



MARINHA DO BRASIL  
DIRETORIA DE ENSINO DA MARINHA  
CENTRO DE INSTRUÇÃO ALMIRANTE WANDENKOLK

CURSO DE APERFEIÇOAMENTO AVANÇADO EM  
MÁQUINAS

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

OTIMIZAÇÃO DAS TURBINAS A GÁS: AUMENTO DE RENDIMENTO TÉRMICO E  
DIMINUIÇÃO DE CONSUMO NA PROPULSÃO DAS FRAGATAS DA MB.

1ºTen JULIO CEZAR BARRETO LEITE DA SILVA FILHO

CIAW  
Rio de Janeiro  
2020

1ºTen JULIO CEZAR BARRETO LEITE DA SILVA FILHO

OTIMIZAÇÃO DAS TURBINAS A GÁS: Aumento de rendimento térmico e diminuição de  
Consumo na propulsão das fragatas da MB.

Monografia apresentada ao Centro de Instrução Almirante  
Wandenkolk como requisito parcial à conclusão do Curso  
de Aperfeiçoamento Avançado em Propulsão Naval.

Orientadores:

Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro, Ph.D.

CC (RM1-EN) Carlos Alfredo Orfão Martins, M.Sc.

## **FOLHA DE APROVAÇÃO**

1ºTen JULIO CEZAR BARRETO LEITE DA SILVA FILHO

OTIMIZAÇÃO DAS TURBINAS A GÁS: Aumento de rendimento térmico e diminuição de Consumo na propulsão das fragatas da MB.

Monografia apresentada ao Centro de Instrução Almirante Wandenkolk como requisito parcial à conclusão do Curso de Aperfeiçoamento Avançado em Propulsão Naval.

Aprovada em

Banca Examinadora:

---

Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro, Ph.D. – UFRJ

---

CC (RM1-EN) Carlos Alfredo Orfão Martins, M.Sc. – UFRJ

---

CT-EN Bruno Souza Lopes da Costa - CIAW

CIAW  
Rio de Janeiro 2020

“O ignorante afirma, o sábio dúvida, o sensato reflete”  
Aristóteles

## OTIMIZAÇÃO DAS TURBINAS A GÁS: AUMENTO DE RENDIMENTO TÉRMICO E DIMINUIÇÃO DE CONSUMO NA PROPULSÃO DAS FRAGATAS DA MB.

### **Resumo**

Das condições de operação que influenciam o desempenho de uma turbina a gás, as condições ambientais são as mais proeminentes. Como a massa específica do ar diminui com o aumento da temperatura, o rendimento e potência produzida pela turbina a gás também diminuem. Sistemas de resfriamento do ar de admissão podem ser usados para restaurar esses valores a um patamar mais próximo das condições determinadas pela Organização Internacional para Padronização. Juntamente com a otimização dos sistemas de combustível de uma Turbina a Gás, esse trabalho tentará encontrar a forma mais viável de aumentar a eficiência térmica e ao mesmo tempo diminuir o consumo de combustível sem trazer grandes necessidades administrativas para a Marinha do Brasil.

**Palavras Chaves:** Turbina a gás, resfriamento, Rendimento Térmico, Economia de combustível

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Efeito da temperatura ambiente e razão ar/combustível na eficiência térmica. ....	13
Figura 2- Consumo específico de combustível em função da temperatura do ar.....	14
Figura 3 - Diagramas do ciclo padrão a ar Brayton.....	17
Figura 4-Diagrama temperatura-entropia para o ciclo real. ....	19
Figura 5-Air Intake System .....	21
Figura 6- Cascade Bands .....	21
Figura 7 – Corte lateral de uma turbina Olympus TM3B.....	22
Figura 8– Esquema de um sistema de resfriamento evaporativo. ....	25
Figura 9– Desenho esquemático de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	27
Figura 10– Esquema de uma planta de refrigeração por absorção acoplada a uma TG.....	29
Figura 11– Esquema de um refrigerador por absorção.....	30
Figura 12 – Esquema de uma serpentina para refrigeração do ar.....	31
Figura 13- Sistema de combustível Olympus TM3B .....	34
Figura 14- Governor Control Unit.....	35
Figura 15- Gráfico FPDP x P3p .....	37
Figura 16 - Atuação do Throttle Bias .....	38
Figura 17 - Atuação do Throttle Pot.....	38
Figura 18– Temperaturas obtidas pelos diferentes métodos de resfriamento. ....	45
Figura 19– Potência média para as TG em função do método de resfriamento.....	46
Figura 20-Consumo total de combustível em função do método de resfriamento. ....	47
Figura 21– Curvas de potência e rendimento em função da temperatura na admissão para a LM2500. ....	56
Figura 22 – Curvas de potência e rendimento em função da temperatura na admissão para a Olympus TM3B.....	57
Figura 23 – Curvas de potência e rendimento em função da temperatura na admissão para a Tyne RM1C. ....	58

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Parâmetros estabelecidos pelo fabricante .....	22
Tabela 2: Composição dos gases de descarga em fração molar para uma turbina operando com óleo diesel.....	23
Tabela 3: Dados das turbinas usadas na MB em condições ISO.....	23
Tabela 4: Tabela de Otimização .....	35
Tabela 5: Principais parâmetros do sistema de compressão de vapor dos NPaOc classe Amazona .....	41
Tabela 6: Principais parâmetros dos refrigeradores de absorção 16LJ-A. ....	41
Tabela 7: Normais climatológicas para o Rio de Janeiro e Baía de Guanabara.....	42
Tabela 8: Parâmetros medidos na TG ao início do Procedimento de Otimização .....	44
Tabela 9: Resultados no ponto de projeto para a Olympus TM3B. ....	48
Tabela 10 : Padrões encontrados somente para a TG.....	49
Tabela 11: Resultados da otimização da Olympus TM3B. ....	49

**LISTAS DE SIGLAS E ABREVIATURAS**

COP	coeficiente de performance
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MB	Marinha do Brasil
NPaOc	Navio Patrulha Oceânico
PCI	poder calorífico inferior
RP	razão de pressões
SFC	consumo específico de combustível ( <i>specific fuel consumption</i> )
TET	temperatura de entrada na turbina
TG	turbina a gás



## LISTAS DE SÍMBOLOS

$c_p$	calor específico a pressão constante [kJ/kgK]
$c_v$	calor específico a volume constante [kJ/kgK]
$\Delta$	variação
$E$	efetividade evaporativa
$\varepsilon_s$	efetividade da serpentina de resfriamento
$\eta$	eficiência, rendimento
$\phi$	umidade relativa [%]
$h$	entalpia específica [kJ/kg]
$k$	expoente isentrópico
$\dot{m}$	vazão de massa [kg/s]
MIN	mínimo
$P$	pressão [kPa]
$Q$	taxa de calor [kW]
$\rho$	massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$T$	temperatura [K]
$v$	volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
$W$	potência [kW]
$\omega$	umidade absoluta [kg(vapor)/kg(ar seco)]

### Índices

0	ambiente
1	admissão do compressor
2	descarga do compressor / entrada da câmara de combustão
3	saída da câmara de combustão / entrada da turbina
4	descarga da turbina
a	absorção
ag	água gelada
aq	água quente
ar	ar
bb	bomba

bu	bulbo úmido
bu	Bulbo úmido
C, c	compressor, compressão de vapor
cond	condensado
e	resfriamento evaporativo
El	elétrico
evap	evaporado
f	combustível
ger	gerador de vapor
global, total	global (planta propulsiva + planta de refrigeração)

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>12</b>
1.1.	<b>Apresentação do Problema.....</b>	<b>12</b>
1.2.	<b>Justificativa e Relevância .....</b>	<b>14</b>
1.3.	<b>Objetivos.....</b>	<b>15</b>
1.4.	<b>Metodologia .....</b>	<b>15</b>
<b>2.</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>16</b>
2.1.	<b>Ciclo Termodinâmico .....</b>	<b>16</b>
2.2.	<b>Ciclo Padrão Ar Brayton .....</b>	<b>16</b>
2.2.1.	Ciclo Brayton Real .....	17
2.3.	<b>Turbinas a Gás na MB .....</b>	<b>19</b>
2.3.1.	Parâmetros de utilização de uma Turbina a Gás .....	20
2.3.2.	Características gerais .....	20
2.4.	<b>Sistemas de Resfriamento de Ar .....</b>	<b>23</b>
2.4.1.	Resfriamento Evaporativo .....	24
2.4.2.	Refrigeração do Ar .....	26
2.4.3.	Bombas .....	32
2.5.	<b>Otimização do Sistema de Combustível da TG Olympus TM3B.....</b>	<b>33</b>
2.5.1.	Composição do Sistema de Combustível .....	33
2.5.2.	Governor Control Unit, GCU.....	34
2.5.3.	Otimização: Procedimentos .....	35
2.6.	<b>O Engineering Equation Solver (EES) .....</b>	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>39</b>
3.1	<b>Comparação entre métodos de resfriamento.....</b>	<b>39</b>
3.1.1	Parâmetros da Simulação.....	39
3.2	<b>Comparação entre TG otimizada e não otimizada.....</b>	<b>43</b>
3.2.1	Parâmetros da Simulação.....	43

4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	45
5	CONCLUSÕES.....	51
6	REFERÊNCIAS.....	52
	APÊNDICE A – CURVAS DE POTÊNCIA E RENDIMENTO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA NA ADMISSÃO PARA AS TURBINAS A GÁS DA MB.....	56
	APÊNDICE B – FLUXOGRAMA DA SIMULAÇÃO FEITO POR DINIZ.....	59
	APÊNDICE C – PROGRAMA NO EES PARA SIMULAÇÃO DE DINIZ.....	60
	APÊNDICE D – PROGRAMA NO EXCEL PARA OTIMIZAÇÃO DA TG .....	66

## 1. INTRODUÇÃO

Desde dos primórdios da utilização das máquinas térmicas na humanidade, busca-se atingir o máximo de trabalho útil com mínimo de energia fornecida. Turbinas a gás (TG), têm seu desempenho dependente de seus processos e, estes, de um cabedal de parâmetros. Alguns dos parâmetros que afetam o funcionamento das turbinas são a altitude de operação, temperatura e umidade do ar admitido no compressor, tipo do combustível, razão combustível/ar, eficiência dos componentes e razão de pressões do ciclo.

Dentre esses parâmetros, a temperatura do ar admitido no compressor é um dos mais importantes e de grande influência no rendimento térmico da turbina. A operação de turbinas em regiões tropicais, onde a temperatura média do ar é mais elevada que os 15 °C, determinados pela ISO-3977-2 para estabelecer as condições ambientais de referência para a utilização de TG, resulta em rendimento menor, menos potência total produzida, maior consumo de combustível, e, conseqüentemente, custos de operação elevados.

No âmbito da propulsão naval, o uso de turbinas a gás está associado primariamente a navios de guerra que trabalham em dois regimes de propulsão: cruzeiro, regime de baixa potência e baixa velocidade, operando com máximo rendimento da planta propulsiva (utilizado em travessias) e regime de altas velocidades, regime em que se deseja a máxima potência propulsiva a fim de se obter maior velocidade e manobrabilidade do navio para a execução de manobras militares.

