

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA HÍBRIDO DE POTÊNCIA
APLICADO A UM NAVIO DE SUPORTE A PLATAFORMAS**

Roberto Dácio de Arruda Campos

São Paulo

2017

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA HÍBRIDO DE POTÊNCIA
APLICADO A UM NAVIO DE SUPORTE A PLATAFORMAS

Trabalho de Formatura apresentado ao
Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo

Área de concentração: Engenharia
Mecânica

Aluno: Roberto Dácio de Arruda Campos

Orientador: Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr.

São Paulo

2017

Catálogo na publicação

Campos, Roberto Dácio de Arruda

Modelagem e simulação de um sistema híbrido de potência aplicado a um navio de suporte a plataformas / R. D. A. Campos -- São Paulo, 2017.

85 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Engenharia Mecânica 2. Termodinâmica 3. Sistemas híbridos de potência
I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por levar todas as coisas a bom termo.

Aos meus pais, pelo amor que soube suportar esses anos de distância e pela dedicação exemplar à família e à educação dos filhos (e agora dos netos também).

Ao Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr., pela grande atenção e disponibilidade de tempo dedicada à orientação deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Bruno Souza Carmo, pela indicação deste tema de estudo e, em especial, por todo auxílio prestado praticamente desde o início da minha graduação.

Ao pós-graduando César O. Peralta, pelo auxílio com as simulações no HOMER.

Aos meus avós, pelo exemplo de vida íntegra e de trabalho bem feito.

Aos meus irmãos, por tudo que me ensinaram.

A todos os amigos que fiz na Poli, que tornaram o peso deste curso bem mais fácil de carregar e que são a coisa mais valiosa que levarei desses anos.

Aos meus colegas de residência, pelo enorme apoio que me prestaram em todos os momentos.

RESUMO

Este trabalho apresenta os procedimentos adotados na modelagem e simulação de um sistema de potência híbrido aplicado a um navio de suporte a plataformas *offshore*. São apresentados em detalhe os tipos de sistemas de potência híbridos que são utilizados pela indústria naval, bem como os tipos de motores e baterias que são empregados nesses sistemas. Na execução deste trabalho, foi utilizada uma metodologia de análise elaborada pela DNV. A embarcação estudada foi um navio de suporte a plataformas *offshore* que opera na bacia de Santos. A modelagem foi realizada em duas etapas distintas: a modelagem energética e exergética do motor Wärtsilä 6L34DF, utilizado na embarcação; e a modelagem dos demais componentes do sistema (baterias, geradores, propulsores, etc.). O modelo da embarcação foi implementado no *software* HOMER e foi simulado seu desempenho durante um ciclo de operações de cinco dias. O resultado da simulação do sistema híbrido foi uma redução do consumo de combustível de 4% a 11% em relação ao sistema convencional.

Palavras-chave: Engenharia Mecânica. Termodinâmica. Sistemas híbridos de potência.

ABSTRACT

This work presents the procedures adopted in the modeling and simulation of a hybrid power system applied to a platform supply vessel. The types of hybrid power systems used by the shipbuilding industry as well as the types of engines and batteries used in these systems are presented in detail. In the execution of this work was used an analysis methodology elaborated by DNV. The ship studied was a platform supply vessel operating in the Santos basin. The modeling was carried out in two distinct stages: the energetic and exergetic modeling of the engine Wärtsilä 6L34DF, used in the boat; and the modeling of the other components of the system (batteries, generators, propellers, etc.). The model of the vessel was implemented in the software HOMER and its performance was simulated during a cycle of operations of five days. The result of the hybrid system simulation was a fuel consumption reduction of 4% to 11% over the conventional system.

Keywords: Mechanical Engineering. Thermodynamics. Hybrid power systems.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Rendimento térmico de um MCI.....	3
Figura 2 - Arranjo híbrido em série [1]	6
Figura 3 - Sistema híbrido em série SAVe Cube [4]	7
Figura 4 - Arranjo híbrido em paralelo [1]	7
Figura 5 - Exemplo de sistema híbrido em paralelo [5].....	8
Figura 6 - Exemplo de sistema híbrido misto [6].....	8
Figura 7 - Representação de uma bateria de íon de lítio [13]	14
Figura 8 - Curvas de carga e descarga em uma bateria de íon de lítio [15].....	15
Figura 9 - Bateria de um Boeing 787 após ocorrência de interrupção térmica [16]	16
Figura 10 - Modelo eletrônico de uma bateria de íon de lítio [11]	16
Figura 11 - Distribuição de temperaturas em uma bateria de íon de lítio [17]..	17
Figura 12 - Circuito equivalente de uma bateria de íon de lítio [18]	17
Figura 13 - Rebocador <i>Carolyn Dorothy</i> [21]	20
Figura 14 - Navio Viking Lady [22]	21
Figura 15 - Geração e consumo de energia no navio Viking Lady	22
Figura 16 - Definição de um sistema energético com seus fluxos de entrada e saída	23
Figura 17 - Estrutura produtiva de um navio tanque [23]	24
Figura 18 - Diagrama de Sankey [24].....	26
Figura 19 - Diagrama de Grassmann [24]	26
Figura 20 - Perfil operacional de um NSP na bacia de Santos [25]	29
Figura 21 - Demanda de potência ao longo do tempo em um NSP [25]	30
Figura 22 - Motor Wärtsilä 6L34DF [26]	31
Figura 23 - Volume de controle	32

Figura 24 - Composição do óleo Diesel [31].....	36
Figura 25 - Distribuição de carbono do óleo Diesel 2-D [30]	37
Figura 26 - Diagrama de Sankey do motor Wärtsilä 6L34DF – Combustível principal: Gás Natural.....	44
Figura 27 - Diagrama de Sankey do motor Wärtsilä 6L34DF – Combustível principal: Óleo Diesel	45
Figura 28 - Diagrama de Grassman do motor Wärtsilä 6L34DF– Combustível principal: Gás Natural.....	45
Figura 29 - Diagrama de Grassman do motor Wärtsilä 6L34DF– Combustível principal: Óleo Diesel	45
Figura 30 - Modelo do sistema de potência de um navio de suporte a plataformas <i>offshore</i>	48
Figura 31 - Curvas características do motor Wärtsilä 6L34DF (Gás Natural) ..	49
Figura 32 - Potência gerada pelos motores a combustão interna (Gás Natural)	51
Figura 33 - Estado de carga das baterias (Gás Natural)	52
Figura 34 - Emissão de dióxido de carbono (Gás Natural)	53
Figura 35 - Curvas características do motor Wärtsilä 6L34DF (Óleo Diesel) ...	54
Figura 36- Potência gerada pelos motores a combustão interna (Óleo Diesel)	56
Figura 37 - Estado de carga das baterias (Óleo Diesel)	57
Figura 38 - Emissão de dióxido de carbono (Óleo Diesel).....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre sistemas híbridos em série e em paralelo [1]	9
Tabela 2 - Características de vários tipos de baterias [11]	13
Tabela 3 - Redução de emissões em um rebocador híbrido [21]	20
Tabela 4 - Dados do motor Wärtsilä 6L34DF [27]	34
Tabela 5 - Composição do GNL do Catar[29]	35
Tabela 6 - Propriedades do óleo Diesel no modelo	38
Tabela 7 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em 100% da potência nominal – Combustível principal: Gás natural	42
Tabela 8 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em 75% da potência nominal – Combustível principal: Gás natural	42
Tabela 9 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em 50% da potência nominal – Combustível principal: Gás natural	43
Tabela 10 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em 100% da potência nominal – Combustível principal: Óleo Diesel	43
Tabela 11 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em 75% da potência nominal – Combustível principal: Óleo Diesel	43
Tabela 12 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em 50% da potência nominal – Combustível principal: Óleo Diesel	43
Tabela 13 - Características da bateria AT6700-100 [43]	46

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}_{gases}	Fluxo mássico dos gases de escape no motor
$\dot{m}_{ar\ úmido}$	Fluxo mássico de ar úmido no motor
\dot{m}_{Diesel}	Fluxo mássico de óleo Diesel no motor
\dot{m}_{GN}	Fluxo mássico de gás natural no motor
$\dot{m}_{entrada}$	Fluxo mássico total na entrada do volume de controle
$\dot{m}_{saída}$	Fluxo mássico total na saída do volume de controle
$\dot{m}_{H_2O}^R$	Fluxo mássico de água nos reagentes
$\dot{m}_{H_2O}^P$	Fluxo mássico de água nos produtos
\dot{m}_{N_2}	Fluxo mássico de nitrogênio
\dot{m}_{CO_2}	Fluxo mássico de dióxido de carbono
$\dot{m}_{O_2}^R$	Fluxo mássico de oxigênio nos reagentes
$\dot{m}_{O_2}^P$	Fluxo mássico de oxigênio nos produtos
\dot{Q}_i	Taxa de transferência de calor para o volume de controle
\dot{W}	Taxa de realização de trabalho no volume de controle
\dot{H}_P	Fluxo de entalpia nos produtos
\dot{H}_{P0}	Fluxo de entalpia nos produtos no estado de referência
\dot{H}_R	Fluxo de entalpia nos reagentes
\dot{H}_{R0}	Fluxo de entalpia nos reagentes no estado de referência
$h^{T=x}$	Entalpia específica na temperatura x
h^0	Entalpia específica no estado de referência
\dot{S}_P	Fluxo de entropia nos produtos
\dot{S}_{P0}	Fluxo de entropia nos produtos no estado de referência

\dot{S}_R	Fluxo de entropia nos reagentes
\dot{S}_{R0}	Fluxo de entropia nos reagentes no estado de referência
$s^{T=x;p=y}$	Entropia específica na temperatura x e na pressão parcial y
\dot{B}_P	Fluxo de exergia nos produtos
\dot{B}_R	Fluxo de exergia nos reagentes
\dot{B}_{dest}	Taxa de destruição de exergia
T_o	Temperatura de referência
T_i	Temperatura da fronteira do volume de controle
T_{gases}	Temperatura dos gases de escape

SUMÁRIO

1. Introdução	1
2. Propulsão totalmente elétrica em navios	2
3. Princípios da operação de um sistema híbrido	3
4. Configurações de sistemas híbridos	6
4.1. Arranjo em série.....	6
4.2. Arranjo em paralelo.....	7
4.3. Arranjo misto.....	8
4.4. Comparação entre as configurações.....	9
5. Utilização de motores a combustão interna em sistemas híbridos	10
6. Utilização de baterias em sistemas híbridos	12
6.1. Visão geral	12
6.2. Baterias de íon de lítio	13
6.3. Baterias aplicadas em sistemas híbridos marítimos	18
7. Exemplos de aplicação de sistemas híbridos	19
7.1. Aplicação de sistema híbrido em um rebocador	19
7.2. Aplicação de sistema híbrido em um navio de suporte a plataformas	21
8. Metodologia de análise.....	23
8.1. Estudar o funcionamento do sistema naval	23
8.2. Criar o fluxograma da estrutura produtiva do sistema	23
8.3. Acessar os dados disponíveis e identificar as lacunas	24
8.4. Combinar os dados e preencher as lacunas	24
8.5. Elaborar análises energéticas e exergéticas	24
8.6. Avaliar os componentes, os processos e a métrica do sistema.....	25
8.7. Mapear o fluxo e as perdas de energia/exergia, e identificar áreas de aprimoramento.....	25

9. Modelagem e simulação do sistema de potência de um navio de suporte a plataformas	27
9.1. Introdução.....	27
9.2. Demandas de potência na embarcação	28
9.3. Modelagem dos motores a combustão interna.....	31
9.3.1. Descrição do modelo	31
9.3.2. Características do motor.....	33
9.3.3. Composição do gás natural	35
9.3.4. Composição do óleo Diesel	35
9.3.5. Consumo de combustível em função da potência.....	38
9.3.6. Temperatura de saída dos gases de escape	38
9.3.7. Balanço de massa	39
9.3.8. Balanço de energia.....	39
9.3.9. Balanço de exergia	40
9.3.10. Parâmetros de desempenho	41
9.3.11. Validação do modelo	41
9.3.12. Diagramas de Sankey e Grassmann	44
9.4. Modelagem das baterias	46
9.5. Resultados das simulações do sistema com o <i>software</i> HOMER.....	46
9.5.1. Introdução sobre o <i>software</i> HOMER	46
9.5.2. Operação dos motores com gás natural	49
9.5.3. Operação dos motores com óleo Diesel	54
9.5.4. Análise crítica dos resultados	59
10. Conclusões	61
11. Referências	62
ANEXO A – Substâncias constituintes do óleo Diesel no modelo	67
ANEXO B – Programa utilizado nas simulações do EES	68

1. Introdução

O objetivo deste trabalho de formatura é desenvolver o modelo de um sistema híbrido de propulsão naval, com o fim de simular o desempenho energético, exergético e ambiental desse sistema em um navio de suporte a plataformas *offshore*.

Ao contrário dos sistemas de potência convencionais, que utilizam apenas motores a combustão interna, os sistemas híbridos de propulsão combinam dois ou mais tipos de fonte de energia para impulsionar a embarcação. Neste trabalho, foi explorada a possibilidade de se combinar motores a combustão interna com baterias. Este é o tipo de sistema híbrido mais utilizado em navios, automóveis e trens. Os principais objetivos do emprego de um sistema híbrido são a redução da emissão de gases poluentes e do consumo de combustível.

2. Propulsão totalmente elétrica em navios

Sistemas de propulsão totalmente elétrica não utilizam motores a combustão interna. A ideia básica por trás da propulsão elétrica é simples: um motor elétrico é alimentado por um banco de baterias, que por sua vez pode ser recarregado ligando-o à rede elétrica, quando o navio está atracado na costa, ou por fontes de energia renovável presentes no próprio navio, como painéis solares ou geradores eólicos.

A viabilidade da aplicação de um sistema de propulsão elétrico em um navio depende da capacidade das baterias de suprir as demandas de energia e potência da embarcação, e da capacidade do navio de acomodar as baterias. Embarcações de viagens curtas e baixas velocidades, como balsas de travessia, são ideais para a aplicação de propulsão elétrica, no estado atual da tecnologia [1].

3. Princípios da operação de um sistema híbrido

Ao contrário dos sistemas totalmente elétricos de propulsão, os sistemas híbridos são constituídos por, no mínimo, um motor a combustão interna (MCI), um gerador, uma unidade de armazenamento de energia (bateria) e um motor elétrico [1].

Em geral, o MCI é desligado durante os períodos de baixa demanda de potência, e a embarcação é impulsionada pelo motor elétrico. As baterias que alimentam o motor elétrico são recarregadas pelo MCI, nos períodos em que este opera. O sucesso no emprego de um sistema híbrido depende em grande parte da eficiência na conversão de energia mecânica em elétrica, e vice-versa.

A chave para compreender o potencial dos sistemas híbridos está na curva de rendimento térmico do MCI. A Figura 1 mostra uma curva genérica do rendimento térmico (η_t) de um MCI em função da potência fornecida (P), para uma determinada velocidade de rotação do motor. Observa-se que em uma determinada potência ($P_{\text{ótima}}$) o rendimento térmico é máximo ($\eta_{\text{ótimo}}$). Neste ponto ocorre o menor consumo específico de combustível.

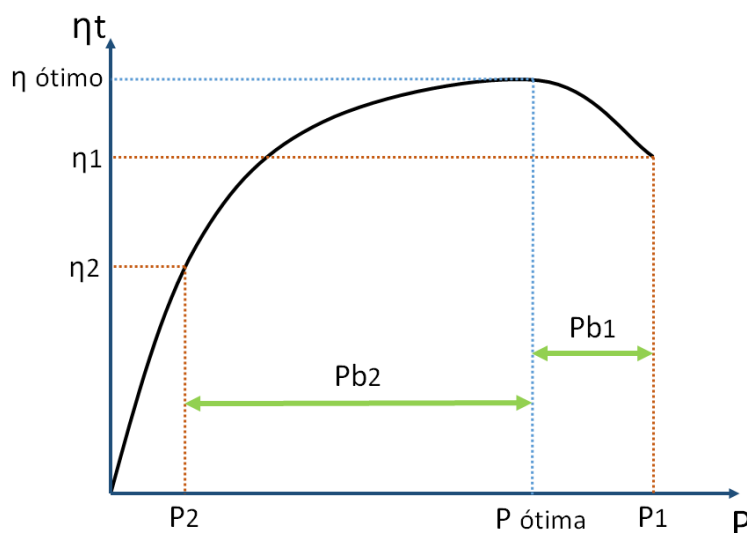


Figura 1 - Rendimento térmico de um MCI

Um sistema de potência ideal, do ponto de vista da economia de combustível, deveria fazer com que a potência demandada do motor fosse sempre a potência ótima, que costuma ser igual a 70 – 85% da potência máxima nos motores Diesel de aplicação naval [2].

Sistemas de potência convencionais (sem baterias) são adequados no caso de alguns tipos de embarcações, como navios cargueiros. Estes navios operam a maior parte do tempo com velocidade constante e igual à velocidade de menor consumo específico do motor, e as demandas de energia elétrica são baixas e costumam ser supridas por geradores auxiliares [2].

No entanto, em vários tipos de embarcações, como rebocadores, dragas, navios de suporte a plataformas e navios de cruzeiro, a demanda de potência está sujeita a variações intensas. Por exemplo, o motor de um rebocador é projetado para operar de forma eficiente durante a operação de reboque, mas quando a embarcação navega sem carga rebocada ou encontra-se estacionada no porto, o motor opera com demanda de potência muito inferior à de projeto, com maior consumo específico de combustível e emissão de poluentes.

A Figura 1 mostra a operação do motor em duas situações distintas: com potência superior à potência ótima (P_1); e com potência inferior à potência ótima (P_2). Nota-se que nestas situações o rendimento térmico do motor é inferior ao máximo. Os sistemas híbridos de potência auxiliam na solução deste problema ao empregar uma unidade de armazenamento de energia (bateria).

Em um sistema híbrido, na situação em que a potência demandada é P_1 (ver Figura 1) a bateria pode ser descarregada, fornecendo a potência P_{b1} , enquanto o MCI fornece $P_{ótima}$ ao sistema. As duas potências somadas são iguais à potência demandada (P_1). Naturalmente, esta situação permanece apenas enquanto a bateria possuir carga operacional. Quando a bateria estiver novamente descarregada, o MCI deve voltar a fornecer a totalidade da potência demandada.

Se a potência demandada for P_2 , a bateria pode ser carregada na taxa P_{b2} . Dessa forma, o MCI opera na potência ótima, fornecendo P_{b2} à bateria e P_2 ao sistema. Dependendo da concepção do sistema híbrido, após a bateria estar carregada, o MCI pode ser desligado e a bateria passa a fornecer P_2 ao sistema. Esta situação pode permanecer até que a bateria esteja descarregada novamente.

A aplicação de um sistema híbrido é viável apenas quando seu rendimento térmico global é superior ao de um sistema convencional (sem baterias). Daí a necessidade de se obter bons rendimentos nas conversões de energia.

4. Configurações de sistemas híbridos

O desempenho de um sistema híbrido de propulsão é altamente afetado por sua configuração específica. Esta seção descreve os três arranjos principais de sistemas híbridos [1]: em série, em paralelo e misto.

4.1. Arranjo em série

Neste tipo de arranjo, o motor elétrico é o único meio de fornecer potência ao hélice, conforme mostra a Figura 2. O motor elétrico pode ser alimentado tanto pelo gerador ligado ao MCI quanto pelo banco de baterias. Isso permite que a embarcação continue a operar mesmo com as baterias descarregadas [1].

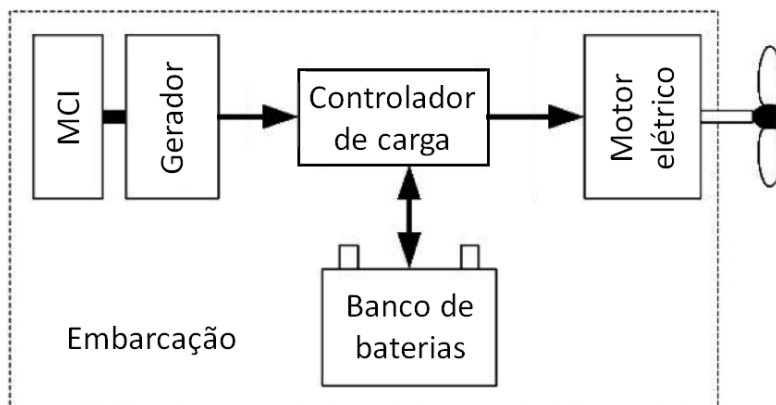


Figura 2 - Arranjo híbrido em série [1]

Geralmente, em um arranjo em série de propulsão híbrida, o MCI é acionado apenas quando pode operar com rendimento máximo. Caso contrário, o banco de baterias torna-se a fonte de energia da embarcação [3].

A Figura 3 mostra o sistema híbrido em série SAVE Cube, da Rolls-Royce, para aplicação em navios de suporte à plataformas *offshore*, navios multimissão e navios de pesquisa, entre outros.

