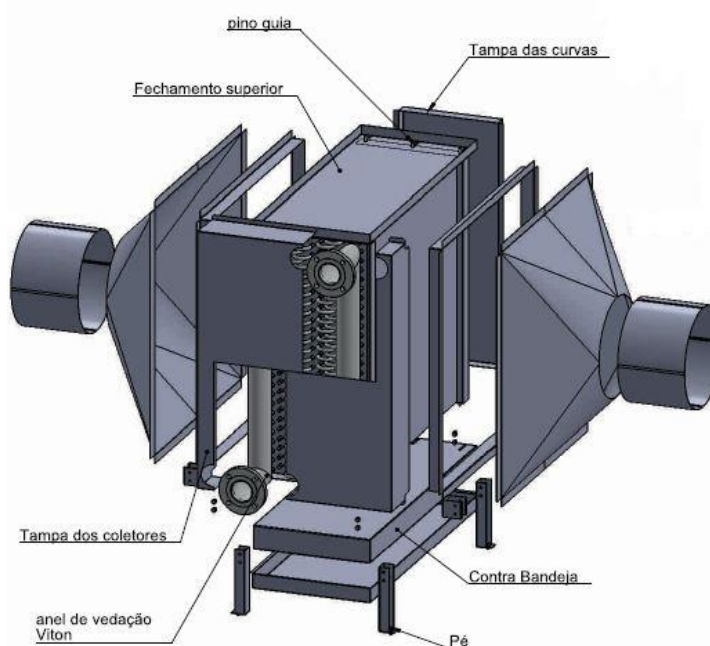


Figura 29 – Recuperador de calor aletado (Fonte: Refrio).

Este trocador é muito versátil e pode ser construído de diferentes materiais, podendo operar numa grande gama de pressões e temperaturas, eles são desenhados para operar com temperaturas elevadas, até 800°C. Este trocador é semelhante ao trocador de lamelas, no entanto, além do estreitamento, este possui aletas que permitem melhorar a troca de calor, uma vez que aumentam a área de transferência.

Para o deslocamento do fluido dentro do recuperador de calor utilizaremos bombas centrífugas, pois são as mais utilizadas devido suas características:

- Admitem acoplamento direto ao motor, sem necessidade de redutores de velocidade;
- Trabalham em regime permanente;
- Admitem modificações que alteram seu ponto de operação, ampliando a faixa de vazões;
- Bom custo x benefício
- Menor necessidade de manutenção comparadas a outros tipos.

A potência que o motor elétrico deverá ter, na prática, é a potência consumida pela bomba que é feito a partir da equação 4.0.

$$Pot_{cons} = \frac{\gamma * Q * H}{75 * \eta} \quad (4.1)$$

Na tabela 07, segue os dados utilizados na equação acima para o cálculo da potência consumida da bomba.

Tabela 07 – Dados para o cálculo da potência consumida da bomba de alta temperatura.

ALTA TEMPERATURA		
Fluido:	Etileno Glicol 50%	
Densidade [γ]:	1.003	kg/m ³
Temperatura:	122	°C
H _{man} :	5,00	m
H _{eq} :	12,00	m
Vazão Hora:	73,00	m ³ /h
Vazão segundo:	0,0203	m ³ /s
Rendimento [η]:	75	%
Pot_{cons} [CV]:	6,15	CV
Pot_{cons} [kW]:	4,52	kW

Para o deslocamento do fluido de alta temperatura e baixa temperatura existem inúmeros fabricantes de Bombas, exemplo, KSB modelo Etabloc SY, é bastante utilizada em sistemas de transferência de calor (DIN 4754) ou em sistemas de circulação de água quente.

Abaixo segue uma imagem 30 ilustrativa do sistema ORC + dry cooler.

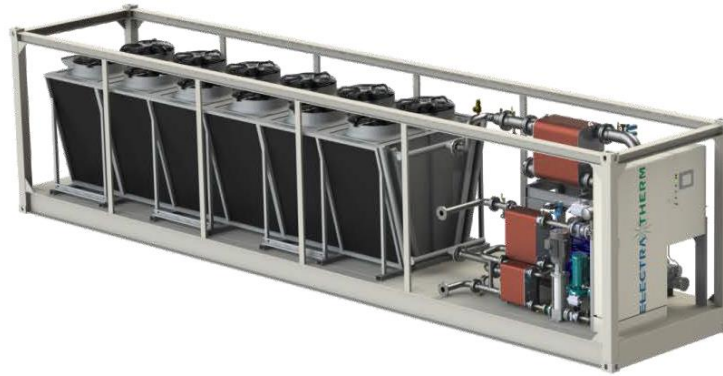


Figura 30 - Unidade ORC Electratherm modelo 6500 (Fonte: Electratherm).