Enquanto o regime de cruzeiro normalmente é mantido por máquinas de menor potência, mas com melhor aproveitamento do combustível (maior rendimento), como motores elétricos ou diesel, para atingir altas velocidades é necessário a utilização de turbinas a gás, graças à sua grande potência específica (relação potência/peso da máquina).

### 1.1. Apresentação do Problema

De acordo com Diniz (2018), a maioria dos parâmetros de uma turbina a gás são definidos em projeto e são de difícil manipulação após a instalação da planta de propulsão. Juntamente aos parâmetros de fabricação, as condições ambientais do local de operação são de grande influência no funcionamento do equipamento.

Por serem de um diferencial tão grande e notório no desempenho das Turbinas, as condições ambientais de referência são determinadas pela ISO 3977-2, sendo as seguintes (Valores para potência máxima e sem perdas consideráveis na admissão e descarga):

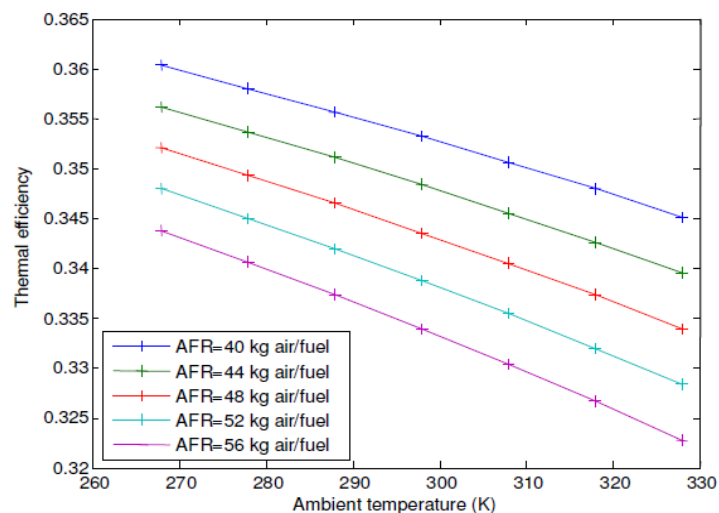
- Temperatura do ar: 15° C;
- Pressão Atmosférica: 1,01325 (Nível do mar);
- Umidade relativa do Ar: 60%;

Nota-se que a temperatura de referência do ar é por volta da metade da temperatura média do estado do Rio de Janeiro para a maior parte do ano e, a qual é dificilmente atingida durante dias frios.

Segundo o conceito termodinâmico de expansibilidade do gás, quanto maior sua temperatura, maior será sua energia cinética e conseqüentemente maior seu volume específico (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009). Com o aumento do volume específico, será necessária maior potência para comprimir o ar admitido e menor será a potência transmitida para a turbina propulsora do navio.

Sendo assim, quanto maior for a temperatura do ambiente, menor será a eficiência térmica da turbina em questão, independente da razão ar/combustível, como demonstra a Fig.1.

Figura 1: Efeito da temperatura ambiente e razão ar/combustível na eficiência térmica.

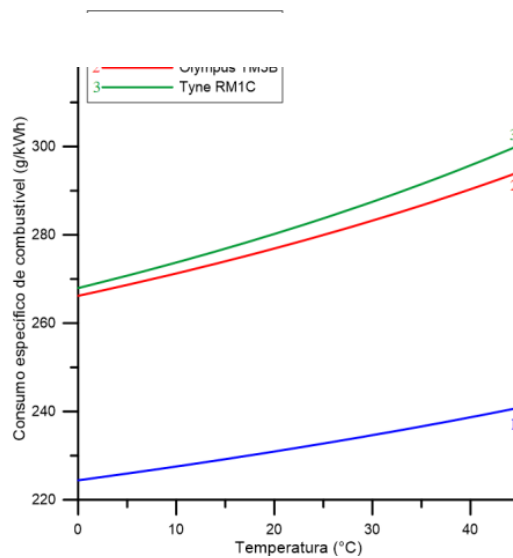


Fonte: Pathirathna (2013)

Fica claro que com o aumento da temperatura do ambiente, há um aumento do consumo específico de combustível, como pode se ver na Fig. 2, em que Diniz em 2017 estudou o consumo específico dos modelos de turbinas utilizadas pela Marinha do Brasil.

Por outro lado, a eficiência térmica também pode ser aumentada fazendo-se alterações no sistema de combustível, no que tange a quantidade de combustível depositado pelos queimadores juntamente com a constância da temperatura de entrada no sistema. Para alcançarmos essa diferença entre a temperatura ambiente e a temperatura desejada, e juntamente alcançarmos o aumento de eficiência com a diminuição de consumo será necessário a utilização de resfriadores de sistema externo as plantas propulsoras dos navios e o aprimoramento do sistema de combustível.

Figura 2- Consumo específico de combustível em função da temperatura do ar



Fonte: Adaptado de Diniz (2017)

## 1.2. Justificativa e Relevância

Quando comparadas aos motores a diesel ou plantas a vapor, as turbinas a gás possuem um menor rendimento. Essa diferença se dá pela grande quantidade trabalho requerida para comprimir o ar admitido pelo compressor; o que significa utilizar de 40% a 80% de todo trabalho produzido pela turbina e ficando maior com o aumento da temperatura do ar ambiente (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009).

Porém a utilização da turbina é imprescindível para manobras militares em que seja necessário adotar altas velocidades rapidamente. Essa necessidade associada a busca pela diminuição do gasto de combustível por parte do sistema, torna importante a análise técnica

para posterior utilização como base para uma reestruturação do sistema de admissão de ar e de combustível das turbinas a gás das fragatas.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo Geral**

Tem por objetivo geral estudar métodos de resfriamento do ar admitido pelos compressores, que podem ser utilizados nas turbinas a gás, e ajustes nos periféricos do sistema, visando aumentar o seu rendimento térmico e diminuir seu consumo.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- a) O trabalho levará em consideração as plantas de propulsão a gás no âmbito da Marinha do Brasil e suas fragatas, escolhendo métodos que se encaixem nessa limitação.
- b) Após escolhidos os métodos, serão comparados os resultados obtidos através de modelagem matemática.

### **1.4. Metodologia**

A pesquisa será realizada através de análise quantitativa de dados adquiridos por meio de pesquisa bibliográfica e testes de bancada.



## 2. REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1. Ciclo Termodinâmico

Inicialmente, é de suma importância para a compreensão do funcionamento de uma TG a total compreensão do ciclo termodinâmico em que se baseia esse funcionamento, o ciclo de Brayton.

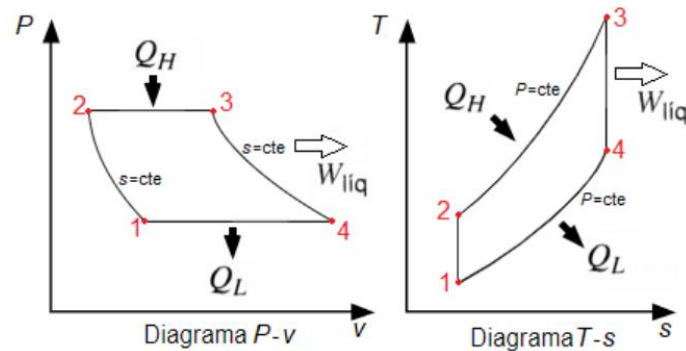
### 2.2. Ciclo Padrão Ar Brayton

Borgnakke, C. e Sonntag define ciclo padrão ar Brayton com ciclo termodinâmico ideal usado como referência, ou modelo, no estudo de turbinas a gás. O ciclo considera que o fluido de trabalho é uma massa fixa de ar, um gás ideal com calor específico constante, que passa por quatro processos termodinâmicos em regime permanente:

- Compressão adiabática e internamente reversível (isentrópica);
- Transferência de calor a pressão constante (isobárica) a partir de uma fonte quente externa;
- Expansão isentrópica para realização de trabalho na turbina; e
- Rejeição de calor isobárica para a vizinhança, retornando ao estado inicial.

Nesses processos, os processos de transferência de calor são executados por meio de trocadores de calor com uma fonte quente e uma fonte fria. As TG de propulsão naval funcionam segundo o ciclo Brayton aberto, no qual o fornecimento de calor é substituído pela queima de combustível na câmara de combustão e a rejeição dos gases e admissão de nova massa de ar tomam o lugar da rejeição de calor para a vizinhança. O ciclo pode ser visualizado nos diagramas pressão-volume e temperatura-entropia da Fig. 3.

Figura 3 - Diagramas do ciclo padrão a ar Brayton.



Fonte: Diniz (2017)

Usando as considerações do ciclo Brayton, pode-se escrever a equação da eficiência térmica do ciclo da seguinte forma:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1)$$

Em que  $k$  é definido como razão entre calores específicos ( $c_p/c_v$ ) do fluido. Dessa equação tem-se a informação da sensibilidade do desempenho à temperatura do ar de admissão ( $T_1$ ), diminuindo conforme ela aumenta. O rendimento será também dependente da razão de pressões do ciclo ( $P_2/P_1$  ou RP).

### 2.2.1. Ciclo Brayton Real

O ciclo real diverge do ciclo Brayton ideal nos seus processos. A compressão e expansão deixam de ser isentrópicas e adiabáticas, de modo que as eficiências dos componentes ( $\eta$ ) precisam ser consideradas. A eficiência isentrópica de um compressor e de uma turbina é definida pela seguinte relação:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{Para o compressor} \quad (2)$$

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad \text{Para a turbina} \quad (3)$$

Apesar da eficiência isentrópica calculada pelas equações anteriores ser válida, ela também depende da razão de pressões na compressão/expansão e não somente dos valores iniciais e finais de pressão, surge assim a eficiência politrópica ( $\eta_p$ ). Dixon (2005) apresenta a relação entre eficiência politrópica e eficiência isentrópica para turbomáquinas de fluxo axial da seguinte forma:

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\eta_p \frac{k-1}{k}} - 1} \quad \text{para o compressor} \quad (4)$$

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{-\frac{\eta_p(k-1)}{k}}}{1 - \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{-\frac{k-1}{k}}} \quad \text{para a turbina} \quad (5)$$

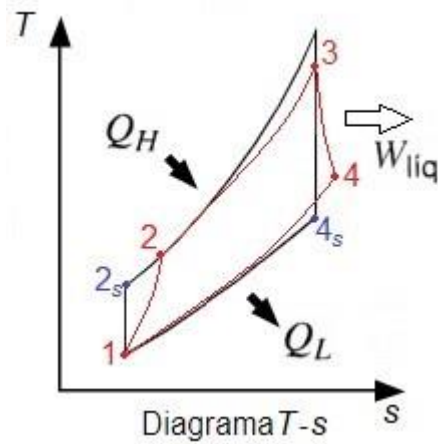
Considera-se o comportamento do fluido como o de um gás ideal, a diferença de temperatura ocasionada pela compressão/expansão pode ser escrita como:

$$\Delta T_c = T_2 - T_1 = \frac{T_1}{\eta_c} \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{para o compressor} \quad (6)$$

$$\Delta T_t = T_4 - T_3 = \eta_t T_3 \left[ \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{-\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{para a turbina} \quad (7)$$

Além disso, considera-se a perda de carga na câmara de combustão, de modo que as pressões  $P_2$  e  $P_3$  não são mais iguais, o que reduz o trabalho realizado pela turbina, chegando ao diagrama temperatura-entropia do ciclo real, como ilustrado na Fig. 4.

