

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

RAFAEL GUILHERME DA SILVA ESPINDOLA

**ESTUDO DA RECUPERAÇÃO DO CALOR RESIDUAL EM UMA PRAÇA DE MÁQUINAS
OPERANDO COM MOTOR DIESEL MARÍTIMO**

**Recife
2017**

RAFAEL GUILHERME DA SILVA ESPINDOLA

ESTUDO DA RECUPERAÇÃO DO CALOR RESIDUAL EM UMA PRAÇA DE MÁQUINAS OPERANDO
COM MOTOR DIESEL MARÍTIMO

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à
Coordenação do Curso de Graduação em
Engenharia Naval da Universidade Federal de
Pernambuco como parte dos requisitos
necessários para a obtenção do Grau de
Bacharel em Engenharia Naval.

Orientador: Prof. José Claudino de Lira Júnior

Recife

2017

Rafael Guilherme da Silva Espindola

**ESTUDO DA RECUPERAÇÃO DO CALOR RESIDUAL EM UMA
PRAÇA DE MÁQUINAS OPERANDO COM MOTOR DIESEL
MARÍTIMO**

Trabalho de Conclusão de Curso
submetido à Coordenação do Curso de
Graduação em Engenharia Naval da
Universidade Federal de Pernambuco
como parte dos requisitos necessários
para a obtenção do Grau de Bacharel em
Engenharia Naval.

Prof. José Claudino de Lira Júnior
DEMEC/Universidade Federal de Pernambuco – UFPE
Orientador

Prof. Marcus Costa de Araujo
DEMEC/Universidade Federal de Pernambuco – UFPE
Examinador 1

Prof.^a Luciete Alves Bezerra
DEMEC/Universidade Federal de Pernambuco – UFPE
Examinador 2

Recife, 13 de novembro de 2017

Dedico este trabalho a Silvia, Vitor,
Emmanuel, Valentina e Poliana por todo o
amor que tornou tudo isso possível.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a minha família (pais, avós, irmãos, filha e esposa) pelo apoio, amor e confiança depositados por todos, em especial a minha mãe Silvia pelo apoio concedido, que viabilizou a busca pelos meus sonhos e contribuiu para minha formação pessoal e profissional. Também agradeço por ser um exemplo de honestidade e perseverança.

Agradeço a minha esposa Poliana, pela paciência, pelo companheirismo, carinho e amor dedicado durante todos esses anos que estamos juntos. Obrigado inclusive pelos incentivos e cobranças para finalizar o TCC, pois com certeza serviram de motivação.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Claudino, pela confiança depositada em mim, pelo suporte, pela amizade adquirida no convívio ao longo dos últimos anos e pelo exemplo de profissional que me serve de inspiração.

Agradeço aos demais professores do curso de Engenharia Naval que contribuíram para minha formação acadêmica e para o meu crescimento pessoal.

Agradeço também a oportunidade de entrar no mercado de trabalho oferecida pelo Estaleiro Atlântico Sul, principalmente a minha chefe Michelli e a todos os funcionários com quem tive e tenho o prazer de trabalhar e aprender.

Por fim, agradeço ao apoio financeiro da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), à Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) e ao Ministério da Ciência e Tecnologia (MCT), por meio do Programa de Recursos Humanos da ANP para o Setor Petróleo e Gás (PRH-ANP/MCT), bem como Petrobras e ao Programa de Formação de Recursos Humanos PFRH PB-204 (Tecnologia de Construção Naval).

RESUMO

Ao longo do presente trabalho é realizado um estudo conceitual para o aproveitamento do calor residual de uma praça de máquinas operando com um motor diesel marítimo. Duas fontes térmicas são utilizadas, a primeira são os gases de exaustão que passam por um evaporador e evaporam a água, parte desta energia é destinada a produzir eletricidade em um Ciclo Rankine Orgânico e o restante é utilizado para fornecer água quente aos consumidores de energia térmica da praça de máquinas. Na primeira fonte de energia, será feito simulações para obter o ponto de trabalho em que o rendimento do ciclo e a potência gerada sejam máximas. A potência gerada pelo Ciclo Rankine Orgânico incrementa 10200 kW de eletricidade a mais na praça de máquinas, fatia que representa um aumento percentual de 9% no rendimento global do motor.

Palavras-chave: Ciclo Rankine Orgânico, motor diesel marítimo, recuperação de calor residual, navio.

ABSTRACT

This paper presents a conceptual study for the use of the residual heat of an engine room operating with a marine diesel engine. Two thermal sources are used, the first is the exhaust gases that pass through an evaporator and evaporate the water, part of this energy is destined to produce electricity in an Organic Rankine Cycle and the rest is used to supply hot water to the consumers of energy thermal power station. In the first power source, simulations will be made to obtain the working point at which the cycle yield and the power generated are maximum. The power generated by the Organic Rankine Cycle increases 10200 kW of extra electricity in the engine room, representing a 9% increase in overall engine performance. Keywords: Rankine Cycle Organic, marine diesel engine, waste heat recovery, ship.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1: Balanço energético de um motor MAN. | 16 |
| Figura 2: Ilustração dos diagramas p-v e T-s do ciclo Diesel ^[1] | 20 |
| Figura 3: Motor Diesel de alta rotação | 21 |
| Figura 4: Ilustração de motor marítimo de média rotação ^[2] | 21 |
| Figura 5: Ilustração do motor de baixa rotação Wartsila X35-B ^[3] | 22 |
| Figura 6: Ilustração do ciclo de um motor diesel de quatro tempos | 23 |
| Figura 7: Ilustração do ciclo de um motor diesel de dois tempos | 24 |
| Figura 8: Ilustração da vista longitudinal de um arranjo geral | 26 |
| Figura 9: Ilustração de uma praça de máquinas de uma embarcação..... | 28 |
| Figura 10: Ilustração do sistema de óleo combustível | 31 |
| Figura 11: Fluxograma da rede de óleo lubrificante | 33 |
| Figura 12: Ilustração do sistema de arrefecimento de água do motor | 35 |
| Figura 13: Ilustração da recuperação de calor do gás de exaustão do motor principal | 37 |
| Figura 14: Gráfico do balanço de energia do motor Wartsila 12V46. | 39 |
| Figura 15: Circuito de Refrigeração de água de alta temperatura..... | 41 |
| Figura 16: Valores da viscosidade da água para cada temperatura | 43 |
| Figura 17: Trocador de calor casco e tubo com escoamento paralelo | 48 |
| Figura 18 - Ciclo Rankine Orgânico | 56 |
| Figura 19 – Ciclo Rankine ideal | 58 |
| Figura 20: Fluxograma para dimensionamento do Ciclo Rankine Orgânico | 61 |
| Figura 21: Gráfico da variação da temperatura no ponto 3 pelo Tar.sai | 62 |
| Figura 22: Figura 19: Gráfico da variação da pressão no ponto 4 pelo Tar.sai..... | 63 |
| Figura 23: Gráfico da variação da potência da turbina pelo Tar.sai | 64 |
| Figura 24: Gráfico da variação do rendimento do ciclo pelo Tar.sai | 64 |
| Figura 25: Gráfico do $W_{turbina}$ vs Tar.sai para cada valor de X..... | 66 |
| Figura 26: Gráfico do rendimento do ciclo vs Tar.sai para cada valor de X | 66 |
| Figura 27: Comparativo do rendimento global sem e com o ciclo Rankine orgânico instalado..... | 70 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1: Balanço de energia do motor | 38 |
| Tabela 2: Modos de operação de um navio de carga | 40 |
| Tabela 3: Temperatura em cada trecho do sistema de refrigeração | 42 |
| Tabela 4: Valor de rugosidade para cada tipo de material | 43 |
| Tabela 5: Cálculo da temperatura de saída do TC de água de alta temperatura | 45 |
| Tabela 6: Cálculo do Temp. Média Logarítmica do TC 3 | 46 |
| Tabela 7: Obtenção da área de transferência do TC 3 | 46 |
| Tabela 8: Cálculo inicial dos parâmetros dos tubos internos do TC 2 | 46 |
| Tabela 9: Valores representativos de U [W/m ² . K] | 49 |
| Tabela 10: Dados do Trocador de Calor 2 | 52 |
| Tabela 11: Cálculo da vazão de água vindo do circuito 3 através do trocador de calor 2 | 52 |
| Tabela 12: Cálculo da temperatura média Logarítmica para o Trocador de Calor 2 | 53 |
| Tabela 13: Cálculo da área para o valor de U estimado | 53 |
| Tabela 14: Cálculo inicial dos parâmetros dos tubos internos do TC 2 | 53 |
| Tabela 15: Cálculo dos parâmetros do escoamento da água de alta temperatura .. | 54 |
| Tabela 16: Cálculo dos parâmetros do escoamento internos nos tubos | 54 |
| Tabela 17: Cálculo do coeficiente "h" para o esc. de água do circuito 1 no TC 2 | 54 |
| Tabela 18: Cálculo do coeficiente "h" para o esc. de água do circuito 3 no TC 2 | 55 |
| Tabela 19: Obtenção do coeficiente global "U" calculado de forma analítica | 55 |
| Tabela 20: Parâmetros finais dos tubos internos | 55 |
| Tabela 21: Resultados obtidos para m'= 8kg/s e X=0,6 | 67 |
| Tabela 22: Valores finais para Tar.sai= 200°C, m'= 8kg/s e X=0,6 | 68 |
| Tabela 23: Cálculo do rendimento global inicial | 69 |
| Tabela 24: Cálculo do rendimento global final | 69 |

SUMÁRIO

| | | |
|--------|--|----|
| 1. | INTRODUÇÃO | 11 |
| 2. | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... | 13 |
| 3. | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 19 |
| 3.1. | MOTORES DIESEL | 19 |
| 3.1.1. | Motor Diesel de quatro tempos..... | 23 |
| 3.1.2. | Motor Diesel de dois tempos | 24 |
| 4. | DESCRIÇÃO DE EMBARCAÇÕES..... | 26 |
| 4.1. | COMPARTIMENTAÇÃO | 26 |
| 5. | PRAÇA DE MÁQUINAS..... | 28 |
| 5.1. | SISTEMA DE COMBUSTIVEL..... | 29 |
| 5.2. | SISTEMA DE ÓLEO LUBRIFICANTE..... | 32 |
| 5.3. | SISTEMA DE ARREFECIMENTO DE ÁGUA | 34 |
| 5.4. | SISTEMA DE AR DE PARTIDA..... | 36 |
| 5.5. | SISTEMA DE EXAUSTÃO..... | 36 |
| 6. | METODOLOGIA | 38 |
| 6.1. | DESCRIÇÃO DO MOTOR | 38 |
| 6.2. | BALANÇO ENERGETICO DO MOTOR..... | 38 |
| 6.3. | RANGE DE OPERAÇÃO DO MOTOR | 39 |
| 6.4. | MODOS DE OPERAÇÃO DO NAVIO..... | 40 |
| 7. | SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DO MOTOR..... | 41 |
| 7.1. | METODOLOGIA DE CÁLCULO DO TROCADOR DE CALOR 1..... | 42 |
| 7.2. | RESULTADOS OBTIDOS..... | 45 |
| 7.3. | METODOLOGIA DE CÁLCULO DO TROCADOR DE CALOR 2..... | 47 |
| 7.4. | RESULTADOS OBTIDOS..... | 52 |
| 7.5. | BALANÇO ENERGÉTICO | 56 |

| | | |
|---------|--|----|
| 8. | CICLO RANKINE ORGÂNICO..... | 56 |
| 8.1. | FUNCIONAMENTOS..... | 57 |
| 8.2. | MODELOS MATEMÁTICOS..... | 58 |
| 9. | RESULTADOS..... | 60 |
| 9.1. | FLUXOGRAMA DE CÁLCULO | 61 |
| 9.2. | RESULTADOS OBTIDOS..... | 62 |
| 9.3. | INCREMENTO NO RENDIMENTO GLOBAL | 68 |
| 10. | CONCLUSÃO | 71 |
| 10.1. | SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS | 72 |
| 11. | REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA | 73 |
| Anexo 1 | - Código do programa utilizado para dimensionar o Clico Rankine Orgânico | 76 |

1. INTRODUÇÃO

Muitos tipos de embarcações foram utilizados em cada época da história do Brasil, contribuindo para o transporte de pessoas, o comércio de mercadorias com outros países e nas grandes guerras. Após a revolução industrial, com a criação de automóveis com motores que utilizam a queima de combustível para gerar movimento foi necessária uma maior quantidade de combustíveis derivados do petróleo, foi requerido que fossem construídos navios petroleiros para realizar o transporte do petróleo extraído.

Navio petroleiro é um tipo de embarcação especializado em transporte de combustíveis líquidos derivados do petróleo. Ele pode ser classificado em classes de acordo com as suas dimensões principais (comprimento, boca e calado) e com o canal em que ele irá navegar. O navio é composto pelas regiões de proa, popa, tanques de carga e de lastro, superestrutura, convés e praça de máquinas.

Na praça de máquinas estão localizados um dos principais componentes do sistema propulsivo da embarcação que é o motor principal da embarcação. Ele é o responsável por fornecer a potência e o torque necessário ao eixo de transmissão que faz o hélice converter energia rotativa em energia cinética para embarcação. Para o motor principal funcionar, é necessário que os sistemas auxiliares do motor principal estejam funcionando corretamente.

Os sistemas auxiliares do motor principal são divididos em sistema de alta temperatura, baixa temperatura, sistema de óleo combustível e sistema de óleo lubrificantes. Cada uma destes sistemas auxiliares fornecem um tipo de fluido diferente e tem finalidades diferentes, por exemplo, o sistema de alta e baixa temperatura tem a função de resfriar a carcaça do motor e o sistema de óleo combustível tem a função de fornecer combustível ao motor para que ocorra a combustão nos cilindros de combustão do motor.

Para que o motor principal tenha baixo consumo de combustível é requerido que tenha uma boa eficiência energética, ou seja, as perdas energéticas no motor principal durante o processo de combustão sejam baixa. No cálculo da eficiência energética do motor principal é necessário saber as energias de entrada e saída de cada sistema auxiliar, as energias que estão sendo geradas pelo motor principal, as energias de saídas ocasionadas pelas exaustões de gases e as perdas envolvidas no processo de combustão e na carcaça do motor.

O balanço energético é importante para o dimensionamento dos sistemas auxiliares do motor principal, pois permite identificar todos os fluxos de calor que estão entrando e saindo do sistema e identificar todas as perdas e resíduos térmicos envolvidos no processo.

A potência do motor é proporcional à quantidade da carga térmica produzida pelo mesmo, em outras palavras, quanto maior a potência do motor, mais calor ele produz. Para manter sua operação é necessário que essa carga térmica seja retirada pelo sistema de arrefecimento.

Este estudo visa desenvolver um modelo de balanço e dimensionamento de equipamentos do sistema de arrefecimento da praça de máquinas de um navio petroleiro, onde a partir dos dados do motor principal de uma embarcação, é utilizado ferramentas para realizar o levantamento de demandas térmicas e energéticas dos equipamentos que compõem os sistemas auxiliares de arrefecimento do motor principal.

Utilizando a teoria de transferência de calor e de balanço de energia será construído uma metodologia para dimensionar equipamentos de um dos sistemas auxiliares de um navio petroleiro, onde será utilizado um software que realiza o procedimento de cálculo a partir das teorias utilizadas.

Os resultados obtidos do levantamento fornecerão condições de avaliar as demandas térmicas e energéticas em cada condição de operação motor principal do navio e fornecerá quais são os equipamentos dos sistemas auxiliares que demandam maiores valores de energia. Isto possibilitará o melhor gerenciamento das cargas térmicas requeridas da praça de máquinas de um navio petroleiro.

O presente trabalho será dividido em 6 capítulos. Onde o segundo capítulo apresentará uma revisão bibliográfica de estudos sobre fontes de calores residuais e formas de recuperação de calor em motores a ciclo diesel. No capítulo 3, será realizado um descritivo dos tipos de embarcações e será realizado o levantamento de todas as máquinas que compõem o sistema principal e auxiliar do motor a diesel. No capítulo 4 será feita a descrição da metodologia que será utilizada para realizar o cálculo do balanço de energia global de navios. Por fim, serão obtidos os resultados da aplicação da metodologia e será feita a análise dos resultados para a validação do estudo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Hoje em dia, os navios do mundo são principalmente alimentados por motores diesel. Os motores diesel marinhos são muito eficientes, mas emitem altos níveis de dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x) e óxidos de enxofre (SO_x). Estudos mostram que as emissões de CO₂, NO_x e SO_x dos navios correspondem a cerca de 2, 11 e 4% das emissões antropogênicas globais, respectivamente (Skjřlsvik et al., 2000).

No estudo de Lamas et al. (2013) desenvolve uma análise computacional da dinâmica de fluidos (CFD) para estudar o processo de combustão em um motor diesel marinho de quatro tempos, o *Wärtsilä* 6L 46, com o objetivo de mostrar a importância das emissões de motores marinhos no mundo, particularmente para óxidos de azoto (NO_x) e óxidos de enxofre (SO_x). Foi feita a análise dos campos de pressão e temperatura e a composição dos gases de escape. Para validar este trabalho, foi feita a comparação dos resultados numéricos com os experimentais e os resultados foram satisfatórios, o que indica que este modelo é suficientemente preciso para reproduzir o padrão de fluido dentro do cilindro durante o processo de combustão. Em seguida, este procedimento numérico será utilizado em trabalhos futuros para otimizar o desempenho e reduzir as emissões dos novos modelos de motores marinhos.

No estudo de Scappin et al. (2011) desenvolve uma metodologia adequada para a análise do sistema de energia para prever as emissões de motores de embarcações de baixa velocidade diesel de desempenho e de NOx. Ele descreve um modelo adimensional, avaliando o desempenho do motor por meio de um balanço energético e um modelo de combustão usando equações lei do gás ideal ao longo de um ciclo completo. O processo de combustão é dividido em intervalos, e a composição do produto e da temperatura de chama é calculado em cada intervalo. As emissões de NOx são previstas usando o mecanismo de Zeldovich estendido. O modelo é validado usando dados experimentais de dois motores MAN B & W; no primeiro caso, com os dados sujeitos a alterações de parâmetros do motor correspondentes a simulação de um motor controlado eletronicamente; no segundo caso, fornecendo dados que abrangem quase todos os parâmetros de entrada e de saída do modelo.