5.4. Análise final do estudo de viabilidade

Para os cálculos finais para o estudo de viabilidade da aplicação do ORC com o MCI, consideraremos o valor NET gerado pelo Electratherm 6500, ou seja, nos valores de saída do software Electratherm estão considerando a potência elétrica descontando a bomba do ciclo que desloca o R245fa e a bomba do fluido etileno glicol para o dry cooler e dos ventiladores. Teremos que pegar o valor NET e descontar a potência consumida da bomba que desloca o fluido etileno glicol 50% do escape do motor calculado acima, portanto:

$$Pot_{real} = Pot_{Net} - Pot_{Bomba\ de\ Escape} - Pot_{Ventiladores} \quad (5.1)$$

$$Pot_{real} = 97,05 - 4,52 - 11 = \mathbf{81,53\ kW_e} \quad (5.2)$$

Layout Básico:

O esquema a seguir, figura 25, mostra como ficou o diagrama da configuração básica do do ORC, indicando as potências térmicas de entrada e saída do ciclo e as potências elétricas consumidas e produzidas no sistema. No trocador de calor 01 indicado na figura vemos a potência térmica proveniente do arrefecimento das camisas 355,3kWt para um pré-aquecimento do fluido R245fa, no trocador 02 vemos a potência térmica proveniente do escape do MCI para evaporação completa e consequentemente a elevação da pressão do fluido R245fa suficientemente alta para o expensor 03 transformar essa energia em

trabalho e girar o gerador elétrico. No trocador 04 o fluido R245fa vindo do expensor em alta temperatura será condensado, essa condensação, como citamos anteriormente, será feita pelo dry cooler que será responsável em rejeitar 1202kWt para o ar. Seguindo a sequência, temos o tanque de líquido 05, este responsável por armazenar uma quantidade de líquido para suprir o sistema e garantir que na bomba 06 não tenha o fluido R245fa no estado vapor.

Na figura 31, exemplifica um outro esquema mostrando o dry cooler conectado ao ORC.