Figura 4-Diagrama temperatura-entropia para o ciclo real.



Fonte: Diniz (2017)

Serão desprezados os efeitos das tubulações de admissão e descarga, considerando que a TG admite e descarrega à pressão ambiente ( $P_1$  e  $P_4$  são iguais).

Conhecidas pressão e temperatura na entrada e saída de todos os processos do ciclo, é finalmente possível modelar os componentes pela primeira lei da termodinâmica:

$$WC = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad \text{Compressor} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_H = (\dot{m} + \dot{m}_f)(h_3 - h_2) \quad \text{câmara de combustão} \quad (9)$$

$$\dot{W}_T = (\dot{m} + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \quad \text{turbina} \quad (10)$$

Onde  $\dot{m}$  é vazão de ar admitido e  $\dot{m}_f$  a vazão de combustível queimado, calculada pela seguinte fórmula, a partir do poder calorífico do combustível:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_H}{PCI} \quad (11)$$

### 2.3. Turbinas a Gás na MB

Antes do estudo dos métodos e equipamentos usados no resfriamento do ar de admissão e de aprimoramento do sistema de combustível, é necessário conhecer o funcionamento, os

componentes e as considerações a respeito do ciclo termodinâmico de uma TG, para compreender como a adição de um resfriador afetará seu funcionamento.

### 2.3.1. Parâmetros de utilização de uma Turbina a Gás

A International Organization for Standardization. Gas Turbines, ISO 3977-2 é responsável por determinar mundialmente as condições ambientais de referência para a utilização de turbinas a gás, tendo como referência os valores coletados em situações de potência máxima da planta e sem perdas consideráveis na admissão e na descarga. Os valores obtidos de catálogos e informações de diversas turbinas comerciais são para as seguintes condições:

- Temperatura do ar: 15 °C;
- Pressão atmosférica: 1,01325 bar (nível do mar);
- Umidade relativa: 60%;
- Máxima potência; e
- Sem perdas na admissão e descarga.

### 2.3.2. Características gerais

A turbina que será foco do estudo será a Turbina a gás Rolls-Royce Olympus TM 3B que é uma turbina de propulsão naval dividida em Gerador de gás, turbina propulsora e “*Air Intake system*”, ou seja, admissão de ar da TG.

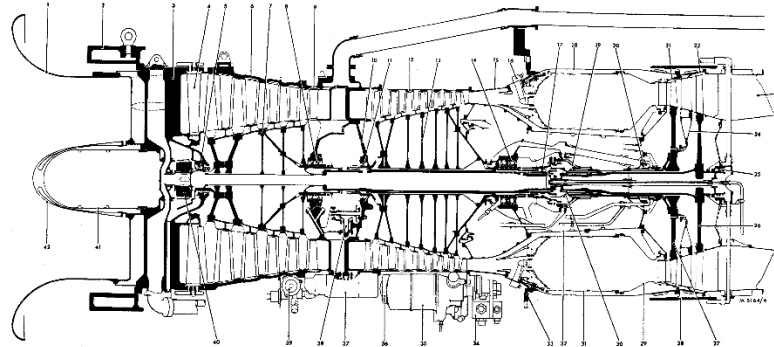
Dada a partida, a TG aspira ar dos conveses externos, que estão no convés 03 da fragata que está a aproximadamente 5 metros da linha d’água, como visto na figura 4, através do Air Intake system, demonstrado na Fig. 5, iniciada de uma tomada de ar constituída por alhetas dispostas verticalmente, evitando a entrada de água mar/chuva,

Essa aspiração ocorre devido à diferença de pressão que é criada com a rotação dos compressores de alta pressão e de baixa pressão. Em seguida, já em direção à praça de máquinas, o ar passa pelas palhetas direcionadoras, conhecidas como “*Cascade bands*” (ver Fig. 6), que exercem função de direcionar o ar, transformando o movimento vertical do ar em horizontal, diminuindo o turbilhonamento na entrada do gerador de gás.



gás se expande, girando tanto as turbinas de alta pressão e de baixa pressão como a turbina propulsora. Essa mistura, então, é retirada do sistema através da descarga.

Figura 7 – Corte lateral de uma turbina Olympus TM3B



Fonte: BR 6560 (001) (1) Olympus TM3B - Planning, Operating, Descriptive and Commissioning Information

Na condição de marcha lenta, a turbina deverá estar com os seguintes parâmetros:

Tabela 1: Parâmetros estabelecidos pelo fabricante

	<b>MARCA LENTA</b>
VELOC. Compressor de Baixa	2000 – 2200 RPM
VELOC. Compressor de Alta	4000 RPM
PRESSÃO NA DESCARGA BB OC [FPDP]	450 – 470 PSI [31–32,4 BAR]
PRESSÃO ADM. BB OC	5 PSI [0,3]
TEMP. ENTR. TP [PTET]	280°C
P3p	1 – 2 PSI
P3	9 – 11 PSI

Fonte: Elaborada pelo autor com base na BR 6560 (001) (1)

Utilizando o modelo desenvolvido por Diniz (2017) no *Engineering Equation Solver* (EES), obtemos uma simulação para apresentar o comportamento das 3 turbinas utilizadas na Marinha do Brasil (Tab. 3) assim como Curvas de potência produzida em função da temperatura de admissão para cada uma das turbinas, que se encontram no Apêndice A., porém somente utilizaremos as informações referentes a TG Olympus TM3B.

O referido modelo utilizou como base o ar na admissão ar úmido e os gases de descarga como uma mistura de nitrogênio, oxigênio, dióxido de carbono, argônio e vapor d'água nas proporções fornecidas por Razak (2007) que se encontram na Tab. 2.

Tabela 2: Composição dos gases de descarga em fração molar para uma turbina operando com óleo diesel.

Composição dos gases de descarga em % mol				
CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	Ar
4.128	5.091	75.738	14.141	0.902

Fonte: Adaptado de Razak (2007).

Tabela 3: Dados das turbinas usadas na MB em condições ISO.

	<b>LM2500</b>	<b>OLYMPUS TM3B</b>	<b>TYNE RM1C</b>
<i>RP</i>	<b>18,00</b>	<b>10,37</b>	<b>12,00</b>
<i>T</i> <sub>2</sub>	448,1 °C	332,3 °C	361,0 °C
<i>T</i> <sub>3</sub>	1217,8 °C	<b>946,8 °C</b>	<b>1006,8 °C</b>
<i>T</i> <sub>4</sub>	<b>566,0 °C</b>	505,7 °C	537,6 °C
<i>m</i> <sub>ar</sub>	<b>70,5 kg/s</b>	<b>103,42 kg/s</b>	<b>19,05 kg/s</b>
<i>W</i> <sub>liq</sub>	<b>25,06 MW</b>	<b>20,88 MW</b>	<b>4,00 MW</b>
<i>Q</i> <sub>H</sub>	66,66 MW	75,20 MW	14,69 MW
<i>η</i> <sub>th</sub>	0,3759	0,2777	0,2723
<i>η</i> <sub>nominal</sub>	<b>0,3709</b>	<b>0,2800</b>	<b>0,2690</b>

Fonte: General Electric Company (2017); Morgan, Lamport e Smith (1970); e Shaw (1974).

## 2.4. Sistemas de Resfriamento de Ar

Tendo em vista a localização da aspiração de ar do sistema da Olympus TM3B nas fragatas da MB é imprescindível o estudo aprimorado dos meios de resfriamento, de modo que



os mesmos, por possivelmente causarem a adição de peso alto no navio, não alterem o seu centro de gravidade, afetando diretamente a estabilidade do navio.

O uso de resfriadores de ar para conseguir um ganho no rendimento e retorno da potência produzida para seu valor nominal tem sido estudado principalmente por causa das usinas termelétricas, que apresentam significativa redução em sua potência durante estações mais quentes (IBRAHIM; RAHMAN; ABDALLA, 2011).

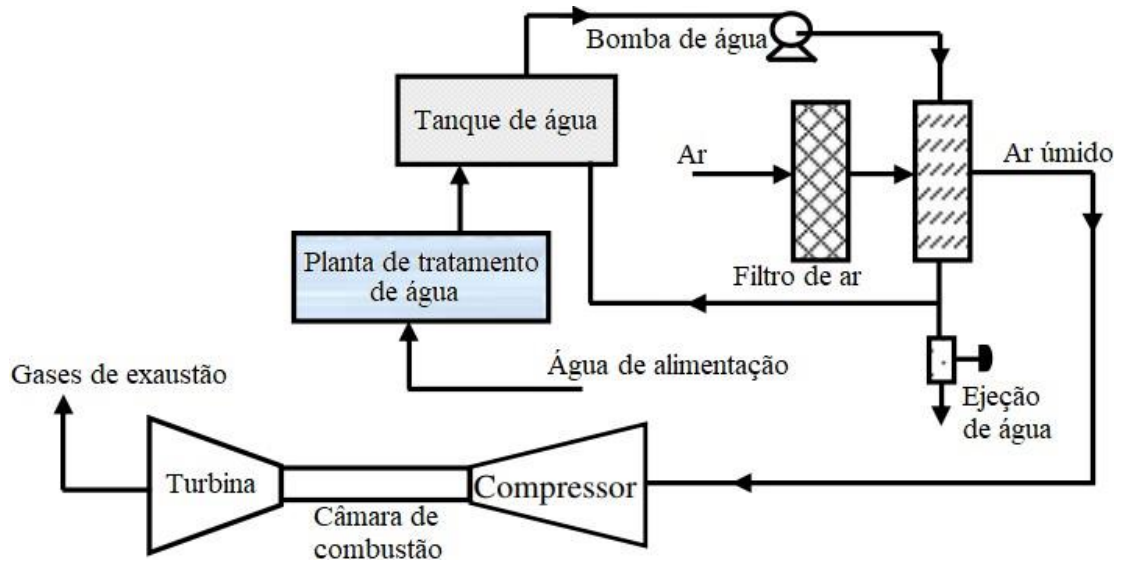
Diniz (2017) afirma que os sistemas utilizados são divididos em resfriamento evaporativo, refrigeração mecânica e refrigeração por absorção. Santos e Andrade (2012) estudaram os efeitos dessas três tecnologias no desempenho de TG operando sob as condições climáticas de dois estados brasileiros. Esses métodos serão abordados a seguir.

#### 2.4.1. Resfriamento Evaporativo

O método consiste no contato direto da corrente de ar com um meio no qual água é distribuída. O meio deve ser de um material e área superficial que facilitem o contato e a evaporação, tal qual fibras de lã, papel corrugado ou superfícies porosas. Nesse tipo de sistema, o resfriamento é causado pela absorção de calor pela água que evapora, resultando numa mudança de estado ao longo da linha adiabática (KAKARAS; DOUKELIS; KARELLAS, 2004). Um esquema de como seria a instalação de um sistema de resfriamento evaporativo encontra-se na Fig. 8.