Segundo Yang et al. (2015), a otimização termo econômica de um ORC (ciclo Rankine orgânico) usado para recuperar o calor residual de grandes motores diesel marinhos é conduzido numericamente. Para essa análise, deverá avaliar as variações de potência de saída, eficiência térmica e custo total de equipamentos do sistema ORC com várias pressões de entrada e saída da turbina. O índice de potência de saída é proposto inicialmente para avaliar o desempenho deste sistema de recuperação de calor residual. Para considerar a redução do risco ambiental, são selecionados os fluidos de trabalho que tem zero potencial de geração de ozônio e baixo potencial de aquecimento global na simulação do sistema de ORC. Para o fluido R245fa, foi obtido uma melhoria de 6% na eficiência térmica para o sistema proposto em comparação com o sistema ORC que recupera calor do motor diesel marinho. Finalmente, foi obtido e comparado a eficiência térmica ideal correspondente calculada do sistema ORC e as pressões de entrada e de saída da turbina dos fluidos de trabalho.

Xie e Yang (2013) estudaram o sistema de ciclo de Rankine para recuperar resíduos de energia térmica de motores experimentalmente. Definindo quatro modos de operação que eram modo de partida, modo de acionamento da turbina, modo de potência e modo de proteção, eles apontaram que os fluidos isentrópicos foram superiores aos líquidos úmidos no desempenho avaliação do sistema ORC. Na seleção do fluido de trabalho, R245fa que era uma baixa pressão, alta temperatura,

não corrosivo, não inflamável, baixa toxicidade e fluido ambientalmente seguro, apresentaram maior adequação no sistema ORC. Usando R245fa como fluido de trabalho, Minea (2014) investigou uma máquina ORC de 50 kW usando resíduos ou fontes de energia renováveis a temperaturas 85 ° C a 116 ° C. Foi demonstrado que a energia gerada e a taxa de eficiência de conversão líquida da máquina principal, depende das temperaturas de entrada da fonte de calor e do arrefecimento fluido.

O consumo de combustíveis fósseis pela sociedade diariamente e pela produção industrial continua a aumentar, e isso está causando muitos problemas ambientais, portanto, a economia de energia será de grande importância para evitar o aumento dos acidentes ambientais.

O estudo de He et al. (2011) baseia-se nos motores de combustão interna (ICE), no estudo é centrado sobre a forma de melhorar a eficiência de utilização de combustível para alcançar a economia de energia. No ICE, a energia química do combustível é convertida em energia térmica através da combustão. Através do ciclo termodinâmico, uma parte da energia do queima do combustível é convertida em trabalho eficaz para conduzir o veículo. O restante da energia é liberado para o meio ambiente sob a forma de calor residual gerado o arrefecimento de água e gases de escape. Exceto para o calor residual que tem de ser libertado para o ambiente, de acordo com a segunda lei da termodinâmica, o resto pode, teoricamente, ser utilizado. Se o calor residual do ICE podem ser recuperados, a eficiência do motor será melhorada.

De acordo com o estudo desenvolvido pela MAN (2005) com um motor diesel de dois tempos típico da MAN B & W Diesel descobriu que 25,5% da energia liberada é desperdiçado através da exaustão nas condições de referência ambiental ISO em 100 SMCR, e 16,5% e 5,6% em termos do refrigerador de ar e do refrigerador de água que passa pela camisa do motor, respectivamente. Assumindo a operação média em serviço em 85 SMCR=58,344 kW em 280 dias por ano, 24 horas por dia, 31.726 toneladas de combustível pesado serão perdidas através dos gases de escape, do refrigerador de ar e da água que refrigera a camisa do motor. Se a energia contida no o calor residual puder ser convertido em energia útil, não só traz vantagens mensuráveis para melhorar o consumo de combustível, mas também para reduzir as emissões de CO₂ e outros gases nocivos.

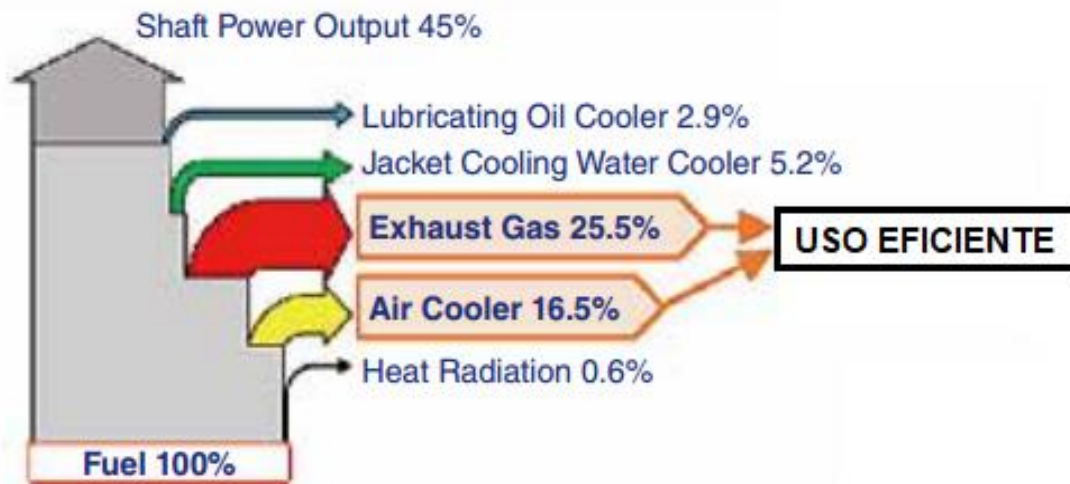


Figura 1: Balanço energético de um motor MAN.

Fonte: adaptado de <<http://www.jsmea.or.jp/en/news/document/jsmeanews113.pdf>>

No seu estudo He et al. (2011), afirma que o gás de escape tem uma temperatura elevada e uma boa qualidade na perda de calor nos motores de combustão interna. A qualidade do calor de perdido através do sistema de resfriamento de água é ruim, mas que a quantidade de calor perdido nesse sistema é muito alta. A temperatura do óleo lubrificante no sistema de lubrificação do motor é semelhante a temperatura do sistema de refrigeração da água, e o calor perdido através do sistema de lubrificação contém apenas uma pequena proporção do calor total residual do motor. A eficiência da utilização do calor gerado através da queima do combustível será nitidamente melhorada, se os calores perdidos nesses três sistemas auxiliares do motor são eficientemente recuperados através de um ciclo termodinâmico adequado, de acordo com suas próprias características.

Em seu estudo Wei et al. (2012), buscam proporcionar uma melhor compreensão das opções disponíveis para recuperação de calor e usando em várias aplicações a bordo de navios oceânicos para melhorar a economia de combustível e conformidade com as normas ambientais. Existem diferentes características e faixas de temperaturas aplicadas para a análise da perda de calor, portanto, diferentes técnicas devem ser selecionados de acordo com a fonte de calor e as exigências da vida diária a bordo de navios. Tecnologias disponíveis para recuperar calor residual e para ser servido para as necessidades diárias a bordo de navios são discutidos e estudados como o seguinte. Turbina, refrigeração, geração termelétrica, dessalinização e ciclo Rankine será introduzido em ordem.

No artigo de Marek et al. (2009) apresenta um conceito de um sistema combinado de propulsão de navio de grande potência que consiste no principal motor diesel principal, associado a uma turbina a gás de potência e um sistema de turbina a vapor que utilizam a energia contida no gás de escape que sai do motor Diesel. Na variante examinada do sistema combinado, a turbina de potência é alimentada em série com o gás de escape. Um algoritmo de cálculo é fornecido juntamente com os resultados de cálculos de subsistemas específicos de: o sistema de turbo alimentação, a turbina de gás de potência e o ciclo de turbina a vapor. Cálculos numéricos foram realizados para o motor Diesel de baixa velocidade de 52 MW produzido pela Wärtsilä.

O resultado da análise do sistema de transmissão de energia combinado que a maior eficiência é obtida quando componentes de sistemas de transmissão de energia são usados:

- Motor diesel com eficiência máxima
- Turbo compressor com alta eficiência deve ser utilizado, para proporcionar oportunidades para reduzir a pressão do gás de escape na sua saída e, conseqüentemente, aumentar a potência da turbina de potência
- Turbina de potência de alta eficiência é necessária para aumentar sua potência de saída.
- Ciclo da turbina a vapor com a caldeira de calor residual de baixas perdas de fluxo de gases de escape (diminuem a pressão final de expansão na turbina de potência) e pequena concentração de temperatura nos seus evaporadores.

Segundo Uy e Tuan (2012), a maioria dos equipamentos de consumo de combustível equipados nas frotas do Vietnã e as frotas mundiais são motores a diesel e caldeiras. Nesse estudo é proposto um novo método para gerenciar o uso de combustível a bordo de um navio. Este método é baseado em "informações on-line" sobre os parâmetros operacionais reais de um navio, incluindo o motor principal e as condições do mar, então um plano adequado de operação do navio com o consumo de combustível ideal será definido e enviado para um navio para a realização. Este método é nomeado como um "método ativo para gerenciar o uso de óleo combustível a bordo de navios".

No trabalho de Ribeiro, C. C. (2014), desenvolve um sistema de informação para o monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico em centrais termelétricas equipadas com motores de combustão interna. Esse sistema é implementado em ambiente MS Windows. Tal sistema deve ser capaz de receber dados do sistema supervisor da usina e leituras manuais realizadas em campo e transformá-las em informações de desempenho que criam subsídios para a tomada de decisão gerencial.

Segundo Crouse e Anglin (1977), a quantidade de calor que provém do processo da combustão, e que não foi aproveitado para a geração de potência, é rejeitada, primordialmente e em regime permanente, para os gases de exaustão, para o sistema de arrefecimento e para o óleo lubrificante. Em condições não controladas de temperatura das partes metálicas do motor, elas podem sofrer sérios danos, fazendo-se imprescindível a previsão de um apropriado resfriamento das mesmas.

Assim, o sistema de arrefecimento de um motor a combustão interna é usado para manter condições térmicas estáveis no cilindro e pistão, nas condições de operação (Sen, 1980).

Segundo Bohacz (2007) há, basicamente, três razões que justificam a existência de um sistema de arrefecimento no motor:

1. Promover uma elevada eficiência volumétrica minimizando o fluxo de calor da estrutura do motor para o ar de ingresso.
2. Prevenir explosão devido a elevadas temperaturas na câmara de combustão.
3. Evitar falhas mecânicas nos materiais devido às elevadas cargas térmicas que provêm de gradientes térmicos excessivos.

Em Bidini et al (2005) foi realizado um estudo em um navio de passageiros recuperando uma parcela do calor rejeitado pelo seu motor durante sua operação para atender a demanda térmica de aquecimento da cabine do piloto e dos camarotes dos passageiros, visto que tal embarcação opera em um lago italiano, durante o período frio e para conforto da tripulação necessita de aquecedores. O calor utilizado para aquecimento foi proveniente da água de refrigeração da camisa dos cilindros.

Em Yang e Yeh (2015) é realizado um estudo para recuperar o calor residual de grandes motores navais utilizando o Ciclo Rankine Orgânico. O calor residual do sistema de arrefecimento e o contido nos gases de escape são utilizados como fonte energética. Quanto à metodologia aplicada é validada a partir de um estudo de caso utilizando o motor marítimo comercial.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. MOTORES DIESEL

Em 1900, Rudolf Diesel patenteou um motor à combustão que tinha uma eficiência elevada comparada a outros tipos motores anteriormente desenvolvidos. O motor era movido a óleo de amendoim e a tecnologia desenvolvida foi nomeada com seu nome.

Nos motores movidos a ciclo Otto (ignição por centelha), a mistura de ar e combustível é comprimido e o processo de combustão é iniciado pela centelha da vela de ignição. Já nos motores movidos a ciclo Diesel (ignição por compressão), o ar é comprimido para uma temperatura elevada e a combustão é começada quando ocorre a injeção de combustível (através do injetor de combustível) no ar quente.

Nos motores ao ciclo diesel, apenas o ar é comprimido durante o tempo de compressão, fazendo que não ocorra a possibilidade de auto ignição por causa da alta temperatura. Portanto, os motores a diesel podem ser desenvolvidos para operarem a taxas de compressão elevadas, resultando em maior eficiência. Outras vantagens desse ciclo são que elimina o risco de autoignição do combustível, pois o processo de compressão só é feito com o ar, e permite trabalhar com combustíveis menos refinados e menos caros.

O processo de combustão em motores ao ciclo Diesel é dividido em quatro etapas:

- 1 → 2: Compressão isentrópica;
- 2 → 3: Recebimento de calor a pressão constante (isobárico);
- 3 → 4: Expansão isentrópica;
- 4 → 1: Rejeição de calor a volume constante.

Na figura a seguir, é mostrado os diagramas p-v e T-s do ciclo Diesel.

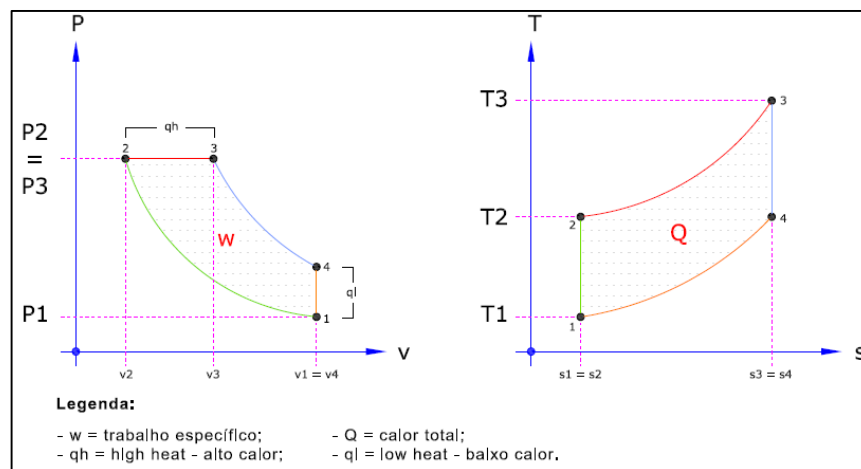


Figura 2: Ilustração dos diagramas p-v e T-s do ciclo Diesel^[1]

Comercialmente, os motores de combustão a Diesel são classificados segundo a sua velocidade de rotação (rpm), existem três tipos: motor de alta rotação, de média rotação e de baixa rotação.

Os motores de alta rotação com velocidade acima de 1000rpm, são os mais utilizados dos três tipos e são geralmente aplicados em automóveis, compressores, bombas, entre outros.



Figura 3: Motor Diesel de alta rotação

Fonte: <<http://www.meiofiltrante.com.br/internas.asp?id=14146&link=noticias>>

Os motores de média rotação, com velocidades que variam entre 500 e 1000 rpm, são utilizados em locomotivas, grandes compressores e bombas, grupos geradores diesel-elétricos e alguns navios.



Figura 4: Ilustração de motor marítimo de média rotação [2]

Os motores de baixa rotação, com velocidade que variam entre 60 e 200 rpm, são utilizados em navios de grande porte. Este tipo de motor apresenta diferenças em comparação aos outros dois, este tipo de motor apresenta uma maior dimensão e uma maior capacidade de potência fornecida e utilizam como combustível o óleo de combustível pesado (HFO).



Figura 5: Ilustração do motor de baixa rotação Wartsila X35-B ^[3]

3.1.1. Motor Diesel de quatro tempos

No motor diesel de quatro tempos, em cada curso ocorre uma fase. No primeiro curso e segundo curso, ocorre a fase de admissão do ar e compressão do ar no cilindro, respectivamente. No terceiro e quarto curso, ocorre a fase de combustão do combustível injetado e a exaustão dos gases de escapes. Na figura a seguir, é ilustrado como ocorre cada fase do motor diesel de quatro tempos.

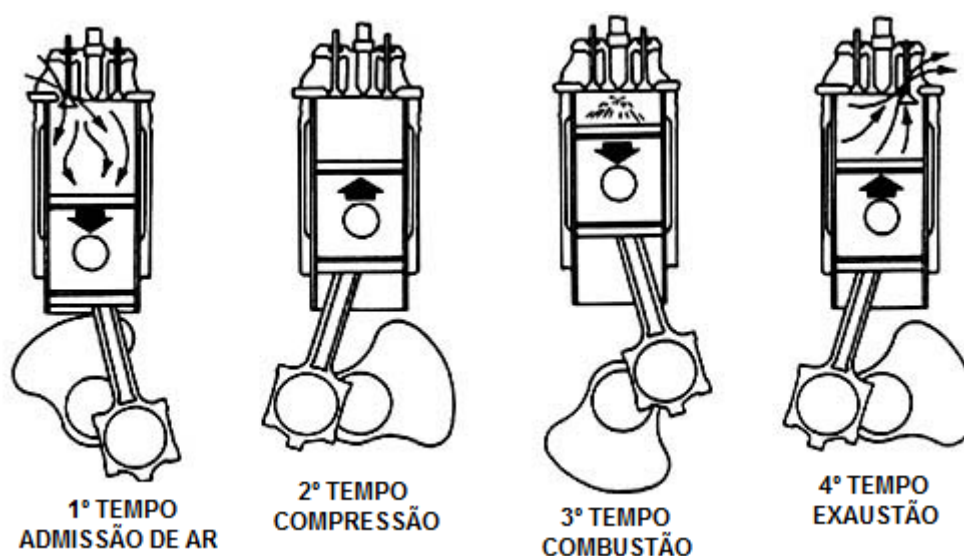


Figura 6: Ilustração do ciclo de um motor diesel de quatro tempos

Fonte: adaptado de

<http://www.dieselduck.info/machine/01%20prime%20movers/diesel_engine/diesel_engine.02.htm>

O funcionamento do motor diesel de quatro tempos ocorre conforme a seguinte sequência:

No primeiro tempo, a válvula de admissão de ar é aberta e ocorre a entrada de ar no cilindro, fazendo com que o pistão se movimenta do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI). Após esse processo, a válvula de admissão é fechada e uma alta porcentagem do cilindro fica preenchido de ar.

No segundo tempo ocorre a compressão do ar na câmara de combustão. Neste curso, o pistão se move de forma a comprimir o ar, fazendo com que seu volume diminua e sua pressão e temperatura aumente. No processo de compressão o pistão se desloca do PMI para o PMS com as válvulas de admissão e de escape fechadas.

No terceiro tempo ocorre o processo de combustão e expansão dos gases de escapes. Nesse processo, o combustível é injetado na câmara de combustão através do bico injetor. O contato do combustível com o ar comprimido a alta temperatura e pressão, resulta na combustão. Os gases gerados do processo de combustão realizam trabalhos sobre o pistão que se desloca do PMS para o PMI.

No quarto tempo ocorre a exaustão dos gases de escape gerados pela combustão do combustível. A válvula de escape é aberta e o pistão é deslocado do PMI para o PMS fazendo com que os gases sejam retirados da câmara de combustão para que o novo ciclo se inicie.