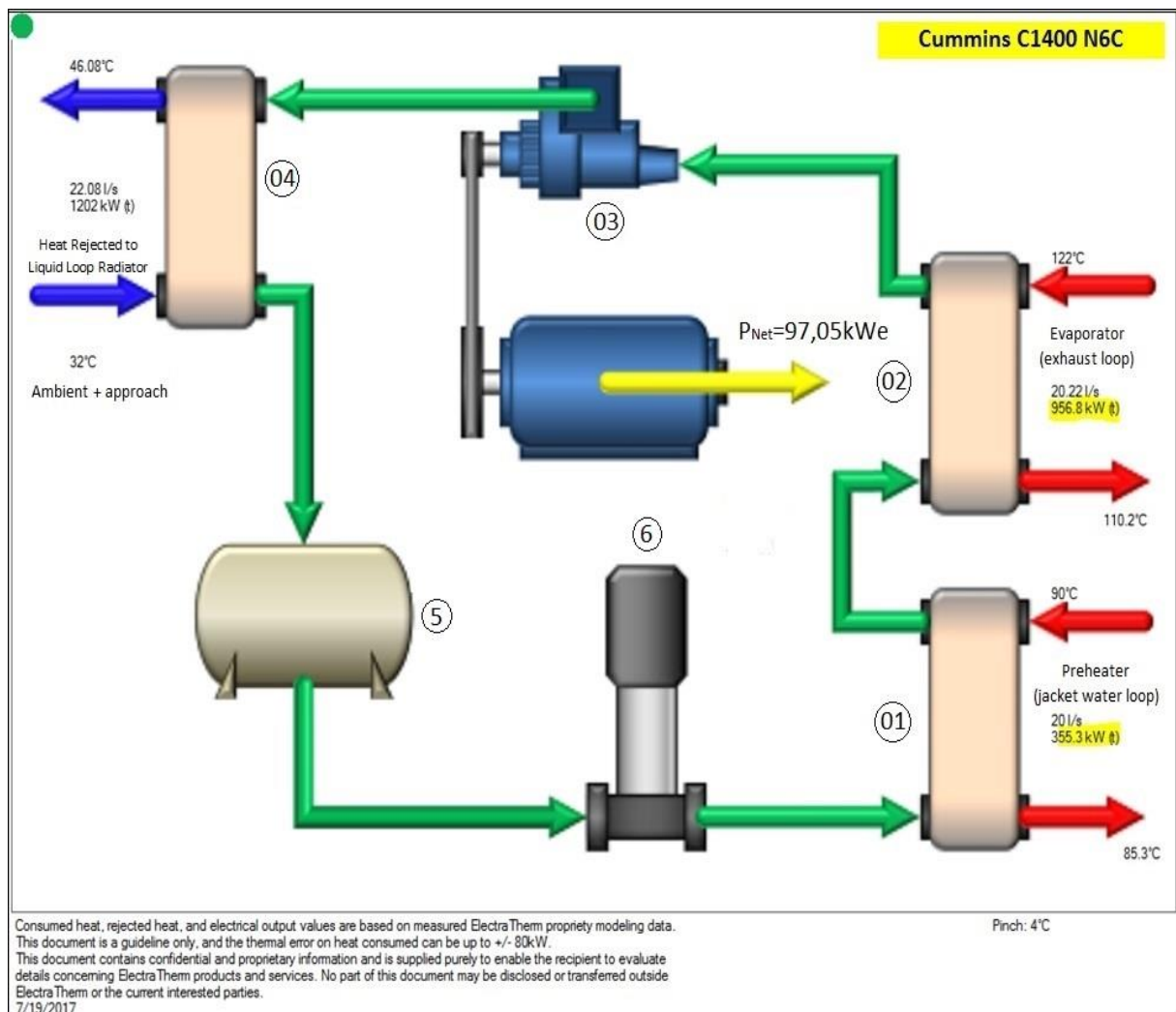


Figura 31 – Esquema das entradas e saídas das potências térmicas. (Fonte: Software Electratherm)

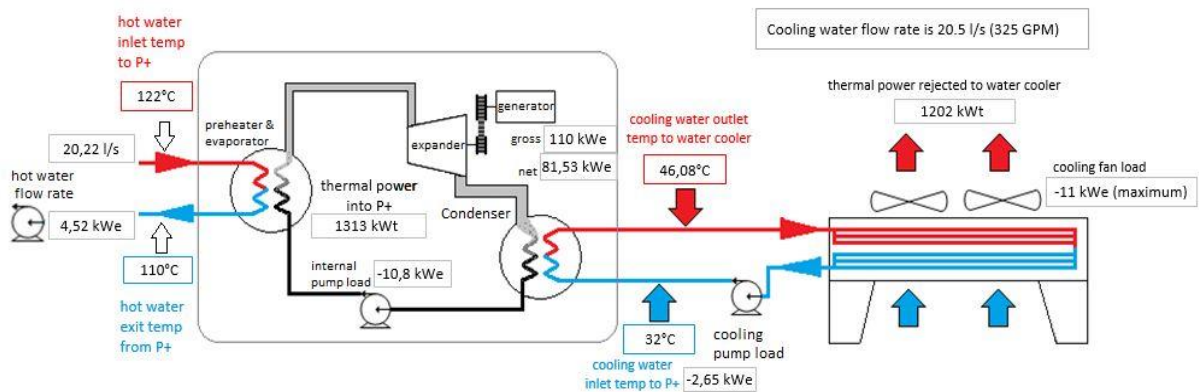


Figura 32 – Configuração do Ciclo ORC com dry cooler conectado, destacando as potências e temperaturas em cada trecho. (Fonte: Software Electratherm)

5.5. Cálculo da eficiência do ORC

Todos os processos reais são acompanhados de irreversibilidades seu efeito é sempre de diminuir o rendimento dos dispositivos. Em uma análise de engenharia, é interessante se dispor de parâmetros que possibilitem ao analista, medir a degradação da energia nestes dispositivos. Este parâmetro é eficiência térmica, a qual em uma máquina onde ocorrem processos, compara o desempenho real da máquina, sob dadas condições, e o desempenho que ela teria em um processo ideal (reversível).

Embora alguma transferência de calor ocorra entre estes dispositivos de fluxo permanente e a vizinhança seja inevitável, muitos deles são projetados para operarem em condições adiabáticas. Consequentemente, o processo ideal, que serve como modelo para estes dispositivos é um processo adiabático. Além disso, um processo ideal não deve envolver irreversibilidades, desde que o efeito da irreversibilidade é sempre o de diminuir a performance dos dispositivos. Assim um processo ideal que serve como modelo para muitos dispositivos de fluxo permanente é o processo isentrópico.

Quanto mais o processo real se aproxima do processo ideal, melhor será a performance do dispositivo. Assim, é importante ter um parâmetro que expresse quantitativamente quão eficientemente um dispositivo real se aproxima do ideal correspondente. Este parâmetro é a eficiência isentrópica ou adiabática. Eficiências adiabáticas são definidas diferentemente para diferentes dispositivos desde que cada um realiza uma tarefa diferente. A seguir define-se a eficiência adiabática de vários dispositivos.

A eficiência baseada na primeira lei (também conhecida como eficiência de conversão) não faz referência a melhor performance possível, e assim ela pode estar enganada.

A eficiência pela segunda lei pode ser expressa como a razão entre o trabalho útil de saída e

o máximo trabalho possível (reversível) de saída dada por:

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \quad (6.1)$$

ou

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \quad (6.2)$$

Nas definições acima, o trabalho reversível deve ser determinado usando os mesmos estados inicial e final do processo real.

As definições da eficiência pela segunda lei da Termodinâmica não se aplicam a dispositivos que não produzem ou consomem trabalho. Consequentemente, precisa-se de uma definição mais geral.