Resfriamento evaporativo é o menos complicado e mais barato dos métodos de resfriamento de ar que são usualmente utilizados para esse fim. No entanto, sua capacidade é limitada inteiramente pela temperatura de bulbo úmido e é bastante reduzida para lugares ou épocas do ano mais úmidos (Diniz 2017).

Figura 8– Esquema de um sistema de resfriamento evaporativo.



Fonte: Diniz (2017).

A temperatura do ar após o resfriador ( $T_1$ ) pode ser calculada pelo seguinte método (Zadpoor e Golshan 2006, *apud* FARZANEH-GORD; DEYMI-DASHTEBAYAZ, 2010):

$$T_1 = T_0 - E(T_0 - T_{0,bu}) \quad (12)$$

Onde  $T_0$  é a temperatura do ar ambiente, o subscrito bu refere-se à temperatura de bulbo úmido e  $E$  é a efetividade evaporativa, definida por:

$$E = \frac{T_{qued}}{T_{max}} \quad (13)$$

Onde  $T_{qued}$  é a queda de temperatura produzida pelo resfriador e  $T_{max}$  é a máxima queda de temperatura possível. Esse coeficiente tem valores usualmente entre 0,8 e 0,9.

A taxa de calor perdido pelo ar pode ser calculada pela energia necessária para evaporar a água do meio evaporativo:

$$Q_e = m_{evap}(h_{H_2O} - h_{H_2O_{bu,sat}}) \quad (14)$$

Onde as entalpias são, respectivamente, da água à temperatura ambiente e do vapor saturado à temperatura de bulbo úmido. A massa evaporada de água é dada por:

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{ar}(\omega_1 - \omega_0) \quad (15)$$

Onde  $\omega_0$  e  $\omega_1$  são as umidades absolutas do ar antes e depois do painel evaporativo. Essa massa de água é adicionada ao ar de admissão, aumentando sua umidade.

Como o escoamento do ar é promovido pelo compressor da TG a única máquina acessória a esse sistema será uma bomba hidráulica para repor a água evaporada no meio evaporativo.

#### 2.4.2. Refrigeração do Ar

Segundo Diniz (2017), os sistemas de refrigeração são assim chamados porque são capazes de reduzir a temperatura abaixo das condições ambientais. Por serem menos sensíveis às condições do ar ambiente que o resfriamento evaporativo, sua aplicação é possível numa gama maior de situações, além de possibilitarem a obtenção de maior constância e controle sobre a potência produzida. O ciclo básico de refrigeração envolve um fluido refrigerante que muda de fase ao absorver ou rejeitar calor.

A refrigeração pode ser feita de forma direta, quando o ambiente cede calor diretamente para o fluido refrigerante, ou indireta, quando se usa um fluido secundário, como água gelada, para intermediar essa troca de calor. A vantagem de se usar refrigeração indireta com água como fluido secundário é que a água pode ser bombeada para remover calor a grandes distâncias e vazamentos no sistema são mais facilmente identificáveis. De ambas as formas, ao se resfriar o ar ambiente, pode ocorrer condensação do vapor d'água nele contido. De início, o processo segue a linha de umidade absoluta constante até atingir o ponto de orvalho, momento no qual o vapor d'água presente no ar começa a condensar (BROOKS, 2000).

##### 2.4.2.1. Refrigeração por Compressão de Vapor

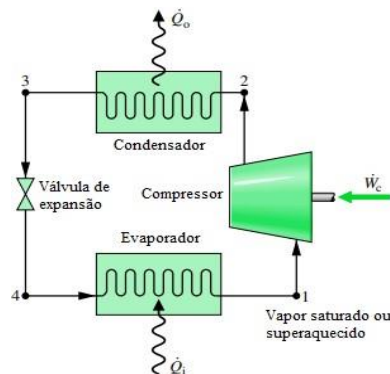
Ferro (2016) afirma que o ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais utilizado no mundo para se produzir efeito de resfriamento, principalmente nas aplicações de congelamento de alimentos e sistemas de ar condicionado para conforto térmico. Precisamente por essas aplicações, praticamente todos os navios possuem instalada uma ou mais plantas de

refrigeração por compressão de vapor para refrigeração das câmaras frigoríficas, de compartimentos habitáveis e de equipamentos eletrônicos

Diniz (2017) afirma que o ciclo de refrigeração por compressão é composto por quatro processos. Primeiramente, o fluido refrigerante, na forma de vapor saturado ou superaquecido, é comprimido para um estado de alta pressão e temperatura. Em seguida, ele rejeita calor a pressão constante para o ambiente ou para um fluido de arrefecimento (numa planta marítima esse fluido é a água do mar) até se tornar líquido saturado, passa por uma expansão isentálpica que reduz sua pressão e temperatura e, por fim, passa por outro processo de troca de calor a pressão constante, no qual absorve calor do ambiente ou fluido a ser refrigerado, até se tornar novamente vapor.

Esses processos são executados, por 4 peças chave, o compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. O ciclo de refrigeração ideal está esquematizado na Fig. 9.

Figura 9– Desenho esquemático de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Adaptado de Diniz (2017).

Para calcular a taxa de calor a ser removida do ar, é preciso conhecer as condições ambientais ( $T_0$ ,  $\phi_0$ ) e especificar a temperatura de saída  $T_1$ . Como haverá a ocorrência de condensação, o ar na saída será saturado, com  $\phi_1$  igual a 100%. A taxa de calor será dada por:

$$\dot{Q}'_c = \dot{m}'_{ar}(h_0 - h_1) - \dot{m}'_{cond}h_{H_2O} \quad (16)$$

Onde  $\dot{m}'_{cond}$  é a massa de água condensada e  $h_{H_2O}$  a entalpia da água à temperatura média entre  $T_1$  e a temperatura na qual se inicia a saturação. A massa de condensado pode ser encontrada por meio da diferença de umidade absoluta  $\omega$  do ar:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{ar}(\omega_0 - \omega_1) \quad (17)$$

Sendo o coeficiente de performance (COP) da planta de compressão a vapor definido como a proporção entre o calor removido do ambiente refrigerado e o trabalho consumido pelo compressor, valor o qual é fixo para a planta (SANTOS; ANDRADE, 2012).

Desprezando as perdas de calor para o ambiente no circuito de água gelada, pode-se encontrar a potência que a refrigeração do ar de admissão demandará da planta por:

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{Q}_c}{COP} \quad (18)$$

Há também a potência dispendida com a bomba de remoção de condensado e a bomba de circulação de água gelada, cuja vazão será dada por:

$$\dot{m}_{ag} = \frac{\dot{Q}_c}{h_i - h_o} \quad (19)$$

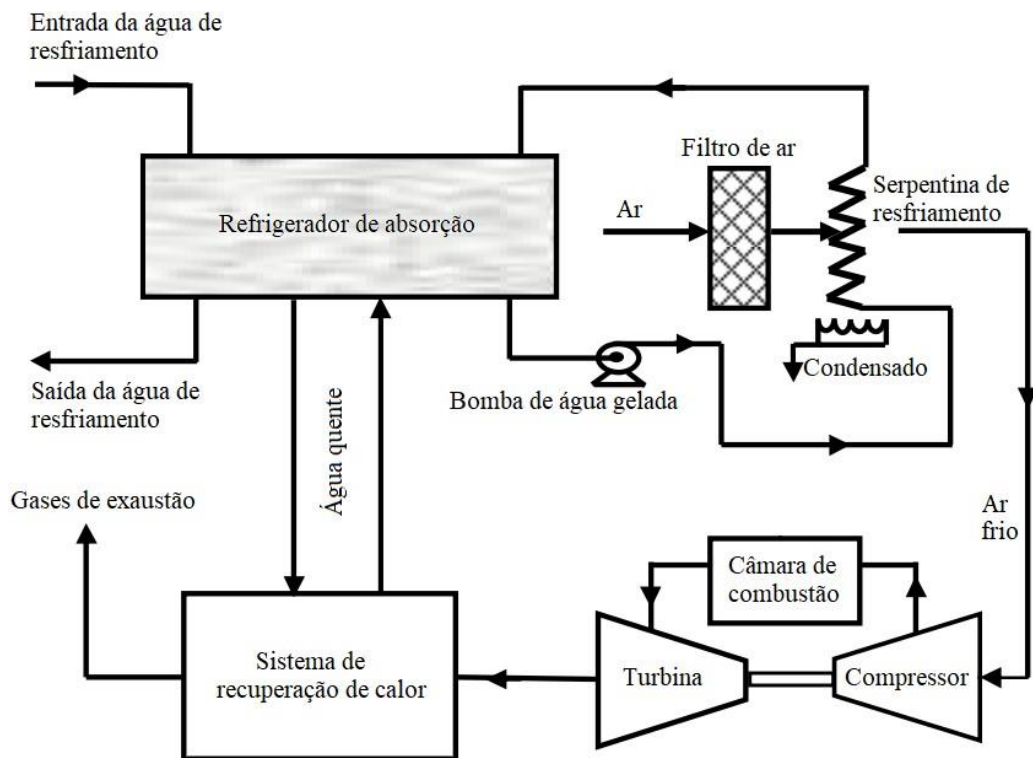
Onde  $h_i$  e  $h_o$  são as entalpias de entrada e saída da água gelada no evaporador, desprezando as perdas térmicas para o ambiente no trajeto entre a planta de refrigeração e a TG.

#### 2.4.2.2. Refrigeração por Absorção

Os ciclos de absorção permitem a produção de água gelada a partir de uma fonte de calor por meio do processo termoquímico de absorção de um refrigerante por uma substância secundária, chamada absorvente, formando uma solução líquida que é então bombeada para uma pressão maior (Diniz,2017)

A Fig. 10 mostra como um sistema de absorção seria instalado em uma TG marítima.

Figura 10– Esquema de uma planta de refrigeração por absorção acoplada a uma TG.



Fonte: Adaptado de Diniz (2017).

Esse ciclo pode ser integrado em sistemas de cogeração, aproveitando calor de uma fonte quente de baixa qualidade (como as TG). Além disso, como funciona com base em processos químicos, o equipamento não possui partes móveis além das bombas hidráulicas necessárias à circulação do fluido, o que barateia a manutenção.

Kakaras, Doukelis e Karellas (2004) fizeram uma simulação para uma TG com um ciclo de absorção resfriando o ar de admissão até 5 °C e concluíram que esse arranjo foi capaz de manter a potência e rendimento da TG acima dos valores nominais, mesmo com a temperatura ambiente variando até 40 °C.

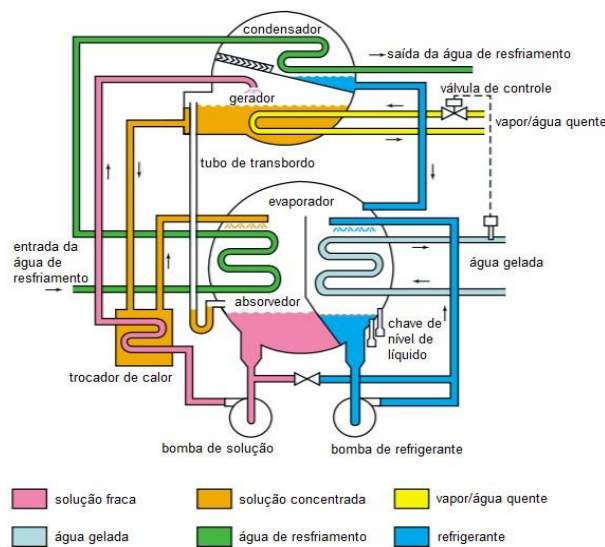
De acordo com Diniz (2017) o ciclo de absorção é, em grande parte, semelhante ao ciclo de compressão de vapor. O refrigerante circula por um condensador, válvula de expansão e um evaporador. No entanto, o compressor é substituído por um conjunto consistindo num absorvedor, bomba, gerador e válvula de retorno de solução.