3.1.2. Motor Diesel de dois tempos

No motor diesel de dois tempos, em cada curso ocorre duas fases. No primeiro curso, ocorre a fase de combustão e exaustão dos gases gerados na combustão. No segundo curso, ocorre a fase de admissão do ar e a fase de compressão. Na figura a seguir, é ilustrado como ocorre cada fase do motor diesel de dois tempos.

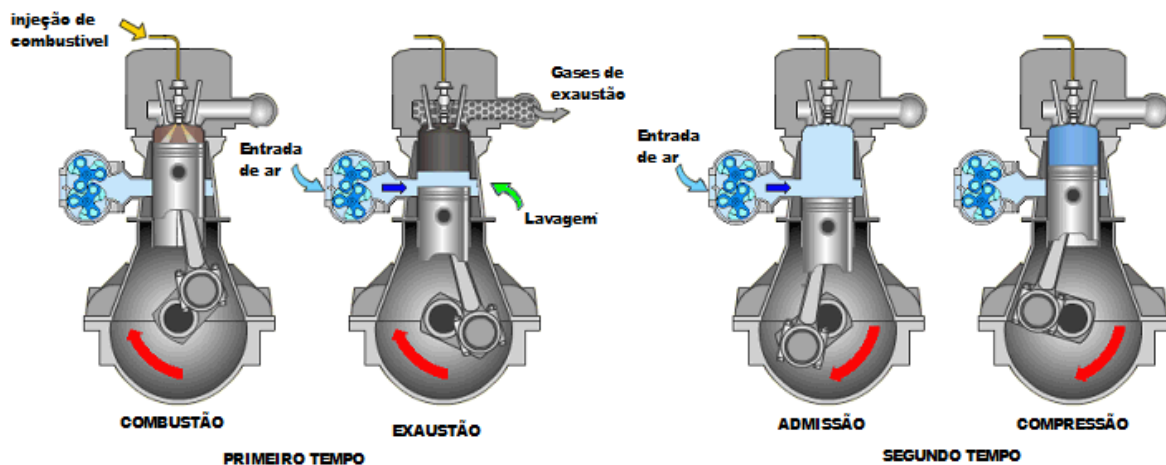


Figura 7: Ilustração do ciclo de um motor diesel de dois tempos

Fonte: Adaptado de < <https://www.quora.com/How-do-two-stroke-engines-differ-from-four-stroke-engines>>

O funcionamento do motor diesel de dois tempos ocorre conforme a seguinte sequência:

No primeiro tempo ocorre o deslocamento do pistão de PMS para o PMI, e é correspondente ao curso de trabalho do motor. Após a combustão, os gases com temperatura e pressão elevados expandem contra o pistão realizando o trabalho. A expansão é finalizando quando o pistão se encontra no PMI do cilindro, nesse momento é liberado a válvula de escape dos gases da combustão. A medida que os gases de escape saem, a pressão no cilindro diminui até que esteja baixa, em seguida, é aberta a válvula de admissão de ar e ocorre a lavagem de ar no cilindro.

No segundo tempo ocorre o deslocamento do pistão no cilindro do PMI para o PMS, e é correspondente ao curso de compressão do motor. Este tempo se inicia com o término da lavagem do cilindro do motor. Com o início do movimento ascendente do pistão, ocorre o fechamento das válvulas de admissão de ar e da válvula dos gases de escape. Após isso, ocorre o processo de compressão do ar contido no cilindro. Por fim, quando o pistão está próximo ao PMS, ocorre a injeção de combustível através do bico injetor, a injeção do combustível no volume de ar comprimido a alta pressão e temperatura ocasiona o processo de combustão.

Em comparação com os motores de quatro tempos, os motores de dois tempos apresentam as seguintes vantagens:

- Os motores Diesel de dois tempos não têm válvulas de admissão e escapamento nem comando de válvulas, o que permite a simplificação da sua construção e com um peso reduzido.
- No seu funcionamento, apresenta uma combustão a cada rotação do virabrequim, enquanto nos motores de quatro tempos corre uma combustão a cada duas rotações do virabrequim, e este fator dá um ganho significativo de potência aos motores 2-tempos.
- OS motores de dois tempos podem funcionar em qualquer posição, o que pode ser muito útil na disposição do motor na praça de máquinas.

4. DESCRIÇÃO DE EMBARCAÇÕES

4.1. COMPARTIMENTAÇÃO

O Arranjo Geral é o layout dos principais componentes em uma embarcação. Onde através dele podemos identificar as localizações dos principais equipamentos da praça de máquinas, casarias e acomodações, espaços de carga, entre outros. Na figura a seguir, é mostrado as principais regiões que compõem o navio e que são ilustrados no arranjo geral da embarcação.

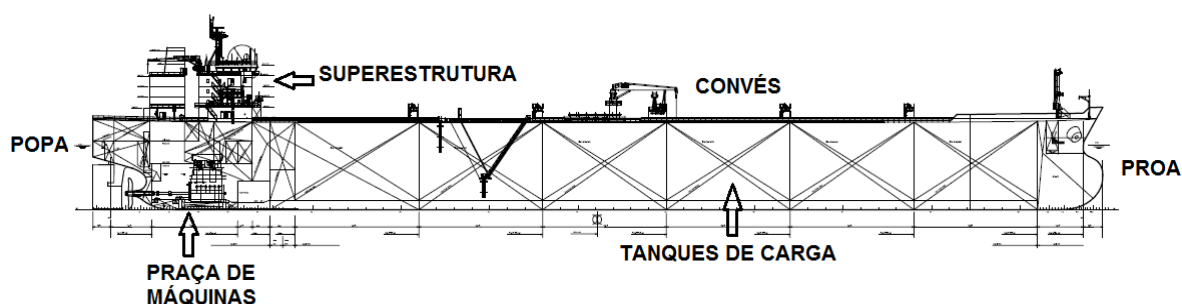


Figura 8: Ilustração da vista longitudinal de um arranjo geral

Fonte: Autor

O navio petroleiro é um navio mercante projetado para o transporte de petróleo em massa. Existem dois tipos básicos de navios petroleiros: os petroleiros de petróleo bruto e os petroleiros de produtos claros. Os navios petroleiros de petróleo bruto transportam grandes quantidades de petróleo bruto não refinados do seu ponto de extração para refinarias. Os navios petroleiros de produtos claros, têm dimensões muito menores em relação aos de petróleo bruto, são projetados para mover produtos refinados de refinarias para pontos perto de mercados consumidores.

Os navios petroleiros podem apresentar dois tipos de compartimentação da carga, a primeira é o casco simples, onde o próprio casco do navio são as paredes do navio e a segunda é o casco duplo, onde o navio tem uma parede interna que tem a função de armazenar o petróleo com maior proteção. Após alguns acidentes ambientais com petroleiros com casco simples, devido a isso, a International Maritime Organization (IMO) através da convenção MARPOL 73/78, recomendou que todos os

novos petroleiros deverão ter um casco duplo ou ser concebido com equivalente proteção para derramamento de óleo.

Os navios petroleiros podem ser classificados de acordo com a sua capacidade de carga, conforme mostrado a seguir.

Handymax – Capacidade de até 65 mil toneladas de porte bruto, usados, principalmente, no transporte de produtos claros ou pesados.

Panamax – Capacidade de até 85 mil toneladas de porte bruto, usados, principalmente, no transporte de petróleo cru.

Aframax – Capacidade entre 85.000 e 125.000 toneladas de porte bruto. A nomenclatura AFRA (Average Freight Rate Assessment) é dada pelo sistema de composição de frete através da média ponderada dos navios petroleiros de propriedade independente. Transporte de petróleo cru.

Suezmax – Capacidade entre 125.000 e 180.000 toneladas de porte bruto. Essa embarcação atende às dimensões máximas do Canal de Suez, no Egito, e com média de largura de 48 metros e de calado de 17 metros.

VLCC (Very Large Crude Carrier) – Capacidade entre 180.000 e 320.000 toneladas de porte bruto. Alguns podem ser acomodados pelas atuais dimensões do Canal de Suez. O comprimento mais comum varia entre de 300 e os 330 metros, sendo usados no transporte de petróleo bruto.

ULCC (Ultra Large Crude Carrier) - Capacidade superior a 320 mil toneladas de porte bruto. Usados no transporte de petróleo cru. Alguns deles foram, entretanto, transformados para atividades fixas em offshore.

5. PRAÇA DE MÁQUINAS

Um dos principais compartimentos que compõe o navio é a praça de máquinas, ela é o compartimento do navio onde estão instaladas as máquinas que compõem os sistemas de propulsão principal e o auxiliar, o sistema de controle, o sistema de ventilação e refrigeração. Além disto, na praça de máquinas também estão localizados os tanques de armazenamento do sistema de lubrificação, do sistema de esgoto, do sistema de combate aos incêndios, entre outros.



Figura 9: Ilustração de uma praça de máquinas de uma embarcação

Disponível em: <http://www.pepeh.com.br/blog/?attachment_id=3671>

Os sistemas auxiliares são de dois tipos: os sistemas de propulsão e os sistemas de serviços do navio.

Os principais sistemas auxiliares de propulsão são:

- Sistemas de combustível: sistema de óleos pesados e sistema de óleos leves;
- Sistemas de lubrificação do motor e da engrenagem redutora;
- Sistemas de resfriamento do motor: sistema de água doce e sistema de água salgada;
- Sistema de admissão do ar e sistema de exaustão dos gases de escape;
- Sistema de ar de partida.

Os principais sistemas auxiliares de serviço do navio são:

- Sistemas Elétricos;
- Sistema de refrigeração
- Sistemas de esgoto e lastro;
- Sistema de geração de vapor;
- Sistema de água quente para aquecimento;
- Sistema de incêndio;
- Sistema de CO₂;
- Sistemas de ventilação e ar condicionado.

5.1. SISTEMA DE COMBUSTIVEL

O sistema auxiliar de combustível é responsável por fornecer combustível a vários equipamentos que compõem os sistemas do navio (motor principal para propulsão, caldeira para geração de vapor, bombas, entre outros). A dimensão do tanque do combustível e dos equipamentos que compõem esse sistema depende diretamente da potência do motor, autonomia da viagem, tipo de propulsão, quantidades de máquinas na praça de máquinas.

É comumente utilizado dois tipos de combustível nos motores diesel de navios de grande porte: o óleo pesado (HFO) para condições normais de operação, e óleo diesel marítimo (óleo leve) para condições de partida, chegada e manobras. Para cada tipo de combustível é necessário ter equipamentos e tanques dimensionados de acordo com as suas propriedades físicas e químicas, portanto, no navio deverá ter um sistema auxiliar de combustível leve e outro de combustível pesado.

No sistema de combustível é utilizado os seguintes equipamentos para o transporte e armazenamento do combustível: os injetores e bombas de combustível (equipamentos localizados no motor), bombas de transporte e centrifugas, tanques de armazenagem e mistura, tubulações, filtros, aquecedores, instrumentos de controle e medida e drenos.

Na praça de máquinas, o tanque de armazenamento do HFO é localizado no duplo fundo, onde nele são colocados aquecedores a vapor para manter o óleo combustível pesado a uma temperatura constante. O óleo é transferido através das bombas de transferências de engrenagem para o tanque de sedimentação, onde ele é armazenado e aquecido por serpentinas a vapor.

No tanque de sedimentação é realizado o primeiro processo de tratamento do combustível, as impurezas mais pesadas e a água vão se depositando no fundo dos tanques onde há drenos que recolhem estas impurezas. O combustível dos tanques de sedimentação é bombeado para um aquecedor, em seguida, é transferido para um conjunto de centrifugas, que tem a função de purificação e clarificação do combustível. As impurezas e a água drenadas pelas centrifugas e nos tanques de sedimentação são transferidas para tanque de borra e são levadas à rede de esgoto pela bomba de esgoto. Após passar pelas centrifugas, o combustível é entregue aos tanques de serviço diário de HFO.

No tanque de serviço, o combustível é bombeado para um tanque de mistura que pode receber óleo pesado ou óleo diesel através de uma válvula de três vias. O tanque de mistura tem duas funções, a primeira função é de abastecer o motor com um dos dois combustíveis e a segunda é de armazenar o óleo que retorna do motor. Caso seja necessário regular a viscosidade do óleo que entra no motor, o sistema de pré-aquecimento é acionado através de uma válvula by-pass, que faz o óleo circular entre o aquecedor e o tanque de mistura.

Do tanque de mistura, o combustível é bombeado para o motor pelas bombas primárias que geralmente são de engrenagens. Antes do óleo chegar no medidor de viscosidade e por um filtro aquecedor. Por fim, o óleo é entregue ao distribuidor de óleo do motor e vai ser bombeado pelas bombas injetoras para os diversos cilindros. Na figura a seguir, é mostrado todo o sistema de óleo combustível do motor principal de um navio.

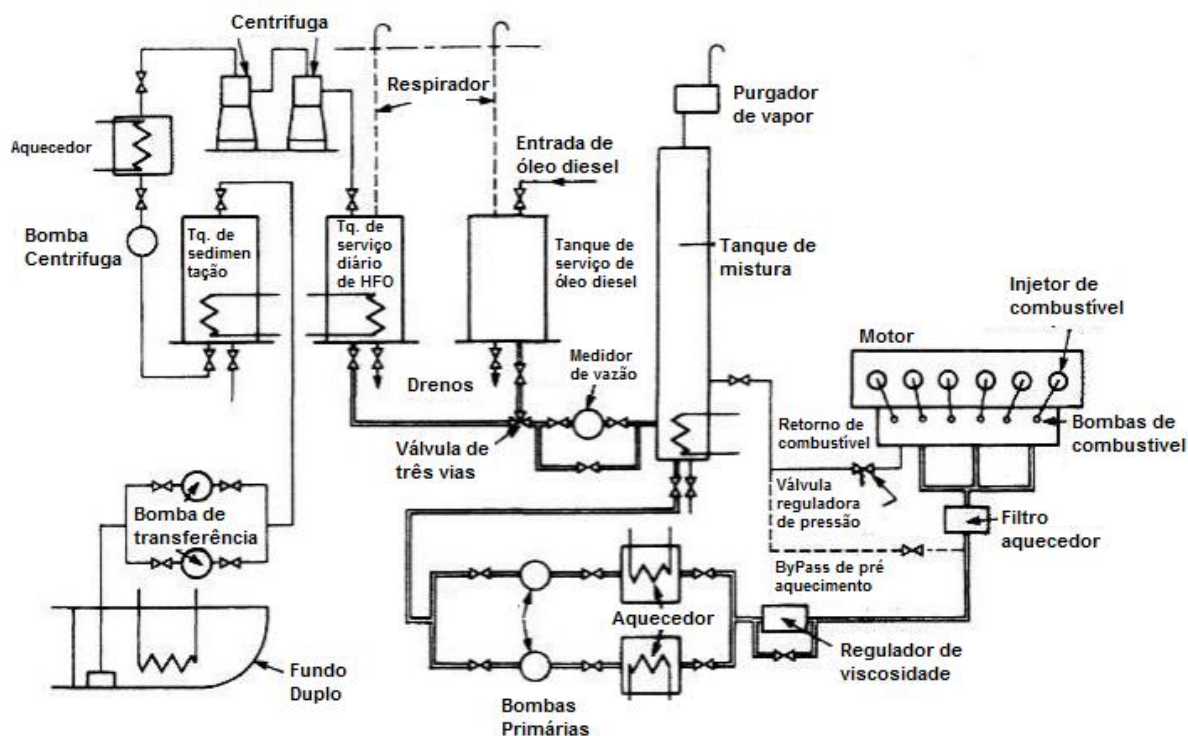


Figura 10: Ilustração do sistema de óleo combustível

Fonte: adaptado de <<http://www.machineryspaces.com/fuel-oil-system.html>>

A rede de óleo pesado se conecta com a rede de óleo leve (óleo diesel marítimo) através da válvula de três vias. O óleo leve é utilizado em certas condições de operação; na partida quando toda a rede está fria, um óleo mais leve e menos viscoso flui mais rapidamente. Isso evita o longo tempo necessário ao aquecimento de toda a instalação através das serpentinas de vapor. O sistema de óleo diesel apresenta uma menor complexidade e uma menor quantidade de equipamentos envolvidos no processo, isso é ocasionado por não requerer aquecedores e centrífugas no sistema. Além disto, o óleo diesel contém poucas impurezas que podem ser eliminadas pela simples utilização de filtros.

5.2. SISTEMA DE ÓLEO LUBRIFICANTE

O sistema de lubrificação de um motor fornece um suprimento de óleo lubrificante para as várias partes móveis do motor. Sua principal função é permitir a formação de uma película de óleo entre as partes móveis, o que reduz a fricção, o desgaste das peças e a temperatura do motor. Em navios de grande porte, dois tipos de lubrificação são empregados: a lubrificação forçada de baixa pressão do tipo de circulação para diversos mancais do motor e lubrificação forçada de alta pressão para os cilindros.

Segundo Morishita e Brinati (2007), o tanque de dreno normalmente se localiza no duplo fundo do navio, abaixo ou ao lado do motor e deve ser circundado por um “cofferdam”. A finalidade do “cofferdam” é evitar qualquer contaminação do óleo provocada por um vazamento de água salgada para o interior do casco. O óleo lubrificante depois de ter passado pelos diversos pontos de lubrificação do motor é drenado para o tanque de dreno.

O óleo é bombeado do tanque de dreno por uma bomba de engrenagem e é conduzido a um trocador de calor, onde o óleo é resfriado pela água salgada que circula no sistema de arrefecimento do motor. O equipamento de distribuição do óleo lubrificante distribui o óleo para os mancais principais, chegando através de passagens furadas ao eixo de manivelas, e em seguida, através de furos nos conectores o lubrificante se dirige para o pistão. Na figura a seguir, é ilustrado a rede de óleo lubrificante do motor a partir do tanque de dreno.