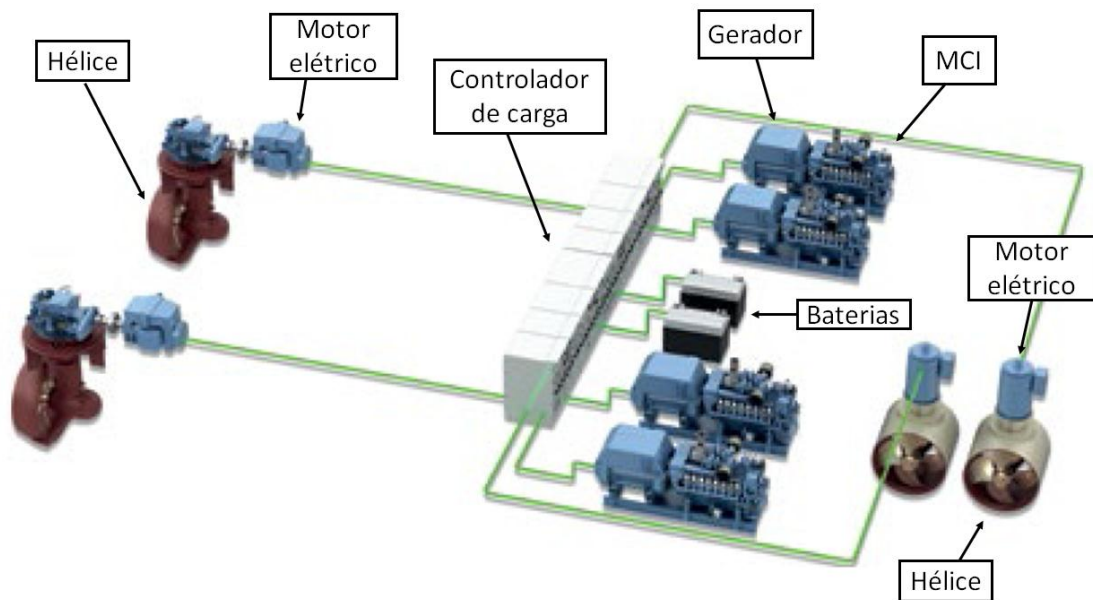


Figura 3 - Sistema híbrido em série SAVe Cube [4]

4.2. Arranjo em paralelo

Em um sistema de potência híbrido em paralelo, um moto-gerador adiciona ou subtrai potência do MCI para que este opere com rendimento máximo, de forma que tanto o MCI quanto o moto-gerador elétrico são capazes de prover potência ao hélice [1], conforme mostra a Figura 4. O moto-gerador pode tanto fornecer energia ao hélice quanto retirar potência do motor para recarregar as baterias.

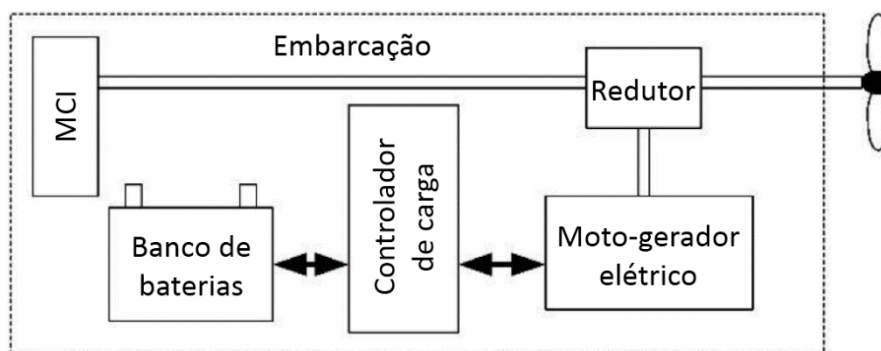


Figura 4 - Arranjo híbrido em paralelo [1]

A Figura 5 mostra um exemplo de sistema híbrido em paralelo de aplicação em embarcações de pequeno porte. As setas com diferentes cores indicam os possíveis fluxos de energia no sistema. As setas de cor azul mostram a operação de carga da bateria para compensar o excesso de energia produzida pelo MCI. As setas de cor rosa mostram a operação de descarga da bateria para auxiliar

no fornecimento de potência. As setas amarelas mostram a operação da embarcação no modo totalmente elétrico.

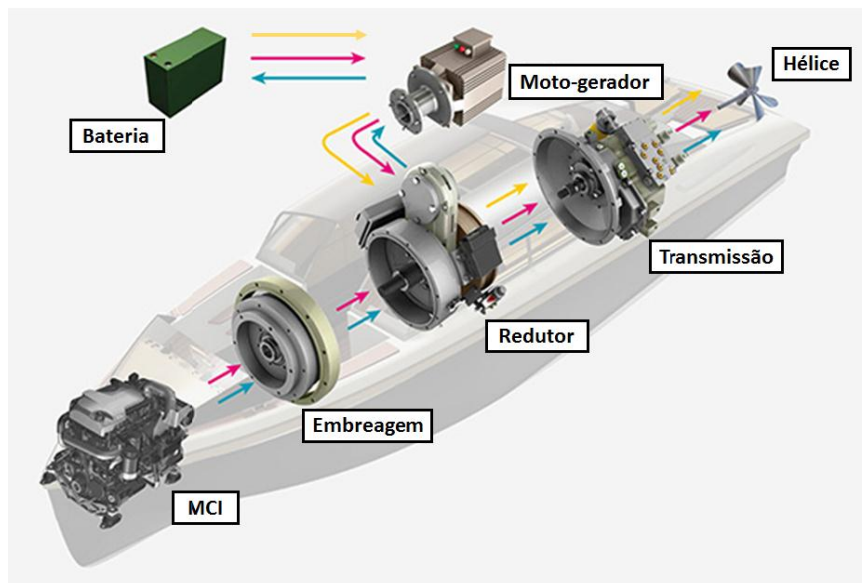


Figura 5 - Exemplo de sistema híbrido em paralelo [5]

4.3. Arranjo misto

O terceiro tipo de arranjo é uma combinação dos dois descritos anteriormente. Esta combinação permite que o MCI principal forneça potência diretamente ao hélice, como no arranjo em paralelo, mas também permite que a potência seja fornecida indiretamente pelos MCIs auxiliares, como no arranjo em série.

A Figura 6 mostra um sistema híbrido misto da Kawasaki, para aplicação em rebocadores, iates, barcos de pesca, entre outros.

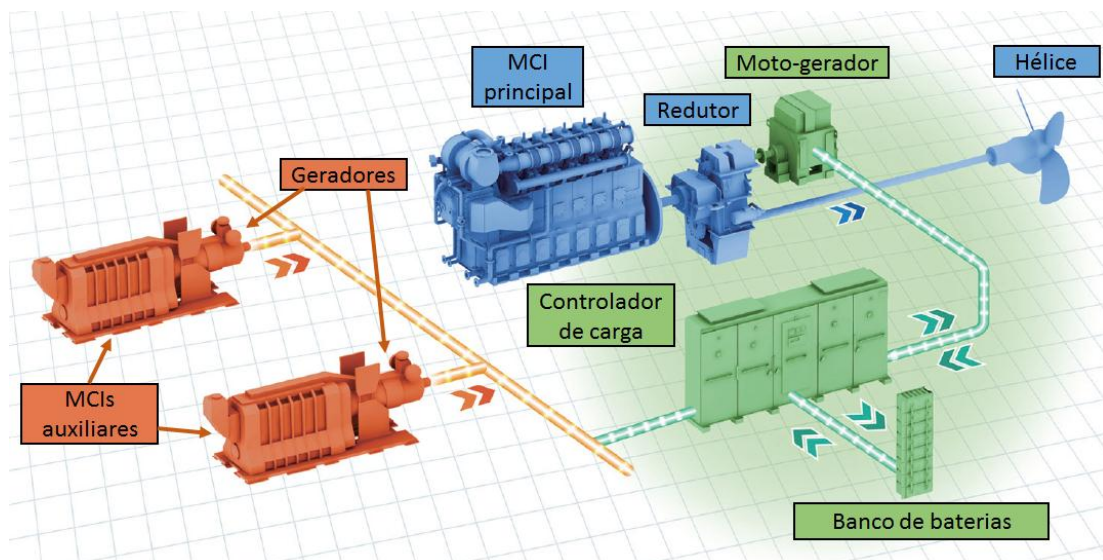


Figura 6 - Exemplo de sistema híbrido misto [6]

4.4. Comparação entre as configurações

A escolha do tipo de sistema híbrido a ser utilizado depende de uma série de fatores como, por exemplo, as dimensões da embarcação e a variação das demandas de potência ao longo do tempo. A Tabela 1 mostra uma comparação entre sistemas híbridos em série e em paralelo, com respeito a alguns parâmetros.

Tabela 1 - Comparação entre sistemas híbridos em série e em paralelo [1]

Parâmetro	Arranjo em série	Arranjo em paralelo
Rendimento	Prejudicado pela maior quantidade de conversões de energia.	Alcança benefícios no rendimento sem muitas perdas decorrentes das conversões de energia.
Baterias	Requer maior capacidade de armazenamento e voltagem.	Requer menor capacidade de armazenamento e voltagem.
Aplicação	Recomendável em situações onde as demandas internas da embarcação constituem grande parte do consumo de potência.	Recomendável em situações onde o consumo de energia pelo sistema de propulsão é muito superior às outras demandas.
Motor elétrico	O motor elétrico deve ser capaz de atender a todas as demandas de potência do hélice.	O motor elétrico pode ser menor, pois a potência fornecida ao hélice é compartilhada com o MCI mas, geralmente, o motor elétrico tem capacidade para impulsionar a embarcação sozinho.
Segurança	Não há redundância caso haja falha em um dos componentes do sistema.	Há maior redundância, pois a potência requerida pelo hélice pode ser fornecida tanto pelo MCI, diretamente, quanto pelo banco de baterias.

5. Utilização de motores a combustão interna em sistemas híbridos

Como nos sistemas de potência convencionais, nos sistemas híbridos o MCI tem a função de converter a energia química presente no combustível em energia mecânica, para o atendimento das diversas demandas da embarcação.

Quanto à forma de se obter trabalho mecânico, os motores a combustão interna podem ser classificados [7] em:

- Motores alternativos – quando o trabalho é obtido pelo movimento alternativo de um êmbolo ou pistão, transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela;
- Motores rotativos – quando o trabalho é obtido diretamente por um movimento de rotação;
- Motores de impulso – quando o trabalho é obtido pela força de propulsão gerada por gases expelidos em alta velocidade.

Motores de aplicação naval são alternativos, com poucas exceções. Por este motivo, quando se faz referência a MCIs neste trabalho tratam-se de motores alternativos.

O emprego de MCIs continua sendo fundamental nos sistemas de potência naval, mesmo em sistemas híbridos. Isso ocorre devido à densidade de energia dos combustíveis, muito superior à de baterias. Por exemplo, 1 kg de óleo Diesel pode fornecer de 50 a 100 vezes mais energia que uma bateria de íon de lítio de mesmo peso [8]. Dessa forma, sistemas que não utilizam MCIs podem apenas ser empregados em embarcações de viagens curtas, desconsiderando as embarcações que utilizam energia nuclear como fonte de potência.

Nos sistemas híbridos, os MCIs possuem características diferentes em função da configuração do sistema. Nos sistemas em paralelo, nos quais o motor está ligado diretamente ao hélice, o motor opera com rotação variável e proporcional à velocidade de rotação do hélice, como ocorre nos sistemas convencionais.

Nos sistemas híbridos em série, nos quais o motor está acoplado a um gerador elétrico, a faixa de rotações do motor é função da tecnologia do sistema de controle de carga. Nos sistemas híbridos mais antigos, como o BypassHybridGenerator, da Rolls-Royce, a rotação do MCI é fixa [4], como

ocorre com os geradores de emergência urbanos, que operam com rotação fixa e igual à frequência da rede. Por outro lado, nos sistemas mais recentes, como o SAVe Cube, também da Rolls-Royce, a rotação do MCI pode ser ajustada em função da demanda de potência [4].

A evolução dos controladores de carga deve levar a uma mudança na filosofia de projeto dos MCIs para aplicação em sistemas híbridos. Atualmente, os MCIs que trabalham acoplados a geradores são projetados para operar com rotação fixa, mas nos sistemas híbridos mais modernos a rotação do motor pode ser ajustada em função da demanda de potência. Isto requer o mapeamento bidimensional do consumo específico do MCI em função da potência e da rotação [9].

Os motores *dual fuel*, que podem operar tanto com Diesel quanto com gás natural, tendem a ganhar cada vez mais espaço no mercado, pois conciliam a utilização do óleo Diesel marítimo, um combustível de baixo custo e alto teor de emissões, com o gás natural, um combustível pouco poluente [10]. Nas regiões costeiras, onde a legislação ambiental é mais rigorosa, o motor opera com gás natural, enquanto que pode operar com óleo Diesel marítimo em águas internacionais e em locais onde a legislação é mais branda.

6. Utilização de baterias em sistemas híbridos

6.1. Visão geral

Nos sistemas híbridos, é necessário dispor de sistemas que permitam armazenar a energia procedente dos MCIs, quando a energia gerada supera a demanda. Esta energia armazenada é utilizada posteriormente. Teoricamente, é possível utilizar diversos tipos de dispositivos para armazenar energia, como reservatórios térmicos, tanques de ar comprimido, volantes e baterias. Quando se trata de sistemas marítimos, a forma mais adequada de armazenar energia é em baterias, devido à simplicidade e à compacidade destes dispositivos.

Os principais tipos baterias recarregáveis disponíveis atualmente no mercado estão apresentados na Tabela 2. Tendo início com a bateria de chumbo-ácido, novos tipos de baterias recarregáveis foram desenvolvidos durante o último século, e a principal evolução foi o aumento contínuo da densidade de energia. Embora as baterias de chumbo-ácido tenham custo favorável, essas baterias são pesadas e, portanto, pobres em termos de energia específica. As baterias de níquel-cádmio (NiCd) oferecem maior energia específica e taxa de (des)carga, mas são mais prejudiciais ao meio ambiente. A tecnologia NiMH fornece energia específica elevada e não ocasiona poluição significativa, mas pode sofrer um aumento da pressão interna durante períodos de (des)carga prolongada.

A tecnologia baseada em lítio oferece a maior densidade energética e energia específica. Este sistema de baterias foi desenvolvido rapidamente nas últimas duas décadas em resposta à indústria das tecnologias eletrônicas móveis e, mais recentemente, à indústria automotiva e naval. As baterias íon de lítio baseadas em óxido de cobalto foram bastante criticadas devido a sua baixa segurança. A introdução de óxidos mistos e de células de fosfato de ferro melhorou significativamente a segurança dessas baterias. No entanto, as baterias de íon de lítio requerem um sistema de gestão sofisticado para aumentar sua segurança e vida útil, encarecendo esta classe de baterias.

Tabela 2 - Características de vários tipos de baterias [11]

Tipo	Energia específica [Wh/kg]	Densidade energética [Wh/L]	Potência específica [W/kg]	Custo [Wh/\$]	Vantagens	Desvantagens
Chumbo-ácido	30 – 40	60 – 75	180	5 – 8	Baixo custo	Peso, auto-descarga elevada
Níquel-cádmio (NiCd)	40 – 60	50 – 150	150	2 – 4	Segurança, baixo custo	Peso, toxicidade, efeito de memória
Níquel-hidreto metálico (NiMH)	30 – 80	140 – 300	250 – 1000	1,4 – 2,8	Densidade energética, baixa poluição	Formação de gases
Íon de lítio (LiCoO ₂)	160	270	1800	3 – 5	Energia específica, baixa auto-descarga	Sistema de gestão com alto custo
Íon de lítio (LiFePO ₄)	80 – 120	170	1400	0,7 – 1,6	Segurança	Densidade energética

Em sistemas híbridos terrestres, onde há maior disponibilidade de volume e peso para alocar as baterias, os tipos mais utilizados são baterias de níquel-cádmio e chumbo-ácido [12]. No entanto, devido à menor disponibilidade de espaço e peso que há nos navios, a tecnologia empregada em sistemas híbridos marítimos costuma ser de baterias de íon de lítio.

6.2. Baterias de íon de lítio

As baterias de íon de lítio são baterias recarregáveis nas quais íons de lítio se movem do eletrodo negativo ao positivo durante a descarga, e na direção contrária durante a carga. Na prática, o termo “bateria de íon de lítio” é utilizado para se referir a uma vasta gama de baterias, nas quais podem variar os constituintes dos eletrodos, o eletrólito e o elemento separador, por exemplo.

O eletrodo positivo, ou catodo, consiste em um óxido metálico de lítio, como LiCoO₂ ou LiFePO₄. O eletrodo negativo, ou anodo, é constituído de grafite. Os elétrons entram ou saem da bateria através de um coletor de alumínio, no lado do catodo, e de um coletor de cobre, no lado do anodo. Para que os íons de lítio possam migrar dentro da bateria, esta é preenchida por um eletrólito de elevada pureza que consiste em sais de lítio dissolvidos em um solvente orgânico. A separação entre o anodo e o catodo é feita por uma membrana permeável aos

íons de lítio. A Figura 7 é uma representação esquemática de uma bateria de íon de lítio.

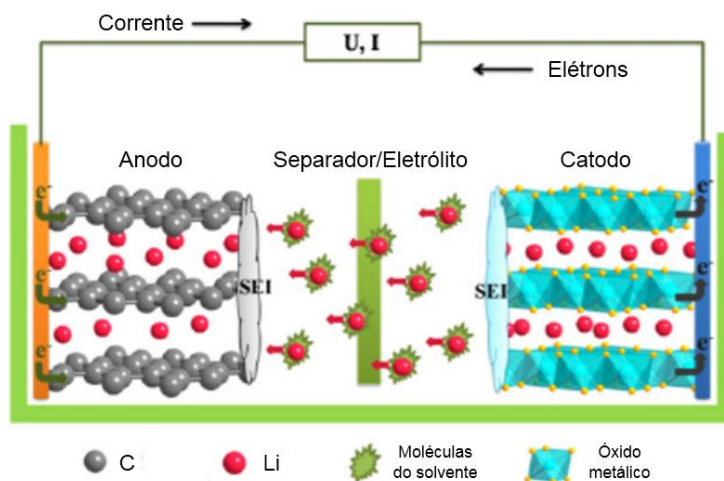


Figura 7 - Representação de uma bateria de íon de lítio [13]

Em comparação com as outras tecnologias disponíveis no mercado, as baterias de íon de lítio fornecem a maior energia específica, não apresentam efeito de memória e possuem baixa auto descarga quando fora de operação [14]. Estes benefícios, em conjunto com custos decrescentes, estabeleceram as baterias de íon de lítio como principal candidato para aplicação nas próximas gerações de meios de transporte elétricos e híbridos.

O comportamento elétrico das baterias de íon de lítio segue um padrão geral. As curvas de carga e descarga de uma bateria de íon de lítio genérica estão mostradas na Figura 8. Na curva de descarga, é possível notar que a voltagem cai lentamente durante a maior parte do tempo, o que é um requisito básico para a maior parte das aplicações. A queda inicial na voltagem é devida à resistência interna da bateria. A descarga pode ocorrer apenas enquanto a voltagem nos terminais é maior que a voltagem de corte (*cut-off voltage*, em Inglês), que é a voltagem limite para a operação segura e é especificada pelo fabricante.

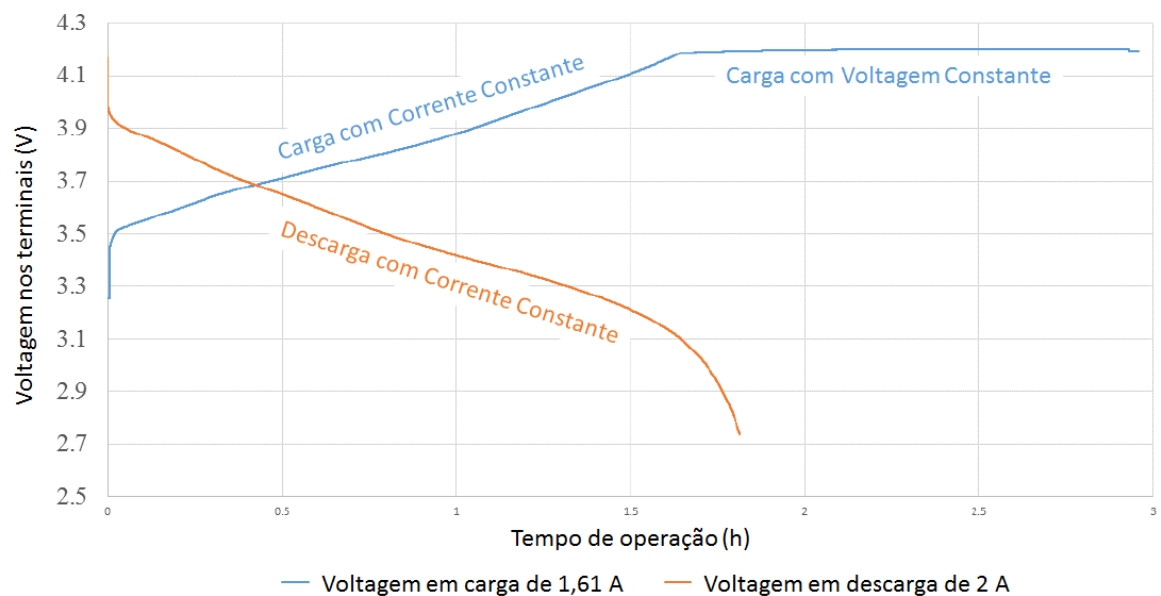


Figura 8 - Curvas de carga e descarga em uma bateria de íon de lítio [15]

Baterias de íon de lítio são carregadas, inicialmente, com a corrente de carga, que é a máxima corrente permitida durante a carga. O valor da corrente de carga deve ser especificado pelo fabricante. Quando a voltagem nos terminais atinge o valor máximo, a corrente começa a decrescer até que atinja um valor de corte, correspondente à carga máxima da bateria.

Todas as baterias de íon de lítio possuem algum valor de resistência interna, tipicamente da ordem de alguns miliohms. A resistência associada a uma bateria varia em função de alguns fatores, dentre os quais estão o estado de carga, a temperatura, a corrente de descarga e a idade [15]. O valor da resistência interna é maior quando a bateria está com carga muito alta ou muito baixa. Temperaturas baixas também levam ao aumento da resistência interna. Quanto mais a bateria for utilizada, maior se torna a resistência interna.

Os principais problemas que persistem nas baterias de íon de lítio na atualidade são a perda da capacidade de carga e a disrupção térmica (*thermal runaway* em Inglês). Este fenômeno ocorre em (des)cargas intensas da bateria, quando o aumento de temperatura ocasionado pela (des)carga intensifica a reação eletroquímica, o que por sua vez leva a um aumento na geração de calor. Este ciclo pode levar à destruição da bateria, como ocorreu com as baterias de íon de lítio de duas aeronaves Boeing 787 Dreamliner (Figura 9), em 2014, o que levou à revisão do projeto desta aeronave.