A eficiência pela segunda lei da Termodinâmica pretende servir como uma medida da aproximação de uma operação reversível, e assim seu valor deve variar de zero, no pior caso (destruição completa da exergia) a um, no melhor caso (nenhuma destruição de exergia). Com isto em mente, define-se a eficiência baseada na segunda lei para um sistema durante um processo como:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergia Recuperada}}{\text{Exergia Fornecida}} = 1 - \frac{\text{Exergia Destruída}}{\text{Exergia Fornecida}} \quad (6.3)$$

Para uma máquina térmica, a exergia fornecida é o decréscimo na exergia do calor transferido para a máquina, que é a diferença entre a exergia do calor fornecido e a exergia do calor rejeitado (a exergia do calor rejeitado na temperatura ambiente é zero). O trabalho líquido de saída é a exergia recuperada.

Para um trocador de calor com correntes de fluidos que não se misturam, normalmente a exergia é a diminuição na exergia da corrente fluida em temperatura mais alta, e a exergia recuperada é o aumento da exergia da corrente de fluido de temperatura mais baixa.

Listando irreversibilidades de cada um dos componentes pode-se ajudar na avaliação da performance de uma planta simples. Para situações mais complexas, no entanto, há uma vantagem em apresentar as informações graficamente. Uma representação útil de fluxo e perda de exergia é o diagrama de Grassmann que pode ser considerado como uma adaptação do diagrama de Sankey, usado para transferência de energia dentro de uma planta (Kotas, 1980; Szargut et al., 1988).

Para o cálculo da eficiência do ciclo orgânico Rankine é definida com a razão entre o trabalho gerado no eixo e o calor adicionado ao sistema, conforme eq. (6.4).

$$\eta_{ramkine} = \frac{\dot{W}_{sai}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (6.4)$$

Portanto:

$$\eta_{ramkine} = \frac{81,53kW}{1313kW} \times 100 = \mathbf{6,21\%} \quad (6.5)$$

5.6. Análise econômica (Payback, TIR, VPL)

Para os cálculos dos parâmetros financeiros referentes ao investimento adicional com aquisição e implantação das soluções e a economia operacional. Os cálculos foram realizados com base nas seguintes equações (PARENTE, 2009).

$$VLP = \sum_{t=1}^n \frac{FLC_t}{(1+r)^t} - II_0 \quad (7.1)$$

$$Payback \text{ simples} = \frac{II_0}{FLC} \quad (7.2)$$

$$Payback \text{ descontado} = n_{(último \ FLCA \ neg.)} - \left(\frac{FLCA_{(último \ negativo)}}{FLCD_{(do \ "n" \ seguinte)}} \right) \quad (7.3)$$

IIo - Investimento inicial (adicional)

FLC – Fluxo de caixa (economia operacional anual)

FLCA – Fluxo de caixa acumulado (economia operacional anual descontada e acumulada)

FLCD – Fluxo de caixa descontado (economia operacional anual descontada)

r – Taxa de desconto (juros anual), adotado 8% (**Consulta 10/07/17 a linha de crédito cartão BNDES**)

n – Período (anos), adotado 10 anos

VPL – Valor presente líquido

TIR – Taxa interna de retorno (é a taxa de desconto “r” que produz o VPL = 0)

Payback simples (retorno do investimento sem juros)

Payback descontado (retorno do investimento com juros)

Em sua maioria, os equipamentos renováveis não são “ligar e usar” e não são mais baratos que um sistema que usa derivados do petróleo como fonte primária. Equipamentos de pequena potência de geração têm sido utilizados para atender comunidades isoladas; quando os locais o acesso é restrito ou simplesmente inacessível durante certas épocas do ano, dificultando assim a chegada de derivados do petróleo ou possuindo um alto valor agregado, nesse caso, o uso de fonte renovável acaba sendo mais “prática”.

Os custos de módulos ORC dependem de inúmeros requisitos; dentre esses, pode-se citar: temperatura de operação (seja de evaporação ou condensação), fluxo de massa, tipo de fluido, tipo de expensor, sistema de resfriamento, sistema regenerativo, etc.

A fim de realizar uma análise econômica, para assim, obter os custos da energia de cada sistema, serão adotados os seguintes critérios em comum:

- Vida útil do equipamento ORC de 20 anos;
- Taxa de Retorno de investimento 8%;
- Custo da manutenção ORC anual de R\$29.363,00

Para estudarmos a viabilidade do sistema ORC com o motogerador, fizemos duas análises da geração na base somente do MCI e a outra MCI com Electratherm 6500 gerando energia adicional, a geração de energia pela ORC possui um baixo custo de manutenção consequentemente produzindo energia elétrica de baixo custo.

Na primeira simulação tabela 08, temos o conjunto MCI + ORC gerando mais 5,8% a mais de energia, resultando em um *payback* simples de 7,8 anos para o ORC.

Tabela 08 – Análise do resultado comparativo com o ORC, análise 01.