No ciclo de compressão de vapor, o efeito desejado é o resfriamento da água gelada por meio da evaporação do refrigerante no evaporador. Esse vapor de refrigerante é absorvido pela solução no absorvedor, tornando-a fraca (baixa concentração do absorvente), em um processo exotérmico. Água de resfriamento é circulada pelo absorvedor para remover o calor liberado e

manter a temperatura no absorvedor tão baixa quanto possível. A solução fraca é bombeada para o gerador, onde uma fonte de alta temperatura torna a separar o refrigerante do absorvente (um processo endotérmico), formando vapor de refrigerante, o qual passa para o condensador, onde é resfriado e condensado pela água de resfriamento. O restante da solução retorna para o absorvedor. Um regenerador pode ser instalado entre as redes de solução para aproveitar parte do calor da solução que retorna do gerador.

A Fig.11 mostra em detalhe os componentes no interior do sistema de absorção.

Figura 11– Esquema de um refrigerador por absorção.



Fonte: Adaptado de Diniz.

O procedimento de cálculo para a carga de refrigeração de ar para um sistema de absorção ( $\dot{Q}_a$ ) será análogo ao sistema de compressão de vapor. O COP de absorção, é definido de forma diferente, sendo a razão entre o calor trocado no evaporador para a água gelada e o calor recebido no gerador advindo da fonte quente (Diniz 2017), de modo que:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{Q} \frac{a}{COP} \quad (20)$$

Onde  $\dot{Q}_{ger}$  é o calor fornecido no gerador, transportado por um fluido que pode ser vapor que aproveita o calor dos gases de descarga da turbina. Supondo um ciclo de absorção alimentado por água quente, a vazão mássica de água será dada por:

$$\dot{m}_{aq} = \frac{\dot{Q}_{ger}}{h_i - h_o} \quad (21)$$

Sendo  $h_i$  e  $h_o$  as entalpias de entrada e saída da água no gerador do sistema de absorção. Tal qual para a água gelada, esse cálculo despreza as perdas para o ambiente.

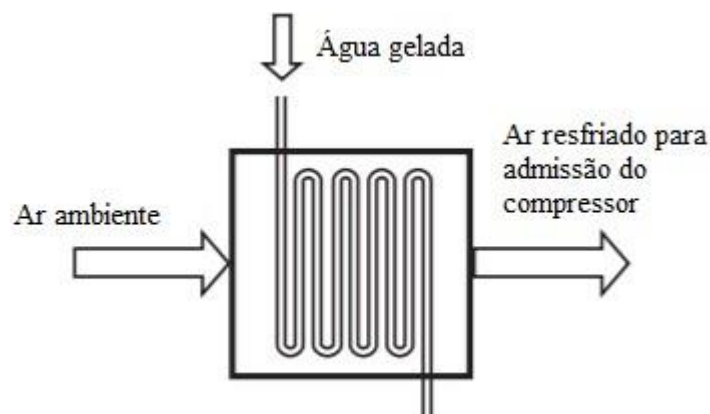
O COP de sistemas de absorção de simples efeito típicos encontra-se entre 0,6 e 0,8.

O desempenho dos sistemas de absorção pode ser melhorado pela utilização de um sistema de evaporação de duplo efeito, com a divisão do gerador em um gerador primário e um secundário. No gerador primário, a alta temperatura, é produzido o vapor de refrigerante. Esse vapor é enviado para os tubos do gerador secundário onde se condensa, trocando calor com a solução que se encontra do lado de fora dos tubos, produzindo uma quantidade adicional de vapor (JÚNIOR *et al.*, 2004 *apud* CARNEIRO; RIBEIRO, 2011).

#### 2.4.2.3. Trocadores de Calor

O uso de sistemas de refrigeração torna necessária a aplicação de uma serpentina circulando a água gelada por dentro da tubulação de admissão da TG, como esquematizado na Fig. 12.

Figura 12 – Esquema de uma serpentina para refrigeração do ar.



Fonte: Diniz (2017).

Esse é um trocador de fluxo cruzado cujo desempenho pode ser estimado pelo método da efetividade, o que simplifica bastante a análise de trocadores de calor quando se deseja conhecer a temperatura de saída dos fluidos e a taxa de transferência de calor (ÇENGEL, 2009). A efetividade de transferência de calor da serpentina de resfriamento é definida como:



$$\varepsilon_s = \frac{Q'}{Q'_{max}} \quad (22)$$

Em que  $Q'$  é a taxa de calor real ( $Q'_c$  para a compressão de vapor,  $Q'_a$  para a absorção) e  $Q'_{max}$  é a máxima taxa possível de troca de calor, definida como:

$$Q'_{max} = \text{MIN}(m_i \Delta h_{max}) \quad (23)$$

Onde  $\Delta h_{max}$  é a diferença de entalpia entre as temperaturas de entrada dos fluidos, avaliada para o fluido  $i$ , sendo ele o ar ou a água. A função MIN retornará o menor entre os dois valores calculados, pois será o fluido com a menor capacitância térmica que terá a capacidade de sofrer a maior variação possível de temperatura

A partir de uma condição de projeto (uma queda de temperatura desejada para o ar), é possível calcular a efetividade do trocador de calor e, com isso, calcular a taxa real de transferência de calor para situações fora do ponto de projeto. A partir da taxa de transferência de calor, pode-se determinar a entalpia do ar no estado após o resfriador pela Eq. 24 e, em conjunto com as demais propriedades psicrométricas conhecidas, a temperatura do ar que seguirá para o compressor.

$$h_1 = \frac{m'_{ar} h_0 - \varepsilon_s Q'_{max} - m'_{cond} h_{H2O}}{m'_{ar}} \quad (24)$$

Como a vazão de ar será dependente de seu estado após o resfriamento, um processo iterativo para fazer seu valor e o valor da temperatura convergirem deve ser utilizado.

### 2.4.3. Bombas

Todos os sistemas de resfriamento precisarão de bombas auxiliares para circulação dos diversos fluidos e remoção de condensado. O consumo de energia de uma bomba hidráulica é

relativamente baixo, uma vez que é proporcional ao volume específico  $v$  do fluido bombeado, que é pequeno para líquidos. Considerando a água como fluido incompressível e a eficiência total de bombeamento  $\eta_{bb}$  (considerando perdas de ordem elétrica, mecânica e hidráulica), a potência consumida será:

$$\dot{W}_{bb} = \frac{\dot{m}v\Delta P}{\eta_{bb}} \quad (25)$$

O diferencial de pressão  $\Delta P$  em sistemas de circulação de água é a perda de carga no sistema.

## 2.5. Otimização do Sistema de Combustível da TG Olympus TM3B

Uma das maneiras utilizadas e que é essencial para se atingir um aumento de potência e de eficiência é a otimização do sistema de combustível, prevista pela fabricante e executada principalmente em áreas de temperatura ambiente média acima de 15° Celsius.

A otimização se traduz como o processo de ajustar a máxima potência de saída, de forma que isso ocorra exatamente na máxima posição do acelerador (throttle), e seu propósito é garantir que a máxima potência de saída está sendo atingida, de maneira que a sobre temperatura seja mínima possível. Para isso, é necessário atuar na FPDP, ou seja, pressão de debito de combustível, e na P3P, ajustando a GCU.

Inicialmente entenderemos a composição do sistema de combustível e a GCU, para a posteriori discorrer sobre a otimização e seu procedimento.

### 2.5.1. Composição do Sistema de Combustível

O sistema de combustível tem como funções suprir OC para a partida, suprir OC sob controle nas diversas faixas de rpm e cortar suprimento de OC em condições normais e de emergência podendo ser dividido em quatro subsistemas, o sistema auxiliar de OC na partida, o sistema de suprimento de OC para os queimadores, sistema de controle de velocidade e sistema de proteção e está disposto conforme a Fig.13





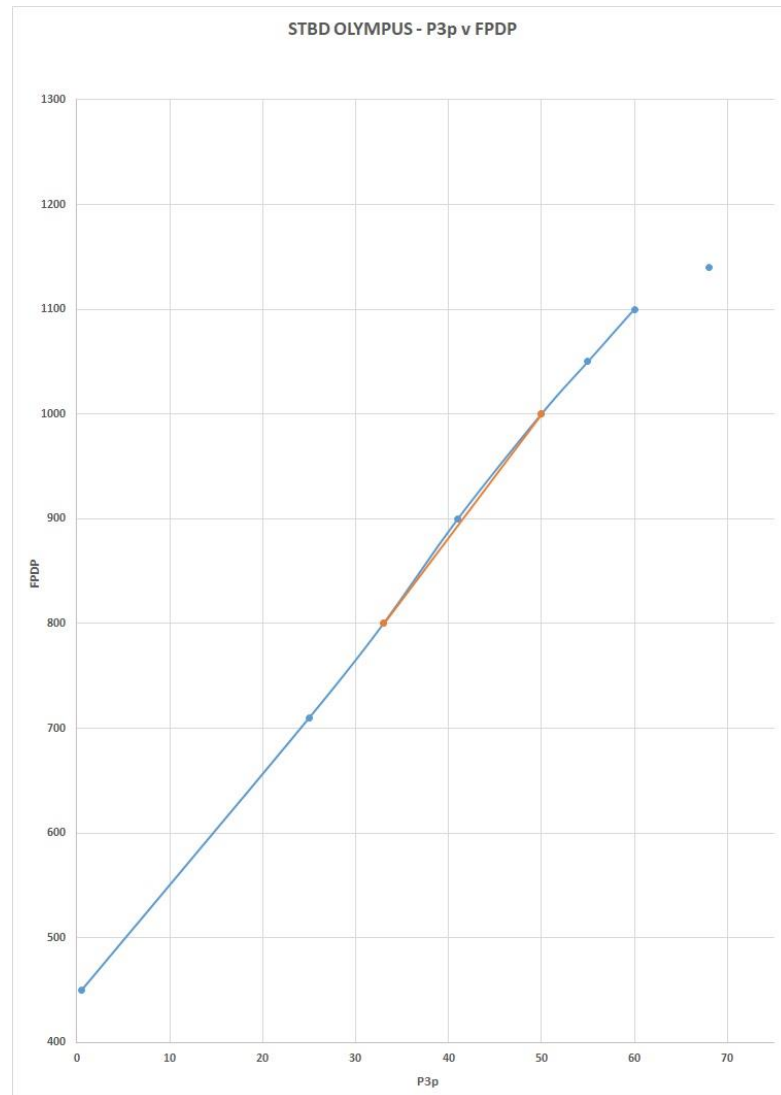
<b>FPDP (PSI)</b>												
<b>Servo-Pressão (PSI)</b>												
<b>P3 (PSI)</b>												
<b>P3p (PSI)</b>												
<b>LPRPM (Fluke)</b>												
<b>HPRPM (Fluke)</b>												
<b>PTRPM (Fluke)</b>												
<b>TET (°C)</b>												
<b>Pedestal Depression (in Wg)</b>												
<b>Intake Depression (in Wg)</b>												
<b>TET Spread</b>					<b>N°1</b>	<b>N°2</b>	<b>N°3</b>	<b>N°4</b>	<b>N°5</b>	<b>N°6</b>	<b>N°7</b>	<b>N°8</b>
<b>At Idle</b>	Average			Deviation								
<b>At Max</b>	Average			Deviation								

Fonte: BR 6560 (001) (1) Olympus TM3B - Planning, Operating, Descriptive and Commissioning Information

Com a turbina operando no máximo, será solicitado à manobra a temperatura do ambiente e a pressão atmosférica. Ao preencher a tabela, será gerada o gráfico FPDP X P3p (ver figura 15). Extrapolando a curva até a máxima P3p atingida pelos testes, encontraremos a FPDP atual.