Figura 9 - Bateria de um Boeing 787 após ocorrência de disrupção térmica [16]

A modelagem das baterias de íon de lítio pode ser feita em diversas escalas, de acordo com o objetivo do estudo. Modelos mais complexos podem ir a nível molecular ou quântico, como os apresentados em [14]. Estes modelos exigem alta capacidade de processamento, mas são os mais eficazes para se prever o comportamento eletroquímico da bateria. Um tipo de modelo mais simples e utilizado na fase de projeto é o modelo eletrônico. Nesta modelagem, as partes da bateria são substituídas por séries de impedâncias, diodos e transformadores. A Figura 10 mostra o modelo eletrônico de uma bateria, apresentado em [11].

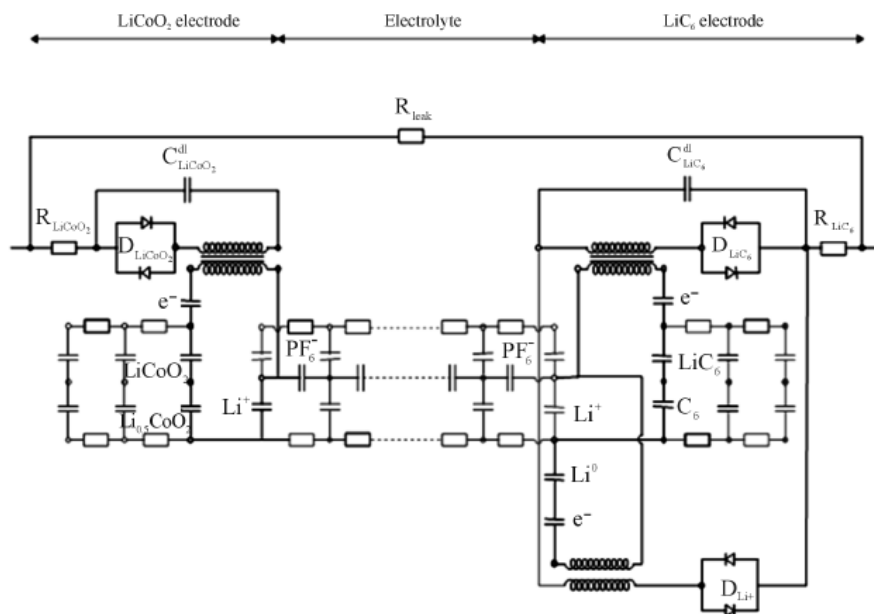


Figura 10 - Modelo eletrônico de uma bateria de íon de lítio [11]

Para se prever o comportamento termodinâmico e mecânico de baterias, costuma-se recorrer a técnicas como elementos finitos e volumes finitos. Por exemplo, a Figura 11 mostra a distribuição de temperaturas em uma bateria,

obtida através de *software* de volumes finitos, durante a ocorrência de disrupção térmica.

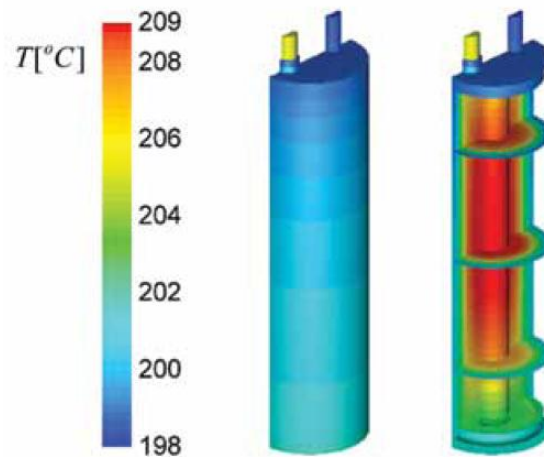


Figura 11 - Distribuição de temperaturas em uma bateria de íon de lítio [17]

Se o objetivo do trabalho for a modelagem de uma bateria de íon de lítio existente, a partir de medições experimentais, a abordagem mais utilizada são os circuitos resistor-capacitor (RC) equivalentes, como apresentado em [15] e em [18].

Estes circuitos equivalentes são constituídos por uma resistência (resistência interna da bateria) ligada em série com uma ou mais constantes de tempo (resistor e capacitor associados em paralelo). Os valores da resistência interna e das constantes de tempo são determinados com o auxílio de experimentos de carga e descarga da bateria. A Figura 12 mostra o circuito equivalente de uma bateria, com uma resistência interna e duas constantes de tempo.

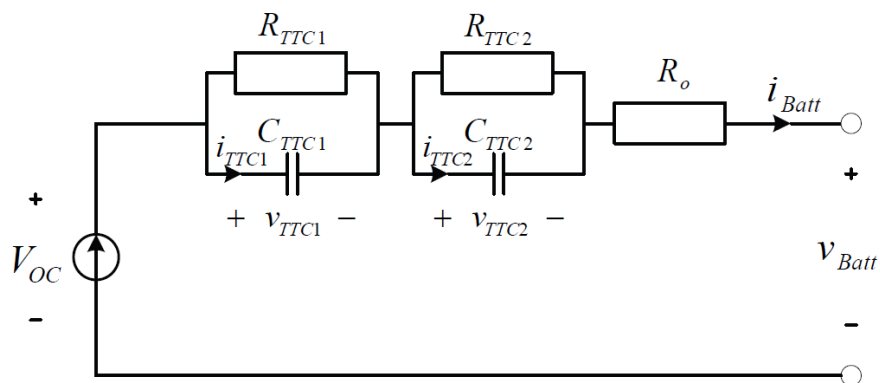


Figura 12 - Circuito equivalente de uma bateria de íon de lítio [18]

6.3. Baterias aplicadas em sistemas híbridos marítimos

O grande desenvolvimento das baterias de íon de lítio nos últimos anos e, em particular, o emprego de baterias de alta qualidade em veículos elétricos e híbridos, e em sistemas de alta potência, tornaram o emprego deste tipo de bateria viável em aplicações navais [19].

A companhia canadense Corvus Energy, fundada em 2009, foi pioneira no desenvolvimento de sistemas de baterias para aplicação em navios. O programa de pesquisa FellowSHIP, gerenciado pela DNV GL, realizou a primeira encomenda de um grande sistema de baterias para aplicação em um navio híbrido, o Viking Lady [19]. O banco de baterias de 500 kWh foi instalado em 2013 e encontra-se em operação atualmente. O resultado da instalação foi a redução de 15 % nos gastos em combustível da embarcação [20].

Os sistemas de baterias de aplicação naval estão baseados principalmente em baterias de íon de lítio com catodos de NMC (óxidos de níquel, manganês e cobalto), e anodos de grafite. Sistemas baseados em catodos de ferro-fosfato também têm sido utilizados. Todas estas tecnologias apresentam resultados satisfatórios no que diz respeito a segurança, capacidade de carga, densidade energética, vida útil e custo [19].

7. Exemplos de aplicação de sistemas híbridos

7.1. Aplicação de sistema híbrido em um rebocador

A maioria dos navios existentes na atualidade ainda são movidos por motores Diesel que, além de emitirem grande quantidade de poluentes na atmosfera, operam com baixos rendimentos térmicos. Uma forma de atenuar o problema é fazer com que os motores principais (Diesel, em geral) operem sempre na região de potência e rotação correspondentes aos maiores rendimentos. Isso poderia ser feito utilizando-se outros meios de conversão de energia em conjunto com os motores principais, o que caracterizaria um sistema de potência híbrido.

Um exemplo onde as vantagens da aplicação de um sistema híbrido de potência ficam muito claras são os barcos rebocadores. Neste tipo de embarcação, a aplicação de um sistema híbrido de potência é muito conveniente, já que os rebocadores precisam operar com potências muito elevadas por curtos intervalos de tempo, enquanto passam a maior parte do tempo com pouca ou nenhuma demanda de potência.

Na maior parte do tempo, um rebocador opera com potência inferior a 25% da potência máxima [21]. Isso leva o motor, no caso de um sistema convencional, a operar fora das condições de projeto, com baixo rendimento e elevada emissão de poluentes.

É possível otimizar o sistema de potência da embarcação para diversas situações de operação, utilizando-se dois ou mais tipos de propulsão. Por exemplo, o rebocador Carolyn Dorothy (Figura 13) utiliza um sistema híbrido de potência, com dois motores principais (cada um com 1800 hp), dois geradores Diesel (cada um com 440 hp), e um banco de baterias (600 hp) [21]. Um sistema de gerenciamento energético combina as cinco fontes de potência de tal forma que o rebocador alcança um bom rendimento para todas as condições de operação.



Figura 13 - Rebocador *Carolyn Dorothy* [21]

Por exemplo, quando transita no porto sem carga rebocada, apenas um gerador Diesel é utilizado para fornecer a potência necessária aos propulsores e aos aparelhos de navegação. Um rebocador convencional, nas mesmas condições, estaria operando com os dois motores principais acionados e fornecendo muito menos potência do que o ponto de projeto, ou seja, o rebocador estaria sendo pouco eficiente térmica e ambientalmente.

A Tabela 3 mostra a redução da emissão de poluentes no Carolyn Dorothy, quando comparado ao Alta June, um rebocador convencional. Além dos benefícios ambientais, o projeto é financeiramente atrativo, sendo que a economia de combustível compensa em dez anos o acréscimo no valor da construção do barco [21]. Os gastos com manutenção também são reduzidos, dado que os motores principais operam por menos da metade do tempo dos motores de um rebocador convencional.

Tabela 3 - Redução de emissões em um rebocador híbrido [21]

Poluente	Redução
Material particulado	73%
NOx	51%
CO ₂	27%

7.2. Aplicação de sistema híbrido em um navio de suporte a plataformas

O navio de suporte a plataformas *offshore* Viking Lady, mostrado na Figura 14, possui um sistema de potência híbrido que combina motores a combustão interna *dual fuel* com baterias e uma célula de combustível.



Figura 14 - Navio Viking Lady [22]

A energia para a propulsão do navio é fornecida por quatro motores Wärtsilä 6R32DF, com potência de 2010 kW cada, que podem operar tanto utilizando óleo Diesel quanto gás natural como combustível principal. A embarcação utiliza uma célula de combustível de carbonato fundido para auxiliar na geração de energia [22].

A energia gerada nos motores a combustão interna e na célula de combustível pode ser direcionada aos propulsores e às demais demandas do navio. Por outro lado, a energia produzida em excesso é armazenada em um banco de baterias, para utilização posterior.

A Figura 15 é um esquema representativo do sistema de geração e consumo de energia na embarcação.

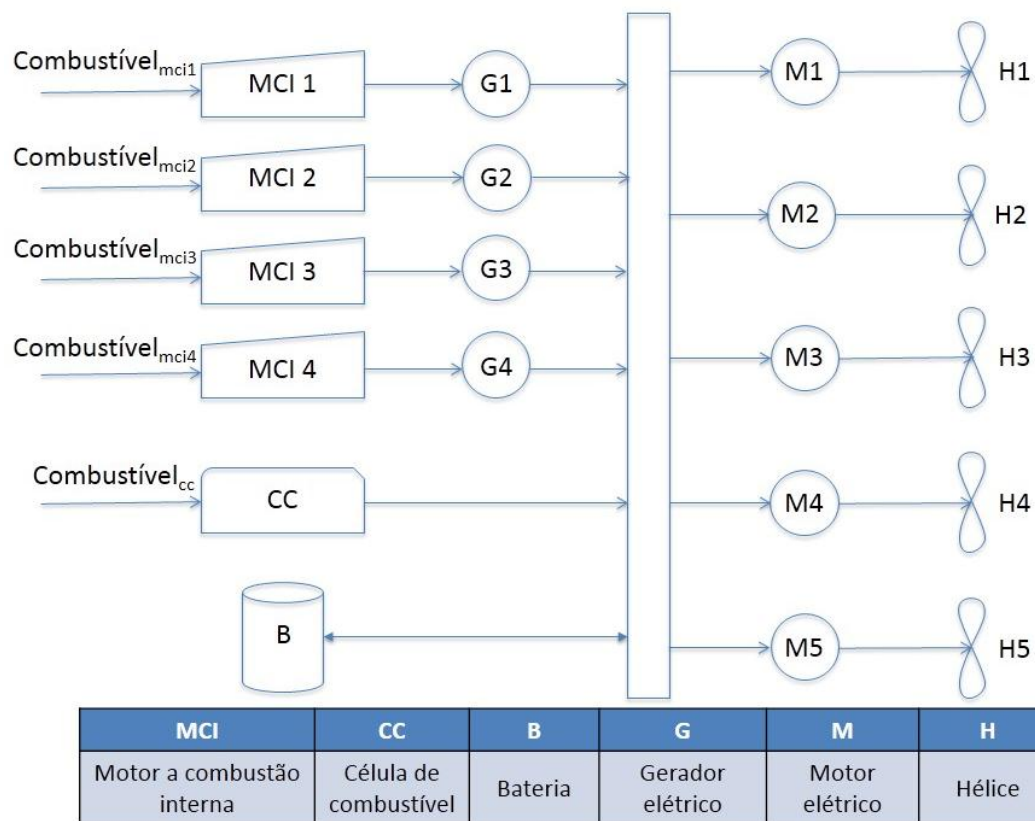


Figura 15 - Geração e consumo de energia no navio Viking Lady

8. Metodologia de análise

Para efetuar análises em sistemas híbridos de potência, faz-se necessária a adoção de um método consolidado na literatura. Um dos métodos que é adequado ao estudo de sistemas navais é o proposto em [23]. Este método consiste nas sete etapas correspondentes às seções 8.1 a 8.7.

8.1. Estudar o funcionamento do sistema naval

Esta etapa envolve compreender o sistema físico que será analisado. Para elaborar esta análise, é necessário identificar as fronteiras do sistema, suas principais funções, os recursos utilizados e seus produtos principais. Um sistema genérico pode ser definido como uma “caixa-preta” com entradas e saídas de recursos, produtos e rejeitos que fluem através de suas fronteiras. Por exemplo, a casa de máquinas de um navio (considerada como um todo) pode ser considerada como um sistema, conforme mostrado na Figura 16.

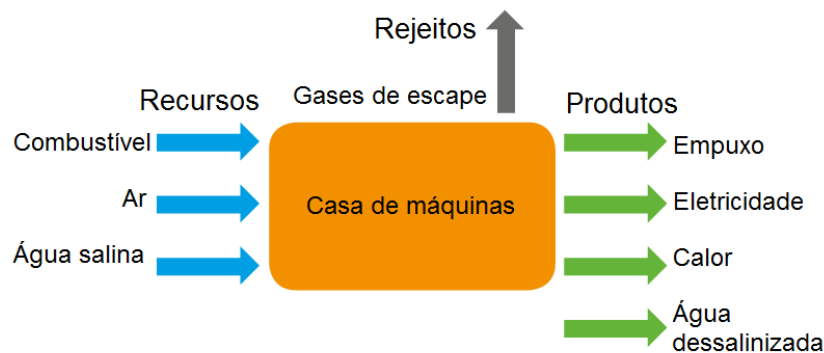


Figura 16 - Definição de um sistema energético com seus fluxos de entrada e saída

8.2. Criar o fluxograma da estrutura produtiva do sistema

Nesta etapa, o sistema é decomposto para que possam ser descritos os recursos intermediários utilizados e os produtos, bem como a inter-relação entre os subsistemas e componentes. O resultado é um fluxograma do sistema que é usualmente chamado de fluxograma da estrutura produtiva. A Figura 17 apresenta a estrutura produtiva de um navio tanque projetado para o transporte de gás natural liquefeito.

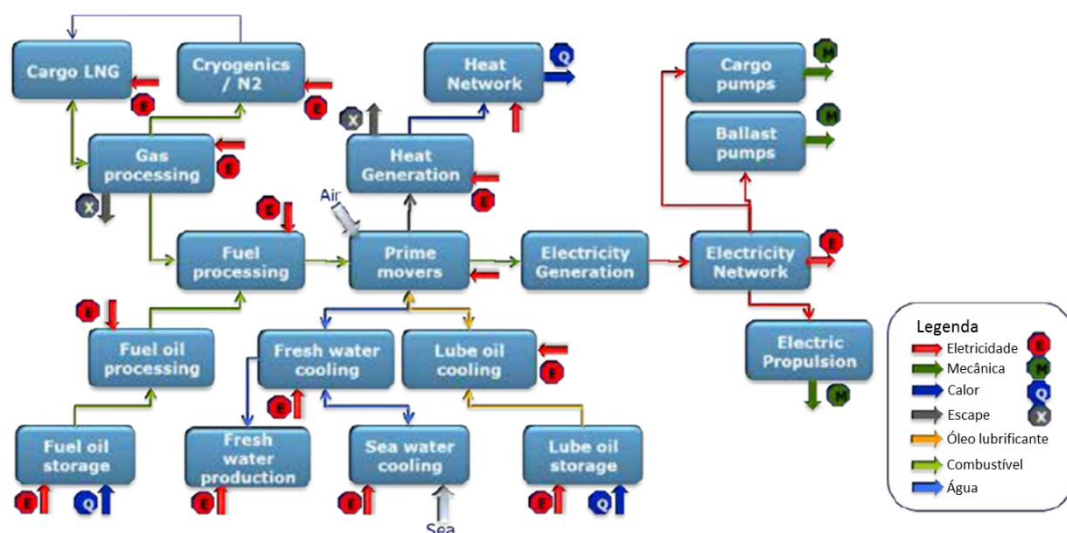


Figura 17 - Estrutura produtiva de um navio tanque [23]

8.3. Acessar os dados disponíveis e identificar as lacunas

Na terceira etapa, faz-se necessário acessar os dados disponíveis da planta, para poder quantificar a análise. São necessárias, por exemplo, tomadas de pressão, temperatura, vazão, voltagem, corrente elétrica, torque, rotação, velocidade, etc.

8.4. Combinar os dados e preencher as lacunas

Usualmente, não é possível obter por medições todos os valores necessários para efetuar uma análise energética/exergética do sistema. Em especial, se o sistema está na fase de projeto, não é possível medir nenhuma grandeza. Modelos computacionais preditivos são ferramentas importantes para se obter os valores necessários não mensuráveis.

8.5. Elaborar análises energéticas e exergéticas

Nesta etapa, os fluxos de energia e exergia do sistema são calculados para cada nó da estrutura produtiva. Este passo é facilitado por aquisição de dados e modelagem computacional, realizada em etapas anteriores da metodologia. O principal benefício da análise exergética é a base comum para avaliação das perdas, ou seja, da exergia destruída, a qual é invariante independentemente da forma de energia e de sua qualidade. Portanto, todas as perdas energéticas do sistema podem ser convertidas em um denominador comum, que são as perdas exergéticas.

8.6. Avaliar os componentes, os processos e a métrica do sistema

Na sexta etapa desta metodologia, os componentes adequados, processos e sistemas métricos são empregados para transformar os resultados da análise exergética (e energética) em informação intuitiva e resultados concretos. Um conjunto de eficiências energéticas e métricas de desempenho pode fornecer: o completo mapeamento da destruição de exergia (perdas) em um sistema marítimo; a importância dos componentes, processos ou subsistemas com respeito à eficiência e às perdas; e uma caracterização uniforme e formal da eficiência energética em sistemas marítimos de conversão de energia.

8.7. Mapear o fluxo e as perdas de energia/exergia, e identificar áreas de aprimoramento

A sétima etapa da metodologia envolve a utilização dos resultados e métricas derivadas de passos anteriores, de modo a identificar o foco e as áreas de melhoria no que diz respeito à eficiência energética. Nesta tarefa, as informações sobre o sistema energético, seus componentes e processos, serão materializadas em ações novas, diretrizes e investimentos em eficiência, e medidas e tecnologias de melhoria. A análise exergética (etapas 3.5 e 3.6), bem como a decomposição do sistema através de sua estrutura produtiva (etapa 3.2), permite que o projetista ou o operador do sistema compare estratégias e alternativas tecnológicas para a melhoria do sistema.

Os resultados e conclusões da metodologia proposta de gestão energética podem ser facilmente incorporados no Plano de Gestão da Eficiência Energética do Navio (*SEEMP*, em Inglês). Isto fornece uma identificação tangível e quantitativa de fontes de perda de energia útil, a fim de manter e melhorar as condições operacionais do navio. Além disso, a classificação dos processos quanto à sua contribuição para a destruição total de exergia fornece a base para o monitoramento da eficiência, e determina áreas de foco em termos de investimento em instrumentação e coleta de dados. Esta identificação de áreas de foco permite a priorização do investimento em alternativas tecnológicas tanto para novos navios, quanto para os navios já em operação.

Um dos produtos finais mais importantes desta metodologia são os diagramas de Sankey, no caso do fluxo energético, e de Grassmann, no caso da exergia.

Esses diagramas permitem a localização de forma simples das áreas com maior potencial de economia de energia ou exergia. As Figuras 18 e 19, mostram um exemplo de aplicação desses diagramas em um navio tanque do tipo Panamax.