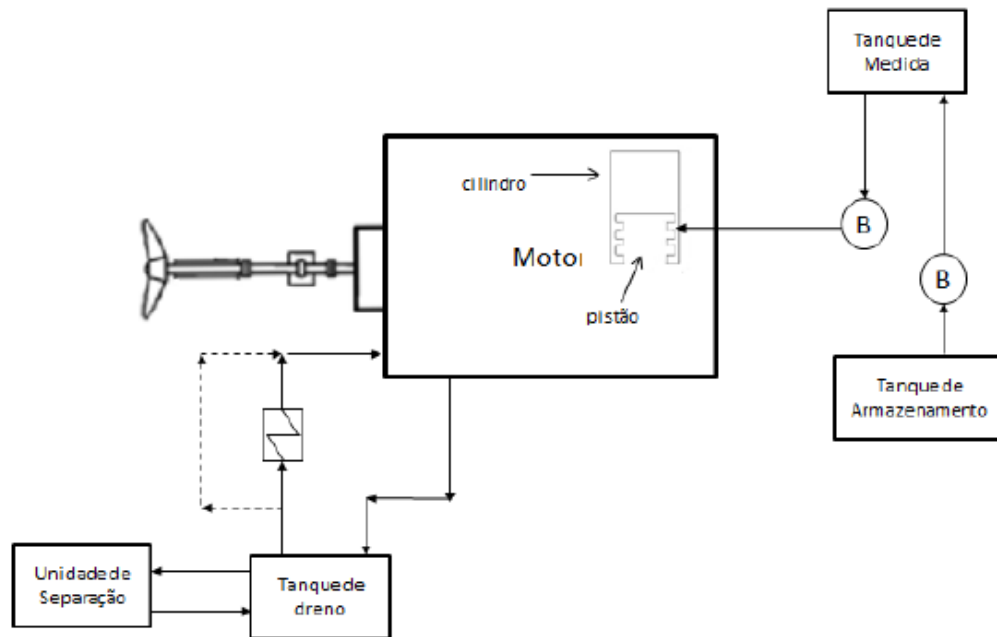


Figura 11: Fluxograma da rede de óleo lubrificante
Fonte: adaptado de Brinati (2012)

Um alarme na extremidade do equipamento de distribuição garante que a pressão adequada seja mantida pela bomba. Bombas e filtros finos são dispostos duplicados, pois um é utilizado como auxiliar. Os filtros finos são dispostos de modo que um pode ser limpo enquanto o outro está operando. Após o uso no motor, o óleo lubrificante é drenado de volta para o cárter ou tanque de drenagem para reutilização. Uma centrífuga está disposta para limpar o óleo lubrificante no sistema e o óleo limpo pode ser fornecido a partir de um tanque de armazenamento.

O óleo é parcialmente consumido quando realiza a lubrificação do motor, de forma que deve haver um suprimento contínuo de óleo para o tanque de dreno. O lubrificante é bombeado para o tanque de sedimentação onde se processa a primeira fase do tratamento. Em seguida, o óleo passa por uma centrífuga para o tratamento do óleo, após isso, é transferido para o tanque de reserva. Um medidor de nível fornece uma leitura local do conteúdo do tanque de drenagem. Com o resultado do nível for baixo, o óleo escoar do tanque reserva por gravidade para o tanque de dreno para a reposição do óleo.

5.3. SISTEMA DE ARREFECIMENTO DE ÁGUA

O sistema de arrefecimento do motor fornece um meio para retirar calor das camisas do cilindro, cabeças de cilindro, válvulas de escape, entre outros. Sua principal função é manter a temperatura das várias partes que compõem o motor, o que permite a recuperação do calor perdido no motor, a redução do desgaste das peças e o controle de temperatura dos motores auxiliares e dos sistemas auxiliares.

Esse sistema pode apresentar dois tipos, o sistema de arrefecimento aberto e fechado. No sistema de água aberto, água do mar entra em contato com o motor para retirar calor dele. Devido às características corrosivas da água do mar, está se evitando o uso deste tipo de sistema em projeto de embarcações, o que aumenta a vida útil dos componentes desse sistema (tubulações, bombas, válvulas, etc.) e das partes do motor.

No sistema fechado, água doce entra em contato direto com o motor para a retirada de calor, a água doce quente que sai do motor troca calor com a água do mar em trocadores de calor a bordo da embarcação. Esse sistema deve fornecer água para o resfriamento das diversas partes do motor: camisas e cabeçotes dos cilindros, caracol da turbina (conjunto turbo compressor), mancal de escora, pistões, através de tubos telescópicos inseridos nas hastes em motores tipo cruzeta.

A bomba de água de arrefecimento, que pode ser acionada pelo motor ou ser uma bomba separada eletricamente, empurra a água ao redor do circuito. A temperatura da água de arrefecimento é controlada de perto por uma válvula de controle de três vias. Se a água é deixada ficar muito frio, então ele irá causar choque térmico que pode levar à falha do componente e também permitirá que a água e ácidos para se condensar sobre os furos do cilindro e remover a película lubrificante, causando corrosão. Se ficar muito quente, então ele não irá remover o calor efetivamente causando desgaste excessivo e há um maior perigo de formação de escala. Por esta razão, a temperatura de saída da água de arrefecimento é normalmente mantida a cerca de 78-82°C.

O sistema de arrefecimento de água é dividido em dois circuitos: baixa temperatura e alta temperatura. O sistema de baixa temperatura resfria o óleo

lubrificante e o segundo estágio do ar de alimentação, enquanto o sistema de alta resfria o bloco do motor, o primeiro estágio do ar de alimentação e a cabeça dos cilindros.

O sistema contém um aquecedor que deve manter a água de arrefecimento quente quando o motor está parado, ou para permitir que a temperatura seja aumentada para um nível adequado antes da partida do motor. O sistema também contém um tanque de drenagem para armazenar a água do sistema quando o motor está em manutenção, possibilitando a reutilização da água no sistema.

O tanque de expansão tem a função de absorver os efeitos do aumento de volume da água quando aquece, e também de compensar as perdas no sistema devidos a vazamentos em válvulas, selos ou gaxetas de bombas, ou por evaporação.

Na figura seguir, é mostrado uma ilustração do sistema de arrefecimento de água na embarcação, onde o circuito em azul é o de baixa de temperatura, o circuito em vermelho é o de alta temperatura e em preto é o de temperatura média.

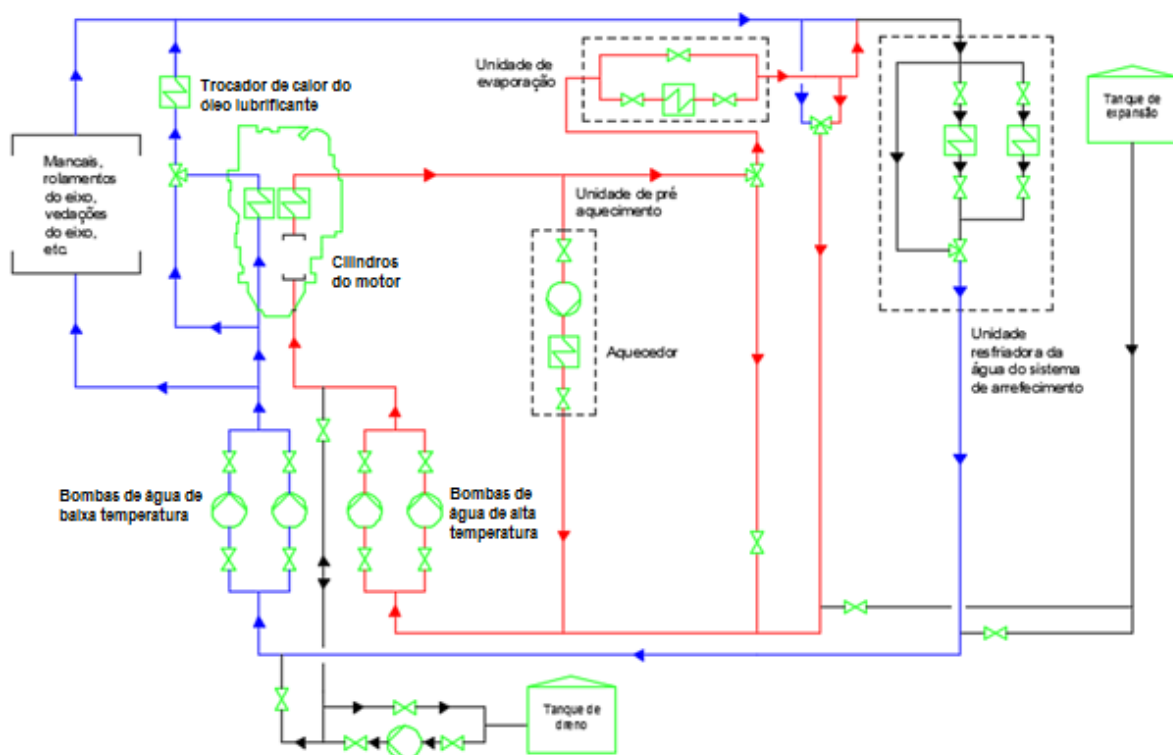


Figura 12: Ilustração do sistema de arrefecimento de água do motor

Fonte: adaptado de Farias (2016)

5.4. SISTEMA DE AR DE PARTIDA

Segundo Morishita e Brinati (2007), praticamente todos os motores marítimos utilizam ar comprimido para a partida. O ar comprimido tem muitos usos a bordo do navio, variando desde a partida do motor diesel até a limpeza das máquinas durante a manutenção. As pressões de ar de 25 bar ou mais são normalmente fornecidas em máquinas de vários estágios.

O ar comprimido do reservatório de ar de partida é fornecido ao motor e distribuído aos diversos cilindros no instante adequado através de válvulas de partida e um mecanismo de distribuição. As válvulas de partida, localizadas nos cabeçotes dos cilindros, são reguladas de forma a abrirem quando o pistão está no início do curso de expansão (alguns graus após P.M.S.) e permanece aberta durante cerca de 80 graus (de 5 a 90 graus após P.M.S.). O mecanismo de distribuição em motores marítimos é normalmente acionado pelo próprio ar comprimido.

5.5. SISTEMA DE EXAUSTÃO

Esse sistema tem como função principal de conduzir os gases gerados na combustão do motor para a atmosfera, mas esse sistema tem funções auxiliares como de reduzir ruídos e vibrações, filtrar resíduos e recuperar calor dos gases provenientes da queima do combustível. A utilização de gases de escape dos motores de propulsão principal a diesel para gerar vapor ou aquecimento de água é um meio de recuperação de energia térmica e uma forma de melhorar a eficiência da instalação.

Os navios mercantes necessitam de vapor para aquecimento do óleo lubrificante, da água para arrefecimento do motor e do óleo combustível. O vapor é gerado na caldeira de recuperação que aproveita a energia dos gases de exaustão dos motores para gerar vapor saturado seco. Como há a necessidade de geração de vapor quando o motor principal está inoperante, este tipo de caldeira tem a alternativa de gerar vapor através da combustão de óleo combustível.

O vapor gerado alimenta alguns trocadores de calor que fazem o aquecimento dos fluidos dos seguintes equipamentos:

- Aquecedor de óleo combustível
- Tanque de óleo combustível
- Purificador de óleo combustível
- Tanque de óleo lubrificante
- Purificar do óleo lubrificante
- Sistema de arrefecimento do motor de alta temperatura
- Sistema HVAC
- Tanque de dreno

Na figura a seguir, é ilustrado como é feito a troca de calor entre os gases de escape do motor e a água, onde poderá gerar vapor superaquecido ou água quente.

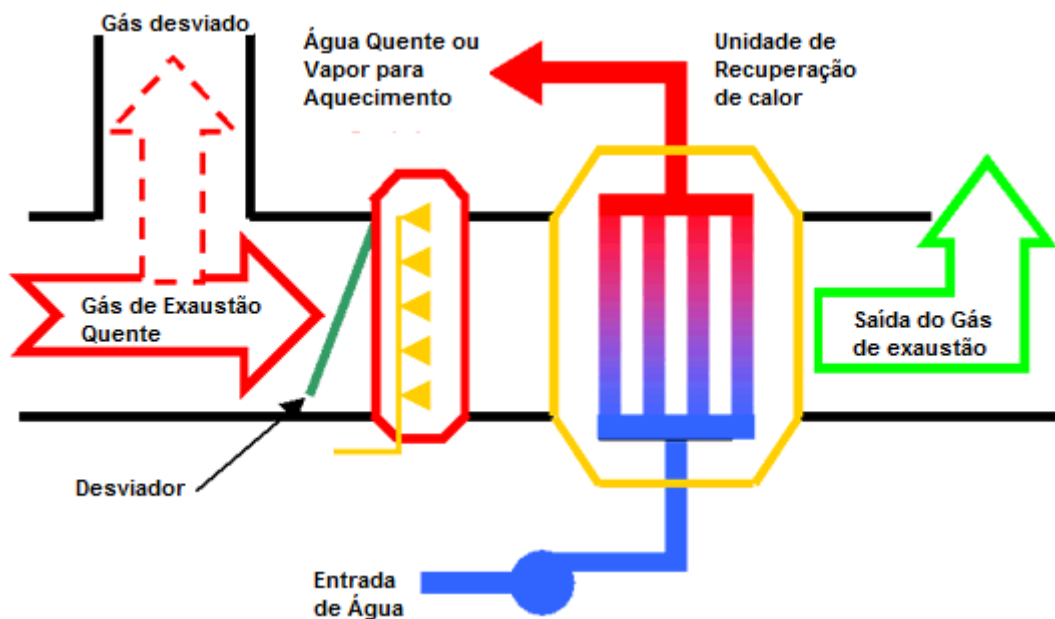


Figura 13: Ilustração da recuperação de calor do gás de escape do motor principal

Fonte: adaptado de <<http://www.wasteheatboilers.com>>

6. METODOLOGIA

6.1. DESCRIÇÃO DO MOTOR

O motor estudado é fabricado pela empresa finlandesa Wärtsilä. Ele faz parte da família de motores diesel Wärtsilä 46, os membros dessa família operam no ciclo de quatro tempos, são não reversíveis e o diâmetro dos seus cilindros é de 46 cm. Podem apresentar o cilindro em linha ou em formato V, formando um ângulo de 45°.

O modelo escolhido é o Wärtsilä 12V46, que possui velocidade de rotação 500 rpm, potência de 12.600 kW. Esse motor pode operar tanto com óleo pesado (HFO – Heavy Fuel Oil) como com óleo diesel marítimo (MDF- Maritime Diesel Fuel).

6.2. BALANÇO ENERGETICO DO MOTOR

O estudo de aproveitamento da energia térmica disponível desse motor será baseado nas informações de operação contidas no guia de projeto do motor Wärtsilä 12V46. A tabela 1 apresenta o balanço energético na situação de 100% de carga do motor.

Tabela 1: Balanço de energia do motor

| Entrada | | |
|---|----------|---------|
| Nome | Potência | % total |
| Energia em forma de combustível | 27248 | 100 |
| Saída | | |
| Nome | Potência | % total |
| Perda no resfriamento dos cilindros | 1320 | 4,8 |
| Perda no óleo de lubrificação do motor | 1380 | 5,1 |
| Radiação | 285 | 1,0 |
| Resfriamento do Radiador- Sistema de alta | 2640 | 9,7 |
| Resfriamento do Radiador-Sistema de baixa | 1190 | 4,4 |
| Potência de saída do motor | 12600 | 46,2 |
| Potência dos gases de exaustão | 7833 | 28,7 |

Fonte: Guia de projeto Wartsilla 12V46

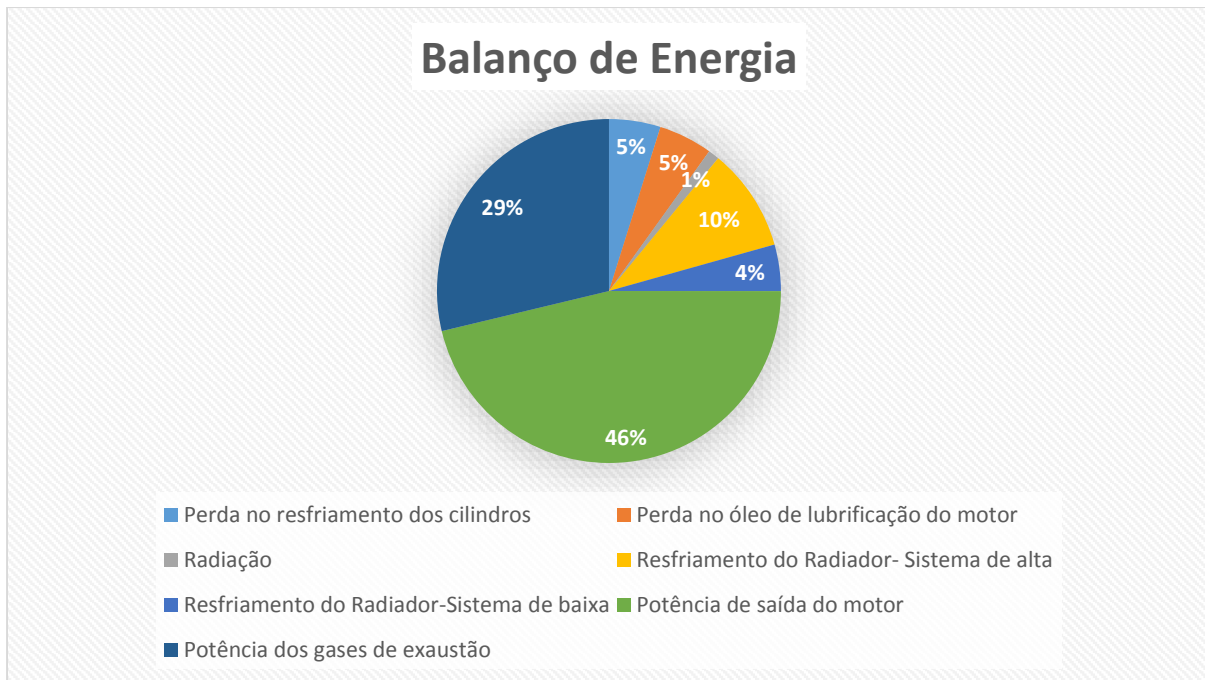


Figura 14: Gráfico do balanço de energia do motor Wartsila 12V46.
Fonte: Guia de projeto Wartsilla 12V46

6.3. RANGE DE OPERAÇÃO DO MOTOR

Para cada modo de operação do navio, o motor do navio vai ter um regime de operação diferente mas obedecendo a sua curva de operação, a fim de manter os parâmetros de funcionamento do motor dentro de limites aceitáveis. A operação na área sombreada é permitida apenas temporariamente durante transientes.

A sua potência máxima é obtida quando o navio está em velocidade de cruzeiro com 85% da potência total do motor, a margem de 15% é uma provisão para condições climáticas e incrustações de casco e hélice. Uma margem adicional do motor pode ser aplicada para a operação mais econômica do motor, ou para ter poder de reserva.

Para condição de manobra e atracação, o motor opera em sua velocidade reduzida próxima da velocidade mínima, e pode ter ajuda de navios rebocadores.