Utilizando a informação sobre o ambiente, conseguiremos a velocidade de rotação do compressor de baixa, ou LPRPM, prevista em teste de bancada, através da Tabela Pass off Test, presente no Log Book da própria turbina. Esse LPRPM será corrigido em relação à temperatura ambiente. Ao ser jogado na tabela FPDP X LPRPM, o valor de LPRPM corrigido no dará um valor de FPDP, a FPDP desejada.

Figura 15- Gráfico FPDP x P3p



Fonte: Elaborado pelo autor com base na BR 6560 (001) (1)

Conhecendo a FPDP Desejada e a FPDP atual, conseguimos calcular o ajuste de FPDP para a temperatura e pressão atmosférica através da seguinte formula:

$$\text{Ajuste no ralenti} = \frac{a + \frac{a}{r}}{r} \quad (26)$$

Sendo

$$a = \text{FPDP desejada} - \text{FPDP atual} \quad (27)$$

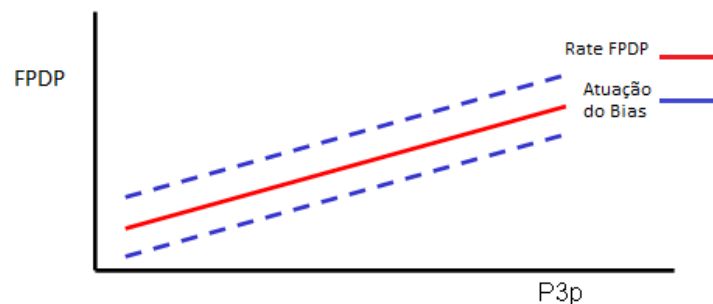
$$r = \frac{\text{FPDP Máx}}{\text{FPDP ralenti}} \quad (28)$$

O ajuste será efetuado na GCU, com a turbina em “ralenti” até atingir a FPDP necessária para que a turbina trabalhe na potência máxima. Por ser um ajuste muito fino, deverá ser feito 1/8 da volta por vez, o Throttle Bias para aumentar o FPDP gira-se no sentido horário, já o “*Throttle Pot*” para o sentido anti-horário.

Para se alcançar o efeito desejado, o ajuste devera equilibrar o aumento da FPDP com a retirada de FPDP. Para aumentar o “*Put In*” (Rate de aumento) de FPDP, deveremos atuar no Throttle Pot., para aumentar a FPDP e depois controlar o aumento da FPDP no Throttle Bias, diminuindo-a. Já para ajustar o “*Take Out*” (Rate de diminuição), deveremos atuar no Throttle Bias para aumentar a FPDP, e depois controlar o aumento da FPDP atuando no Throttle Pot. O ajuste é realizado até se alcançar a FPDP desejada.

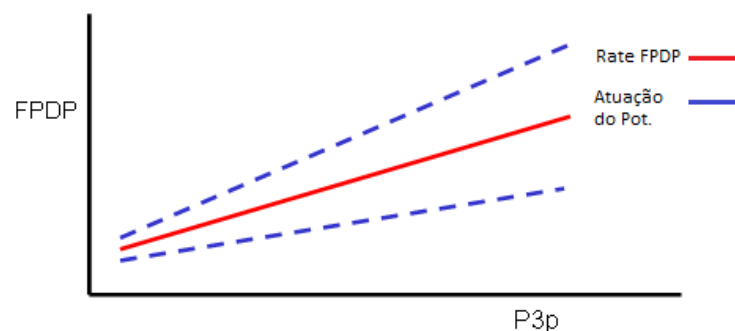
O ajuste no Throttle Bias, influencia na translação da linha de FPDP no gráfico (ver figura 16) controlando e limitando de quanto será o ponto inicial da FPDP (Ralenti). P Throttle Pot influencia no ângulo da linha de FPDP do gráfico (ver figura 17), controlando e limitando o rate de aumento da FPDP.

Figura 16 - Atuação do Throttle Bias



Fonte: Elaborado pelo autor com base na BR 6560 (001) (1)

Figura 17 - Atuação do Throttle Pot.



Fonte: Elaborado pelo autor com base na BR 6560 (001) (1)

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 Comparação entre métodos de resfriamento

A comparação entre métodos de resfriamento foi baseada na simulação feita por Diniz (2017), e as métricas usadas para comparação entre os métodos de resfriamento foram o aumento de potência e rendimento em relação à TG não resfriada, o consumo de combustível para cada uma das alternativas e o rendimento global do sistema, incluindo os gastos energéticos com as plantas de refrigeração.

Serão descritos a seguir os parâmetros e ferramentas usados na simulação computacional executada por Diniz (2018).

##### 3.1.1 Parâmetros da Simulação

###### 3.1.1.1 Turbinas a Gás

Os parâmetros das turbinas são aqueles da Tab. 2. Os valores em negrito são dados de entrada, enquanto os demais são os principais parâmetros do ciclo calculados pelo modelo matemático. Foi considerado o valor de 0,9 para a eficiência politrópica dos compressores como ponto de partida da simulação para poder-se estimar as demais eficiências, utilizando-se de um cálculo iterativo que força a convergência para os parâmetros de catálogo das TG nas condições ISO. Para o cálculo da massa de combustível injetada foi considerado óleo diesel com poder calorífico inferior de 42259,41 kJ/kg, segundo dados da Agência Nacional do Petróleo (2015).

O valor da razão de calores específicos  $k$  usado nos cálculos, para o ar, foi o calculado para as condições ISO pelo EES (1,399). Para os gases da combustão, foi calculado um valor aproximado para a temperatura e pressão médias às quais eles trabalham nos três tipos de TG (1,328). Como  $k$  varia pouco com a temperatura (pois  $c_p$  e  $c_v$  variam aproximadamente na mesma proporção) e a simulação está ajustada para fixar as temperaturas do ciclo com base nos parâmetros fornecidos pelos fabricantes, essas aproximações não produzem desvios significativos sobre os resultados.

Para consistência de resultados, foi considerado que o sistema de controle de todas as três TG mantém a TET constante. Desse modo, a temperatura  $T_3$  permanece constante para



quaisquer variações no ciclo, variando-se a quantidade de energia fornecida na combustão para alcançar a temperatura fixada.

#### 3.1.1.2 Bombas

Todos os sistemas estudados usam bombas hidráulicas para circular fluidos. Todas as bombas foram consideradas alimentadas por motores elétricos e foi considerado o valor de eficiência total de 75%, considerado razoável para bombas centrífugas de médio porte, de acordo com Marcintyre (1981).

#### 3.1.1.3 Resfriamento Evaporativo

Foi considerado um painel evaporativo com efetividade constante de 0,85. A bomba de alimentação de água foi considerada como bombeando a uma altura de coluna d'água de 15 m, resultando numa diferença de pressão de aproximadamente 150 kPa, sendo a potência dessa bomba o único consumo energético desse sistema.

#### 3.1.1.4 Sistema de Compressão de Vapor

Foi tomada como base a planta de ar-condicionado instalada nos Navios Patrulha Oceânicos (NPaOc) classe Amazonas, navios de dimensões e deslocamento comparáveis a corvetas. A questão da dimensão do navio não influencia tanto no dimensionamento da planta de ar-condicionado porque navios maiores costumam ser segregados em seções, cada uma refrigerada por uma instalação à parte. A planta dos NPaOc classe Amazonas é composta por três sistemas idênticos independentes que compartilham evaporador e condensador, com um dos sistemas em *standby*. O sistema opera com R-134a e consiste de um compressor de parafuso simples semi-hermético, um condensador casco e tubo e um evaporador casco e tubo.

Em sua instalação a bordo dos NPaOc classe Amazonas, a planta fornece água gelada à temperatura de 6,5 °C para quatro unidades de tratamento de ar e oito unidades de condicionamento de ar. Os parâmetros relevantes de cada um desses sistemas encontram-se na Tab. 5.

Tabela 5: Principais parâmetros do sistema de compressão de vapor dos NPaOc classe Amazona

Calor rejeitado no condensador (nominal)	266,0 kW
Calor absorvido no evaporador (nominal)	216,0 kW
COP	4,32
Temperatura de saída da água gelada	6,5 °C
Temperatura de retorno da água gelada	12,5 °C
Pressão da água gelada	600 kPa

Fonte: J & E Hall International (2008).

Além da potência consumida pelo compressor, foi levada em conta também a potência consumida pela bomba de remoção de condensado e pelo bombeamento de água gelada para a TG, funcionando com diferencial de pressão de 60 kPa e perda de carga de 70 kPa, respectivamente.

#### 3.1.1.5 Sistema de Absorção

Um refrigerador de absorção industrial, alimentado por água quente da série 16LJ-A da Carrier Corporation. São refrigeradores de simples efeito que operam com o par brometo de lítio-água, onde a água é o refrigerante e a solução concentrada de LiBr o absorvente. Os diversos refrigeradores dessa série variam em capacidade de refrigeração, mas operam sob os mesmos parâmetros, os relevantes dos quais para essa análise encontram-se na Tab. 6.

Tabela 6: Principais parâmetros dos refrigeradores de absorção 16LJ-A.

COP	0,78
Temperatura de saída da água gelada	7,0 °C
Temperatura de retorno da água gelada	12,0 °C
Temperatura de saída da água quente	80,0 °C
Temperatura de retorno da água quente	90,0 °C
Pressão da água gelada	1 MPa
Pressão da água quente	1 MPa

Fonte: Carrier Corporation.

### 3.1.1.6 Condições Ambientais e Ponto de Projeto

A Ilha de Mocanguê está situada no interior da Baía de Guanabara e grande parte das operações e exercícios executados pela MB ocorrem nas proximidades do litoral do estado do Rio de Janeiro.

Para o Rio de Janeiro, os valores de temperatura e umidade relativa aferidos constam na Tab. 7.

Tabela 7: Normais climatológicas para o Rio de Janeiro e Baía de Guanabara.

	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	ANO
$T_{\max,média}$ [°C]	30,2	30,2	29,4	27,8	26,4	25,2	25,0	25,5	25,4	26,0	27,4	28,6	27,3
$T_{média}$ [°C]	26,3	26,6	26,0	24,4	22,8	21,8	21,3	21,8	22,2	22,9	24,0	25,3	23,8
$\phi$ [%]	79	79	80	80	80	79	77	77	79	80	79	80	79,1

Fonte: Instituto Nacional de Meteorologia (2009).