GERAÇÃO DE ENERGIA A GÁS NATURAL	Motogerador (MCI)	MCI + Electratherm 6500
Capacidade (kW)	1.400	1.481,53
Energia Elétrica Anual Gerada (kWh)	8.738.100	9.246.969
Consumo Anual de Gás Natural (m³)	2.334.822	2.334.822
Custo do GN (R\$/m³) - C/ Impostos	R\$1,500000	R\$1,500000
Custo Anual com Manutenção do(s) gerador(es)	R\$655.358	R\$684.721
Custo anual de geração de energia elétrica	R\$4.157.591	R\$4.186.954
Custo do kWh Gerado (R\$/kWh) - C/ Impostos	R\$0,476	R\$0,453
Valor anual do kW Gerado - C/ Impostos	R\$4.399.711,40	R\$4.186.954,11
ECONOMIA OPERACIONAL ANO	R\$212.757,29	
AUMENTO DA EFICIENCIA DO SISTEMA	5,8%	

INVESTIMENTOS C/ IMPOSTOS	
Aquisição do Sistema ORC Electratherm 6500	R\$1.286.845
Dry Coller para o Sistema ORC (REFRIO)	R\$154.168
Trocador de calor do escape (REFRIO)	R\$44.000
Bombas do trocador de Escape e Dry-cooler (KSB)	R\$19.344
Investimento em Substação de EE da CAG	R\$3.780
Custo de mão de obra de instalação	R\$15.000
Custo de Tubos, Válvulas e outros	R\$55.000
INVESTIMENTO TOTAL	R\$1.578.137
MARGEM DE ADICIONAIS (+5%)	R\$1.657.044
PAYBACK SIMPLES (anos)	7,8

Na segunda simulação tabela 09, temos uma redução da carga do conjunto MCI e a ORC gerando a energia adicional para complementar a geração de 1400kW de energia, resultando em um *payback* simples também de 7,8 anos para o ORC.

Tabela 09 – Análise do resultado comparativo com o ORC, análise 02.

GERAÇÃO DE ENERGIA A GÁS NATURAL	Motogerador (MCI)	MCI + Electratherm 6500
Capacidade (kW)	1.318,47	1.400,00
Energia Elétrica Anual Gerada (kWh)	8.229.231	8.738.100
Consumo Anual de Gás Natural (m³)	2.198.852	2.198.852
Custo do GN (R\$/m³) - C/ Impostos	R\$1,500000	R\$1,500000
Custo Anual com Manutenção do(s) gerador(es)	R\$617.192	R\$646.555
Custo anual de geração de energia elétrica	R\$3.915.471	R\$3.944.834
Custo do kWh Gerado (R\$/kWh) - C/ Impostos	R\$0,476	R\$0,451
Valor anual do kW Gerado - C/ Impostos	R\$4.157.591,11	R\$3.944.833,82
ECONOMIA OPERACIONAL ANO	R\$212.757,29	
AUMENTO DA EFICIENCIA DO SISTEMA	5,8%	

INVESTIMENTOS C/ IMPOSTOS	
Aquisição do Sistema ORC Electratherm 6500	R\$1.286.845
Dry Coller para o Sistema ORC (REFRIO)	R\$154.168
Trocador de calor do escape (REFRIO)	R\$44.000
Bombas do trocador de Escape e Dry-cooler (KSB)	R\$19.344
Investimento em Substação de EE da CAG	R\$3.780
Custo de mão de obra de instalação	R\$15.000
Custo de Tubos, Válvulas e outros	R\$55.000
INVESTIMENTO TOTAL	R\$1.578.137
MARGEM DE ADICIONAL (+5%)	R\$1.657.044
PAYBACK SIMPLES (anos)	7,8

► **Análise financeira do fluxo de caixa e retorno de investimento**

Tabela 10 – Fluxo de caixa em reais do estudo da aplicação do ORC.

Parâmetros Financeiros			Resultado Financeiro	
Inv. Inicial Adicional	-R\$ 1.657.044	Ilo	Payback simples	7,8 anos
Fluxo de Caixa	R\$ 212.757		Payback Descontado	12,7 anos
Taxa de desconto	8%	r	VPL	R\$ 431.839
Período (anos)	20	n	TIR	4,8%

	FLC	FLCD	FLCA
0	-1.657.044	-1.657.044	-1.657.044
1	212.757	196.997	-1.460.046
2	212.757	182.405	-1.277.641
3	212.757	168.894	-1.108.748
4	212.757	156.383	-952.365
5	212.757	144.799	-807.566
6	212.757	134.073	-673.493
7	212.757	124.142	-549.351
8	212.757	114.946	-434.405
9	212.757	106.432	-327.973
10	212.757	98.548	-229.425
11	212.757	91.248	-138.177
12	212.757	84.489	-53.688
13	212.757	78.230	24.542
14	212.757	72.436	96.978