6.4. MODOS DE OPERAÇÃO DO NAVIO

Entender os modos de operação típicos dos navios é fundamental para entender como analisar a variação no consumo de combustível e a utilização dos equipamentos do sistema de combustível durante todo o percurso de viagem. Existem quatro modos gerais de funcionamento: cruzeiro, zona de velocidade reduzida, em manobra e atracagem. (ICF, 2005) Os modos operacionais tipicamente definem a operação do navio, como velocidade e carga do motor. Dentro de cada modo de operação pode haver vários tipos de atividades que podem ter alocações espaciais distintas

Tabela 2: Modos de operação de um navio de carga

| Modos de Operação | Subcategoria | Descrição Espacial |
|-----------------------------|----------------------------------|--|
| | Velocidade de Operação | Canal ou rota de envio |
| Cruzeiro | Zona de Limite de Velocidade | Link especificado |
| Zona de Velocidade Reduzida | Depende da distância até o porto | Várias velocidades diferentes por ligação individual |
| Manobrando | Dentro e Fora do Porto | Espaçosamente semelhantes |
| | Mudanças | Movimentos entre cais ou portos adjacentes |
| Atracado | No Cais | Por terminal |
| | Na Ancoragem | Longe do ancoradouro |

Fonte: Adaptado de Lindhjem et al. (2007)

No modo de cruzeiro, o navio está em velocidade de projeto e os motores de propulsão estão operando em carga máxima. A zona de velocidade reduzida é o modo quando o navio diminui a sua velocidade para melhorar a sua manobrabilidade quando está próximo do porto.

A zona de manobra é a região próxima aos berços de atracação, nesse modo, o motor de propulsão é utilizado para deslocar ou manobra os navios entre os berços ou para portos próximos. No modo de atracagem é quando os navios estão no berço atracados por âncoras para reabastecer, carregar e descarregar, entre outros. Os berços são geralmente bem definidos, mas alguns navios podem descarregar em locais bem afastados de um ancoradouro como um navio-tanque que descarrega em locais offshore. Os locais de ancoragem podem estar distantes dos berços do porto.

7. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DO MOTOR

A partir dos dados obtidos no catálogo Wartsila 46 Project Guide, onde foi escolhido o motor de 12 válvulas, é obtido os dados iniciais para o dimensionamento do circuito de refrigeração do motor, conforme ilustrado na figura 05.

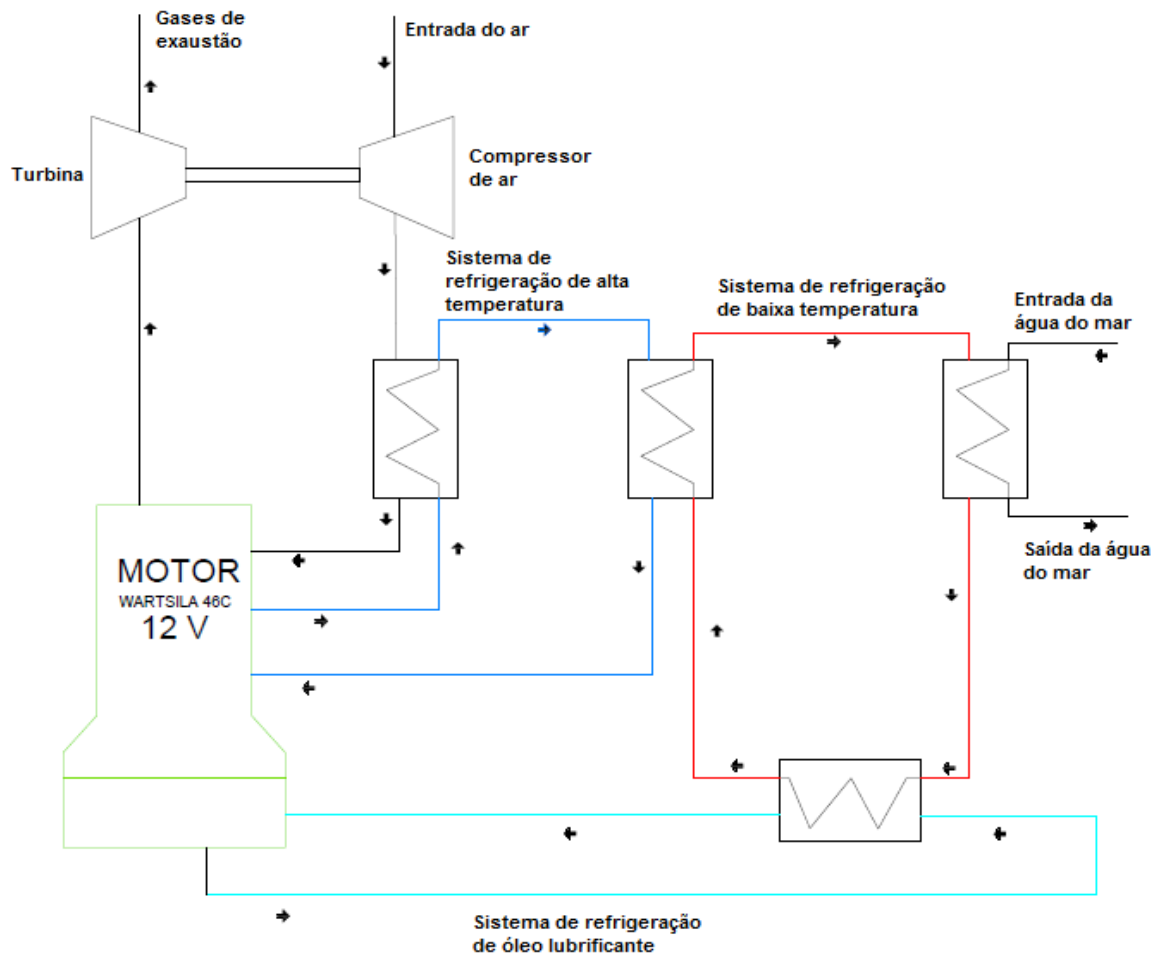


Figura 15: Circuito de Refrigeração de água de alta temperatura
Fonte: Autor

Na tabela a seguir, é mostrado as temperaturas de cada fluido em cada trecho do sistema de refrigeração.

Tabela 3: Temperatura em cada trecho do sistema de refrigeração

| Localização | Temperatura (°C) |
|------------------------------------|------------------|
| Circuito óleo antes do cárter | 63 |
| Circuito óleo depois do cárter | 78 |
| Saída do gás exaustão | 380 |
| Entrada no motor da água de alta | 74 |
| Saída do motor da água de alta | 82 |
| Saída do trocador do ar de entrada | 91 |

Fonte: Guia de projeto Wartsilla 12V46

7.1. METODOLOGIA DE CÁLCULO DO TROCADOR DE CALOR 1

A partir dos dados fornecidos no catálogo é utilizado os parâmetros necessários para o dimensionamento da tubulação e das bombas de águas de refrigeração do motor. Considerando que a velocidade de tubulação de água a alta temperatura seja igual a 1,5 m/s e os dados fornecidos de vazão, podemos obter o diâmetro nominal da tubulação, utilizando as equações abaixo.

$$At = \frac{\text{Vazão Volumétrica}}{\text{Velocidade}} \quad (1)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot At}{\pi}} \quad (2)$$

$$\text{Vazão Mássica} = \frac{\text{Vazão Volumétrica}}{\rho} \quad (3)$$

Onde:

At = Área transversal do tubo [m²];

D = Diâmetro do tubo [m];

ρ = Densidade do fluido [kg/m^3].

Após a obtenção do diâmetro nominal, é possível determinarmos o diâmetro comercial e a espessura de isolamento, conforme a figura 6.

O material que será usado para a tubulação do circuito é o aço comercial que tem rugosidade igual a $\epsilon = 0,000045$ m, como mostrado na tabela abaixo.

Tabela 4: Valor de rugosidade para cada tipo de material

| Material | e (mm) | e (polegadas) |
|-------------------------------------|-----------|---------------|
| Concreto | 0.3 - 3.0 | 0.012 - 0.12 |
| Ferro fundido | 0.26 | 0.010 |
| Ferro galvanizado | 0.15 | 0.006 |
| Ferro fundido asfaltado | 0.12 | 0.0048 |
| Aço Comercial ou Soldado | 0.045 | 0.0018 |
| PVC, Vidro, Outros Tubos Desenhados | 0.0015 | 0.00006 |

Fonte: Adaptado de <<http://www.pipeflow.com/pipe-pressure-drop-calculations/pipe-roughness>>

O líquido que percorre este circuito é a água e como o valor da viscosidade varia com a temperatura, segundo a figura a seguir, será utilizado o valor da temperatura média da água de cada circuito.

| T [°C] | μ [kg/m.s] | ν [m^2/s] |
|----------|------------------|---------------------------------|
| | $\times 10^{-3}$ | $\times 10^{-6}$ |
| 0 | 1,781 | 1,785 |
| 5 | 1,518 | 1,519 |
| 10 | 1,307 | 1,306 |
| 15 | 1,139 | 1,139 |
| 20 | 1,002 | 1,003 |
| 25 | 0,890 | 0,893 |
| 30 | 0,798 | 0,800 |
| 40 | 0,653 | 0,658 |
| 50 | 0,547 | 0,553 |
| 60 | 0,466 | 0,474 |
| 70 | 0,404 | 0,413 |
| 80 | 0,354 | 0,364 |
| 90 | 0,315 | 0,326 |
| 100 | 0,282 | 0,294 |

Figura 16: Valores da viscosidade da água para cada temperatura

Fonte: <<http://profbeluco.blogspot.com.br/2010/02/viscosidade-da-agua-pura.html>>

O número de Reynolds (Re) é obtido conforme a equação abaixo.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3)$$

Onde:

Re = Número de Reynolds;

ρ = Densidade do fluido [kg/m³];

V = Velocidade do escoamento do fluido [m/s];

D = Diâmetro do tubo [m];

μ = Viscosidade dinâmica [Kg/m.s].

Após a obtenção do número de Reynolds, é obtido o valor do fator de atrito (f) que é necessária para o cálculo da perda de carga da tubulação de água quente. Para o cálculo é utilizado a equação de Colebrook, que é aplicada quando o regime na tubulação é turbulento.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (4)$$

Onde:

f = Fator de atrito;

e = Rugosidade do tubo.

A obtenção do valor do fator de atrito através da equação de Colebrook é realizado de forma iterativa. Após isto, é substituído o valor do fator de atrito na equação de Darcy para a obtenção da perda de carga obtida em cada tubo do trocador do calor, utilizaremos a equação 05.

$$h_1 = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \quad (5)$$

Onde:

h₁ = Perda de carga da tubulação [m];

L = Comprimento da tubulação [m];

KL = Coeficiente em que seu valor varia de acordo com a quantidade e o tipo de curvas existentes na tubulação de estudo, neste caso, utilizaremos o valor de 0 pois não é empregado nenhum tipo de curva nesta análise;

g = Gravidade [m/s^2].

7.2. RESULTADOS OBTIDOS

Após a obtenção dos dados, é calculado a temperatura de saída do compressor de ar, que está escoando por fora dos tubos internos do trocador de calor 2. Na tabela abaixo é mostrado os parâmetros para o cálculo e o resultado obtido para a vazão de água.

Tabela 5: Cálculo da temperatura de saída do TC de água de alta temperatura

| Dados do TC 3 | |
|-----------------------|--------------|
| $M'_{\text{água}}$ = | 75 Kg/s |
| M'_{co2} = | 21,4 Kg/s |
| $Cp_{\text{água}}$ = | 4184 J/°C.kg |
| Cp_{co2} = | 1175 J/°C.kg |
| $T_{e,\text{água}}$ = | 82 °C |
| $T_{s,\text{água}}$ = | 91 °C |
| $T_{s,\text{co2}}$ = | 45 °C |
| $T_{e,\text{co2}}$ = | 157 °C |

É realizado a obtenção da temperatura média logarítmica do trocador de calor 3, considerando que o escoamento de água dos dois circuitos no trocador é de forma cruzada, ou seja, o escoamento de água nos tubos internos e entre o tubo interno e o casco terão sentidos contrários. Na tabela a seguir são mostrados os parâmetros utilizados e o resultado obtido.

Tabela 6: Cálculo do Temp. Média Logarítmica do TC 3

| Dados | |
|----------------|--------|
| Te,água | 82 °C |
| Ts,água | 91 °C |
| Te,co2 | 157 °C |
| Ts,co2 | 45 °C |
| $\Delta T1 =$ | 75 °C |
| $\Delta T2 =$ | 46 °C |
| $\Delta TLn =$ | 59 °C |

Na tabela a seguir é mostrado a obtenção da Área de superficial de troca de calor para o valor de coeficiente global estimado a partir dos valores mostrado na figura 19.

Tabela 7: Obtenção da área de transferência do TC 3

| Resultados obtidos | |
|--------------------|-------------------------|
| Q' água = | 2824200 W |
| U = | 50 W/m ² .°C |
| $\Delta TLn =$ | 59 °C |
| As = | 950 m ² |

Por causa de que os tubos internos do trocador de calor 3 sofreram uma operação mais severa, então teremos que utilizar os **Tubos de Aço Carbono com Schedule 40 sem costura** conforme a norma **ASTM – A – 106 – GRAU B**, onde os diâmetros comerciais e os valores das suas espessuras são tabelados. Na tabela 30 está mostrado o cálculo dos diâmetros internos e externos dos tubos internos do trocador de calor 3.

Tabela 8: Cálculo inicial dos parâmetros dos tubos internos do TC 2

| Resultados obtidos | |
|--------------------|-----------|
| L = | 10 m |
| N = | 800 tubos |
| D = | 0,0189 m |
| D int. com. = | 0,02 m |
| D ext. com. = | 0,0267 m |

7.3. METODOLOGIA DE CÁLCULO DO TROCADOR DE CALOR 2

O trocador de calor 2 tem a função de diminuir a temperatura da água de entrada para a refrigeração das camisas do motor, o trocador realiza a troca de calor entre dois circuitos com escoamento de água. Este trocador pode ser utilizado também para aquecimento de água para embarcação.

A partir dos dados obtidos no catálogo Wartsila 46 Project Guide, podemos dimensionar a vazão de água que passa no trocador no circuito de água a baixa temperatura, teremos que considerar que a variação de temperatura da água da linha 2 que passa no trocador seja igual a 10°C. Para realizarmos este cálculo é necessário fazermos a aproximação que a superfície externa do trocador de calor é perfeitamente isolada, de modo que não ocorra perda de energia para o ambiente. Fazendo esta aproximação, poderemos utilizar a primeira lei da termodinâmica que diz que a taxa de transferência de calor do fluido quente seja igual a taxa de transferência de calor do fluido frio, utilizaremos esta lei para obtermos o valor da vazão mássica de água que passa no trocador de calor.

$$\dot{Q}_{quente} = \dot{Q}_{frio} \quad (6)$$

$$\dot{m}1. C_{pquente}. \Delta T1 = \dot{m}2. C_{pfrio}. \Delta T2 \quad (7)$$

$$\dot{m}1. C_{pquente}. (T1, entra - T1, sai) = \dot{m}2. C_{pfrio}. (T2, sai - T2, ent) \quad (8)$$

Onde:

$\dot{m}1$ = Vazão mássica do fluido quente [Kg/s];

$\dot{m}2$ = Vazão mássica do fluido frio [Kg/s];

$C_{pquente}$ = Calor específico do fluido quente [J/°C.kg];

C_{pfrio} = Calor específico do fluido frio [J/°C.kg];

$T1, entra$ = Temperatura de entrada do fluido quente [°C];

$T1, sai$ = Temperatura de saída do fluido quente [°C];

$T2, entra$ = Temperatura de entrada do fluido frio [°C];

$T2, sai$ = Temperatura de saída do fluido frio [°C];

Para a obtenção da diferença de temperatura média logarítmica é considerado que no trocador de calor 2 é um trocador com escoamento paralelo, ou seja, o escoamento do gás e da água irão ocorrer em sentidos iguais. Na figura 13 é representado um trocador de calor casco e tubo com escoamento paralelo.

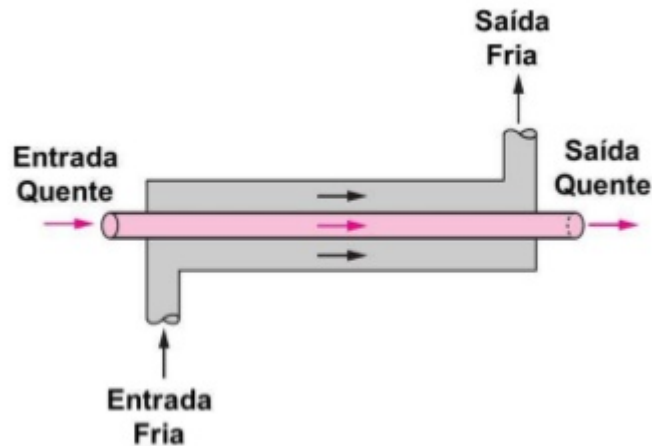


Figura 17: Trocador de calor casco e tubo com escoamento paralelo

Fonte: <<https://www.slideshare.net/HelderVaz07/trocador-de-calor-65915578>>

Conforme a equação 05, obtemos a diferença de temperatura média logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (9)$$

Onde:

ΔT_{ml} = Temperatura média logarítmica [°C];

ΔT_1 = $T_{\text{quente, entrada}} - T_{\text{fria, entrada}}$;

ΔT_2 = $T_{\text{quente, saída}} - T_{\text{fria, saída}}$.

Como o trocador de calor 2 é um trocador entre dois líquidos, então calcularemos o coeficiente global de transferência de calor (U) de forma analítica. Para isto é necessário estimarmos um valor inicial para o coeficiente utilizando a seguinte tabela.

Tabela 9: Valores representativos de U [W/m². K]

| Combinação de Fluido | U [W/m ² . K] |
|--|--------------------------|
| Água – Água | 850-1700 |
| Água – Óleo | 110-350 |
| Condensador de Vapor (água nos tubos) | 1000-6000 |
| Condensador de Amônia (água nos tubos) | 800-1400 |
| Condensador de Álcool (água nos tubos) | 250-700 |
| Trocador de calor com tubo alterado (água nos tubos, ar no esc. cruzado) | 25-50 |

Fonte: Incropera et al (2008)

Utilizaremos o valor do coeficiente U médio para uma troca entre tubos contendo água. A partir de um valor dentro da faixa de valores, calcularemos o valor inicial da área de superfície de troca.