A temperatura máxima média nos meses mais quentes fica em torno dos 30 °C. Para garantir um bom desempenho das turbinas inclusive para flutuações de temperatura acima da média, estipulou-se o ponto de projeto da temperatura ambiente de 35 °C para 15 °C. Como o sistema de resfriamento evaporativo é inteiramente dependente das condições ambientes, não cabe a designação de um ponto de projeto para ele, uma vez que seu único parâmetro variável é a temperatura do ar ambiente.

A umidade relativa do Rio de Janeiro pouco varia ao longo do ano, de modo que foi considerado o valor da média anual de 79,1% constante para todas as simulações.

Foi simulado também um sistema de controle que impede a temperatura do ar de admissão de cair abaixo de 7 °C, para evitar problemas de congelamento na rede de admissão e no compressor. O modelo implementado com esses parâmetros é válido para  $T_0 > 7$  °C.

### 3.1.1.7 Geração de Energia e Eficiência Global

A potência consumida pelos métodos de resfriamento, na forma de eletricidade, não é abatida da potência produzida pelas TG, como se faria na análise de uma planta termelétrica

para encontrar sua eficiência global. No caso de uma planta propulsiva naval, a eletricidade é proveniente de um conjunto diesel-gerador que, em geral, é mais eficiente que a TG da propulsão. Foi tomado como base o conjunto diesel-gerador naval 20DF da Wärtsilä, cujo fabricante fornece a eficiência do motor e do gerador como sendo 0,429 e 0,96, respectivamente, totalizando uma eficiência ( $\eta_{el}$ ) de 0,412 para o conjunto. Considerando que o combustível do diesel-gerador é o mesmo usado na TG, o consumo decorrente da potência de acionamento do sistema de resfriamento ( $W'_{el}$ ) é dado por:

$$\dot{m}_{f,el} = \frac{W'_{el}}{\eta_{el}PCI} \quad (29)$$

O consumo total de combustível é, então, a soma do consumo da TG e do consumo do diesel-gerador. Com isso, pôde-se calcular a eficiência global da TG com resfriamento e o consumo específico de combustível (SFC, *specific fuel consumption*), na unidade de kg/kWh, pelas Eq. 30 e 31:

$$\eta_{global} = \frac{W'_{liq}}{PCI(\dot{m}_f + \dot{m}_{f,el})} \quad (30)$$

$$SFC_{global} = \frac{3600(\dot{m}_f + \dot{m}_{f,el})}{W'_{liq}} \quad (29)$$

## 3.2 Comparação entre TG otimizada e não otimizada

A comparação entre otimizações foi baseada na simulação feita em Excel e distribuída pela empresa Rolls Royce, e as métricas usadas para comparação foram o aumento de potência e rendimento em relação à TG não otimizada, porém resfriadas, o consumo de combustível para cada uma das alternativas e o rendimento global da turbina.

### 3.2.1 Parâmetros da Simulação

### 3.2.1.1 Parâmetros medidos ao início da otimização:

Os seguintes valores hipotéticos foram considerados como parâmetros medidos ao início do procedimento de otimização, sem nenhum ajuste no sistema de combustível da TG e sem carga (Tab.8):

Tabela 8: Parâmetros medidos na TG ao início do Procedimento de Otimização

Set FPDP	IDLE	600	800	900	1000	1050	1100	1150	1200	1600	1000	800
Actual FPDP	450	600	800	900	1000	1050	1100	1150	1200	1607	1000	800
LP RPM(Converted from FLUKE)	2500	3300	3700	4200	4900	5400	5850	5920	6300	6500	6172	5705
P3p	0,5	25	33	41	50	55	60	64	66	68	50	33
Throttle Achieved (V)												
Throttle Achieved (%)	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50

Fonte: O Autor

### 3.2.1.2 Condições Ambientais Consideradas

Apesar da área de atuação da fragata ser o Rio de Janeiro e seu litoral, para efeito prático, a medição utilizou a temperatura obtida na comparação entre os métodos de resfriamento como temperatura de entrada na TG.

### 3.2.1.3 Geração de Energia e Eficiência Global

Para o cálculo da eficiência da turbina e do consumo específico de combustível e foram utilizadas, respectivamente, as seguintes equações:

$$\eta_{tg} = \frac{W'_{liq_{tg}}}{PCI(\dot{m}_f)} \quad (30)$$

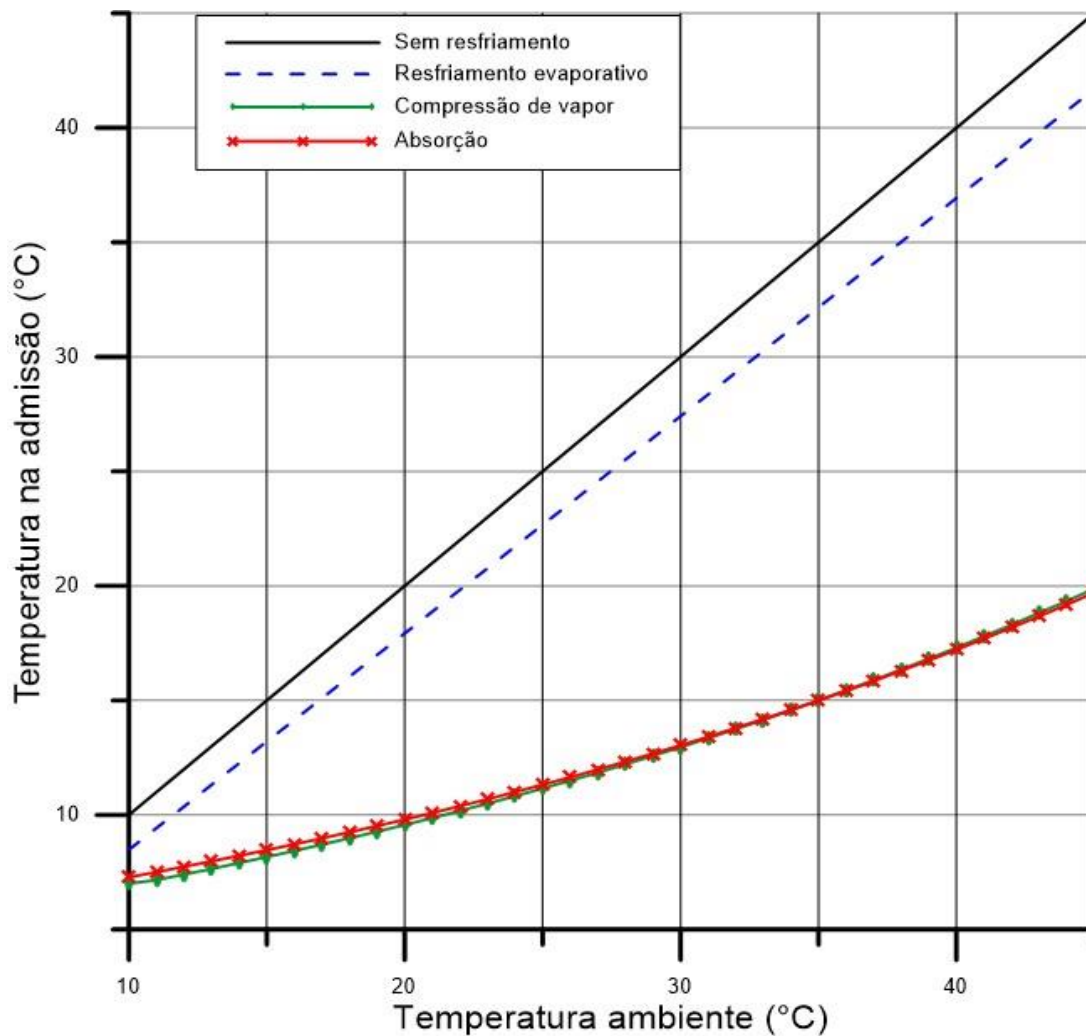
$$SFCTg = \frac{3600(\dot{m}_f)}{W'_{liq}} \quad (31)$$

Onde  $W'_{liq_{tg}}$  é o trabalho líquido da turbina, PCI é o poder calorífico do combustível utilizado, no qual será o Diesel marítimo e  $\dot{m}_f$  a vazão mássica de combustível no queimador da turbina.

#### 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Analisando as informações encontradas por Diniz (2017), verificamos que as temperaturas alcançadas por cada um dos métodos dependem somente de seus parâmetros. Dessa forma, a Fig. 18 mostra as temperaturas alcançadas em função da temperatura ambiente.

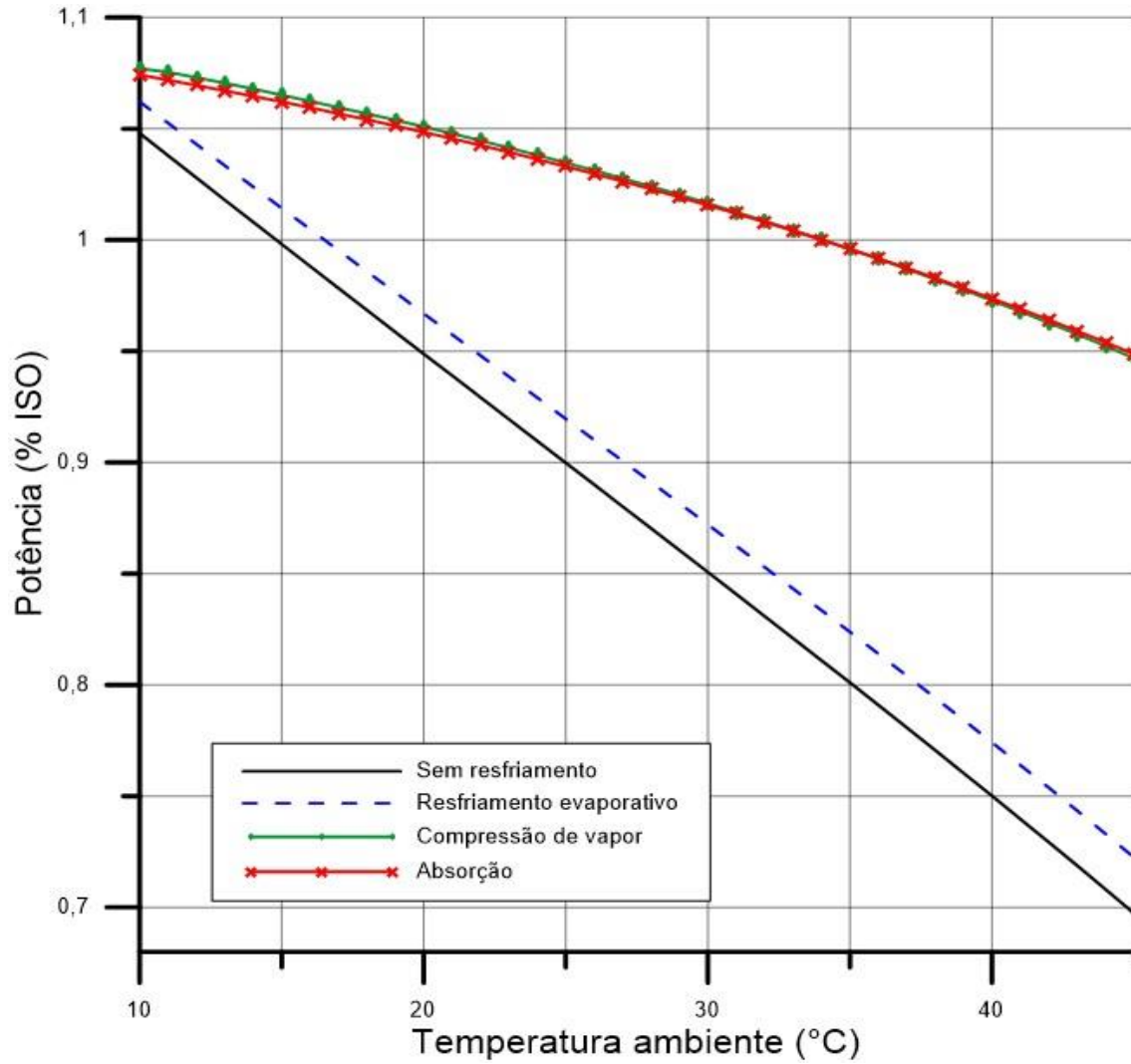
Figura 18– Temperaturas obtidas pelos diferentes métodos de resfriamento.