15	212.757	67.070	164.048
16	212.757	62.102	226.149
17	212.757	57.502	283.651
18	212.757	53.242	336.893
19	212.757	49.298	386.192
20	212.757	45.647	431.839

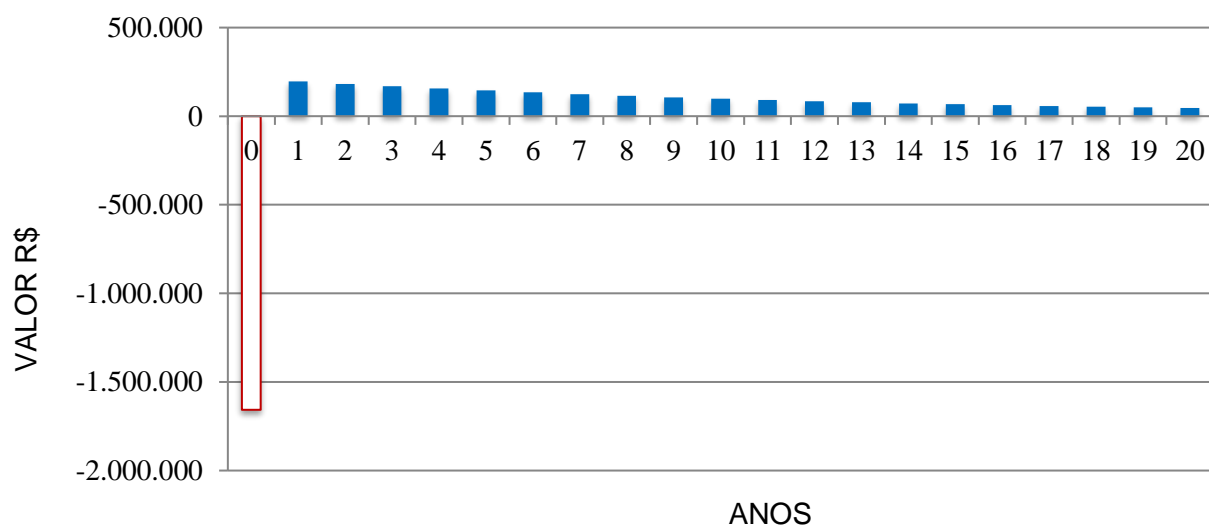


Figura 33 – Fluxo de Caixa Descontado do estudo da aplicação do ORC.

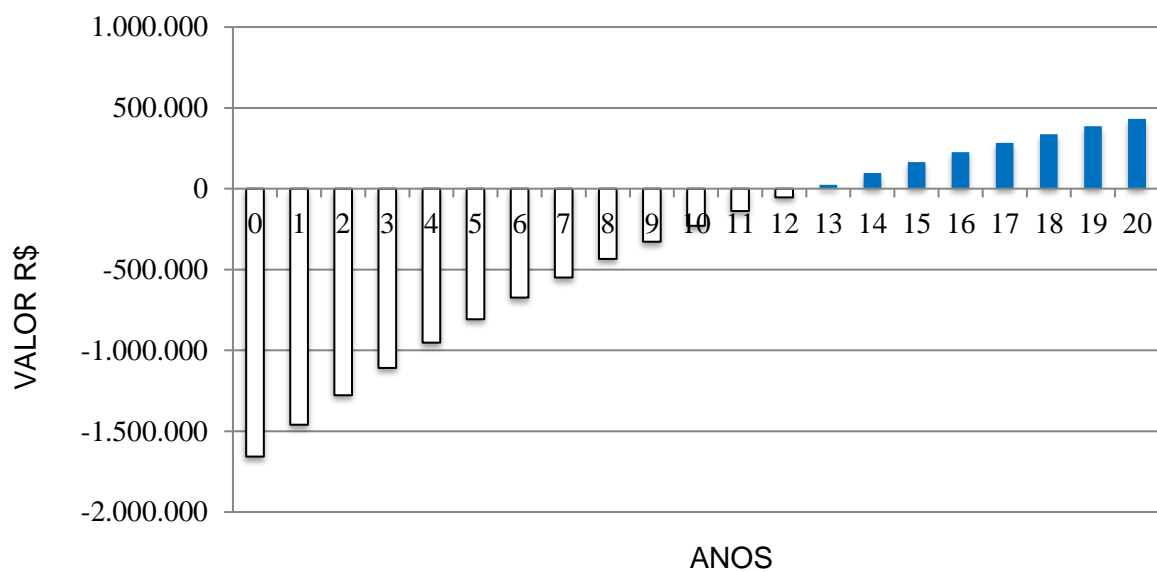


Figura 34 – Fluxo de Caixa Acumulado do estudo da aplicação do ORC.

6. Conclusão

Os ciclos de Rankine apresentam-se como solução bastante estudada e utilizada em diversas aplicações. No presente trabalho acresce o fato de se tentar utilizar este tipo de soluções para aproveitamento de energia térmica de baixa energia.