A partir do valor da área e da quantidade de tubos que por onde irá circular a água de baixa temperatura, iremos calcular a velocidade de escoamento que a água de alta temperatura irá escoar entre o exterior dos tubos e o casco do trocador. Para o cálculo da velocidade do escoamento da água de alta temperatura, foi considerado a área de escoamento seria igual a área total interna do casco subtraído pela área transversal dos tubos internos, conforme mostrado na equação 06.

$$\text{Área}_{esc,externo} = \text{Área}_{total do casco} - \text{Área}_{tubos internos} \quad (10)$$

$$\text{Área}_{total do casco} = \pi D_{casco}^2 \quad (11)$$

$$\text{Área}_{tubos internos} = N_{tubos} \cdot \pi D_{tubo}^2 \quad (12)$$

Onde:

D_{casco} = Diâmetro do casco do trocador de calor [m];

D_{tubo} = Diâmetro do tubo interno do trocador de calor [m];

N_{tubos} = Número de tubos.

Para calcularmos o coeficiente de transferência de calor por convecção do escoamento interno e externo aos tubos entre os dois circuitos de água, é necessário determinar o regime de escoamento dos fluidos através do número de Reynolds, que já foi definido anteriormente, e para facilitar o cálculo consideramos todos os N tubos como se fosse um único tubo com um diâmetro equivalente.

O número de Prandtl (Pr) é um valor adimensional e varia com a temperatura do fluido. O número de Nusselt varia com o valor de Prandtl e de Reynolds, sua equação muda para o circuito 3 em que a água está aquecendo e para o circuito 1 em que a água está resfriando. Para o cálculo do número de Nusselt para escoamento em regime turbulento utilizaremos a equação 07.

$$Nu_D = 0,0243Re_D^{0,8}Pr^{0,4} \quad (\text{Aquecimento}) \quad (13)$$

$$Nu_D = 0,0243Re_D^{0,8}Pr^{0,4} \quad (\text{Resfriamento}) \quad (14)$$

Onde:

NuD = Número de Nusselt;

Pr = Número de Prandtl;

ReD = Número de Reynolds.

Com a obtenção do número de Nusselt podemos obter o valor da taxa de convecção dos fluidos que estão escoando internamente e externamente dos tubos internos do trocador de calor, conforme a seguinte equação.

$$h = \frac{K.Nu}{D} \quad (15)$$

Onde:

h = Coeficiente de convecção do fluido [W/m².°C];

K = Coeficiente de condução térmica do fluido [W/m.°C], o qual segundo Incropera, Dewitt, Bergman e Lavine (2008), apresenta tabelas com valores deste coeficiente para cada tipo de fluido e cada temperatura;

D = diâmetro do tubo [m];

Nu = Número de Nusselt.

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, utilizaremos os valores dos coeficientes de convecção para os dois fluidos e levaremos em consideração que a espessura de cada tubo interno apresenta resistência térmica desprezível. Para o cálculo do coeficiente “U” utilizaremos a equação 09.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (16)$$

Onde:

U = coeficiente global de transferência de calor [W/m².°C];

h_{int} = Coeficiente de convecção do fluido interno [W/m².°C];

h_{ext} = Coeficiente de convecção do fluido externo [W/m².°C].

Com o valor obtido, podemos refinar os resultados obtidos dos parâmetros dos tubos internos afim de que tenhamos maiores precisões no dimensionamento e especificação do trocador de calor 2. Substituindo o valor de U refinado, obteremos os dados dos tubos internos e área de transferência de calor e após utilizaremos estes parâmetros para a especificação técnica do trocador de calor 2.

7.4. RESULTADOS OBTIDOS

Nesta etapa é mostrado os resultados obtidos utilizando a metodologia descrita para o dimensionamento do trocador de calor 2. Na tabela a seguir é apresentado os dados obtidos para o dimensionamento do trocador de calor 2.

Tabela 10: Dados do Trocador de Calor 2

| Dados do TC 2 | | |
|----------------------------------|-----|-------------------|
| Vazão de água no Circuito 1 = | 270 | m ³ /h |
| Temperatura entrada Circuito 1= | 82 | °C |
| Temperatura saída Circuito 1= | 91 | °C |
| Varição de temperatura Circ. 2 = | 15 | °C |

Após a obtenção dos dados, é calculado o valor da vazão de água do circuito 3 que está escoando através dos tubos internos do trocador de calor 2. Na tabela abaixo é mostrado os parâmetros para o cálculo e o resultado obtido para a vazão de água.

Tabela 11: Calculo da vazão de água vindo do circuito 3 através do trocador de calor 2

| Dados do TC 2 | | |
|----------------------------------|------|-------------------|
| Vazão de água no Circuito 1 = | 270 | m ³ /h |
| Cp da água = | 4184 | J/°C.kg |
| Temperatura entrada Circuito 1= | 82 | °C |
| Temperatura saída Circuito 1= | 91 | °C |
| Varição de temperatura Circ. 2 = | 15 | °C |
| Vazão de água no Circuito 2 = | 306 | m ³ /h |

É realizado a obtenção da temperatura média logarítmica do trocador de calor 2, considerando que o escoamento de água dos dois circuitos no trocador é de forma paralela, ou seja, o escoamento de água nos tubos internos e entre o tubo interno e o casco terão o mesmo sentido. Na tabela a seguir são mostrados os parâmetros utilizados e o resultado obtido.

Tabela 12: Cálculo da temperatura média Logarítmica para o Trocador de Calor 2

| Cálculo da temperatura do TC 2 | |
|----------------------------------|----------|
| Tipo de escoamento no TC 2 = | Paralelo |
| Temperatura entrada Circuito 1 = | 91 °C |
| Temperatura saída Circuito 1 = | 74 °C |
| Temperatura entrada Circuito 3 = | 29 °C |
| Temperatura saída Circuito 3 = | 44 °C |
| $\Delta T1 =$ | 45 °C |
| $\Delta T2 =$ | 47 °C |
| $\Delta TLn =$ | 46 °C |

Na tabela abaixo, é mostrado a obtenção da Área de superficial de troca de calor para o valor de coeficiente global estimado a partir dos valores mostrado na tabela 13.

Tabela 13: Cálculo da área para o valor de U estimado

| Resultados obtidos | |
|--------------------|---------------------------|
| Q água = | 6045880 W |
| U = | 1500 W/m ² .°C |
| $\Delta TLn =$ | 46 °C |
| As TC 2 = | 88 m ² |

Para os tubos internos do trocador de calor 2 é utilizado **Tubos de Aço Carbono com Schedule 40 sem costura** conforme a norma **ASTM – A – 53 – GRAU B**, onde os diâmetros comerciais e os valores das suas espessuras são tabelados. Na tabela 14 está mostrado o cálculo dos diâmetros internos e externos dos tubos internos do trocador de calor 2.

Tabela 14: Cálculo inicial dos parâmetros dos tubos internos do TC 2

| Resultados obtidos | |
|--------------------|-----------|
| L tubos= | 6 m |
| N = | 300 tubos |
| D calculado= | 0,0078 m |
| D int. com. = | 0,0092 m |
| D ext. com. = | 0,0137 m |

Na tabela 15 é mostrado a obtenção da velocidade do escoamento da água vindo da tubulação do circuito 1, escoando por fora dos tubos internos e interior ao casco do trocador.

Tabela 15: Cálculo dos parâmetros do escoamento da água de alta temperatura

| Parâmetros de água de alta temp. | | |
|----------------------------------|----------|-------------------|
| Vazão de água no circuito 1 = | 270 | m ³ /h |
| ρ água = | 1000 | kg/m ³ |
| m' água circuito 1= | 75 | kg/s |
| D int. casco comercial = | 0,2545 | m |
| Nº de tubos = | 300 | |
| D ext. tubos internos com. = | 0,0137 | m |
| A total tubos internos | 0,044223 | m ² |
| Veloc. água circuito 1= | 11,283 | m/s |

Na tabela 16 é mostrado a obtenção do diâmetro externo equivalente como se fosse um único tubo recebendo o escoamento vindo da tubulação do circuito 3, escoando por dentro dos tubos.

Tabela 16: Cálculo dos parâmetros do escoamento internos nos tubos

| Parâmetros do Esc. Interno nos tubos | | |
|--------------------------------------|--------|-------------------|
| Vazão de água circuito 3 = | 306 | m ³ /h |
| ρ água = | 1000 | kg/m ³ |
| m' água = | 85 | kg/s |
| Nº de tubos = | 300 | |
| D ext. com. = | 0,0137 | m |
| A tubos total = | 0,0442 | m ² |
| D equivalente = | 0,237 | m |

Fazendo a consideração de haver só um tubo interno com um diâmetro equivalente, a qual este tubo tem área igual a área total dos N tubos e que a água vinda do circuito 1 irá escoar externamente a este tubo interno. Nas tabelas 17 e 18, é mostrado o resultado do cálculo do escoamento da água vinda dos dois circuitos no trocador de calor 2.

Tabela 17: Cálculo do coeficiente "h" para o esc. de água do circuito 1 no TC 2

| Cálculo para o esc. água do circuito 1 | | |
|--|------------|-------------------------|
| T _{méd} 1 = | 86,5 | °C |
| Pr 1 = | 2,08 | |
| Re 1 = | 8111828,06 | |
| Nu 1 = | 11116,289 | |
| D 1= | 0,2545 | M |
| K 1 = | 0,673 | W/m.°C |
| H 1 = | 29395,93 | W v/m ² . °C |

Tabela 18: Cálculo do coeficiente "h" para o esc. de água do circuito 3 no TC 2

| Cálculo para o esc. de água do circuito 3 | | |
|---|----------|----------------------|
| T méd 2 = | 34 | °C |
| Pr 2 = | 4,83 | |
| Re 2 = | 90960,45 | |
| Nu 2 = | 422,929 | |
| D 2 = | 0,2373 | m |
| K 2 = | 0,623 | W/m.°C |
| H 2 = | 1110,386 | W/m ² .°C |

Após obtermos os valores do coeficiente de convecção para os dois escoamentos, podemos obter o valor do coeficiente global de transferência de calor entre os fluidos, conforme mostrado na tabela 19.

Tabela 19: Obtenção do coeficiente global "U" calculado de forma analítica

| Resultados obtidos | |
|--------------------|-------------------------------|
| 1/U = | 0,0009 m ² .°C/W |
| U = | 1069,97 W/m ² . °C |

Podemos perceber que o valor calculado é diferente do que foi estimado, e que o valor está compreendido dentro da faixa de valores de 850 – 1700 W/m².°C, para um trocador onde ocorre a transferência de calor entre os fluidos água-água. Substituindo o valor calculado obtemos o dimensionamento do trocador de calor 2 para que possamos especificar o trocador com uma maior precisão e que atenda todos os requisitos de projeto. Na tabela 22 são mostrados os resultados obtidos após o refinamento do valor de U.

Tabela 20: Parâmetros finais dos tubos internos

| Resultados obtidos | |
|--------------------|------------------------------|
| Q' água = | 2824200 W |
| U = | 1069,97 W/m ² .°C |
| ΔTLn = | 51,922 °C |
| As = | 50,836 m ² |
| L = | 4 m |
| N = | 300 Tubos |
| D = | 0,0067 m |
| D int. com. = | 0,0092 m |
| D ext. com. = | 0,0137 m |

7.5. BALANÇO ENERGÉTICO

Foi analisado como o sistema de água de refrigeração que pode ser aplicado para gerar água aquecida para tripulação. Em seguida, será analisado a utilização do calor residual dos gases de escape do motor para gerar energia elétrica através do ciclo Rankine Orgânico.

8. CICLO RANKINE ORGÂNICO

O Ciclo Rankine Orgânico (CRO) é um processo de conversão de energia térmica, de baixa e média temperatura, em eletricidade cujas fontes mais usadas compreendem a energia solar, energia geotérmica e energia da biomassa. Pode ser utilizado igualmente para aproveitar o calor residual de algumas indústrias na produção de eletricidade de pequeno porte. (Muñoz, 2013).

O Ciclo Rankine Orgânico é composto por quatro principais equipamentos: evaporador, turbina, condensador e bomba. Conforme mostrado na figura a seguir.

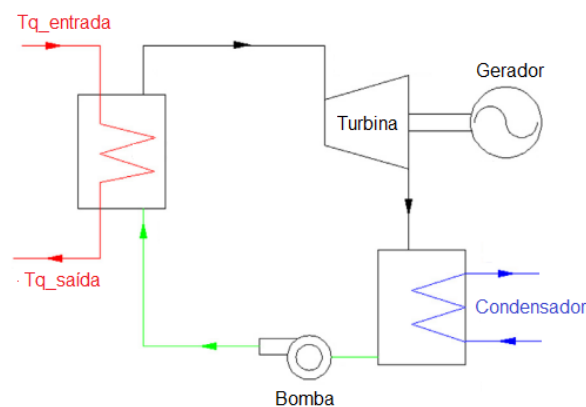


Figura 18 - Ciclo Rankine Orgânico
Fonte: Adaptado de SONG e GU (2015)

O evaporador e o condensador são trocadores, onde a primeira troca calor entre o fluido orgânico aquecido e a fonte de calor e o segundo transforma o vapor que deixa a turbina em líquido saturado. A bomba é o componente do sistema que comprime o fluido de trabalho que sai do condensador até alcançar a pressão necessária antes de ser adicionado ao evaporador. Este equipamento precisa de trabalho mecânico para seu funcionamento. A turbina por sua vez é a responsável pela transformação de energia térmica em energia mecânica. (Muñoz, 2013).

8.1. FUNCIONAMENTOS

O funcionamento do ciclo ORC é similar ao ciclo Rankine convencional. O fluido de trabalho entra em estado gasoso no evaporador com a energia obtida a partir da fonte de calor. Posteriormente, o fluido realiza uma expansão dentro da turbina, gerado trabalho mecânico. Esse trabalho mecânico é transformado em eletricidade com um gerador acoplado à turbina. Ao sair da turbina o fluido ingressa no condensador onde é resfriado através da troca de calor com o fluido de resfriamento e fica em estado líquido. Em seguida, o fluido de trabalho é encaminhado para a bomba responsável para elevar a pressão do líquido e enviá-lo ao evaporador, onde o ciclo é reiniciado.

8.2. MODELOS MATEMÁTICOS

De acordo com Çengel e Boles (2007), o ciclo Rankine ideal não envolve nenhuma irreversibilidade sendo composto de quatro processos reversíveis, conforme podem ser visualizados no diagrama T-s na figura a seguir.

1-2: Compressão isentrópica na bomba;

2-3: Fornecimento de calor a pressão constante no evaporador;

3-4: Expansão isentrópica na turbina;

4-1: Rejeição de calor a pressão constante no condensador.

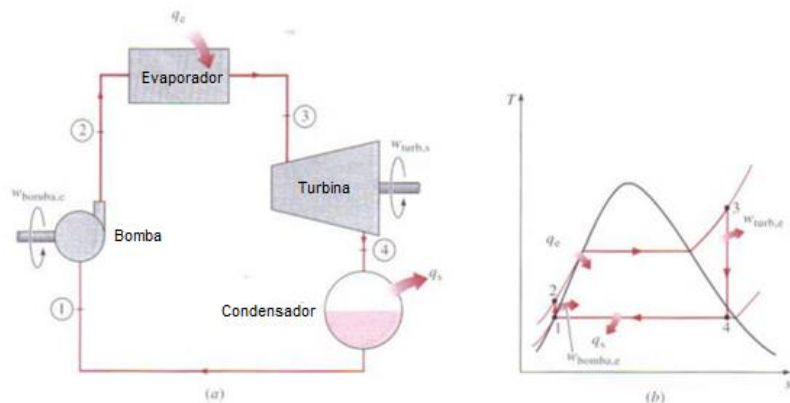


Figura 19 – Ciclo Rankine ideal

Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2007)

Utilizando a primeira lei da termodinâmica obtemos a potência produzida pela turbina e a requerida pela bomba, conforme mostrado seguir.

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (17)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (18)$$

O fluxo de calor transferido ao fluido no evaporador e o fluxo de calor rejeitado no condensador pode ser obtido através das seguintes equações. (Almeida, 2015).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (20)$$

Como no sistema termodinâmico real, é inviável converter toda energia disponível em trabalho, devido às irreversibilidades que existem nos componentes. As eficiências da turbina e da bomba foram consideradas para o cálculo de suas potências (Song e Gu, 2015).

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \eta_{turbina} \quad (21)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{bomba}} \quad (22)$$

De acordo com Çengel e Boles (2007), o rendimento do ciclo Rankine orgânico é definido como a razão entre o trabalho líquido e o calor fornecido ao evaporador.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (23)$$

O rendimento do Ciclo Rankine Orgânico varia de acordo do fluido de trabalho. Desta forma, foram analisados dois fluidos de trabalho tanto para o ciclo de reaproveitamento do calor da água oriundo do boiler de recuperação, quanto para o ciclo que possui como fonte quente a água do sistema de arrefecimento de alta temperatura do motor. Os fluidos de trabalho analisados foram o R123 e o R113.

9. RESULTADOS

Com o objetivo de recuperar o calor perdido durante a combustão, é proposto a instalação de recuperador de calor dos gases de exaustão acoplado a um ciclo Rankine Orgânico de forma a gerar energia elétrica para equipamentos instalados na praça de máquinas.

O ciclo Rankine Orgânico proposto visa utilizar a água como fluido de trabalho, utilizando como o benefício de não ser poluente, pois os fluidos refrigerantes normalmente usados agredem o meio ambiente e a camada de ozônio. Além disso, a água é abundante no mar somente necessário realizar o processo de dessalinização.

Hoje a geração de energia é feita através dos motores de combustão auxiliares, onde a queima de combustível é feita para rotacionar eixos acoplados a geradores.