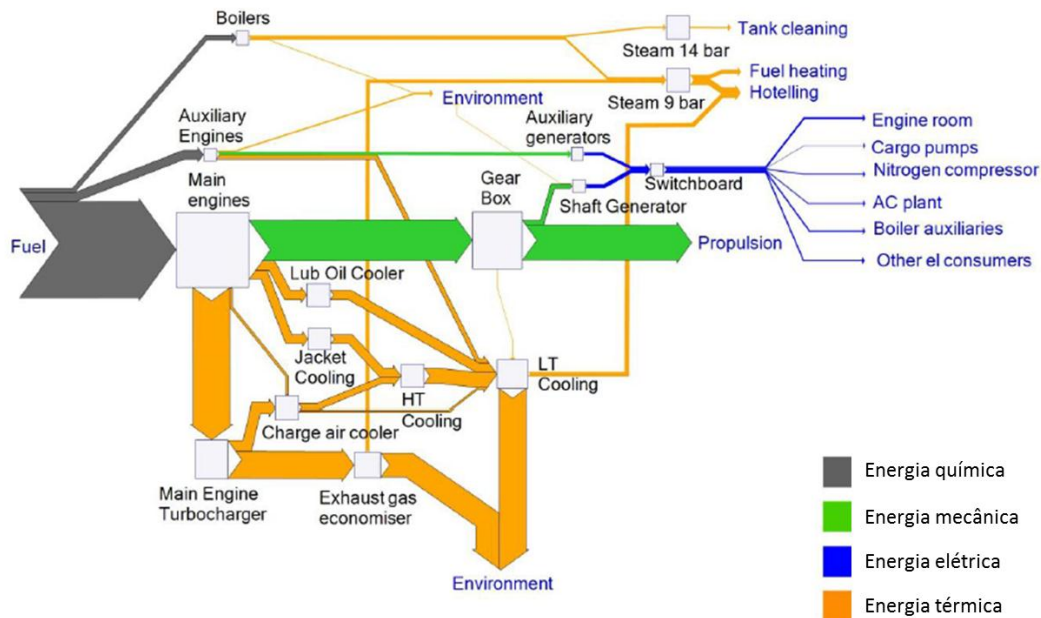


Figura 18 - Diagrama de Sankey [24]

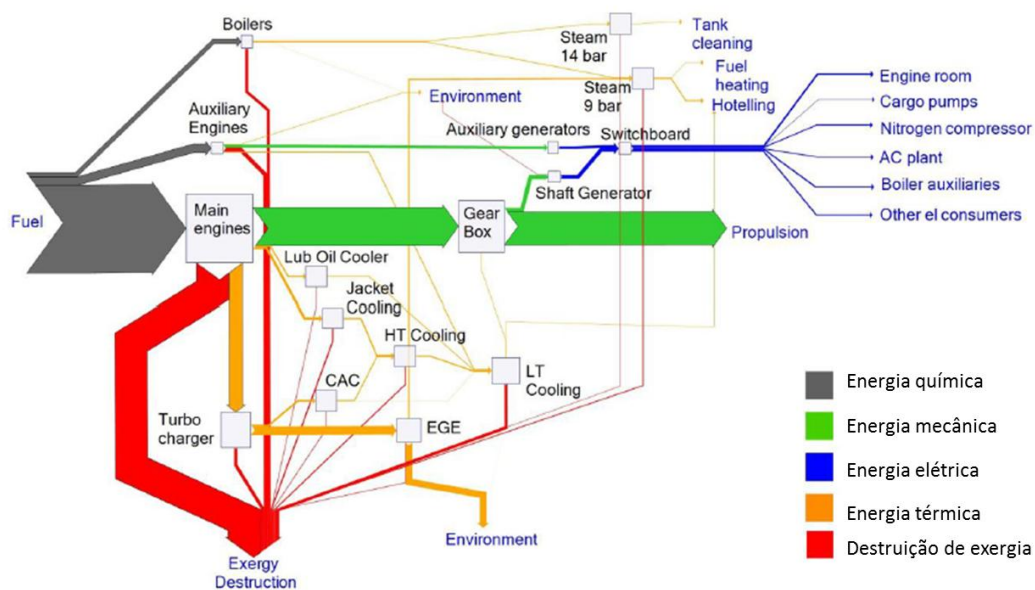


Figura 19 - Diagrama de Grassmann [24]

9. Modelagem e simulação do sistema de potência de um navio de suporte a plataformas

9.1. Introdução

Os navios de suporte a plataformas (NSP) são embarcações projetadas para servir plataformas de extração ou perfuração em campos de produção *offshore*. Sua principal função é transportar carga, provisões e trabalhadores do porto às plataformas no mar que, em geral, encontram-se a vários quilômetros da costa. Para realizar esta tarefa, o navio possui um grande espaço livre no convés para alocação de equipamentos; dentro do casco, o navio pode ser equipado com tanques para armazenar carga em líquida ou seca. Um NSP geralmente é equipado com sistemas de posicionamento dinâmico, que são necessários para manter a posição no mar próximo às plataformas [25].

Na maioria dos NSPs construídos na atualidade, os hélices são movidos por motores elétricos [25]. Isso não quer dizer que não haja emprego de motores a combustão interna (MCI) na embarcação, mas que a potência mecânica produzida pelos MCIs é integralmente convertida em potência elétrica, não havendo ligação mecânica entre os MCIs e os hélices.

A consolidação do emprego de propulsores elétricos em NSPs é função, principalmente, das seguintes vantagens deste tipo de propulsão em relação à totalmente mecânica [25]:

- Como a potência é produzida por vários MCIs, é possível otimizar a carga dos motores ligando-os ou desligando-os conforme a necessidade;
- Maior flexibilidade na localização dos propulsores, geradores e conversores, já que a transmissão da energia elétrica é feita através de cabos;
- Maior manobrabilidade devido à utilização de propulsores azimutais ou do tipo *podded*.

Devido à presença dos propulsores elétricos, o sistema de potência de um NSP está sujeito à presença de geradores, barramentos, transformadores, conversores e motores elétricos, para que a potência gerada pelos MCIs se transforme em potência mecânica nos propulsores. Como não há ligação

mecânica entre os MCIs e os propulsores, o único tipo de sistema híbrido passível de aplicação em NSPs é o sistema em série. A Figura 3 (seção 4.1) é um exemplo típico de aplicação de um sistema híbrido em um NSP.

Neste trabalho, optou-se pela modelagem do sistema de potência de um NSP pelos seguintes motivos:

- Os NSPs são embarcações com demanda de potência muito variável ao longo do tempo e, portanto, são excelentes candidatos para a aplicação de propulsão híbrida;
- Há vasta literatura sobre a modelagem de sistemas de potência para esse tipo de embarcação;
- O sistema de potência híbrido já foi implementado com sucesso no NSP Viking Lady (ver seção 7.2)

Nas próximas seções, será mostrada a modelagem dos componentes do sistema de potência de um NSP, com e sem baterias, os resultados das simulações realizadas com o *software* HOMER e a análise comparativa dos resultados.

9.2. Demandas de potência na embarcação

Na modelagem, foram utilizadas como referência de projeto as demandas de potência de um NSP em operação na baía de Santos, que tipicamente possui o perfil operacional mostrado na Figura 20. A Figura 21 mostra as demandas de potência da embarcação em função do tempo, durante o ciclo típico de operação na baía de Santos.

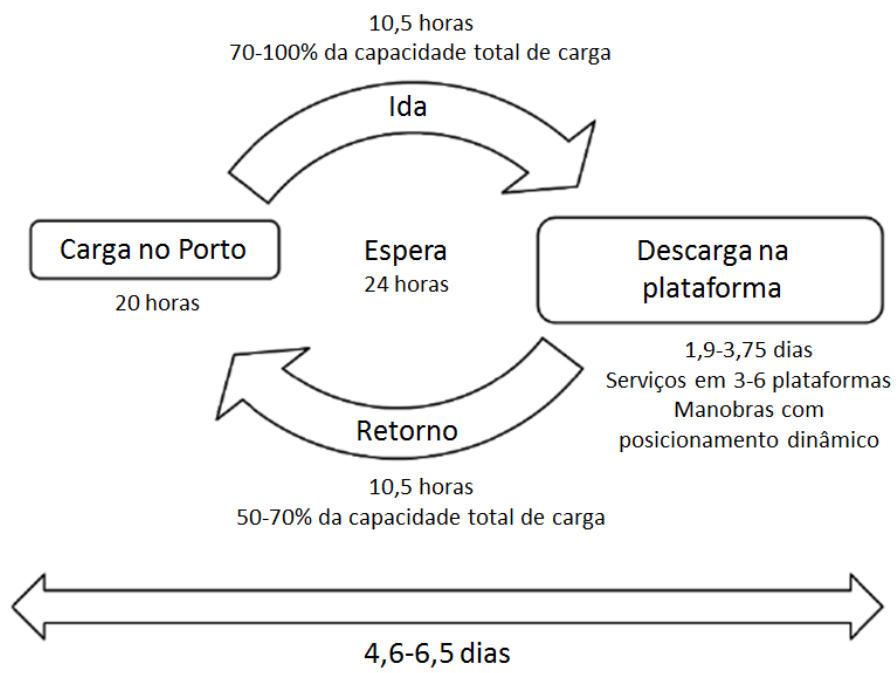


Figura 20 - Perfil operacional de um NSP na baía de Santos [25]

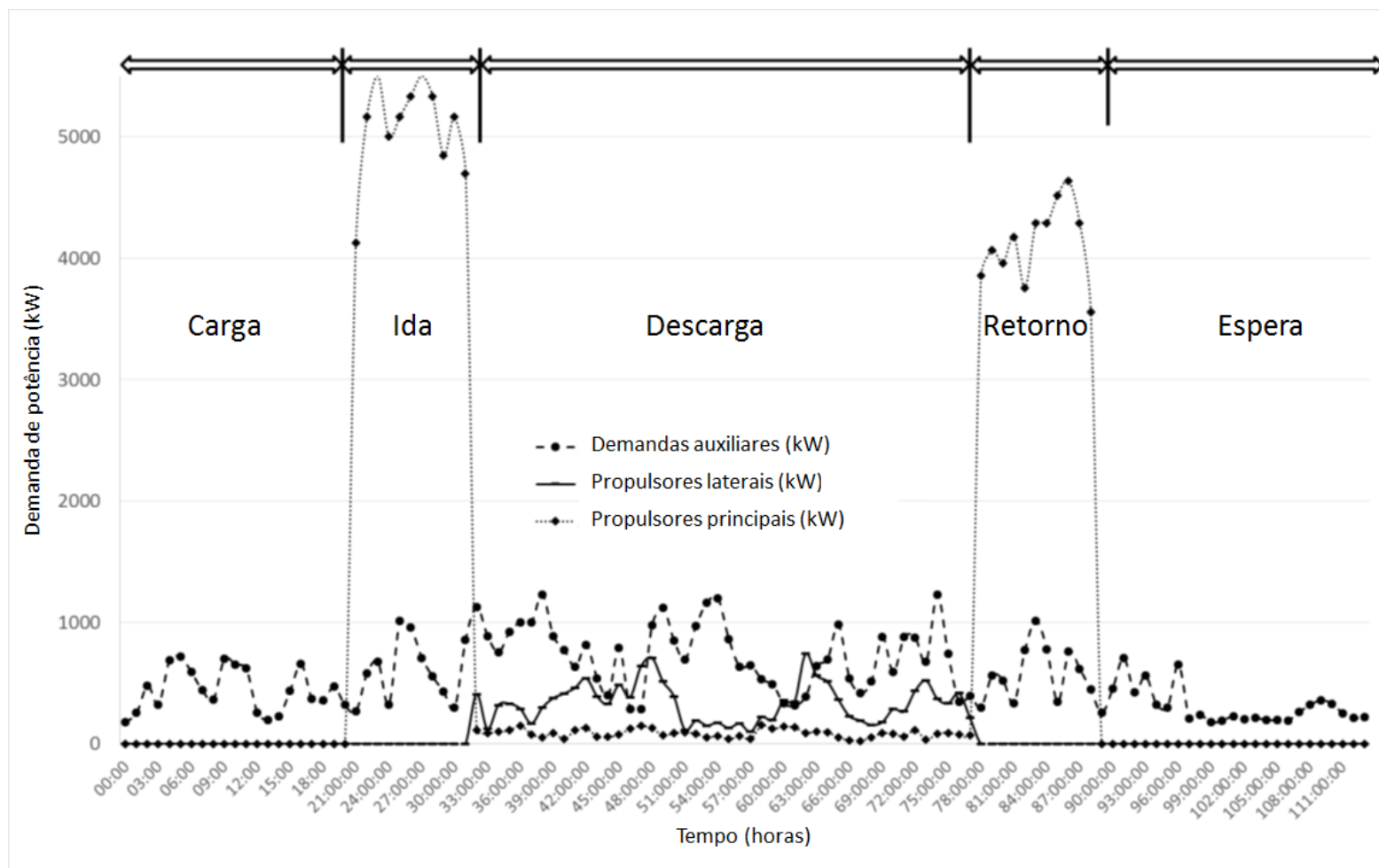


Figura 21 - Demanda de potência ao longo do tempo em um NSP [25]

9.3. Modelagem dos motores a combustão interna

Uma prática comum em navios com propulsores elétricos, como é o caso do NSP em estudo, é utilizar mais de um MCI para prover a potência necessária, pois assim é possível alterar a quantidade de MCIs em operação em função da demanda de potência. Este é um passo importante na melhoria da eficiência térmica e ambiental da embarcação.

No modelo estudado, foram empregados três motores Wärtsilä 6L34DF (Figura 22), que é um motor *dual fuel* projetado para aplicações navais, que pode fornecer até 2700 kW de potência. Para que se pudessem fazer as análises energéticas e exergéticas pertinentes ao motor, foi feito um estudo detalhado de seu comportamento termodinâmico, que está apresentado nas seções 9.3.1 a 9.3.12.

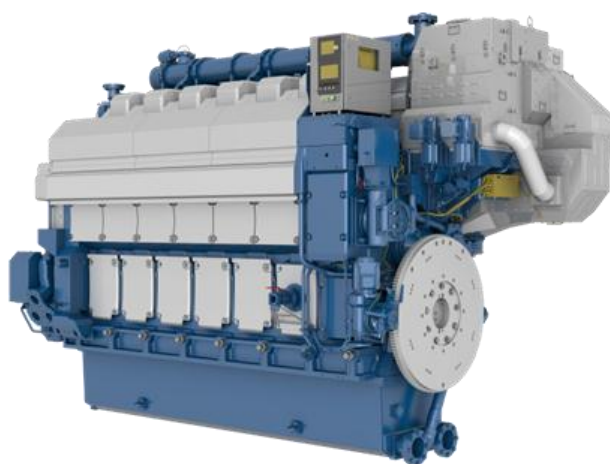


Figura 22 - Motor Wärtsilä 6L34DF [26]

9.3.1. Descrição do modelo

O modelo considera o volume de controle da Figura 23, que contém um motor à combustão interna que opera com gás natural e óleo Diesel. O volume de controle envolve todo o motor, o turbocompressor e os trocadores de calor de alta temperatura (AT) e baixa temperatura (BT), conforme mostrado na Figura 23.

Os balanços de massa, energia e exergia aplicados ao volume de controle são dados pelas Equações 1 a 3, respectivamente, considerando operação em regime permanente.

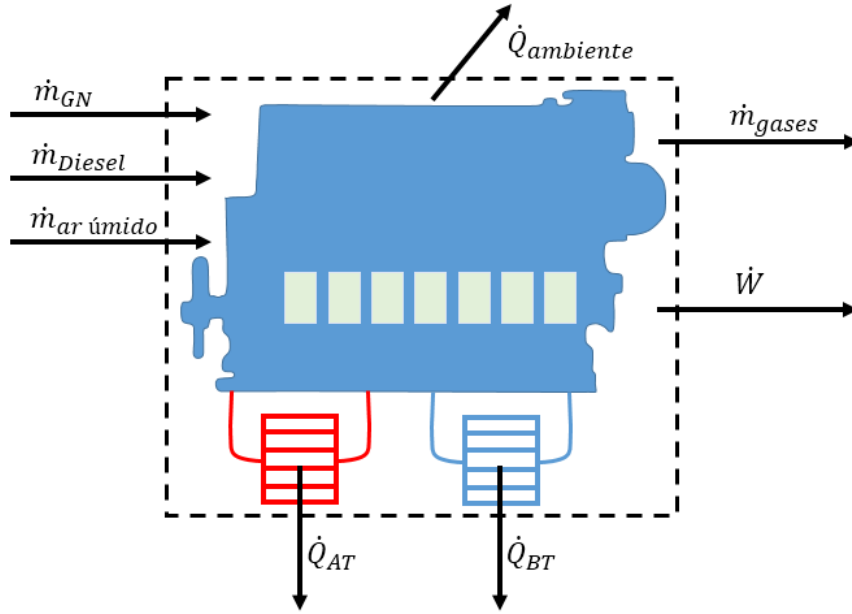


Figura 23 - Volume de controle

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{ar \text{ úmido}} + \dot{m}_{Diesel} + \dot{m}_{GN} \quad (1)$$

$$\sum_i \dot{Q}_i = \dot{W} + \dot{H}_P - \dot{H}_R \quad (2)$$

$$\dot{B}_R + \sum_i \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) = \dot{W} + \dot{B}_P + \dot{B}_{dest} \quad (3)$$

Os fluxos de exergia dos reagentes e dos produtos são determinados pelas Equações 4 e 5, respectivamente.

$$\dot{B}_R = \dot{H}_R - \dot{H}_{R0} - T_o(\dot{S}_R - \dot{S}_{R0}) \quad (4)$$

$$\dot{B}_P = \dot{H}_P - \dot{H}_{P0} - T_o(\dot{S}_P - \dot{S}_{P0}) \quad (5)$$

Na Equação 4, $\dot{H}_R, \dot{S}_R, \dot{H}_{R0}$, e \dot{S}_{R0} são, respectivamente, os fluxos de entalpia e entropia dos reagentes e os fluxos de entalpia e entropia dos reagentes no estado de referência. Analogamente, na Equação 5, $\dot{H}_P, \dot{S}_P, \dot{H}_{P0}$, e \dot{S}_{P0} são, respectivamente, os fluxos de entalpia e entropia dos produtos e os fluxos de entalpia e entropia dos produtos no estado de referência.

Com a composição química do combustível, é possível escrever a reação de combustão com o ar úmido (sabendo-se o valor da umidade relativa) e determinar a composição dos produtos. As curvas de desempenho do motor fornecem informações a respeito da eficiência do motor e da temperatura de

saída dos gases de escape em função da potência fornecida. Além disso, com os dados técnicos do motor, as taxas de perda de calor nos circuitos de alta temperatura (AT) e baixa temperatura (BT) podem ser estimadas com o auxílio da Equação 2.

Essas informações permitem o cálculo dos termos das Equações 1 a 3, e com esses dados é possível determinar os rendimentos térmico e exergético do motor.

Assim que os termos das Equações 1 a 3 são conhecidos, é possível desenhar os diagramas de Sankey e Grassmann para se representar graficamente os desempenhos energético e exergético globais do motor.

A aplicação dessa abordagem será descrita para se obter os desempenhos energético e exergético do motor Wärtsilä 34DF, conforme será descrito a seguir.

9.3.2. Características do motor

O motor Wärtsilä 34DF é projetado para aplicações navais, e conta com o diferencial de ser *dual fuel*, podendo ser operado tanto com gás natural quanto com óleo Diesel. O Wärtsilä 34DF é um motor de quatro tempos, não reversível, sobrealimentado, com injeção direta de óleo Diesel e indireta de gás combustível [27].

O motor possui nove configurações em função da quantidade de cilindros e da disposição destes (alinhados ou em “v”). A configuração adotada na modelagem é a denominada 6L34DF, que corresponde a um motor que possui seis cilindros alinhados e tem potência nominal de 2700 kW. No modelo do NSP, considerou-se que os MCIs operam com velocidade de rotação constante e igual a 750 rpm. Cabe ressaltar que nos sistemas híbridos mais complexos a rotação dos MCIs pode variar durante a operação, visando a um aumento da eficiência. No entanto, o *software* utilizado nas simulações deste trabalho (o HOMER) não contempla esta possibilidade. A Tabela 4 mostra os dados técnicos do motor utilizados na modelagem.

Tabela 4 - Dados do motor Wärtsilä 6L34DF [27]

		Combustível principal	
		Gás	Diesel
Potência nominal	kW	2700	
Rotação	RPM	750	
Temperatura ambiente no ensaio	°C	25	
Umidade relativa no ensaio	%	30	
Vazão de ar na admissão em 100 % da potência nominal	kg/s	4,3	5,4
Vazão dos gases de escape em 100 % da potência nominal	kg/s	4,5	5,6
Vazão dos gases de escape em 75 % da potência nominal	kg/s	3,6	4,3
Vazão dos gases de escape em 50 % da potência nominal	kg/s	2,9	2,8
Temperatura dos gases na descarga em 100 % da potência nominal	°C	390	340
Temperatura dos gases na descarga em 75 % da potência nominal	°C	425	355
Temperatura dos gases na descarga em 50 % da potência nominal	°C	440	410
Calor perdido para camisa d'água – Circuito de AT – na potência nominal	kW	490	510
Calor perdido no <i>intercooler</i> – Circuito de AT – na potência nominal	kW	340	640
Calor perdido no <i>intercooler</i> – Circuito de BT – na potência nominal	kW	250	270
Calor perdido pelo óleo lubrificante – Circuito de BT – na potência nominal	kW	290	310
Calor perdido para o ambiente na potência nominal	kW	100	100
Consumo de gás em 100 % da potência nominal	kJ/kWh	7629	-
Consumo de gás em 75 % da potência nominal	kJ/kWh	8067	-
Consumo de gás em 50 % da potência nominal	kJ/kWh	8677	-
Consumo de <i>Diesel</i> em 100 % da potência nominal	g/kWh	2,0	191
Consumo de <i>Diesel</i> em 75 % da potência nominal	g/kWh	2,8	195
Consumo de <i>Diesel</i> em 50 % da potência nominal	g/kWh	4,9	202
Pressão do gás na entrada do motor	kPa	452	-
Pressão do fluido refrigerante	kPa	250	250
Temperatura do fluido refrigerante do circuito de AT antes da passagem pelos cilindros	°C	85	85
Temperatura do fluido refrigerante do circuito de AT após passar pelo motor	°C	96	96
Temperatura mínima do fluido refrigerante do circuito de BT antes de passar pelo motor	°C	25	25
Temperatura máxima do fluido refrigerante do circuito de BT antes de passar pelo motor	°C	38	38
Temperatura do fluido refrigerante do circuito de BT após passar pelo <i>intercooler</i>	°C	45	45

É possível notar na Tabela 4 que, quando movido a gás natural, o motor utiliza uma pequena quantidade de óleo Diesel. Esta quantia é necessária para iniciar a combustão da mistura ar + gás natural.

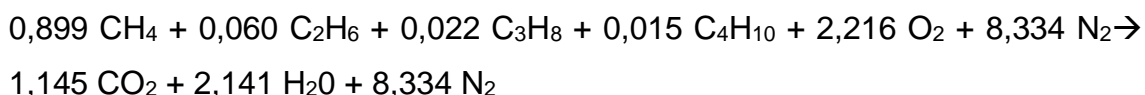
9.3.3. Composição do gás natural

A composição do gás natural considerada neste estudo é a do gás natural liquefeito (GNL) produzido no Catar, pois este país é o maior exportador de GNL do mundo, com 31,8% do mercado [28]. Como o GNL do Catar é muito utilizado, optou-se por empregar a formulação deste combustível na modelagem termodinâmica do motor. A composição do GNL do Catar encontra-se na Tabela 5. O navio de suporte a plataforma armazena o GNL regaseificado (à temperatura ambiente), e por isso não é necessário aquecer o gás antes de injetá-lo no cilindro.