Numa análise do ciclo orgânico de Rankine o expensor exerce a maior influência no rendimento global do sistema, pois é será o responsável em transformar a energia entálpica em trabalho mecânico. Assim sendo, das diversas soluções construtivas analisadas, destacaram-se as turbinas convencionais, os expansores de parafuso e os expansores helicoidais.

Os ORC's são sistemas que podem aproveitar quase toda a energia térmica excedentária de um processo, ou outro tipo de fonte térmica mais apropriada para a geração de energia elétrica adicional. Assim, pretende-se analisar sistemas que possam ser aplicados com o ciclo de Rankine Orgânico aproveitando a fonte térmica de baixa entalpia em instalações novas ou existentes afim de melhorar o rendimento.

O objetivo principal do trabalho, foi mostrar a análise e viabilidade da aplicação do ciclo de Rankine orgânico em motogerador. Os resultados revelaram valores coerentes nos balanços térmicos e elétricos. Apesar do rendimento ser baixo e o payback um pouco longo para as características sócio econômica do nosso país, o conceito fundamental do sistema ORC, especificamente do fabricante Electratherm mod. 6500 é o reaproveitamento da energia térmica que será perdido para o ambiente e gerar mais energia elétrica, assim ela torna-se viável mesmo porque a vida útil do sistema é de 20 anos.

Nesse estudo de aplicação mantivemos o consumo de combustível constante e priorizamos a produção de energia elétrica adicional, mas se uma determinada aplicação onde já exista um motogerador em funcionamento e haja o interesse da aplicação do ORC nesse moto gerador mantendo a produção de energia elétrica constante, certamente a integração do sistema fará com que se reduza o consumo de combustível do motogerador, por exemplo: utilizando os dados do próprio estudo acima temos o consumo de $374\text{m}^3/\text{h}$ de GN para a geração de 1.400kWe , logo se diminuirmos a produção de energia do motogerador para $1318,47\text{kWe}$ e complementássemos com $81,53\text{kWe}$ gerado pelo ORC teremos o consumo de gás natural para $352\text{m}^3/\text{h}$ economizando 6% de GN, que ao longo do ano é um valor bastante considerável.

Muitos fatores para o aumento do rendimento do ORC devem ser considerados, como por exemplo a temperatura ambiente, quanto mais baixa for a temperatura ambiente média melhor é o rendimento do ciclo pois a energia gasta nos ventiladores do dry-cooler é bem menor.

O rendimento da bomba de circulação de fluido da alta temperatura quanto da baixa também são fatores importantes, pois quanto maior eficiente menor será o consumo de energia elétrica

do ciclo.

Existem muitas outras aplicações mais viáveis para o ORC, como por exemplo o reaproveitamento de calor de indústrias químicas, calor de flare, Energia geotérmica, energia térmica solar, calor de biomassa etc...

Conforme informações da empresa Electratherm o maior número de unidades ORC instaladas são em motogeradores, conforme gráfico 41 fornecido pela empresa.