9.1. FLUXOGRAMA DE CÁLCULO

O cálculo foi realizado através do modelo desenvolvido no software EES (Engineering Equation Solver) utilizando o fluxograma descrito a seguir:

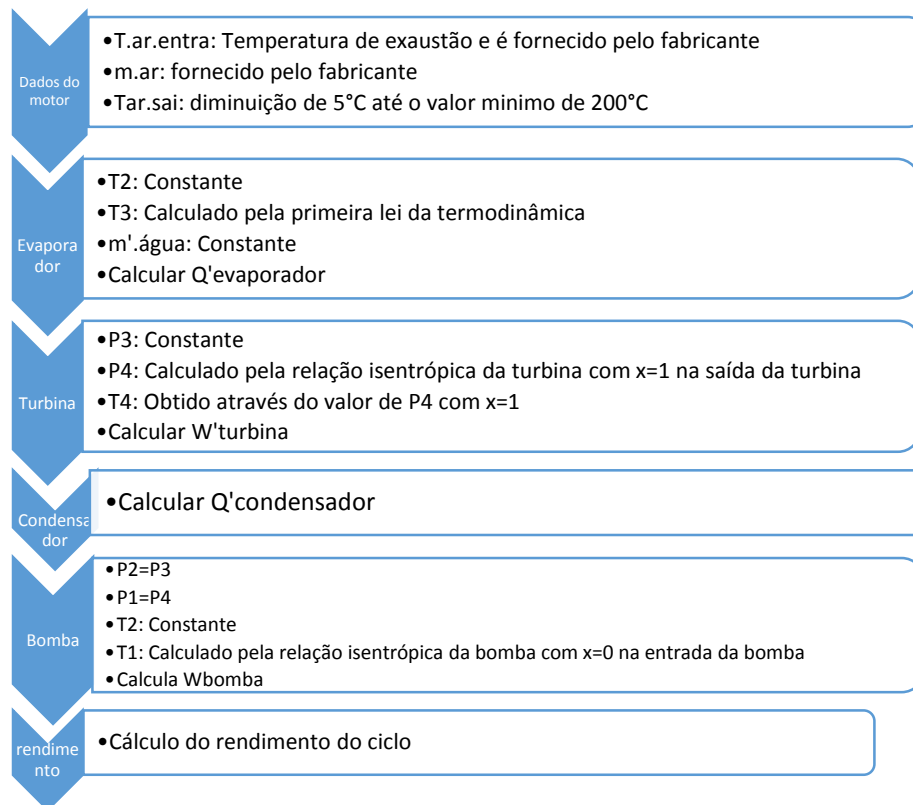


Figura 20: Fluxograma para dimensionamento do Ciclo Rankine Orgânico
Fonte: autor

9.2. RESULTADOS OBTIDOS

No t3pico a seguir, apresentaremos os resultados obtidos atrav3s do modelo no EES do ciclo Rankine org4nico para utiliza3o do calor residual dos gases de escape para gerar pot4ncia mec4nica que pode ser transformada em energia el3trica para alimentar diversos equipamentos da pra3a de m4quina e do navio.

A temperatura na entrada da turbina (T3) varia de acordo com a temperatura de sa3da dos gases de escape na sa3da do evaporador, que foi programado para diminuir 5 °C em cada itera3o, entre o valor m4ximo de 300°C e o valor m3nimo de 200°C, de forma a evitar a precipita3o do enxofre na tubula3o do g4s de exaust4o. No evaporador, a temperatura T2 foi utilizada como constante e a temperatura de entrada dos gases de escape 3 constante e igual a 381°C.

Na figura a seguir, 3 mostrado a varia3o da temperatura na entrada da turbina com a diminui3o da temperatura de sa3da dos gases de escape do motor. Verificamos que a temperatura T3 aumenta conforme a diminui3o do Tar.sai, para cada valor da vaz4o de 4gua testado.

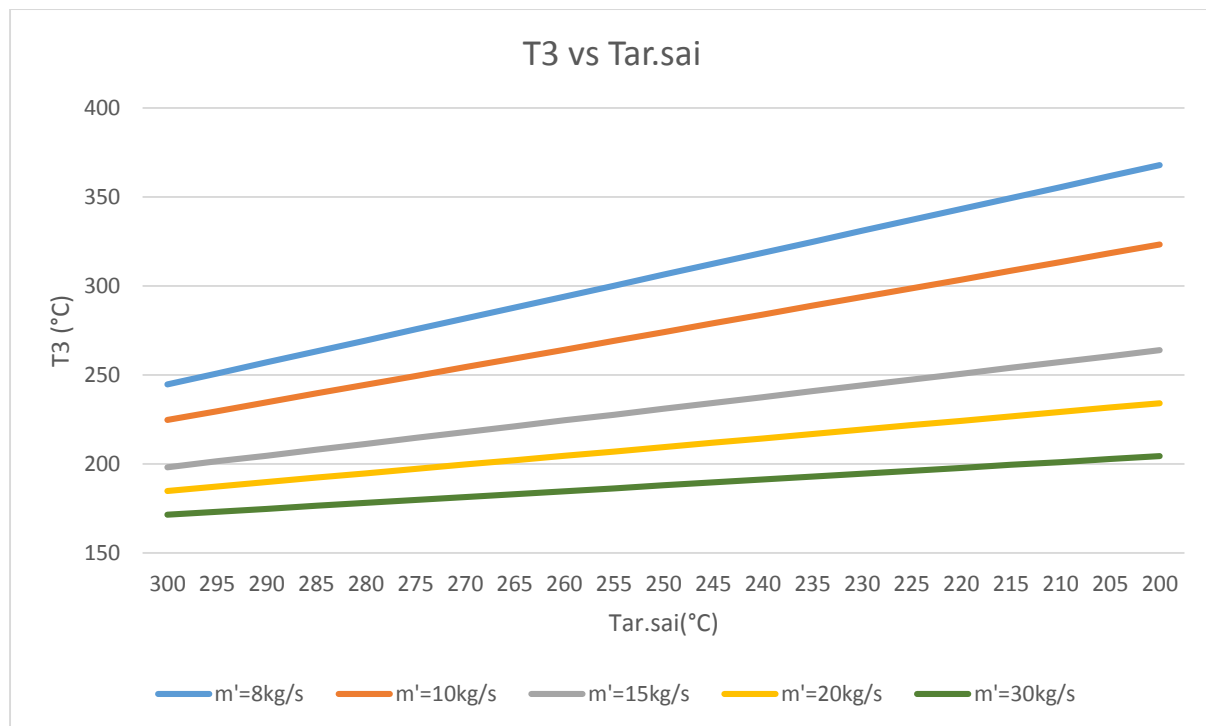


Figura 21: Gr4fico da varia3o da temperatura no ponto 3 pelo Tar.sai
Fonte: autor

No gráfico abaixo, é mostrado a variação da pressão na saída da turbina com a diminuição da temperatura de saída dos gases de escape do motor. Verificamos que a pressão P4 diminui conforme a diminuição do Tar.sai, para cada valor da vazão de água testado. A pressão P3 na entrada da turbina é constante e igual a 5 bar.

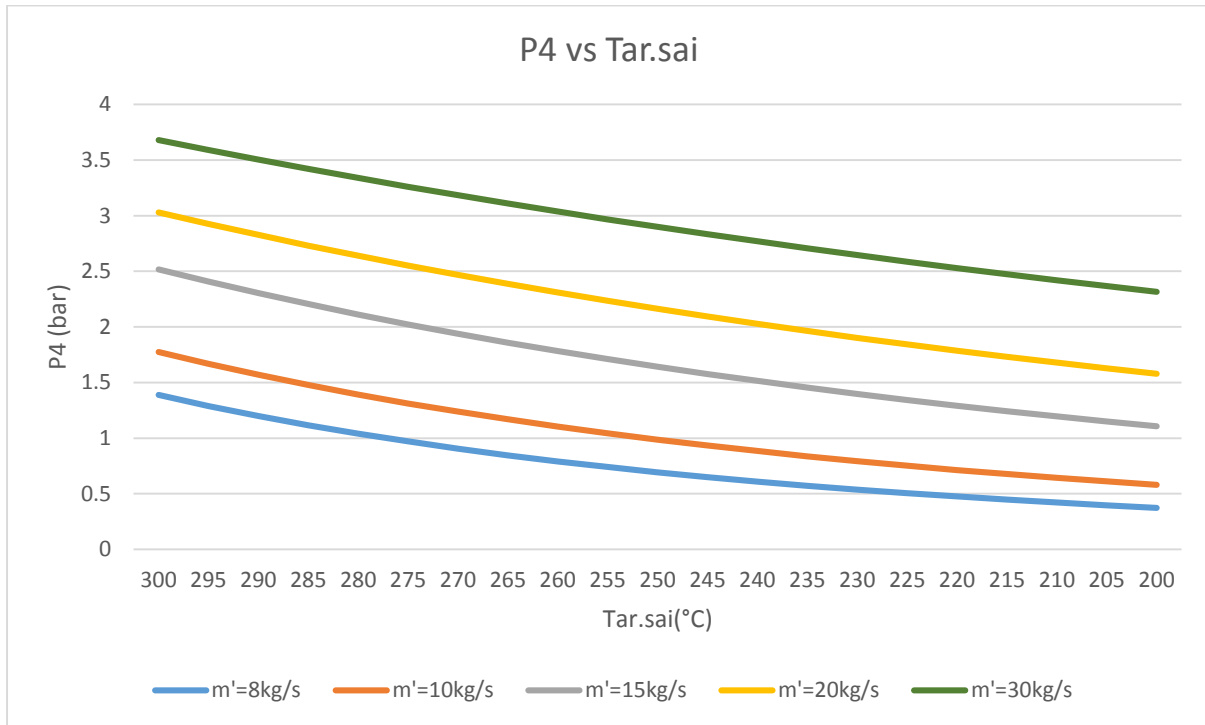


Figura 22: Figura 19: Gráfico da variação da pressão no ponto 4 pelo Tar.sai
Fonte: autor

No gráfico a seguir, é mostrado a variação da potência gerada na turbina de acordo com a variação da temperatura dos gases que saem do evaporador. Verificamos que a potência da turbina é máxima quando o valor da temperatura Tar.sai é mínima, mas o valor não tem grande alteração quando variamos a vazão de água. Portanto, devemos também analisar a variação do rendimento do ciclo para concluir qual será a vazão de trabalho que forneça a maior potência e com maior rendimento.

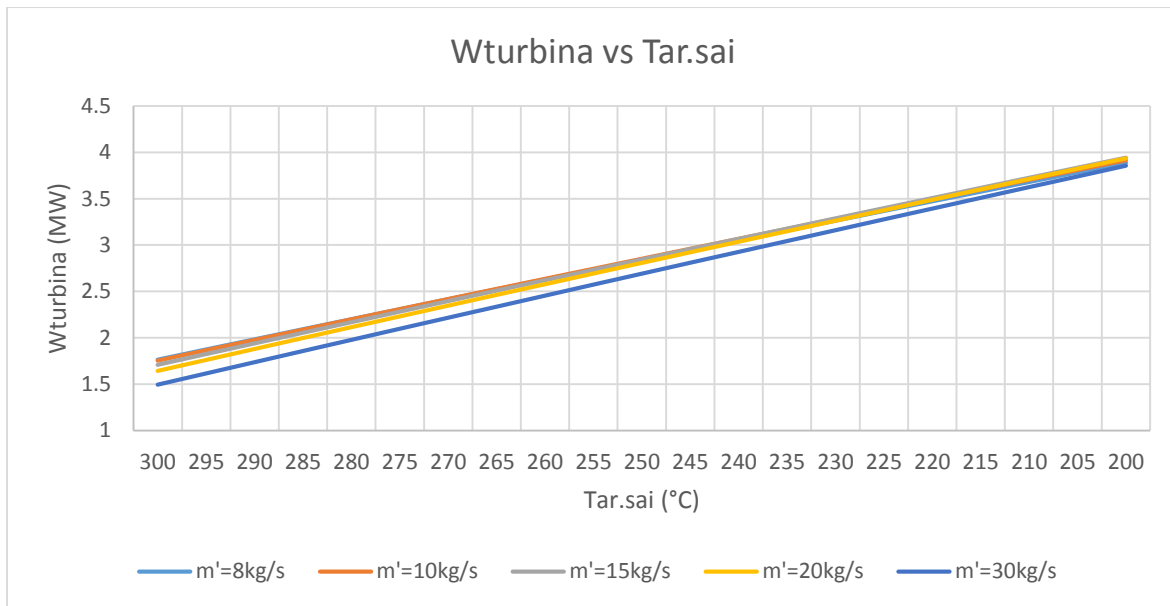


Figura 23: Gráfico da variação da potência da turbina pelo Tar.sai
Fonte: autor

A partir da análise do seguinte gráfico, verificamos que o rendimento do ciclo aumenta conforme a diminuição da temperatura de saída dos gases de escape no evaporador. Com isso, podemos concluir que a vazão de trabalho será de 8 kg/s para o valor Tar.sai = 200°C, pois fornece o maior valor de rendimento do ciclo.

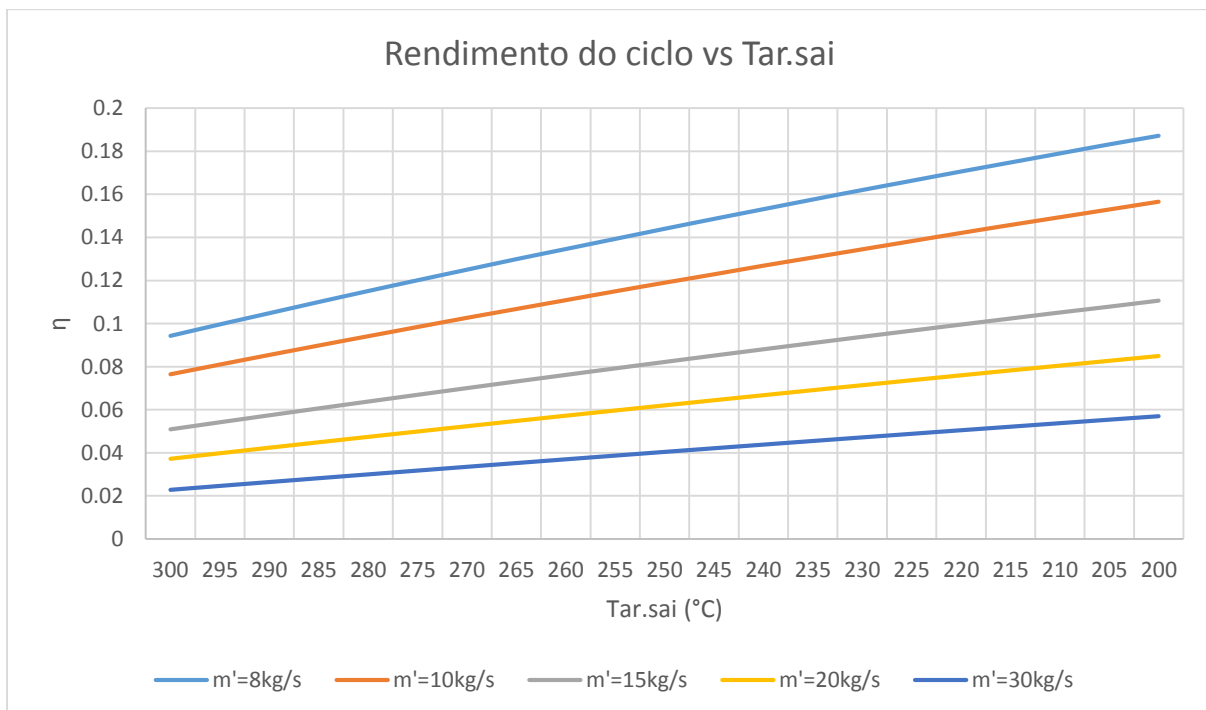


Figura 24: Gráfico da variação do rendimento do ciclo pelo Tar.sai
Fonte: autor

Para o valor de $m' = 8\text{kg/s}$, obtemos o valor máximo de rendimento do ciclo igual a 0,187, utilizando que o vapor que saí da turbina seja totalmente vapor superaquecido, ou seja, com o valor de titulação $X=1$.

Mantendo a temperatura e a entalpia na entrada da turbina constante podemos aumentar a potência gerada pela turbina. Quando o fluido estiver no ponto 4, deverá estar na faixa de saturação com $X < 1$, resultando que irá ter uma entalpia h_4 menor fazendo com que a diferença $(h_3 - h_4)$ aumente. Como a potência gerada pela turbina é diretamente proporcional a diferença $(h_3 - h_4)$, então quanto menor for o valor da titulação na saída do fluido maior será o rendimento do ciclo.

Turbinas que trabalham com fluido em vapor superaquecido na sua saída, consegue trabalhar com titulação mínima de até 0,85. Para valores menores, deveremos utilizar uma turbina de condensação que opera com fluido no regime de saturação na sua saída. A turbina de condensação tem como grande característica gerar fluido com pressão menor que a atmosférica e com titulação menor que 0,85.

De acordo com os gráficos, verificamos que os valores de potência da turbina e rendimento do ciclo aumentam com a diminuição do valor de titulação do fluido na saída da turbina.