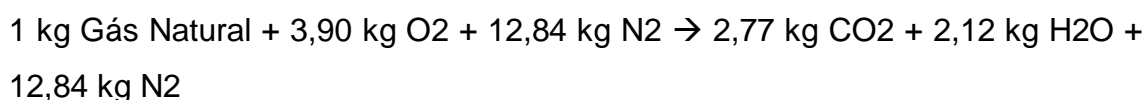
Tabela 5 - Composição do GNL do Catar[29]

Substância	Fração mássica (%)
Metano	89,9
Etano	6,0
Propano	2,2
Butano	1,5
Nitrogênio	0,4

A reação química completa do gás natural do Catar com o ar estequiométrico é, desconsiderando o excesso de ar utilizado no motor:



Ou, em termos de massa:



9.3.4. Composição do óleo Diesel

O óleo Diesel é uma mistura de milhares de substâncias químicas, a maioria com número de átomos de carbono entre 10 e 22. A maior parte destas substâncias pertence às classes dos hidrocarbonetos parafínicos, naftênicos e aromáticos [30]. A Figura 24 mostra a distribuição de diferentes tipos de moléculas de

hidrocarbonetos em função do número de átomos de carbono que as compõe, em uma amostra de óleo Diesel.

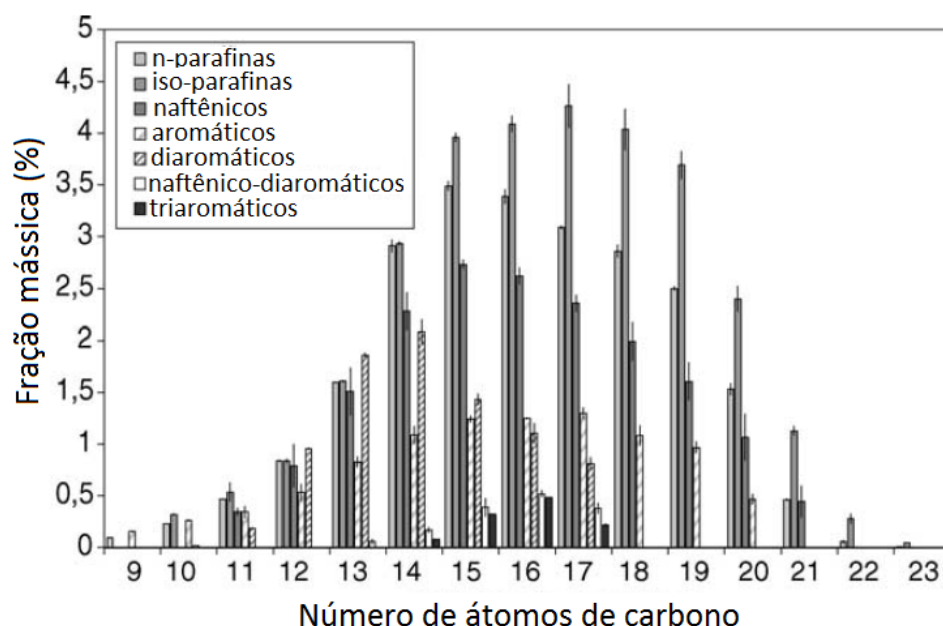


Figura 24 - Composição do óleo Diesel [31]

Há vários combustíveis disponíveis para utilização em motores Diesel de aplicação naval, dentre os quais existem quatro combustíveis destilados, que contém poucos resíduos (do petróleo cru), e quinze combustíveis residuais, não destilados e com alto teor de enxofre, material particulado e resíduos [30]. O motor Wärtsilä 6L34DF é projetado para operar com combustíveis destilados, chamados de MDF (*Marine Diesel Fuel*).

Devido à complexidade da composição do óleo Diesel, optou-se por modelar este combustível como sendo uma mistura de alcanos (hidrocarbonetos saturados de cadeia acíclica) com a mesma distribuição de número de átomos de carbono do óleo Diesel 2-D, apresentada na Figura 25. Embora o óleo Diesel 2-D seja utilizado apenas em automóveis (ônibus, caminhões, tratores etc.), no que diz respeito à distribuição de átomos de carbono, este combustível é representativo do MDF, pelo fato de ambos serem destilados.

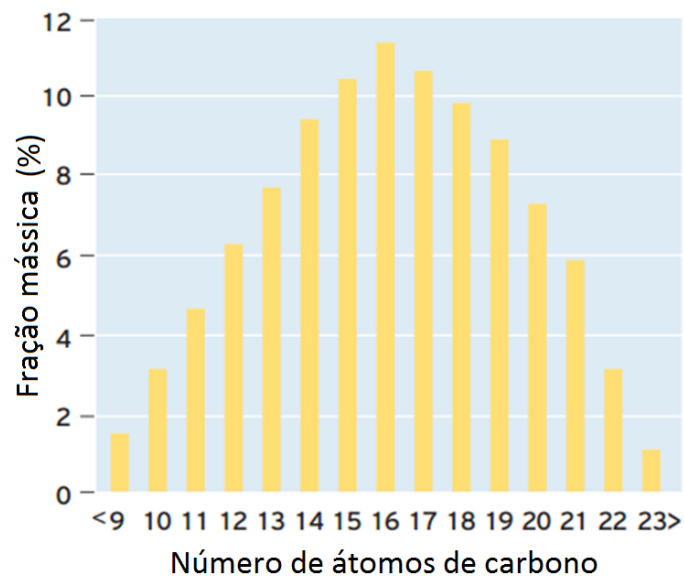
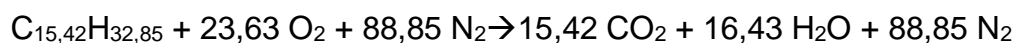


Figura 25 - Distribuição de carbono do óleo Diesel 2-D [30]

O Anexo A apresenta as substâncias químicas consideradas no modelo do óleo Diesel, suas frações mássicas, entalpias de formação, calores específicos e entropias a 25 °C. No caso dos constituintes do óleo Diesel, foi necessário encontrar na literatura os valores de suas propriedades termo-físicas, pois estes valores não estão na biblioteca do *software* EES, utilizado na modelagem do MCI. Isso não ocorre com as outras substâncias utilizadas no modelo do MCI, que têm suas propriedades na biblioteca no EES.

O resultado da mistura apresentada no Anexo A é um combustível com as propriedades apresentadas na Tabela 6, e com a seguinte reação de combustão completa com o ar estequiométrico, desconsiderando o excesso de ar utilizado no motor:



Ou, em termos de massa:

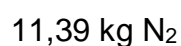


Tabela 6 - Propriedades do óleo Diesel no modelo

Fração molar de carbono	Fração molar de hidrogênio	Massa molecular	Entalpia de formação a 25 °C	Calor específico a pressão constante a 25 °C	Entropia a 25 °C
%	%	kg / kmol	kJ / kg	kJ / kg K	kJ / kg K
31,95	68,05	218,35	-2014,1	2,234	2,753

9.3.5. Consumo de combustível em função da potência

Baseando-se nos dados técnicos do motor Wärtsilä 6L34DF[27], as Equações 6a e 7a foram utilizadas para se representar o consumo de gás (em kg/s) e de Diesel (em kg/s) em função da potência do motor (em kW), no caso em que o combustível principal é gás natural. As Equações 6b e 7b foram utilizadas no caso em que o combustível principal é óleo Diesel. Os valores de entrada para a elaboração dessas equações foram retirados da Tabela 4.

$$\dot{m}_{GN} = 0,0000373 \times \dot{W} + 0,0164 \quad (6a)$$

$$\dot{m}_{GN} = 0 \quad (6b)$$

$$\dot{m}_{Diesel} = -0,00000025 \times \dot{W} + 0,0021 \quad (7a)$$

$$\dot{m}_{Diesel} = 0,00005 \times \dot{W} + 0,0021 \quad (7b)$$

9.3.6. Temperatura de saída dos gases de escape

A temperatura de saída dos gases de escape (T_{gases}) foi relacionada à potência do motor (\dot{W}) através das Equações 8a, no caso em que o combustível principal é gás natural, e 8b, no caso em que o combustível principal é óleo Diesel.

$$T_{gases} = -4,8 \times 10^{-9} \dot{W}^3 + 7 \times 10^{-6} \dot{W}^2 - 4,3 \times 10^{-3} \dot{W} + 445 \quad (8a)$$

$$T_{gases} = -3,7 \times 10^{-15} \dot{W}^5 + 3 \times 10^{-11} \dot{W}^4 - 7 \times 10^{-8} \dot{W}^3 + 3 \times 10^{-5} \dot{W}^2 - 9,9 \times 10^{-3} \dot{W} + 460 \quad (8b)$$

O fluxo dos gases de escape foi relacionado à potência do motor de acordo com as Equações 9a e 9b, em que os índices a e b se referem, respectivamente, à utilização de gás natural e de óleo Diesel como combustível principal.

$$\dot{m}_{gases} = 1,8667 \times e^{0,000326 \times \dot{W}} \quad (9a)$$

$$\dot{m}_{gases} = -3,4 \times 10^{-10} \dot{W}^3 + 1,71 \times 10^{-6} \dot{W}^2 - 6 \times 10^{-4} \dot{W} + 1,4 \quad (9b)$$

9.3.7. Balanço de massa

O fluxo de massa na entrada do volume de controle é:

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{H_2O}^R + \dot{m}_{GN} + \dot{m}_{Diesel} \quad (10)$$

onde

$$\dot{m}_{H_2O}^R = \omega \times \dot{m}_{ar} \quad (11)$$

Assumindo que os gases de escape são formados apenas por N_2 , O_2 , CO_2 e H_2O , é possível escrever o fluxo de massa na saída do volume de controle como:

$$\dot{m}_{saída} = \dot{m}_{gases} = \dot{m}_{N_2} + \dot{m}_{O_2}^P + \dot{m}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O}^P \quad (12)$$

Assim, utilizando-se a equação de conservação de massa:

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{H_2O}^R + \dot{m}_{GN} + \dot{m}_{Diesel} \quad (13)$$

Considerando que o ar seco é composto por 21% de O_2 e 79% de N_2 , na base molar, o fluxo mássico de cada componente dos gases de escape resulta em:

$$\dot{m}_{N_2} = 0,7671 \dot{m}_{ar} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{O_2}^P = 0,2329 \dot{m}_{ar} - 3,899 \dot{m}_{GN} - 3,463 \dot{m}_{Diesel} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 2,771 \dot{m}_{GN} + 3,107 \dot{m}_{Diesel} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{H_2O}^P = 2,120 \dot{m}_{GN} + 1,354 \dot{m}_{Diesel} + \dot{m}_{H_2O}^R \quad (17)$$

9.3.8. Balanço de energia

Os termos de entalpia dos balanços de energia, mostrados na Equação 2, são determinados pelas Equações 18 (\dot{H}_R) e 19 (\dot{H}_P). Nestas equações, os reagentes entram no motor na temperatura de referência (T_0), e as misturas gasosas são consideradas como misturas de gases ideais com calor específico variável em função da temperatura.

$$\sum_R \dot{m}_R h_R = \dot{m}_{N_2} \times h_{N_2}^{T=T_0} + \dot{m}_{O_2}^R \times h_{O_2}^{T=T_0} + \dot{m}_{H_2O}^R \times h_{H_2O}^{T=T_0} + \dot{m}_{GN} \times h_{GN}^{T=T_0} \quad (18)$$

$$+ \dot{m}_{Diesel} \times h_{Diesel}^{T=T_0}$$

$$\sum_P \dot{m}_P h_P = \dot{m}_{N_2} \times h_{N_2}^{T=T_g} + \dot{m}_{O_2}^P \times h_{O_2}^{T=T_g} + \dot{m}_{H_2O}^P \times h_{H_2O}^{T=T_g} + \dot{m}_{CO_2} \times h_{CO_2}^{T=T_g} \quad (19)$$

Considerando a composição do gás natural apresentada na Tabela 5:

$$h_{GN}^{T=T_0} = 0.899 \times h_{CH_4}^{T=T_0} + 0.060 \times h_{C_2H_6}^{T=T_0} + 0.022 \times h_{C_3H_8}^{T=T_0} + 0.015 \times h_{C_4H_{10}}^{T=T_0} \quad (20)$$

$$+ 0.004 \times h_{N_2}^{T=T_0}$$

Da Tabela 6, é imediato que:

$$h_{Diesel}^{T=T_0} = -2014,1 \text{ kJ/kg} \quad (21)$$

Para se avaliar o rendimento térmico do motor, dado pelas Equações 25 a 27, é necessário calcular a entalpia dos gases de escape à temperatura de referência, conforme apresentado na Equação 22.

$$\sum_P \dot{m}_P h_P^0 = \dot{m}_{N_2} \times h_{N_2}^{T=T_0} + \dot{m}_{O_2}^P \times h_{O_2}^{T=T_0} + \dot{m}_{H_2O}^P \times h_{H_2O}^{T=T_0} + \dot{m}_{CO_2} \times h_{CO_2}^{T=T_0} \quad (22)$$

9.3.9. Balanço de exergia

Conforme apresentado pelas Equações 3 e 4, o fluxo de exergia é obtido por meio dos cálculos de entalpia e de entropia. As Equações 23 e 24 apresentam a expressão geral da entropia dos reagentes e dos produtos.

$$\dot{S}_R = \sum_R \dot{m}_R s_R$$

$$= \dot{m}_{N_2} \times s_{N_2}^{T=T_0; p=p_{N_2}} + \dot{m}_{O_2}^R \times s_{O_2}^{T=T_0; p=p_{O_2}} + \dot{m}_{H_2O}^R \times s_{H_2O}^{T=T_0; p=p_{H_2O}} + \dot{m}_{GN} \times s_{GN}^{T=T_0; p=p_{GN}} + \dot{m}_{Diesel} \times s_{Diesel}^{T=T_0; p=p_{Diesel}} \quad (23)$$

$$\dot{S}_P = \sum_P \dot{m}_P s_P$$

$$= \dot{m}_{N_2} \times s_{N_2}^{T=T_g; p=p_{N_2}} + \dot{m}_{O_2}^P \times s_{O_2}^{T=T_g; p=p_{O_2}} + \dot{m}_{H_2O}^P \times s_{H_2O}^{T=T_g; p=p_{H_2O}} + \dot{m}_{CO_2} \times s_{CO_2}^{T=T_g; p=p_{CO_2}} \quad (24)$$

Os valores de \dot{S}_{R0} e \dot{S}_{P0} são calculados utilizando-se as Equações 23 e 24, mas nas condições em que $T = T_0$ e a pressão das substâncias são suas pressões parciais no ambiente de referência, com $P_0=1$ bar, conforme apresentado em [42].

9.3.10. Parâmetros de desempenho

Os parâmetros de desempenho determinados neste modelo são a eficiência térmica (Equação 25) e a eficiência exergética (Equação 26), considerando-se que o único efeito útil do motor é a geração de potência de eixo.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_R h_R - \dot{m}_P h_P^0} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{gases}(h_R - h_P^0)} \quad (25)$$

$$\eta_b = \frac{\dot{W}}{\dot{B}_R} \quad (26)$$

Para condições de operação nas quais as perdas de calor são recuperadas para suprir demandas térmicas do navio, as novas expressões das eficiências térmica e exergética são dadas pelas Equações 27 e 28.

$$\eta_t = \frac{\dot{W} + \sum_i \dot{Q}_i}{\dot{m}_{gases}(h_R - h_P^0)} \quad (27)$$

$$\eta_b = \frac{\dot{W} + \sum_i \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)}{\dot{B}_R} \quad (28)$$

9.3.11. Validação do modelo

O sistema de equações foi implementado no *software* EES [43] através do programa transcrito no Anexo B, e a solução foi comparada com alguns fatores de desempenho do motor Wärtsilä 34DF, disponíveis em [27].

As Tabelas 7, 8, 9, 10, 11 e 12 apresentam comparações entre os resultados das simulações e os dados fornecidos pelo fabricante. Nota-se que a maior diferença entre os valores reais e obtidos na simulação corresponde ao calor rejeitado quando o motor opera com gás natural em 100% da potência, conforme mostrado na Tabela 7. Nesta situação, a diferença entre os valores é de 13,7%. Esta diferença ocorre devido a diversos fatores, dentre os quais estão a dificuldade de se medir experimentalmente a perda de calor por radiação e a imprecisão que decorre da modelagem dos reagentes e produtos como gases

ideais com calor específico variável. Acrescenta-se que o calor rejeitado é obtido no programa através da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica, e não é uma curva escrita no programa em função apenas da potência produzida, como ocorre com as vazões e as temperaturas. Portanto, os erros da modelagem se acumulam nessa variável.

Para todos os outros parâmetros calculados, a diferença entre os valores não é maior que 5%. Nota-se que o rendimento térmico obtido na simulação da operação com óleo Diesel (Tabelas 10, 11 e 12) é muito mais distante do real do que o rendimento apresentado nas simulações com gás natural (Tabelas 7, 8 e 9). Isso ocorre porque a aproximação do óleo Diesel por uma mistura de alcanos (ver Anexo A) é menos precisa do que o modelo adotado para o gás natural (ver Tabela 5).

Tabela 7 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em **100%** da potência nominal – Combustível principal: **Gás natural**

		Catálogo	Simulação	Diferença
Potência	kW	2700		-
Vazão de ar na admissão	kg/s	4,3	4,383	1,9%
Vazão dos gases de escape	kg/s	4,5	4,501	0,0%
Temperatura dos gases de escape	°C	390	390,5	0,0%
Calor perdido	kW	1470	1268	13,7%
Consumo de gás	g/s	116,8	117,1	0,3%
Consumo de óleo <i>Diesel</i>	g/s	1,50	1,43	5,0%
Rendimento térmico	%	46,69	46,75	0,1%

Tabela 8 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em **75%** da potência nominal – Combustível principal: **Gás natural**

		Catálogo	Simulação	Diferença
Potência	kW	2025		-
Vazão de ar na admissão	kg/s	-	3,519	-
Vazão dos gases de escape	kg/s	3,6	3,612	0,3%
Temperatura dos gases de escape	°C	425	425,3	0,0%
Calor perdido	kW	-	935	-
Consumo de gás	g/s	92,6	91,9	0,8%
Consumo de óleo Diesel	g/s	1,58	1,59	0,6%
Rendimento térmico	%	43,96	44,46	1,1%

Tabela 9 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em **50%** da potência nominal – Combustível principal: **Gás natural**

		Catálogo	Simulação	Diferença
Potência	kW	1350		-
Vazão de ar na admissão	kg/s	-	2,830	-
Vazão dos gases de escape	kg/s	2,9	2,899	0,0%
Temperatura dos gases de escape	°C	440	440,2	0,0%
Calor perdido	kW	-	660	-
Consumo de gás	g/s	66,4	66,8	0,6%
Consumo de óleo <i>Diesel</i>	g/s	1,84	1,76	4,5%
Rendimento térmico	%	40,49	40,50	0,0%

Tabela 10 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em **100%** da potência nominal – Combustível principal: **Óleo Diesel**

		Catálogo	Simulação	Diferença
Potência	kW	2700		-
Vazão de ar na admissão	kg/s	5,4	5,410	0,1%
Vazão dos gases de escape	kg/s	5,6	5,554	0,8%
Temperatura dos gases de escape	°C	340	337,6	0,7%
Calor perdido	kW	1840	1770	3,8%
Consumo de gás	g/s	0,0	0,0	0,0%
Consumo de óleo <i>Diesel</i>	g/s	143,3	143,3	0,0%
Rendimento térmico	%	44,14	42,66	3,4%

Tabela 11 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em **75%** da potência nominal – Combustível principal: **Óleo Diesel**

		Catálogo	Simulação	Diferença
Potência	kW	2025		-
Vazão de ar na admissão	kg/s	-	4,264	-
Vazão dos gases de escape	kg/s	4,3	4,374	1,7%
Temperatura dos gases de escape	°C	355	360,2	1,4%
Calor perdido	kW	-	1241	-
Consumo de gás	g/s	0,0	0,0	0,0%
Consumo de óleo Diesel	g/s	109,7	109,6	0,1%
Rendimento térmico	%	43,24	41,85	3,2%

Tabela 12 - Comparação entre os valores fornecidos pelo fabricante e os resultados da simulação em **50%** da potência nominal – Combustível principal: **Óleo Diesel**

		Catálogo	Simulação	Diferença
Potência	kW	1350		-
Vazão de ar na admissão	kg/s	-	2,794	-
Vazão dos gases de escape	kg/s	2,8	2,87	2,5%
Temperatura dos gases de escape	°C	410	412,2	0,5%
Calor perdido	kW	-	797	-
Consumo de gás	g/s	0,0	0,0	0,0%
Consumo de óleo <i>Diesel</i>	g/s	75,8	75,8	0,0%
Rendimento térmico	%	41,7	40,3	3,3%

9.3.12. Diagramas de Sankey e Grassmann

As Figuras 26 e 27 mostram os diagramas de Sankey do motor Wärtsilä 6L34DF na potência máxima (2700 kW), em operação com gás natural e óleo Diesel, respectivamente. Pode-se notar que a entalpia associada aos gases de escape e a transferência de calor ao circuito de refrigeração de alta temperatura são os maiores rejeitos térmicos do motor.

As Figuras 28 e 29 apresentam os diagramas de Grassmann do Wärtsilä 6L34DF na potência máxima (2700 kW), em operação com gás natural e óleo Diesel, respectivamente. Estes diagramas mostram os potenciais de geração de trabalho associado aos gases de escape e aos circuitos refrigeração de alta temperatura e de baixa temperatura. Se estes potenciais de geração de trabalho fossem utilizados, o rendimento térmico do motor iria subir de 47% para 60%, no caso em que o combustível principal é gás natural, e de 43% para 54%, no caso em que o combustível principal é óleo Diesel, reduzindo consideravelmente o consumo de combustível e a emissão de poluentes.