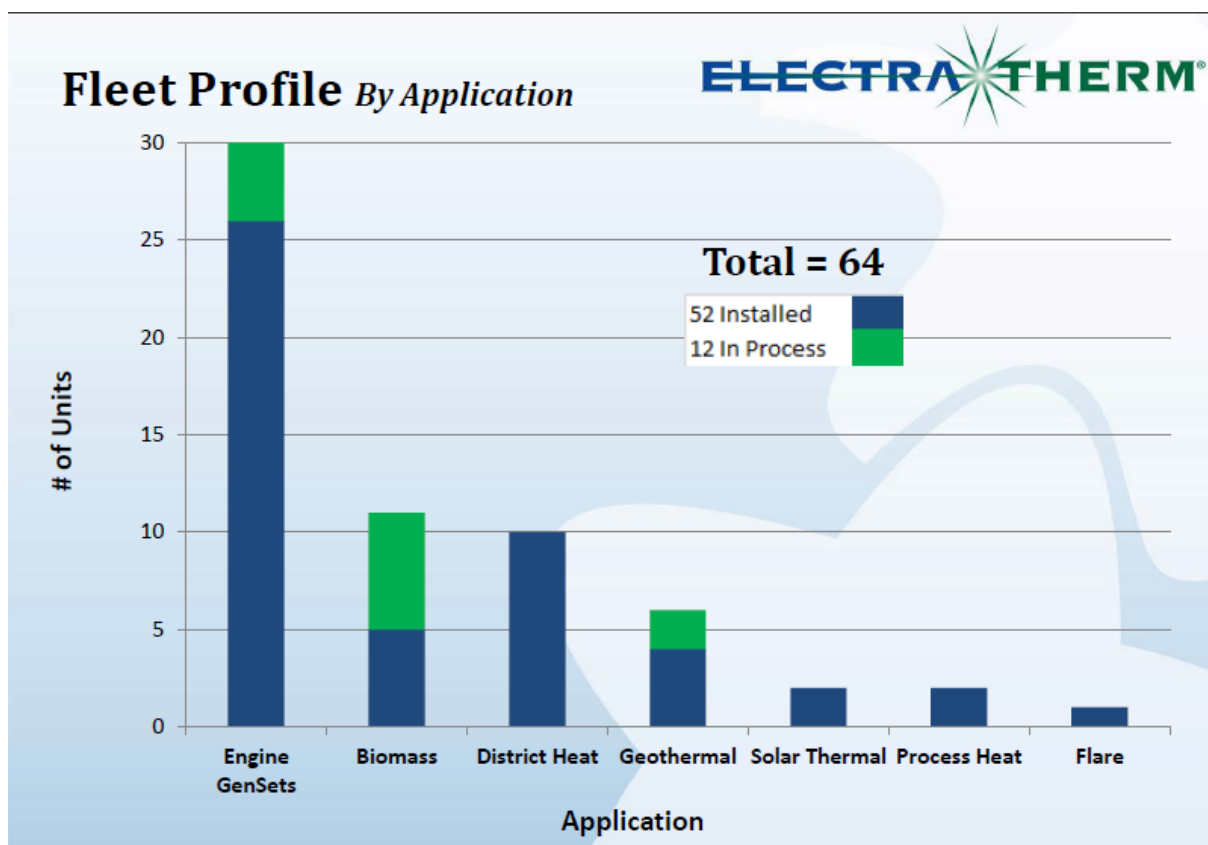


Figura 35 – Gráficos dos perfis de instalações do ORC Electratherm. (Fonte: Electratherm)

Recentemente a empresa alemã fabricante de compressores para refrigeração BITZER adquiriu a empresa Electratherm. Já estão finalizando o desenvolvimento de expansores mais eficientes, contribuindo para o aumentando do rendimento total do ciclo.

6.1. Sugestão para trabalhos futuros

Os ciclos de Rankine orgânicos são relativamente recentes, estando ainda em fase de estudo e desenvolvimento. Existem várias sugestões para trabalhos futuros. Uma ideia será utilizar outros fluidos de trabalho que permitam explorar outras gamas de temperatura de fontes quentes e que eventualmente permitam um maior rendimento térmico do ciclo. Assim que esta tecnologia estiver mais desenvolvida será certamente um nicho de mercado interessante de explorar para pequenos em médios consumidores, permitindo a geração de eletricidade de fontes de calor residuais de processos ou indústrias ou mesmo de fontes renováveis de energia de baixa temperatura ainda pouco exploradas.

BIBLIOGRAFIA FUNDAMENTAL

Como bibliografia fundamental utilizada para referência do trabalho em questão será utilizado a seguinte publicação:

HANSEN, TIM. Conversion of Low Quality Waste Heat to Electric Power with Small-Scale Organic Rankine Cycle (ORC) Engine/Generator Technology, Southern Research Institute, June 2016

ORC operation manuals; www.electratherm.com

Electratherm Technical Information, Power Engineer September 2015

SIMÕES MOREIRA, JOSÉ. Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética. Editora LTC, 2017.

LOPES, RUI LUÍS. Projeto de um ciclo de Rankine Orgânico para produção de 200kWe. Tese de Mestrado, Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Março de 2010.

Site: <https://www.resumoescolar.com.br/fisica/ciclo-de-carnot/>

ANDREOS, RONALDO. Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo./ Dissertação (Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Energia) EP / FEA / IEE / IF da Universidade de São Paulo.

ADRIANO ROCHA SANTOS, TELMO. Serviços de Energia Aplicados á Cogeração. Tese de Mestrado, Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Fevereiro de 2010.

GABRIEL ROCHA JACINTO, JOSÉ. Análise de Sistemas de Rankine para Aproveitamento de Energia Térmica Residual de Baixa Entalpia na Obtenção de Eletricidade. Tese de Mestrado, Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Julho de 2013.

MIGUEL ALVES PIRES, JOSÉ. Modelação de Ciclos Orgânicos de Rankine utilizando o calor do escape de veículos em condições reais de circulação. Tese de Mestrado, Portugal: Universidade do Minho, dezembro de 2014.

WANG, E.H.; ZHANG, H.G.; Fan, B.Y.; Ouyang, M.G.; Zhao, H.; Mu, H.Q. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recover. Energy 2011. Qiu, G. Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. Renew. Energy 2012.

Site: <http://www.refrio.com/fabricante-de-recuperadores-de-calor>

JERONIMO RAMOS DA COSTA, YOGÉ. Análises Energética e Exergética de um Motor de Combustão Interna Operando com Mistura de Diesel e Gás Natural. Tese de Doutorado em Engenharia de Processos, Universidade Federal de Campina Grande, 2007.