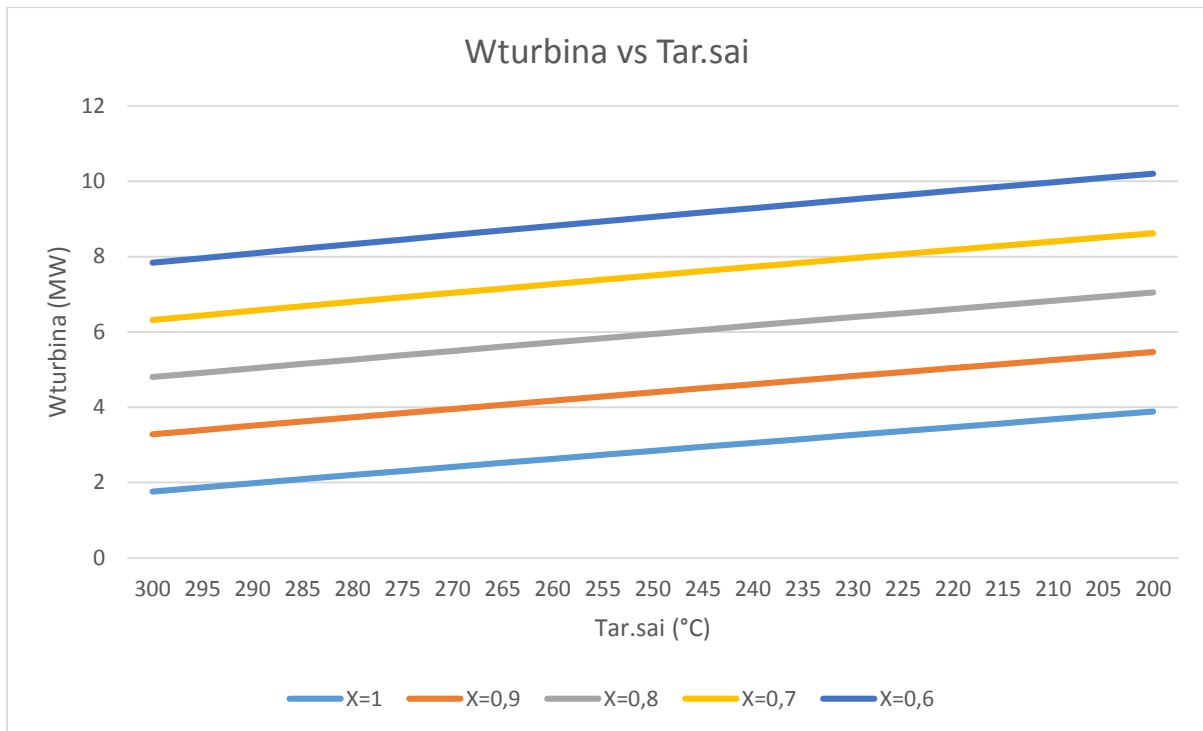


Figura 25: Gráfico do Wturbina vs Tar.sai para cada valor de X
Fonte: autor

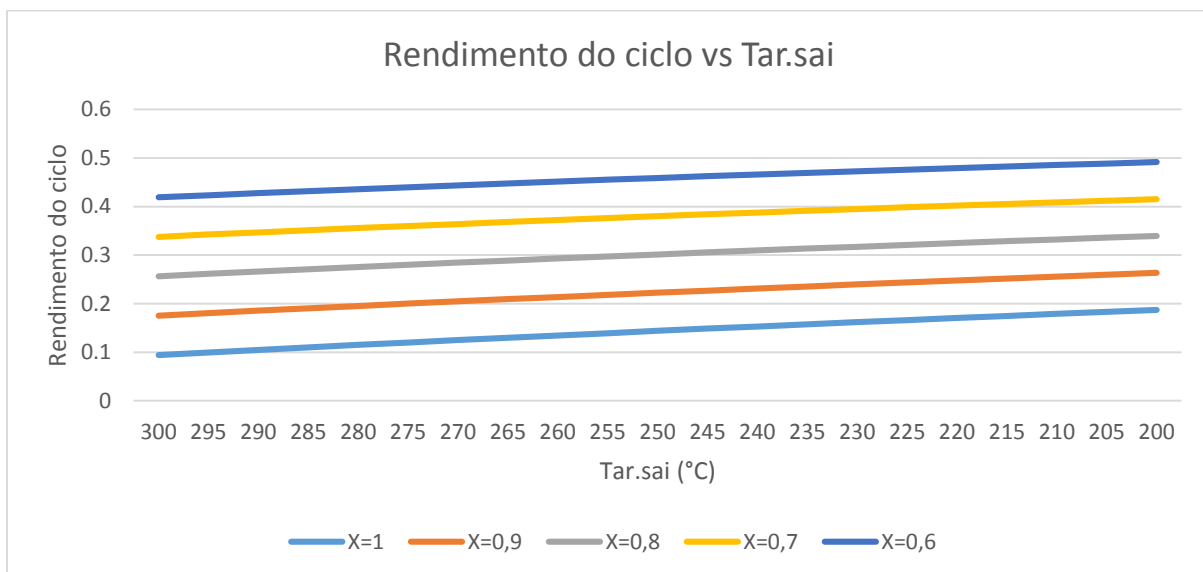


Figura 26: Gráfico do rendimento do ciclo vs Tar.sai para cada valor de X
Fonte: autor

Após a análise dos gráficos, podemos concluir que o valor máximo de potência da turbina e rendimento do ciclo é obtido quando $T_{ar.sai} = 200^{\circ}\text{C}$, $m' = 8\text{kg/s}$ e $X = 0,6$. Para estes valores obtemos os seguintes dados do ciclo rankine orgânico:

Tabela 21: Resultados obtidos para $m' = 8\text{kg/s}$ e $X = 0,6$

| Resultados Obtidos | | |
|--------------------|----------|--------------------|
| Cp2agua | 4183 | J/kg.°C |
| Cpagua | 2311 | J/kg.°C |
| Cpar | 1106 | J/kg.°C |
| m'2agua | 40 | kg/s |
| m'agua | 8 | kg/s |
| m'ar | 20,6 | kg/s |
| h1 | 2,07E+05 | J/kg |
| h2 | 6,11E+05 | J/kg |
| h3 | 3,21E+06 | J/kg |
| h4 | 1,70E+06 | J/kg |
| T1 | 49,4 | °C |
| T2 | 145 | °C |
| T3 | 368 | °C |
| T4 | 74,2 | °C |
| Tagua.entra | 25 | °C |
| Tagua.sai | 70 | °C |
| Tar.entra | 381 | °C |
| Tar.sai | 200 | °C |
| v1 | 0,001 | m ³ /kg |
| P3 | 5 | bar |
| P4 | 0,67 | bar |
| Par | 3 | bar |
| Patm | 1,01 | bar |
| s1 | 1178 | J/kg.°C |
| s2 | 1861 | J/kg.°C |
| s3 | 7495 | J/kg.°C |
| s4 | 7495 | J/kg.°C |
| etabomba | 0,8 | |
| etaturbina | 0,8 | |
| Wbomba | 468,1 | W |
| Wturbina | 1,02E+07 | W |
| Qcond | 1,20E+07 | W |
| Qevap | 2,08E+07 | W |

Tabela 22: Valores finais para $T_{ar.sai}= 200^{\circ}\text{C}$, $m'= 8\text{kg/s}$ e $X=0,6$

| Resultados Obtidos | |
|---------------------|---------|
| Wturbina | 10,2 MW |
| Rendimento do ciclo | 0,49 |

A geração de 10,2 MW de eletricidade produzida no Ciclo Rankine Orgânico, em um mês (30 dias) de operação gera um aumento energético equivalente de 306 MW.dia, reduzindo assim o consumo de combustível nos motores auxiliares do navio para gerar eletricidade.

9.3. INCREMENTO NO RENDIMENTO GLOBAL

Com a utilização do calor residual dos gases de escape do motor para gerar potência, resulta no aumento do rendimento global do motor principal do navio. Inicialmente, é realizado o cálculo do rendimento do motor através da seguinte formulação.

$$\eta_{motor} = \frac{W_{eixo}}{PCI \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (24)$$

Onde:

η_{motor} = rendimento do motor;

W_{eixo} = potência aplicada pelo motor no eixo de propulsão (MW);

PCI = Poder calorífico inferior do combustível (MJ/kg);

\dot{m}_{comb} = Fluxo de combustível

Utilizando os dados do guia de projeto do motor *Wartsilla* 12V46 e os dados do combustível de óleo pesado (HFO). Podemos obter o rendimento do motor, considerando somente a potência aplicada no eixo de propulsão.

Tabela 23: Cálculo do rendimento global inicial

| Resultados Obtidos | |
|--------------------|----------|
| Weixo = | 12,6 MW |
| PCI = | 43 MJ/kg |
| m' = | 2,5 kg/s |
| η_{motor} = | 0,12 |

Em seguida, será calculado o novo rendimento global considerando que uma parte da energia fornecida na combustão será utilizada para gerar trabalho através do ciclo rankine orgânico instalado no sistema de exaustão do motor. Para isto, será inserido a parcela do trabalho da turbina na equação anterior, obtendo o novo rendimento global.

$$\eta_{global} = \frac{W_{eixo} + W_{turbina}}{PCI \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (25)$$

Onde:

$W_{turbina}$ = potência gerada na turbina do ciclo rankine orgânico (MW);

Utilizando os valores calculados anteriormente, será obtido o rendimento global do motor, considerando a potência aplicada no eixo de propulsão e a potência gerada pela turbina.

Tabela 24: Cálculo do rendimento global final

| Resultados Obtidos | |
|--------------------|----------|
| Weixo = | 12,6 MW |
| $W_{turbina}$ = | 10,2 MW |
| PCI = | 43 MJ/kg |
| m' = | 2,5 kg/s |
| η_{global} = | 0,21 |

Na figura a seguir, é mostrado o comparativo do valor do rendimento global antes e após implantação do ciclo rankine orgânico no sistema de exaustão do motor.

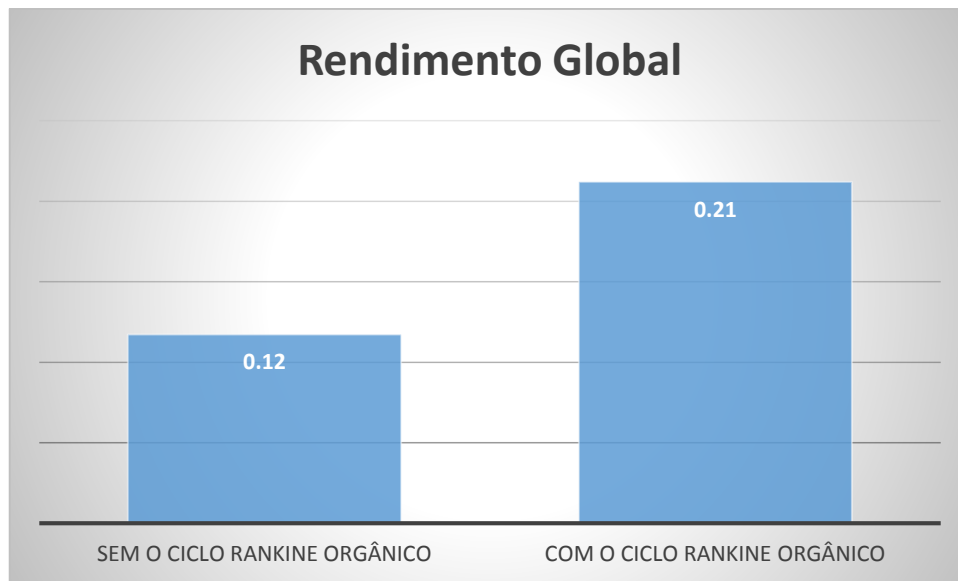


Figura 27: Comparativo do rendimento global sem e com o ciclo Rankine orgânico instalado

Fonte: autor

10. CONCLUSÃO

O crescimento tecnológico e comercial da indústria naval mundial faz demandar mais recursos energéticos das embarcações, e uma forma de obtenção é por geradores elétricos que queimam combustíveis fósseis. A alternativa para diminuir o consumo de combustível para gerar energia elétrica para os equipamentos do navio é aumentar a eficiência energética nos sistemas auxiliares do motor. A partir disso, esse trabalho foi idealizado para desenvolver um estudo de modelos para aproveitamento dos calores residuais dos sistemas auxiliares do motor principal de um navio.

Foram projetados trocadores de calor no sistema de água de refrigeração para recuperar o calor perdido no resfriamento do motor, onde será utilizado para aquecimento do óleo lubrificante do motor e fornecer água aquecida para os diversos sistemas da embarcação.

Foi projetado um Ciclo Rankine Orgânico para recuperar uma parte do calor residual dos gases de escape do motor para gerar energia elétrica para embarcação. Como os gases de escapes compõem a maior parcela do calor perdido na combustão, reaproveitar uma grande parte deste calor aumentará a eficiência global e eliminará a dependência de geradores elétricos que consomem combustíveis fósseis.

A partir dos resultados obtidos, pode-se concluir que utilizando um Ciclo Rankine Orgânico com o fluido água e com uma turbina de condensação, pode ser aproveitado para gerar energia elétrica 49% de todo calor possível de ser retirado dos gases de escape do motor principal do navio.

Na praça de máquinas em estudo operando com 100% de carga produz 12600 kW de potência no eixo de propulsão, com a inclusão do ciclo de reaproveitamento do calor residual obtém geração de eletricidade de 10200 kW. Esse reaproveitamento se torna bastante atrativo, visto que gera uma quantidade alta de energia elétrica para a planta e ainda aumenta a eficiência global em 9% utilizando uma fonte energética que está disponível sempre que o motor estiver operando.

10.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A primeira sugestão é utilizar as vantagens do Ciclo Rankine Orgânico para geração de energia elétrica a partir dos calores residuais dos outros sistemas auxiliares do navio.

A segunda sugestão para trabalhos futuros é fazer a análise econômica da implantação do Ciclo Rankine Orgânico para calcular o valor do investimento e o tempo de retorno.

A terceira sugestão seria analisar o reaproveitamento da energia para geração elétrica no sistema de refrigeração de baixa temperatura, visto que essa hipótese não foi analisada ao longo deste trabalho.

Por fim, seria viável também fazer uma análise do motor e da demanda elétrica em cada condição de operação do navio.

11. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

[1] Disponível em: <http://www.alguimaraes.com.br/ciclo-diesel-otto.html#.V98sgOiXHQI> acessado em: 18/19/2016 21:00

[2] Disponível em: <https://www.yanmar.com/br/news/2016/05/18/12662.html>, acessado em 22/09/2016 21:00 hs

[3] Disponível em: <http://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/low-speed-generation-x-engines/wartsila-X35-B>, acessado em 23/09/2016 22:15hs

[4] BRINATI, Hernani. **PNV 2324 Instalações de Máquinas Marítima**. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2010.

Xie H, Yang C. Dynamic behavior of Rankine cycle system for waste heat recovery of heavy duty diesel engines under driving cycle. *Appl Energy* 2013;112:130e41.

Minea V. Power generation with ORC machines using low-grade waste heat or renewable energy. *Appl Therm Eng* 2014;69:143e54.

ALMEIDA, Peterson Felipe Freitas de. **Análise do uso do Ciclo Rankine Orgânico em uma central termelétrica para recuperação de energia da água de refrigeração de motores Diesel**. 2015. 43 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2015.

Marek D., Jerzy G., Sebastian D. On the possible increasing of efficiency of ship power plant with the system combined of marine Diesel engine, gas turbine and steam turbine in case of main engine cooperation with the gas turbine fed in series and the steam turbine. *POLISH MARITIME RESEARCH* 3(61) 2009 Vol 16; pp. 26-31

Wärtsilä 46: Project guide for marine applications. 2001.

Skjølsvik K. O., Corbett J., Andersen A. B., Skjelvik J. M., Study of Greenhouse Gas Emissions from Ships. Marintek Sintef Group MEPC44-2000

Lamas M. I., Rodríguez C. G. Numerical model to study the combustion process and emissions in the Wärtsilä 6L46 four-stroke marine engine. Escola Universitaria Politécnica. Universidade da Coruña, Spain 2013 Vol 20; pp. 61-66

Uy D. V., Tuan N. V. Active method to manage the use of fuel oil onboard of ships. 2012, Hai Phong, Vietnam.

Lindhjem C.E., Russell J., Development of gridded ocean-going vessel emission inventories. ENVIRON International Corporation, University of Delaware, Newark 2007.

ICF 2005. "Best Practices in Preparing Port Emission Inventory." Prepared for U.S. Environmental Protection Agency. Prepared by ICF Consulting, June.

American Bureau of Shipping – ABS, Shipboard Fuel Handling and Treatment for Diesel Engines. Rules for Heavy Fuel Oil . Houston, ABS Plaza, 1984, Section 5, p. 41-55.

RIBEIRO, C. C. (2014), Development of an Information System for Monitoring and Diagnosis of Thermodynamic Performance of a Thermo Power Plant with Internal Combustion Engines, Vitoria, 181p. M.Sc. Thesis – Technological Center, Federal University of Espirito Santo.

BOHACZ, R. T. Engine cooling systems. Penguin Group, 2007. 128p.

CROUSE, W. H.; ANGLIN, D. L. Automotive engine cooling systems. In:____ Automotive air conditioning. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1977. p. 292.

SEN, S. P. Heat loss through cylinder and piston. In:____ Internal combustion engine: theory and practice. 2. ed. Deli: Khanna, 1980. p. 615.

BIDINI, Gianni; MARIA, Francesco di; GENEROSI, Marco. Micro-cogeneration system for a small passenger vessel operating in a nature reserve. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 25, n. 5-6, p.851-865, abr. 2005. Elsevier BV. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.08.006.

YANG, Min-hsiung; YEH, Rong-hua. Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. **Energy**, [s.l.], v. 82, p.256-268, mar. 2015. Elsevier BV. DOI: 10.1016/j.energy.2015.01.036.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.. **Termodinâmica**. 5. ed. Mcgraw-hill Interamericana, 2007. 740 p.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J.. **Transferência de calor e massa:Uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: Amgh Editora Ltda., 2012. 904 p.

Anexo 1 - Código do programa utilizado para dimensionar o Clico Rankine Orgânico

Fonte: Autor

O cálculo foi realizado utilizando 20 iterações com incremento de 5°C na temperatura de saída dos gases de escape no evaporador do Ciclo Rankine Orgânico.

N=20 [iterações]
DUPLICATE i=1;N

T_inc[i] = 5*i
T_ar_entra[i] = ConvertTemp(C;K;381)
T_2[i] = ConvertTemp(C;K;140)
T_3[i] = ConvertTemp(C;K;210)+T_inc[i]
P_3[i] = 5 [bar]
P_ar[i] = 3 [bar]

T_4[i] = Temperature(Water;P=P_4[i];x=1)

Cp_ar[i] = Cp(CarbonDioxide;T=T_ar_entra[i];P= P_ar[i])
Cp_agua[i] = Cp(Water;T=T_3[i];P=P_3[i])

m_dot_ar[i]= 20,6 [kg/s]
m_dot_agua[i] = 20 [kg/s]
eta_turbina[i] = 0,8

s_3[i] =Entropy(Water;T=T_3[i];P=P_3[i])
s_4[i]=s_3[i]
s_4[i]=Entropy(Water;x=1;P=P_4[i])

h_3[i] = Enthalpy(Water;T=T_3[i];P=P_3[i])
h_4[i] = Enthalpy(Water;T=T_4[i];x=1)

W_dot_turbina[i] = m_dot_agua[i]*(h_3[i]-h_4[i])* eta_turbina[i]

P_atm[i] = 1,01325 [bar]
T_agua_entra[i] = ConvertTemp(C;K;25)
T_agua_sai[i] = ConvertTemp(C;K;70)
m2_dot_agua[i]= 40 [kg/s]
Cp2_agua[i] = Cp(Water;P=P_atm[i];T=T_agua_entra[i])
eta_bomba[i] = 0,8

s_2[i]=Entropy(Water;x=0;P=P_3[i])

s_1[i]=s_2[i]
s_1[i]= Entropy(Water;P=P_4[i];x=0)

$v_{1[i]} = \text{Volume}(\text{Water}; T=T_{1[i]}; x=0)$

$W_{\text{dot_bomba}[i]} = \eta_{\text{bomba}[i]} \cdot v_{1[i]} \cdot (P_{3[i]} - P_{4[i]}) \cdot 100000$

$h_{2[i]} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P=P_{3[i]}; T=T_{2[i]})$

$h_{1[i]} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{1[i]}; x=0)$

$Q_{\text{dot_evap}[i]} = m_{\text{dot_agua}[i]} \cdot (h_{3[i]} - h_{2[i]})$

$Q_{\text{dot_cond}[i]} = m_{\text{dot_agua}[i]} \cdot (h_{4[i]} - h_{1[i]})$

$\eta_{\text{ciclo}[i]} = (W_{\text{dot_turbina}[i]} - W_{\text{dot_bomba}[i]}) / Q_{\text{dot_evap}[i]$

END