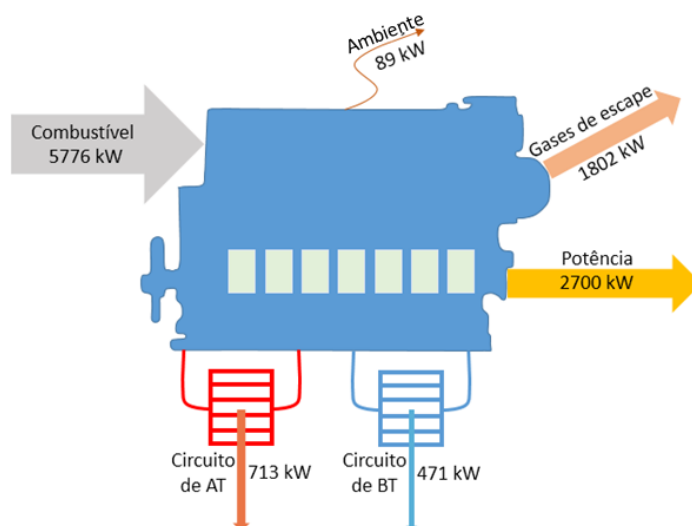


Figura 26 - Diagrama de Sankey do motor Wärtsilä 6L34DF – Combustível principal:
Gás Natural

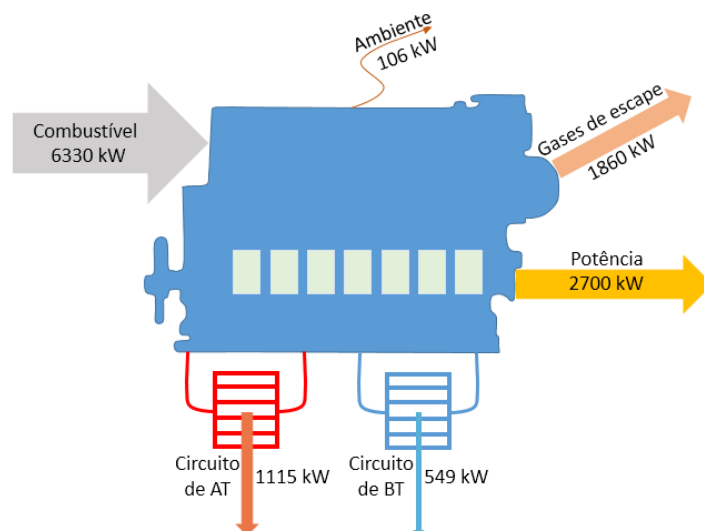


Figura 27 - Diagrama de Sankey do motor Wärtsilä 6L34DF – Combustível principal: **Óleo Diesel**

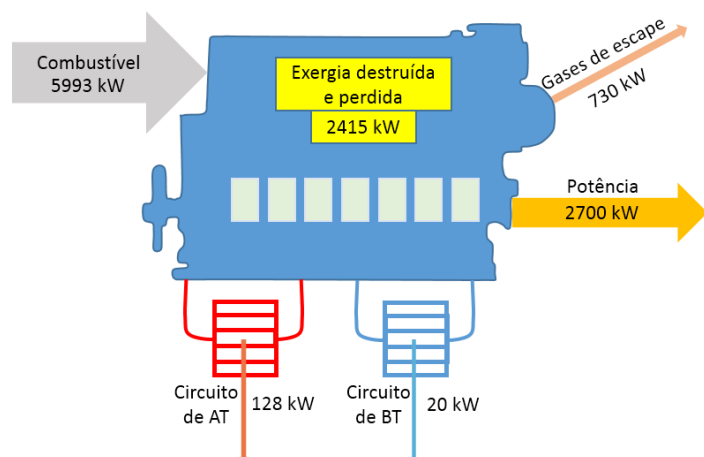


Figura 28 - Diagrama de Grassman do motor Wärtsilä 6L34DF – Combustível principal: **Gás Natural**

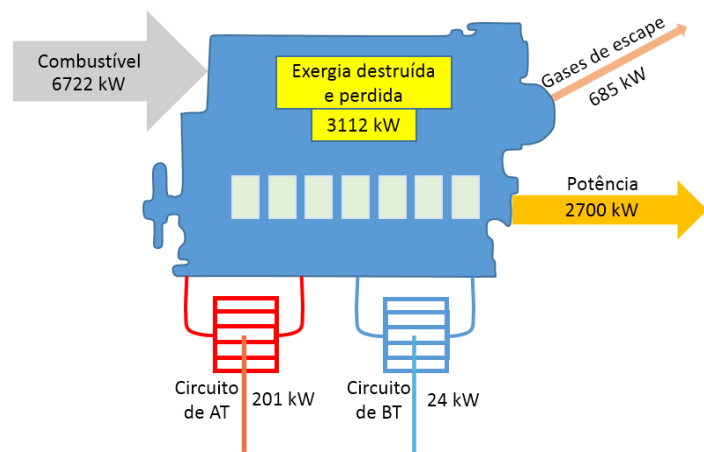


Figura 29 - Diagrama de Grassman do motor Wärtsilä 6L34DF – Combustível principal: **Óleo Diesel**

9.4. Modelagem das baterias

A seção 6.3 mostra que as baterias mais utilizadas em sistemas híbridos de aplicação naval são as do tipo íon de lítio com catodos de NMC e, portanto, foram escolhidas baterias deste tipo para serem empregadas no modelo.

Na seção 6.3 menciona-se a empresa Corvus Energy como pioneira no desenvolvimento de baterias para emprego em navios. A Corvus Energy já produziu baterias para mais de 50 sistemas de potência marítimos, híbridos ou elétricos, entre NSPs, rebocadores e *ferries* [44]. Devido ao desenvolvimento da Corvus no setor, no modelo estudado foram empregadas baterias da empresa, do modelo AT6700-100, que possui as características mostradas na Tabela 13. Foi empregado um banco com 200 baterias deste modelo.

Tabela 13 - Características da bateria AT6700-100 [44]

Voltagem	Máxima	100.8 VDC
	Mínima	76.8 VDC
Voltagem máxima de ligação em série	1100 VDC	
Capacidade	75 Ah	
Energia	6.7 kWh	
Escalabilidade	6.7 kWh (1 módulo) a >10 MWh (1500 módulos)	
Vida útil	>8000 ciclos, 80% DoD	
Corrente máx.: Pico	Descarga	10C (750A)
	Carga	5C (375A)
Corrente máx.: Operação contínua	Descarga	6C (450A)
	Carga	3C (225A)
Peso	72 kg	
Dimensões	59x33x38 cm	

9.5. Resultados das simulações do sistema com o *software* HOMER

9.5.1. Introdução sobre o *software* HOMER

As simulações do modelo do NSP foram realizadas com o *software* HOMER [45]. Este *software* é uma ferramenta de otimização de sistemas de potência nos quais há interação de elementos como, por exemplo, motores a combustão interna, baterias, rede elétrica pública, geradores eólicos, entre outros. A

otimização realizada pelo *software* pode ser feita visando a custos operacionais mínimos ou a consumo de combustível mínimo. O dimensionamento dos elementos constituintes do sistema pode também ser realizado pelo HOMER. Por exemplo, na simulação de um sistema híbrido, é possível delegar ao *software* a escolha de quantas baterias de um determinado tipo são necessárias para minimizar o custo ou o consumo de combustível, considerando fatores como custos de implementação, manutenção e reposição, vida útil e rendimento.

O *software* HOMER não possui capacidade para trabalhar com motores *dual fuel* de maneira que o combustível principal utilizado pelos geradores possa ser alternado durante a simulação, visando custo mínimo. Por este motivo, foram realizadas duas simulações distintas com o HOMER: uma utilizando gás natural e outra Diesel como combustível principal. As simulações estão descritas nas seções 9.5.2 e 9.5.3.

O modelo do sistema de potência híbrido como um todo resultou no que está mostrado na Figura 30, com 3 motores Wärtsilä 6L34DF e 200 baterias AT6700. Foram simulados tanto o sistema convencional (sem baterias) quanto o sistema híbrido.

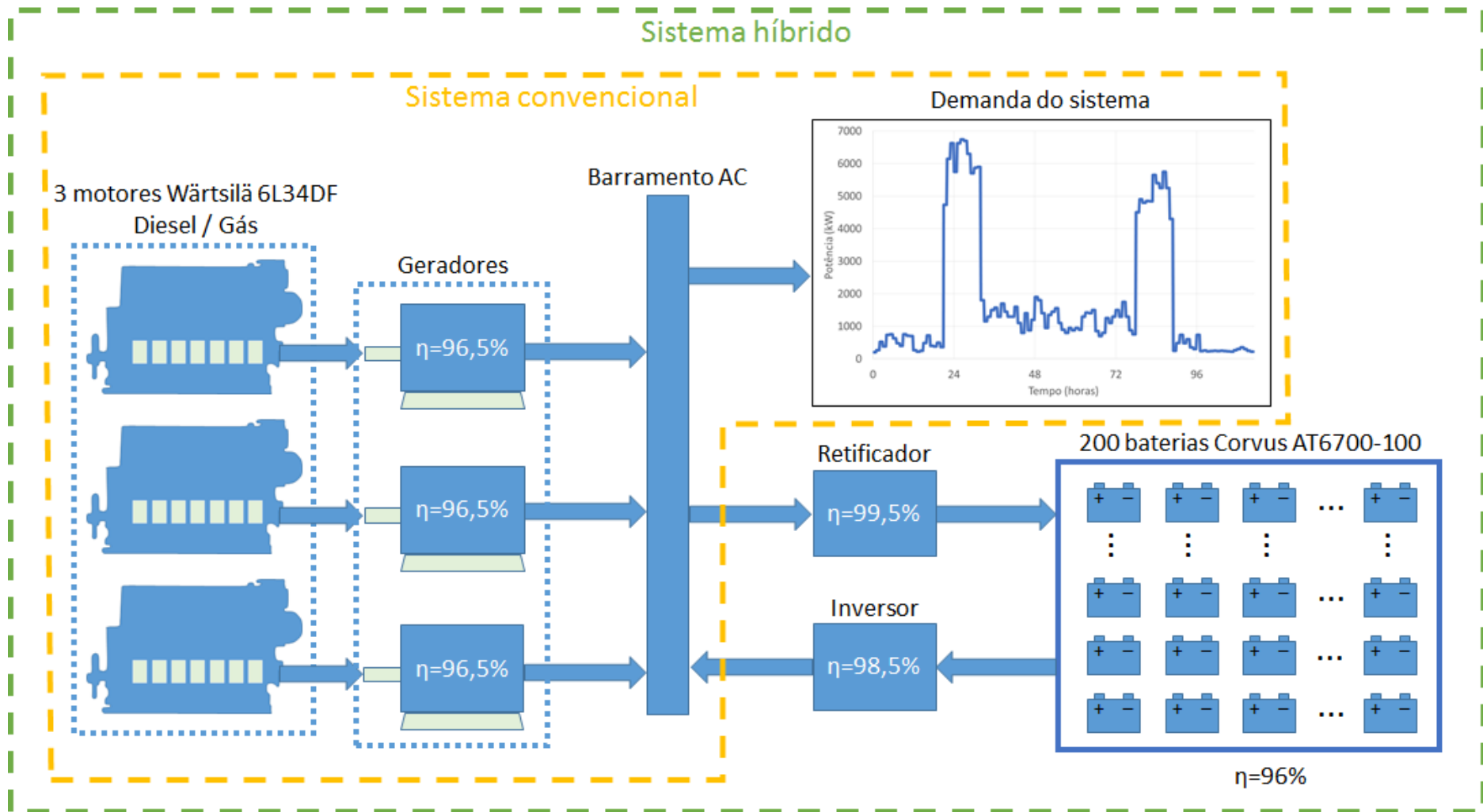


Figura 30 - Modelo do sistema de potência de um navio de suporte a plataformas *offshore*

9.5.2. Operação dos motores com gás natural

Nesta simulação, os motores a combustão interna foram configurados para a operação com gás natural. A curva de consumo de gás natural implementada no HOMER é a mesma que foi descrita na seção 9.3.5, mas a potência mecânica gerada foi multiplicada pelo rendimento térmico do gerador, para que representasse a potência elétrica gerada. A Figura 31 mostra as curvas de consumo de combustível e de rendimento térmico do motor Wärtsilä 6L34DF em função da potência elétrica gerada. A região azul da Figura 31 representa a faixa de potência em que o gerador pode ser acionado: entre 10% e 100% da potência máxima.

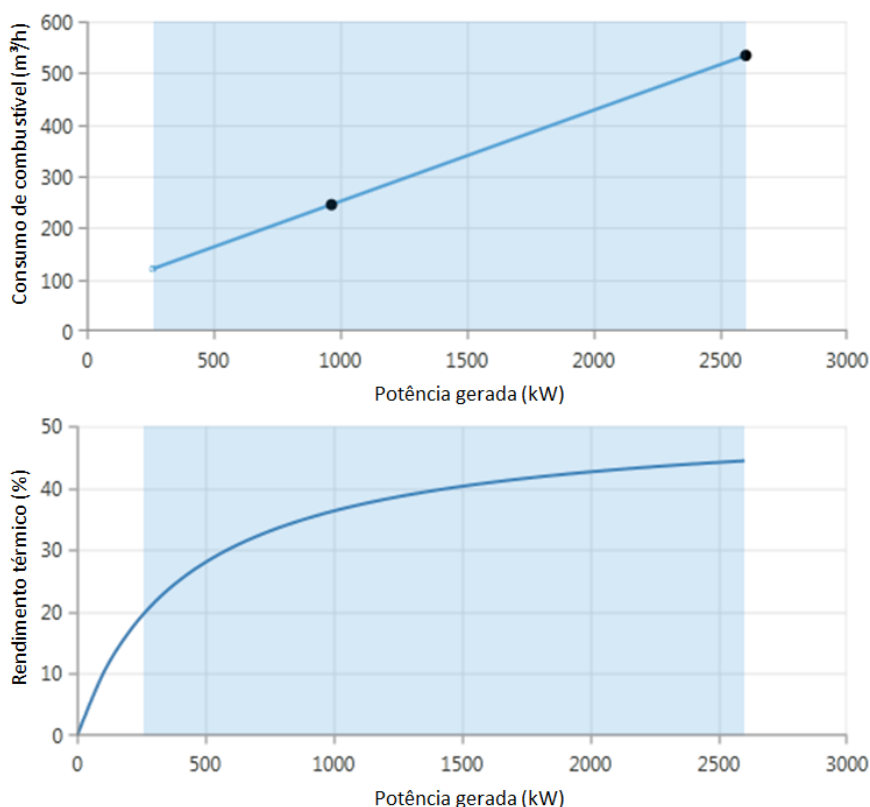


Figura 31 - Curvas características do motor Wärtsilä 6L34DF (Gás Natural)

A curva de demanda de potência da embarcação, conforme descrição da seção 9.2, foi implementada no HOMER na forma de uma série de pontos de demanda distantes uma hora entre si. O *software* está configurado para realizar simulações em regime transiente, com passos de tempo dez minutos.

A Figura 32 mostra a potência gerada pelos motores a combustão interna na operação híbrida otimizada do ponto de vista da economia de combustível. A

Figura 33 mostra o estado de carga das baterias em função do tempo, nesta mesma situação. As emissões de dióxido de carbono nos sistemas convencional e híbrido estão mostradas na Figura 34.

O resultado obtido para o consumo de gás natural no sistema híbrido durante o ciclo de operações do NSP foi de 41.497 m³, 11% menor que o consumo obtido na simulação do sistema convencional, de 46.612 m³.

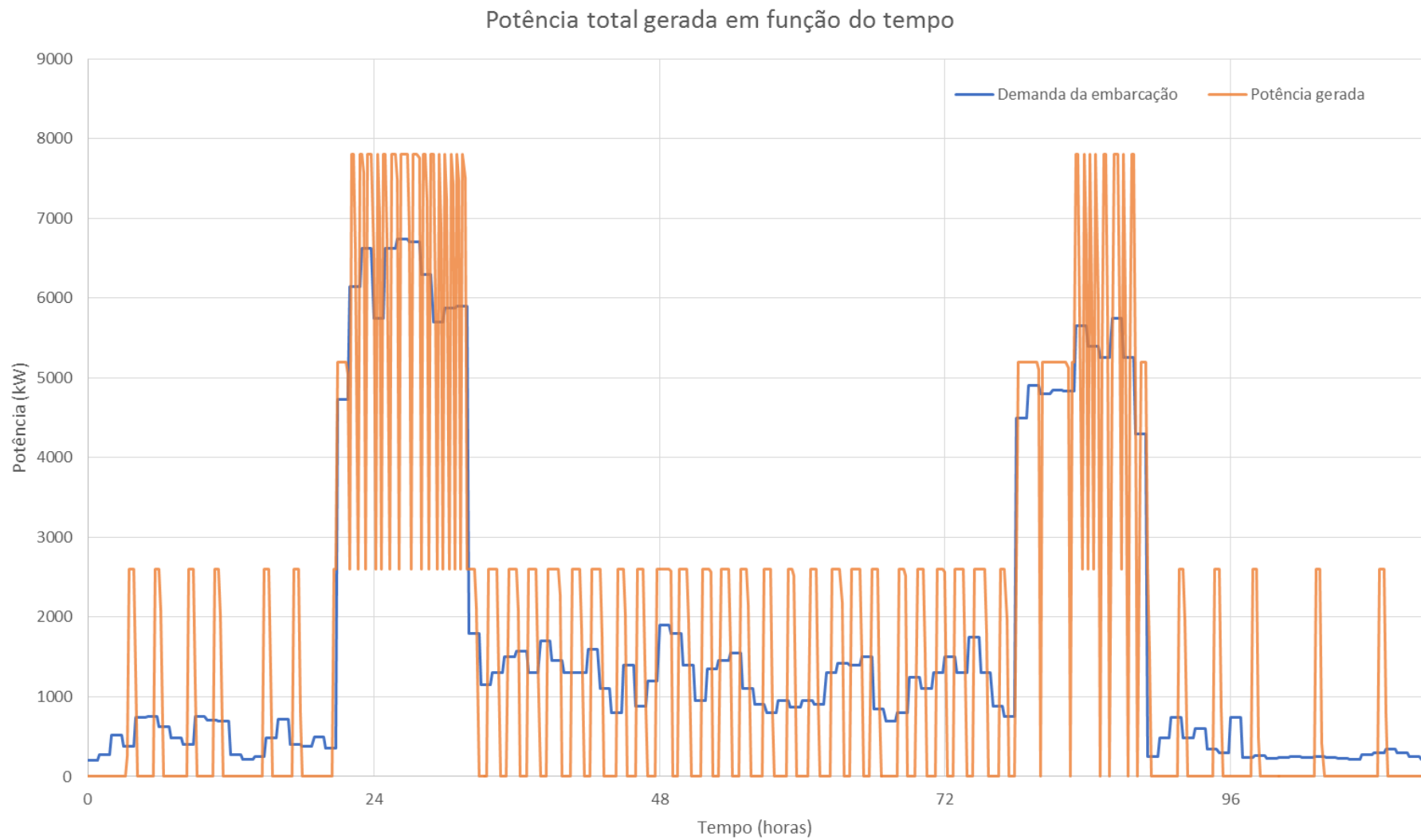


Figura 32 - Potência gerada pelos motores a combustão interna (Gás Natural)



Figura 33 - Estado de carga das baterias (Gás Natural)

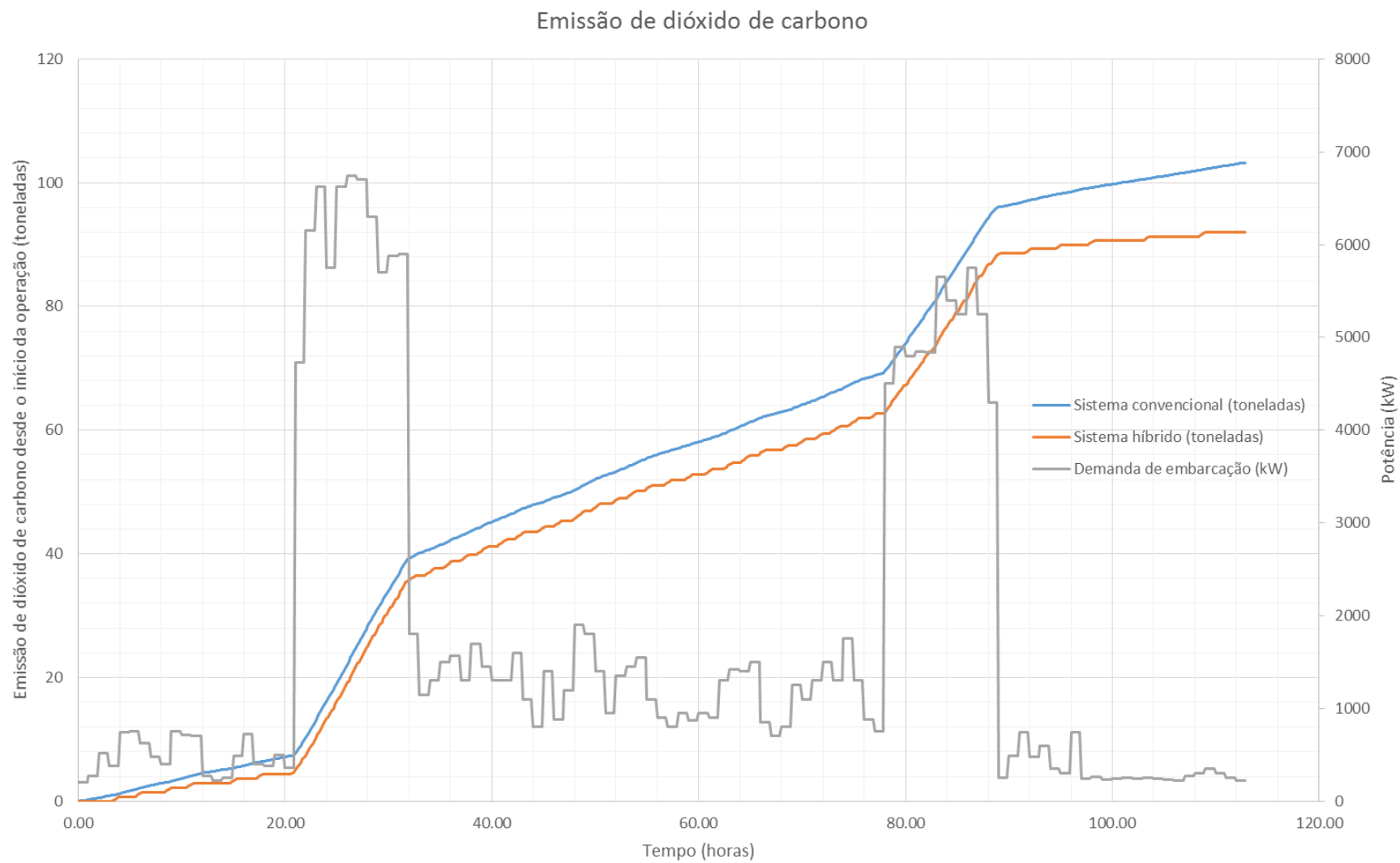


Figura 34 - Emissão de dióxido de carbono (Gás Natural)

9.5.3. Operação dos motores com óleo Diesel

Nesta simulação, os motores a combustão interna foram configurados para a operação com óleo Diesel. A curva de consumo de Diesel implementada no HOMER é a mesma que foi descrita na seção 38, mas a potência mecânica gerada foi multiplicada pelo rendimento térmico do gerador, para que representasse a potência elétrica gerada. A Figura 35 mostra as curvas de consumo de combustível e rendimento térmico do motor Wärtsilä 6L34DF em função da potência elétrica gerada. A região azul da Figura 35 representa a faixa de potência em que o gerador pode ser acionado: entre 10% e 100% da potência máxima.

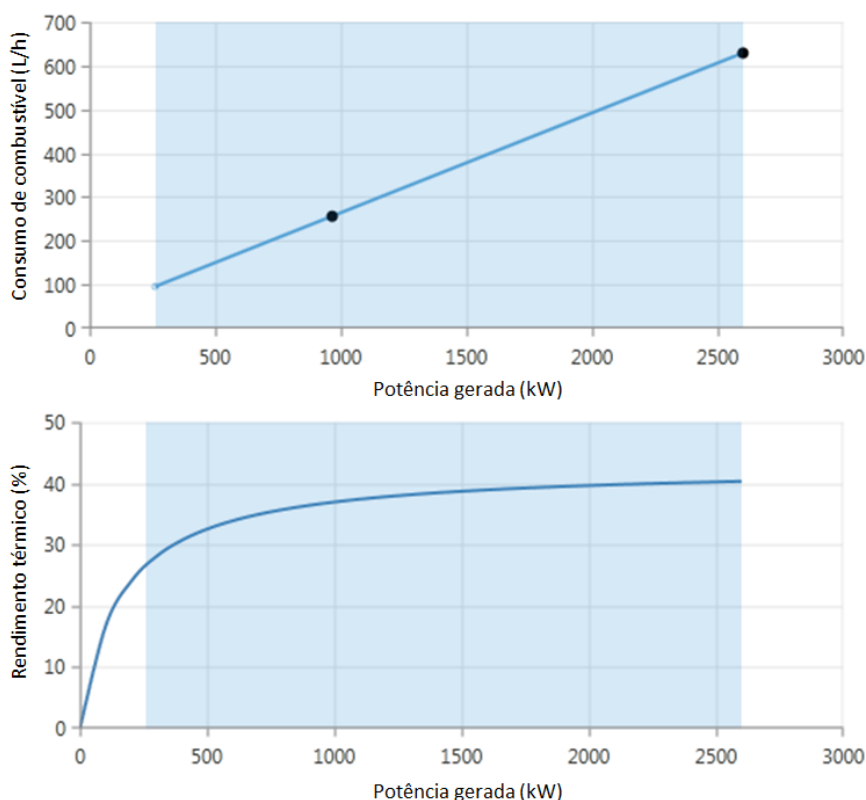


Figura 35 - Curvas características do motor Wärtsilä 6L34DF (Óleo Diesel)

A Figura 36 mostra a potência gerada pelos motores a combustão interna na operação híbrida otimizada do ponto de vista da economia de combustível. A Figura 37 mostra o estado de carga das baterias em função do tempo, nesta mesma situação. As emissões de dióxido de carbono nos sistemas convencional e híbrido estão mostradas na Figura 38.

O resultado obtido para o consumo de óleo Diesel no sistema híbrido durante o ciclo de operações do NSP foi de 48.623 L, 4% menor que o consumo obtido na simulação do sistema convencional, de 50.828 L.

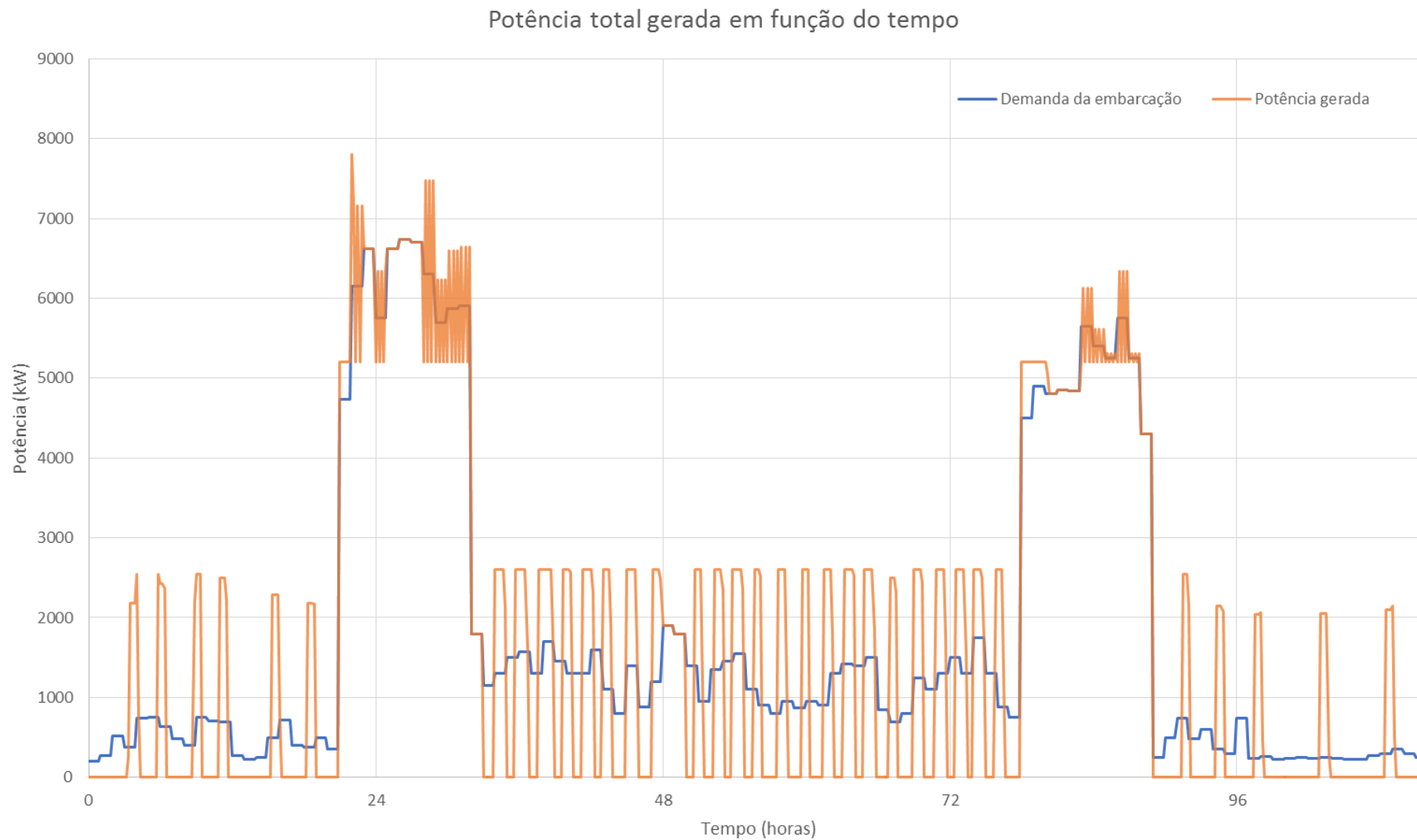


Figura 36- Potência gerada pelos motores a combustão interna (Óleo Diesel)

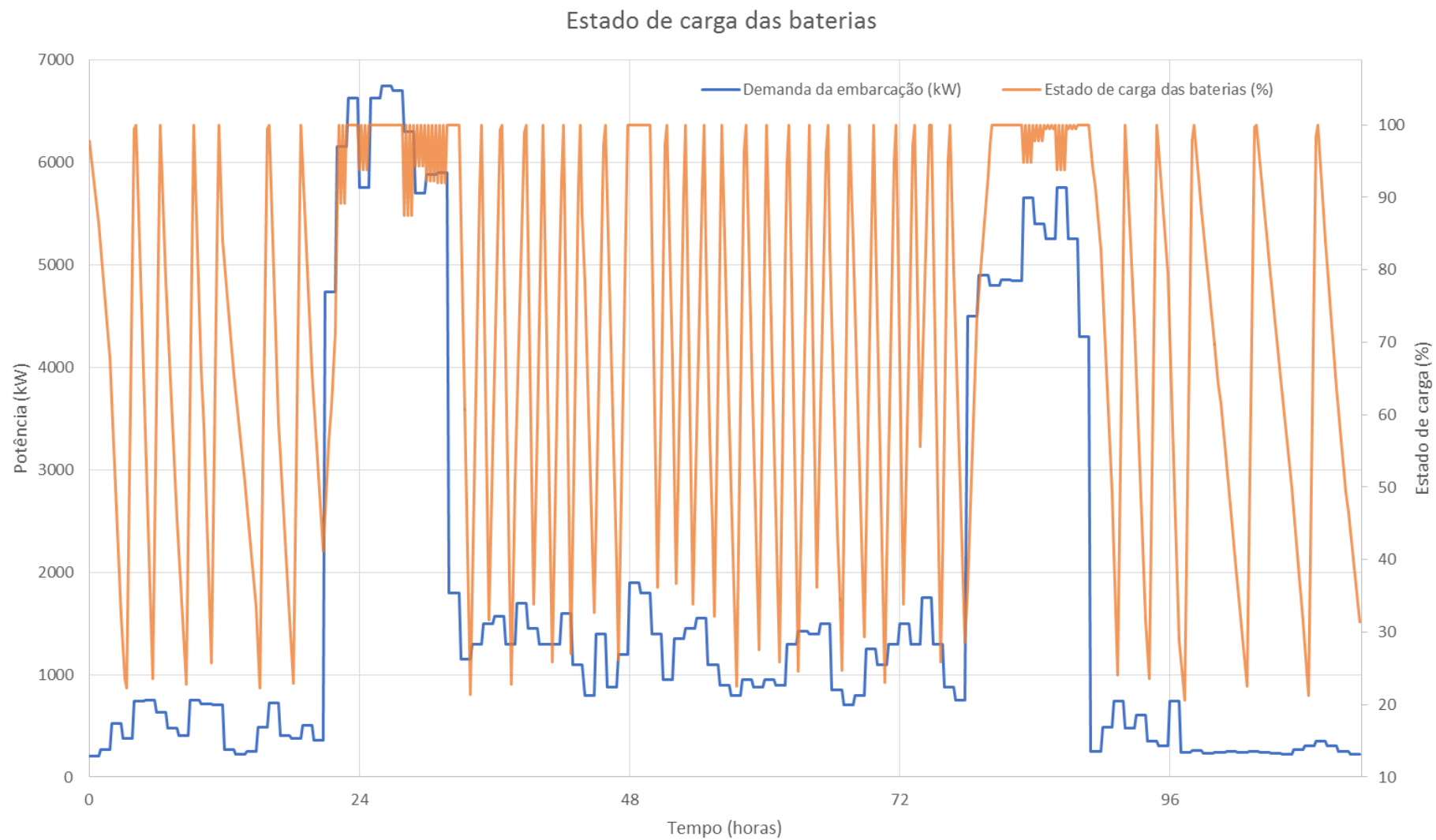


Figura 37 - Estado de carga das baterias (Óleo Diesel)

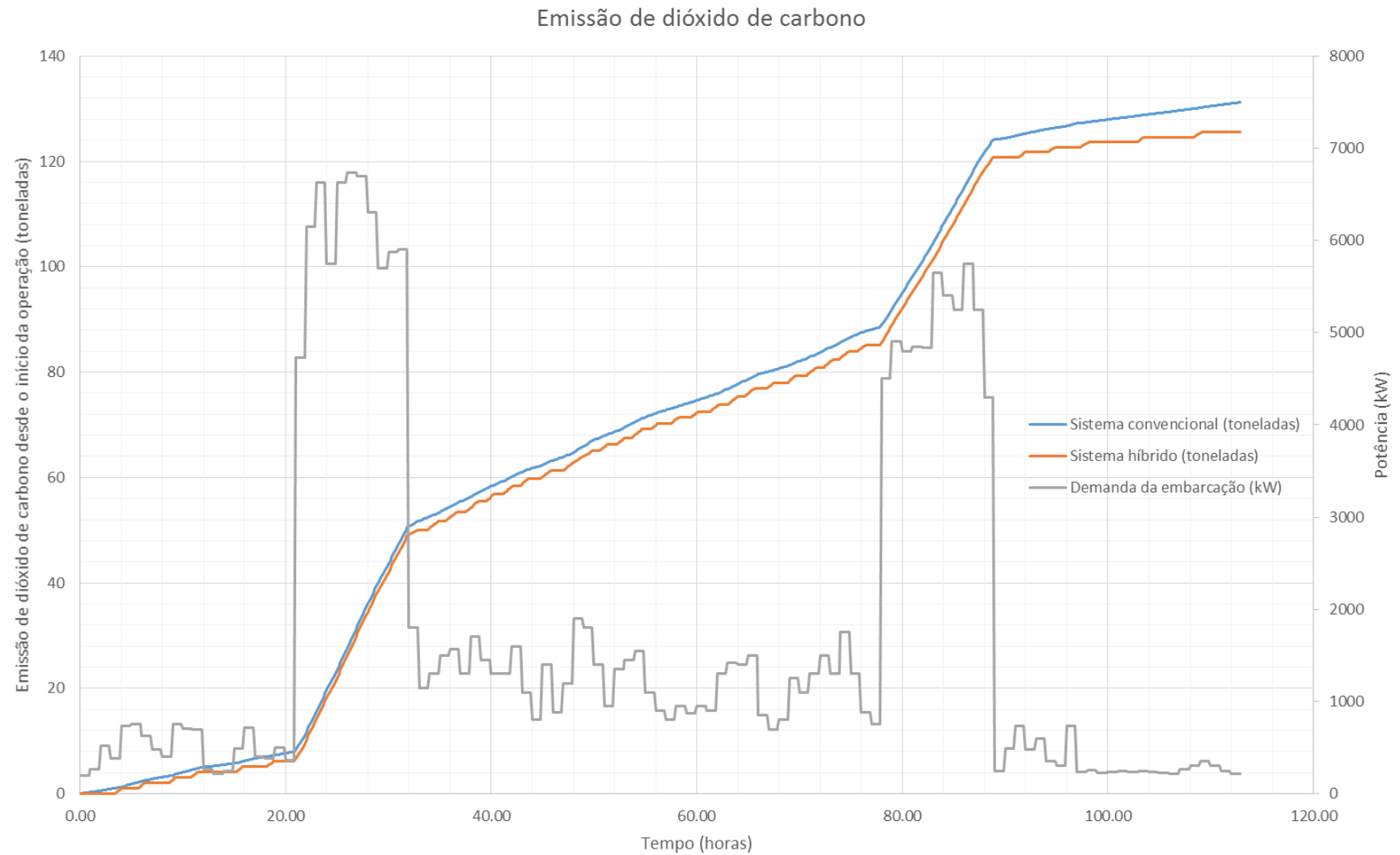


Figura 38 - Emissão de dióxido de carbono (Óleo Diesel)

9.5.4. Análise crítica dos resultados

Observa-se que houve redução no consumo de combustível entre o sistema convencional e o sistema híbrido nos dois modos de operação dos motores. No caso da operação com gás natural, esta redução foi de 11%, enquanto que na operação com Diesel a redução do consumo foi de 4%. A aplicação do sistema híbrido reduz mais o consumo de combustível no caso da operação com gás natural porque a inclinação da curva de rendimento térmico do motor nesta condição (ver Figura 31) é mais acentuada que a inclinação da curva quando da operação com óleo Diesel (ver Figura 35), nas proximidades da potência máxima. Conforme foi explicado na seção 3, os sistemas híbridos de potência são necessários graças à variação do rendimento térmico que existe nos MCIs de acordo com potência gerada. Quanto maior for esta variação, ou seja, quanto maior for a inclinação da curva de rendimento térmico do motor, maior será a economia de combustível proporcionada pela aplicação de um sistema híbrido.

Em ambos os casos, nota-se que a capacidade das baterias é mais aproveitada nos períodos de menor demanda de potência, nos quais apenas um dos geradores opera, na potência máxima (2600 kW) e em curtos períodos de tempo, para carregar as baterias. Nos dois picos de demanda de potência, os outros dois geradores entram em ação, e a oscilação da produção de potência torna-se muito intensa, com períodos de carga e descarga das baterias próximos a 10 minutos. Na Figura 32, nota-se um patamar de potência de 2600 kW sobre o qual ocorrem as oscilações de produção de potência nos períodos de pico de demanda. Na Figura 36, este patamar encontra-se em 5200kW. Isso indica que parte dos geradores está operando na potência máxima (um no primeiro caso e dois no segundo) e o restante está sendo introduzido e retirado de operação em períodos muito curtos. Deve-se ponderar se, apesar da economia de combustível proveniente desta operação, é viável operar os geradores desta forma, pois o acionamento de motores de grande porte leva alguns minutos e traz consigo um certo desgaste do motor de partida. Isto pode tornar inviável o acionamento e desligamento muito frequente dos motores.

A emissão de CO₂ na operação com gás natural (Figura 34) é inferior à emissão na operação com óleo Diesel (Figura 38), tanto no sistema híbrido quanto no sistema convencional. Isto é devido à maior fração mássica de átomos de

carbono no óleo Diesel e ao maior rendimento térmico do motor quando em operação com gás natural. Nota-se nas figuras de emissão de CO₂ que a curva de emissão do sistema híbrido distancia-se da curva do sistema convencional nos períodos de menor demanda de potência (carga, descarga e espera). Ou seja, nesses períodos a inclinação da curva de emissão do sistema convencional torna-se consideravelmente superior à inclinação da curva do sistema híbrido. Isto indica que as vantagens da aplicação do sistema híbrido tornam-se mais visíveis na operação com demanda de potência muito abaixo à de projeto, conforme apresentado na seção 3.

A análise econômica de um sistema híbrido de potência não pode ficar restrita à redução do consumo de combustível. Ao se projetar um sistema híbrido, é preciso fazer um balanço entre economia de combustível e custos de implementação e manutenção do sistema. Por exemplo, em um sistema híbrido em paralelo, os MCIs devem idealmente operar na potência máxima. No entanto, para que isso ocorra no modelo mostrado nesta seção, os motores devem ser acionados e desligados em curtos espaços de tempo, aumentando o seu desgaste, bem como o desgaste das baterias. Para que esse problema possa ser solucionado, é necessário trabalhar com mais baterias, o que torna o custo inicial mais elevado. Ou seja, nesse caso é necessário fazer um balanço entre custos iniciais, economia de combustível e custos de manutenção dos equipamentos e reposição das baterias, visando à obtenção de custo global mínimo.

10. Conclusões

Através deste trabalho, foi possível mostrar que a aplicação de um sistema de potência híbrido em navios de suporte a plataformas pode reduzir consideravelmente o consumo de combustível. No caso da operação com gás natural, esta redução foi de 11%, enquanto que na operação com Diesel a redução do consumo foi de 4%.

Constatou-se que quanto maior for a inclinação da curva de rendimento térmico do motor em função da potência fornecida, maior será a economia de combustível proporcionada pela aplicação de um sistema híbrido. No caso do motor utilizado no modelo, o Wärtsilä 6L34DF, a maior inclinação ocorre na operação com gás natural.

As simulações mostraram que a emissão (em massa) de CO₂ é 21% menor quando a embarcação utiliza gás natural como combustível, em relação à utilização do óleo Diesel. No caso do sistema convencional, esta redução é de 27%. Ou seja, a embarcação estudada mostrou ser menos poluente quando opera com gás natural. Isto sem levar em conta as altas emissões de NO_x, SO_x e material particulado que são características da operação com óleo Diesel.

O modelo termodinâmico do motor apresentado na seção 9.3 é mais abrangente que o modelo utilizado no *software* HOMER. Para que possam ser feitas otimizações mais precisas do sistema, principalmente do ponto de vista dos fluxos de exergia, é interessante a substituição deste *software* por algum outro que contemple a totalidade dos modelos apresentados neste trabalho, especialmente do modelo do motor Wärtsilä 6L34DF.

As simulações do sistema híbrido foram todas realizadas utilizando 200 baterias modelo AT6700-100. O comportamento do sistema pode sofrer variações intensas em função da quantidade de baterias utilizadas, o que também poderia ser estudado em uma eventual continuação deste trabalho.

11. Referências

1. NOVA SCOTIA BOATBUILDERS ASSOCIATION. **Review of All-Electric and Hybrid-Electric Propulsion Technology for Small Vessels**. Halifax, Canadá, 2015.
2. GRIMMELIUS, Hugo; VOS, Peter de; KRIJGSMAN, Moritz; DEURSEN, Eric van. **Control of Hybrid Ship Drive Systems**. Holanda, 2016.
3. CALDER, Nigel. **Workshop on hybrid marine systems**. Dalhousie University. Canadá, 2014.
4. ROLLS-ROYCE. **Hybrid and electric propulsion systems**. Disponível em: <https://www.rolls-royce.com/~media/Files/R/Rolls-Royce/documents/customers/marine/hybrid-electric-propulsion-systems.pdf>.
5. FLORIDA YATCH MANAGEMENT. **What is Hybrid Marine Propulsion?**. Disponível em: <http://floridayachtmanagement.com/2016/05/what-is-hybrid-marine-propulsion/>
6. KAWASAKI HEAVY INDUSTRIES. **Kawasaki Hybrid Propulsion System**. Disponível em: <https://global.kawasaki.com/en/mobility/marine/machinery/hybrid.html>
7. GARCIA, Oswaldo; BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**. Apostila utilizada em curso de graduação. Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1992.
8. PANASONIC. **Overview of Lithium Ion Batteries**. 2007.
9. VÖLKER, T. **Hybrid Propulsion Concepts on Ships**. University of Applied Sciences Bremerhaven. Alemanha, 2016.
10. GILMORE, R.; HATZIGRIGORIS, S.; MAYRAKIS, S.; SPERTOS, A.; VORDONIS, A. **LNG Carrier Alternative Propulsion Systems**. SNAME GREEK SECTION. 2005.

11. NOTTEN, P.; DANILOV, D. **Battery Modeling: A Versatile Tool to Design Advanced Battery Management Systems**. Advances in Chemical Engineering and Science, 2014, 4, 62-72. 2014.
12. NOGUERA, A. **Otimização do projeto de um sistema híbrido Diesel-Ciclo Orgânico Rankine (ORC) / fotovoltaico**. Tese de doutorado. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, Brasil, 2017.
13. LABORATORY FOR ENERGY STORAGE AND CONVERSION. **Lithium Ion Batteries**. University of California San Diego. Disponível em: <http://smeng.ucsd.edu/sodium-and-lithium-ion-batteries/>
14. RAMADESIGAN, V.; NORTHROP, P.; DE, S.; SANTHANAGOPALAN, S.; BRAATZ, R.; SUBRAMANIAN, V. **Modeling and Simulation of Lithium-Ion Batteries from a Systems Engineering Perspective**. Journal of The Electrochemical Society, 159 (3) R31-R45 (2012). 2012.
15. SHAMSI, M. **Analysis of an electric Equivalent Circuit Model of a Li-Ion battery to develop algorithms for battery states estimation**. Dissertação de mestrado. Uppsala Universitet. 2016.
16. NATIONAL TRANSPORTATION SAFETY BOARD. Disponível em: http://www.nts.gov/investigations/2013/boeing_787/photos/1-7-12_JAL787_APU_Battery_s.jpg
17. SPOTNITZ, R.; MULLER, R. **Simulation of Abuse Behavior of Lithium-Ion Batteries**. The Electrochemical Society Interface – Summer 2012 – 57 - 60. 2012.
18. RAHMOUN, A.; BIECHL, H. **Modelling of Li-ion batteries using equivalent circuit diagrams**. PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY (Electrical Review), R. 88 NR 7b/2012. 2012.
19. DNV-GL. **IN FOCUS –THE FUTURE IS HYBRID – a guide to use of batteries in shipping**. 2015.

20. CORVUS ENERGY. **CASE STUDY: Eidesvik Offshore, Viking Lady OSV.** 2015.
21. FOSS MARITIME. **Foss Hybrid Tug Development Project. Final Report.** Seattle, EUA, 2009.
22. SHIP TECHNOLOGY. **Viking Lady Offshore Supply Vessel, Norway.** Disponível em: <http://www.ship-technology.com/projects/viking-lady/>
23. DNV GL STRATEGIC RESEARCH & INNOVATION. **Next Generation Energy Management.** 2014.
24. BALDI, Francesco; JOHNSON, Hannes; GABRIELLI, Cecilia; ANDERSSON, Karin. **Energy and Exergy Analysis of Ship Energy Systems – The Case Study of a Chemical Tanker.** Proceedings of Ecos 2014 - The 27th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. Turku, Finlândia, 2014.
25. VÁSQUEZ, Cristian A. M. **A methodology to select the electric propulsion system for Platform Supply Vessels (PSV).** Dissertação de mestrado. Escola Politécnica da USP. São Paulo, Brasil, 2014.
26. WÄRTSILÄ. **WÄRTSILÄ 34DF.** Disponível em: <https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-34df>
27. WÄRTSILÄ FINLAND. **WÄRTSILÄ 34DF PRODUCT GUIDE.** 2015.
28. INTERNATIONAL GAS UNION. **IGU World Gas LNG Report - 2016 Edition.** Fornebu, Noruega, 2016
29. U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. **Liquefied Natural Gas: Understanding the Basic Facts.** Washington, EUA, 2004.
30. CHEVRON CORPORATION. **Diesel Fuels Technical Review.** 2007.












31. VENDEUVRE, Colombe; RUIZ-GUERRERO, Rosario; BERTONCINI, Fabrice; DUVAL, Laurent; THIÉBAUT, Didier; HENNION, Marie-Claire. **Characterisation of middle-distillates by comprehensive two-dimensional gas chromatography (GC×GC): A powerful alternative for performing various standard analysis of middle-distillates.** Journal of Chromatography A, 1086 (2005) 21–28. Elsevier. 2005.
32. GOOD, W.D. **Enthalpies of combustion and formation of 11 isomeric nonanes.** J. Chem. Eng. Data, 1969, 14, 231-235. 1969.
33. PROSEN, E.J.; ROSSINI, F.D., **Heats of combustion and formation of the paraffin hydrocarbons at 25° C.** J. Res. NBS, 1945, 263-267. 1945.
34. TREJO, L.M.; COSTAS, M.; PATTERSON, D. **Excess heat capacity of organic mixtures, Internat.DATA Series.** Selected Data Mixt. Ser. 1991.
35. FINKE, H.L.; GROSS, M.E.; WADDINGTON, G.; HUFFMAN, H.M. **Low-temperature thermal data for the nine normal paraffin hydrocarbons from octane to hexadecane.** J. Am. Chem. Soc., 1954, 76, 333-341. 1954.
36. FRASER, F.M.; PROSEN, E. J. **Heats of combustion of liquid n-hexadecane, 1-hexadecene, n-decylbenzene, n-decylcyclohexane, n-decylcyclopentane, and the variation of heat of combustion with chain length.** J. Res. NBS, 1955, 55, 329-333. 1955.
37. MESSERLY, J. F.; GUTHRIE, G. B.; TODD, S. S.; FINKE, H. L. **Low-temperature thermal data for n-pentane, n-heptadecane, and n-octadecane.** J. Chem. Eng. Data, 1967, 12, 338-346. 1967.
38. PARKS, G. S.; MOORE, G. E.; RENQUIST, M. L.; NAYLOR, B. F.; MCCLAIN, L. A.; FUJII, P. S.; HATTON, J. A. **Thermal data on organic compounds. XXV. Some heat capacity, entropy and free energy data for nine hydrocarbons of high molecular weight.** J. Am. Chem. Soc., 1949, 71, 3386-3389. 1949.

39. GRIGOR'EV, B. A.; ANDOLENKO, R. A., **Investigation of the isobaric heat capacity of n-paraffinic hydrocarbons at atmospheric pressure.** Izv. Vyssh. Ucheb. Zaved., Nefti Gaz, 1984,(2), 60-62. 1984.
40. HOEHNE, G.W. H., **Transitions of n-alkanes above the melting point.** Polym. Bull. (Berlin), 1981, 6, 41-46. 1981.
41. ATKINSON, C.M.L.; LARKIN, J. A.; RICHARDSON, M. J., **Enthalpy changes in molten n-alkanes and polyethylene,** J. Chem. Thermodynam., 1969, 1, 435-445. 1969.
42. OLIVEIRA JR., Silvio. **Exergy – Production, Cost and Renewability.** Springer. Londres, Inglaterra, 2013.
43. F-CHART SOFTWARE. **EES – Engineering Equation Solver.** 2017. Disponível em: <http://www.fchart.com/ees/>.
44. CORVUS ENERGY. **AT6700 Energy Storage System.** 2016.
45. NREL. **HOMER - Hybrid Optimization of Multiple Energy Resources.** 2017. Disponível em <https://www.homerenergy.com/index.html>.

ANEXO A – Substâncias constituintes do óleo Diesel no modelo

Substância	Fração mássica %	Entalpia de formação a 25 °C kJ/kg	Calor específico a pressão constante a 25 °C kJ/kg K	Entropia a 25 °C kJ / kg K
C ₉ H ₂₀	1,4	-2141,8	2,217	3,069
C ₁₀ H ₂₂	3,1	-2115,5	2,217	2,993
C ₁₁ H ₂₄	4,6	-2093,3	2,207	2,931
C ₁₂ H ₂₆	6,2	-2067,1	2,207	2,881
C ₁₃ H ₂₈	7,6	-2048,7	2,207	2,836
C ₁₄ H ₃₀	9,3	-2032,9	2,209	2,800
C ₁₅ H ₃₂	10,3	-2018,7	2,215	2,766
C ₁₆ H ₃₄	11,1	-2015,1	2,207	2,589
C ₁₇ H ₃₆	10,6	-1994,0	2,222	2,712
C ₁₈ H ₃₈	9,8	-1985,9	2,218	2,737
C ₁₉ H ₄₀	8,9	-1977,1	2,244	2,715
C ₂₀ H ₄₂	7,2	-1969,6	2,350	2,694
C ₂₁ H ₄₄	5,8	-1962,8	2,247	2,676
C ₂₂ H ₄₆	3,1	-1956,6	2,379	2,659
C ₂₃ H ₄₈	1	-1951,0	2,378	2,643

Legenda:

	Valor retirado de [32]
	Valor retirado de [33]
	Valor retirado de [34]
	Valor retirado de [35]
	Valor retirado de [36]
	Valor retirado de [37]
	Valor retirado de [38]
	Valor retirado de [39]
	Valor retirado de [40]
	Valor retirado de [41]
	Valor obtido através de interpolação linear a partir dos valores experimentais da tabela

ANEXO B – Programa utilizado nas simulações do EES

//Modelagem termodinâmica do motor Wäertsilä 6L34DF

//Autor: Roberto Dácio de Arruda Campos

// Atenção!

// As linhas grifadas devem ser consideradas como comentários (//) ou equações em função do combustível principal selecionado (Diesel ou gás natural)

//Potência requerida

$W_{\dot{}} = 2700 \text{ [kW]}$

//Temperatura de referência (e de entrada do ar)

$T_o = 25 \text{ [C]}$

//Temperatura de entrada do gás

$T_{og} = 25 \text{ [C]}$

//Temperatura de entrada do Diesel

$T_{od} = 25 \text{ [C]}$

//Pressão local

$P_o = 101,325 \text{ [kPa]}$

//Umidade relativa

$\phi = 0,3$

//Umidade absoluta

$\omega = 0,622 * (\phi * p_{\text{sat}}(\text{Steam}; T=T_o)) / (P_o - \phi * p_{\text{sat}}(\text{Steam}; T=T_o))$

//Entrada de vapor d'água

$m_{\dot{\text{vapor}}} = \omega * m_{\dot{\text{ar_seco}}}$

$m_{\dot{\text{ar}}} = m_{\dot{\text{ar_seco}}} + m_{\dot{\text{vapor}}}$

//Pressões parciais dos componentes do ar

$P_{\text{H}_2\text{O}r} = \phi * p_{\text{sat}}(\text{Steam}; T=T_o)$

$P_{\text{O}_2r} = 0,20947 * (P_o - P_{\text{H}_2\text{O}r})$

$P_{\text{N}_2r} = 0,78084 * (P_o - P_{\text{H}_2\text{O}r})$

$P_{\text{CO}_2r} = 0,00350 * (P_o - P_{\text{H}_2\text{O}r})$

//Frações mássicas dos componentes do ar seco

$M_{\text{ar}} = 28,85$

$c_{\text{O}_2r} = 0,21 * 31,999 / M_{\text{ar}}$

$c_{\text{N}_2r} = 0,79 * 28,013 / M_{\text{ar}}$

//Pressão de entrada do GNL

$P_{\text{gnl}} = 452 \text{ [kPa]}$

//Frações molares dos componentes do GNL

y_CH4 = 0,952

y_C2H6 = 0,035

y_C3H8 = 0,009

y_C4H10 = 0,004

//Pressões parciais dos componentes do GNL

P_CH4 = y_CH4 * P_gnl

P_C2H6 = y_C2H6 * P_gnl

P_C3H8 = y_C3H8 * P_gnl

P_C4H10 = y_C4H10 * P_gnl

//Entalpia de formação do óleo Diesel a 25°C

Ho_od = -2014,1 [kJ / kg]

//Cp do óleo Diesel a 25°C

//Cp_od = 376,00 [J / (mol * C)]

Cp_od = 2,234 [kJ / (kg * K)]

//Entropia do óleo Diesel a 25°C

//So_od = 490,66 [J / mol * K]

So_od = 2,753 [kJ / (kg * K)]

//Vazão de combustível

//Gás:

// Se o combustível principal for Diesel:

m_dot_gn = 0 [kg/s]

// Se o combustível principal for gás:

//m_dot_gn = 0,0000373*W_dot + 0,0164 [kg/s]

//Diesel:

// Se o combustível principal for Diesel:

m_dot_od = 0,00005 * W_dot + 0,0083 [kg/s]

// Se o combustível principal for gás:

//m_dot_od = -0,00000025*W_dot + 0,0021 [kg/s]

//Vazão total:

m_dot_cb = m_dot_od + m_dot_gn

//Vazão dos gases de escape

// Se o combustível principal for Diesel:

m_dot_g = -3,4 * 10⁻¹⁰ * W_dot ^3 + 1,71 * 10⁻⁶ * W_dot ^2 - 0,0006 * W_dot + 1,4

// Se o combustível principal for gás:

//m_dot_g = 1,8667 * exp (0,000326 * W_dot)

m_dot_g = m_dot_cb + m_dot_ar

m_dot_g = m_dot_CO2 + m_dot_H2O + m_dot_N2 + m_dot_O2

m_dot_CO2 = 2,771 * m_dot_gn + 3,107 * m_dot_od

m_dot_H2O = 2,120 * m_dot_gn + 1,354 * m_dot_od + m_dot_vap

m_dot_O2 = c_O2r * m_dot_ar_seco - 3,899 * m_dot_gn - 3,463 * m_dot_od

//Frações mássicas dos gases de escape

$c_{H_2Op} = m_{dot_H_2O} / m_{dot_g}$
 $c_{CO_2} = m_{dot_CO_2} / m_{dot_g}$
 $c_{O_2p} = m_{dot_O_2} / m_{dot_g}$
 $c_{N_2p} = m_{dot_N_2} / m_{dot_g}$

//Frações molares dos gases de escape

$M_g = c_{H_2Op} / 18,015 + c_{CO_2} / 44,01 + c_{O_2p} / 31,999 + c_{N_2p} / 28,013$
 $y_{H_2Op} = c_{H_2Op} / 18,015 / M_g$
 $y_{CO_2} = c_{CO_2} / 44,01 / M_g$
 $y_{O_2p} = c_{O_2p} / 31,999 / M_g$
 $y_{N_2p} = c_{N_2p} / 28,013 / M_g$

//Pressões parciais dos gases de escape

$P_{H_2Op} = P_o * y_{H_2Op}$
 $P_{CO_2} = P_o * y_{CO_2}$
 $P_{O_2p} = P_o * y_{O_2p}$
 $P_{N_2p} = P_o * y_{N_2p}$

//-----

//Análise energética:

//Reagentes:

$H_r = m_{dot_N_2} * \text{enthalpy}(N_2; T=To) + c_{O_2r} * m_{dot_ar_seco} * \text{enthalpy}(O_2; T=To) + m_{dot_vap} * \text{enthalpy}(H_2O; T=To) + m_{dot_gn} * (0,899 * \text{enthalpy}(CH_4; T=Tog) + 0,06 * \text{enthalpy}(C_2H_6; T=Tog) + 0,022 * \text{enthalpy}(C_3H_8; T=Tog) + 0,015 * \text{enthalpy}(C_4H_{10}; T=Tog) + 0,004 * \text{Enthalpy}(N_2; T=Tog)) + m_{dot_od} * (Ho_{od} + Cp_{od} * (Tod - 25))$

//Produtos:

$H_p = m_{dot_CO_2} * \text{enthalpy}(CO_2; T=T_g) + m_{dot_H_2O} * \text{enthalpy}(H_2O; T=T_g) + m_{dot_N_2} * \text{enthalpy}(N_2; T=T_g) + m_{dot_O_2} * \text{enthalpy}(O_2; T=T_g)$
 $Ho_p = m_{dot_CO_2} * \text{enthalpy}(CO_2; T=To) + m_{dot_H_2O} * \text{enthalpy}(H_2O; T=To) + m_{dot_N_2} * \text{enthalpy}(N_2; T=To) + m_{dot_O_2} * \text{enthalpy}(O_2; T=To)$

// Se o combustível principal for Diesel:

$T_g = -3,7 * 10^{(-15)} * W_{dot}^5 + 3 * 10^{(-11)} * W_{dot}^4 - 7 * 10^{(-8)} * W_{dot}^3 + 3 * 10^{(-5)} * W_{dot}^2 - 0,0099 * W_{dot} + 460,04$

// Se o combustível principal for gás:

$T_g = -0,0000000048 * W_{dot}^3 + 0,000007 * W_{dot}^2 - 0,0043 * W_{dot} + 445$

//Energia disponível

$E_{dot_disp} = H_r - Ho_p$

//Energia nos gases

$Q_{dot_g} = H_p - Ho_p$

//Balanço:

$H_r - H_p = Q_{dot_total} + W_{dot}$

//Rendimento térmico

$\eta_{t} = \dot{W} / \dot{E}_{\text{disp}}$

//-----

//Sistema de arrefecimento

//Perdas de calor

// Se o combustível principal for Diesel:

$\dot{Q}_{\text{HT}} = 0,63 * \dot{Q}_{\text{total}}$

$\dot{Q}_{\text{LT}} = 0,31 * \dot{Q}_{\text{total}}$

$\dot{Q}_{\text{rad}} = 0,06 * \dot{Q}_{\text{total}}$

// Se o combustível principal for gás:

$\dot{Q}_{\text{HT}} = 0,56 * \dot{Q}_{\text{total}}$

$\dot{Q}_{\text{LT}} = 0,37 * \dot{Q}_{\text{total}}$

$\dot{Q}_{\text{rad}} = 0,07 * \dot{Q}_{\text{total}}$

//Circuito de alta temperatura (HT)

$T_{e_HT} = 96 \text{ [C]}$

$T_{s_HT} = 85 \text{ [C]}$

$P_{HT} = 150 + P_o$

$\dot{m}_{HT} * (\text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{e_HT}; P=P_{HT}) - \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{s_HT}; P=P_{HT})) = \dot{Q}_{HT}$

//Circuito de baixa temperatura (LT)

$T_{e_LT} = 45 \text{ [C]}$

$T_{s_LT} = 32 \text{ [C]}$

$P_{LT} = 150 + P_o$

$\dot{m}_{LT} * (\text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{e_LT}; P=P_{LT}) - \text{enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{s_LT}; P=P_{LT})) = \dot{Q}_{LT}$

//-----

//Análise exergética

//Reagentes:

$B_r = H_r - (T_o + 273,15) * S_r$

$S_r = \dot{m}_{N2} * \text{entropy}(N2; T=T_o; P=P_{N2r}) + c_{O2r} * \dot{m}_{ar_seco} * \text{entropy}(O2; T=T_o; P=P_{O2r}) + \dot{m}_{vap} * \text{entropy}(H2O; T=T_o; P=P_{H2Or}) + \dot{m}_{gn} * (0,899 * \text{entropy}(CH4; T=Tog; P=P_{CH4}) + 0,06 * \text{entropy}(C2H6; T=Tog; P=P_{C2H6}) + 0,022 * \text{entropy}(C3H8; T=Tog; P=P_{C3H8}) + 0,015 * \text{entropy}(C4H10; T=Tog; P=P_{C4H10})) + \dot{m}_{od} * (S_{od} + C_{p_od} * \ln(Tod/25))$

$B_o_r = B_o_p$

//Produtos:

$B_o_p = H_o_p - (T_o + 273,15) * S_o_p$

$B_p = H_p - (T_o + 273,15) * S_p$

$S_o_p = \dot{m}_{CO2} * \text{entropy}(CO2; T=T_o; P=P_{CO2r}) + \dot{m}_{H2O} * \text{entropy}(H2O; T=T_o; P=P_{H2Or}) + \dot{m}_{N2} * \text{entropy}(N2; T=T_o; P=P_{N2r}) + \dot{m}_{O2} * \text{entropy}(O2; T=T_o; P=P_{O2r})$

$S_p = m_{\text{dot_CO2}} * \text{entropy}(\text{CO2}; T=T_g; P=P_{\text{CO2}}) + m_{\text{dot_H2O}} * \text{entropy}(\text{H2O}; T=T_g; P=P_{\text{H2Op}}) + m_{\text{dot_N2}} * \text{entropy}(\text{N2}; T=T_g; P=P_{\text{N2p}}) + m_{\text{dot_O2}} * \text{entropy}(\text{O2}; T=T_g; P=P_{\text{O2p}})$

//Exergia disponível:

$B_{\text{dot_disp}} = B_r - B_{o_r}$

//Exergia disponível nos gases de escape:

$B_{\text{dot_g}} = B_p - B_{o_p}$

//Radiador do circuito HT

$B_{\text{HT}} = Q_{\text{dot_HT}} - (T_o + 273,15) * m_{\text{dot_HT}} * (\text{entropy}(\text{Steam}; T=Te_{\text{HT}}; P=P_{\text{HT}}) - \text{entropy}(\text{Steam}; T=Ts_{\text{HT}}; P=P_{\text{HT}}))$

//Radiador do circuito LT

$B_{\text{LT}} = Q_{\text{dot_LT}} - (T_o + 273,15) * m_{\text{dot_LT}} * (\text{entropy}(\text{Steam}; T=Te_{\text{LT}}; P=P_{\text{LT}}) - \text{entropy}(\text{Steam}; T=Ts_{\text{LT}}; P=P_{\text{LT}}))$

//Exergia destruída e perdida

$B_{\text{dest}} = B_r - B_p - W_{\text{dot}} - B_{\text{HT}} - B_{\text{LT}}$

//Rendimento exergético

$\eta_{\text{b}} = 1 - B_{\text{dest}} / B_{\text{dot_disp}}$