Fonte: Adaptado de Diniz (2018).

Sendo assim, verificamos que resfriamento evaporativo foi ineficiente em reduzir a temperatura do ar devido à alta umidade relativa presente no Rio de Janeiro. Já os dois sistemas de refrigeração tiveram efeitos equivalentes, no quesito resfriamento de temperatura. Com a redução efetiva do ar, há um aumento na potência das turbinas. A Fig. 19 mostra esse ganho médio para as três TG estudadas por Diniz.

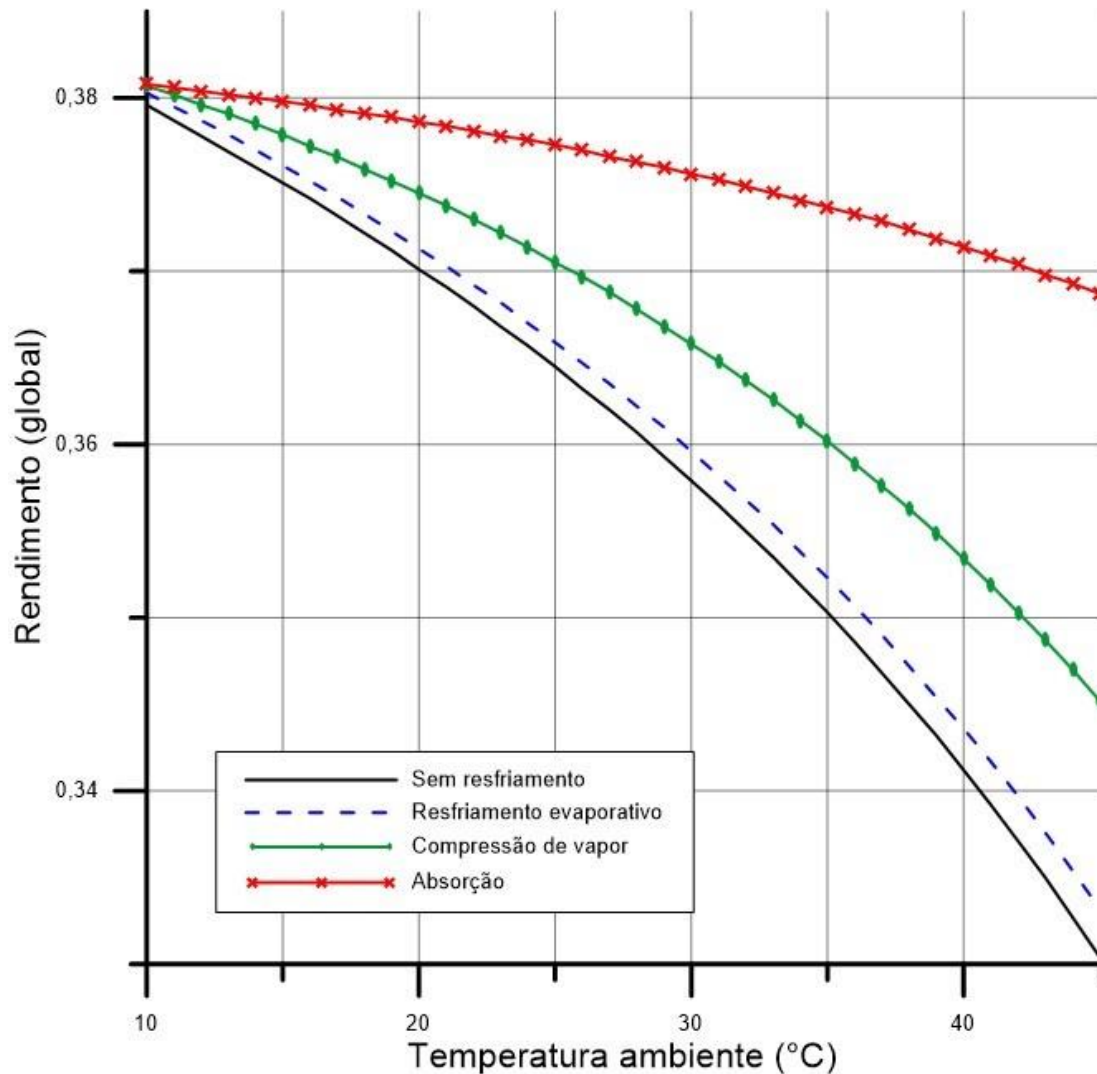
Figura 19– Potência média para as TG em função do método de resfriamento.



Fonte: Adaptado de Diniz (2018).

Porém, no que tange consumo de combustível, outro aspecto importante para a MB, há uma diferenciação nos consumos globais, ou seja, no consumo da TG em funcionamento mais o consumo do sistema de refrigeração. Pela simulação de Diniz (2018), o consumo total de combustível se difere, com o aumento da temperatura.

Figura 20-Consumo total de combustível em função do método de resfriamento.



Fonte: Adaptado de Diniz (2018)

Conforme demonstrado na Fig. 20, o sistema de absorção, consome aproximadamente menos quando comparado com o sistema de compressão de vapor, que consome uma quantidade maior para produzir a mesma potência.

É evidente que o resfriamento do ar de admissão está fazendo com que as turbinas gastem mais combustível. Porém seu SFC está menor para produzir uma potência maior, maior eficiência na utilização desse combustível. Esse ganho de potência, significa a capacidade de alcançar velocidades maiores e reduzir o tempo de missão ou exposição.

Um fator a ser analisado, como citado no início desse trabalho é o impacto que uma instalação de refrigeração causaria a estabilidade do navio, visto que a turbina aspira de um convés superior. Fica bem evidente, que os dois sistemas de refrigeração, o de compressão de



vapor e o de absorção são os melhores para sanar essa dificuldade, pois ficariam em conveses abaixo, como em uma das praças de máquinas.

Vale ressaltar que atualmente não existe tecnologia que supra a necessidade de resfriamento de uma TG Olympus, que está acima de 4556kW de refrigeração, o que segundo Diniz (2018), necessitaria de mais de 6 plantas completas do NPaoC, no que diz respeito ao resfriamento por compressão, o que seria inviável atualmente. Já no resfriamento por absorção, no mercado existe a planta Carrier 16DE(H)/16DEF que tem a capacidade nominal de 5275,28 kW porém ocupa mais de 90 m<sup>3</sup>, o que fica também inviável para utilização em um navio de guerra.

A tabela a seguir reúne os resultados encontrados para a TG Olympus TM3B no ponto de projeto encontrado por Diniz (2018).

Tabela 9: Resultados no ponto de projeto para a Olympus TM3B.

	Evaporativo	Compressão de vapor	Absorção
$T_1$ [°C]	32,16	15	
$Q'$ [kW]	287,3	6683	
$W_{el}$ [kW]	0,02397	1572	48,08
$W_{liq}$ [kW]	17046 (2,94%)	20783 (25,51%)	
$\eta_{TG}$	0,2523 (0,96%)	0,2760 (10,44%)	
$\eta_{global}$	0,2523 (0,96%)	0,2627 (5,12%)	0,2755 (10,24%)
$SFC_{global}$ [kg/kWh]	0,3377 (-0,91%)	0,3243 (-4,84%)	0,3092 (-9,27%)
$\dot{m}_{f,total}$ [kg/s]	1,599 (1,98%)	1,872 (19,39%)	1,785 (13,84%)

Fonte: Diniz (2018)

Considerando os dados da tabela 10 e utilizando os 3 resultados separadamente como base para o início da otimização, encontramos uma pressão de saída da bomba de combustível de 1476,55 PSI no sistema evaporativo, de 1605,59 psi para os sistemas de compressão de vapor e 1605,8 para o de absorção, sendo assim, consideramos que a turbina que Diniz utilizou em sua simulação estava funcionando em potência máxima, visto que a pressão de funcionamento das bombas de combustível no máximo é de 1600 psi.

Levando em consideração que, segundo o manual na BR 6560 (001) (1) da Olympus TM3B, o SFC é de 0,298 kg/ kWh em potência máxima, levando à uma  $\dot{m}_f$  de 1,77 kg/s, e que essa vazão é 10 vezes maior que a vazão mássica na velocidade de marcha lenta.

Utilizando as FPDP encontradas para cada caso de refrigeração e através de interpolação, encontramos os seguintes resultados para cada caso de resfriamento:

Tabela 10 : Padrões encontrados somente para a TG

	<b>Evaporativo</b>	<b>Compressão de vapor</b>	<b>Absorção</b>
<b><math>W_{liq}</math> [kW]</b>	17046	20783	
<b><math>\eta_{TG}</math></b>	0,2523	0,2760	
<b><math>SFC</math> [kg/kWh]</b>	0,1362	0,15180	0,15183
<b><math>\dot{m}_f</math> [kg/s]</b>	1,599	1,7819	1,7822

Fonte: O Autor

Ao iniciarmos o processo de otimização com base no sistema de OC da turbina, reparamos que para baixas temperaturas é determinado retirar pressão da bomba de combustível, atuando principalmente no caso dos resfriamentos por compressão de vapor e de absorção, visto que a temperatura de entrada na turbina é de 15° célsius, retira-se 47 psi do valor da pressão da bomba (FPDP), reduzindo assim sua vazão mássica.

Já para temperaturas acima de 15° célsius, determina-se adicionar pressão no debito das bombas, o que aumenta a vazão mássica no caso do resfriamento evaporativo.

Encontramos os seguintes resultados em relação a eficiência da TG e o consumo específico de combustível para cada caso de resfriamento, já aplicadas as alterações nas vazões mássicas em cada caso.

Tabela 11: Resultados da otimização da Olympus TM3B.

	<b>Evaporativo</b>	<b>Compressão de vapor</b>	<b>Absorção</b>
<b><math>W_{liq}</math> [kW]</b>	17046	20783	
<b><math>SFC</math> [kg/kWh]</b>	0,1418 (+4,07%)	0,1458 (-3,8898%)	0,1459 (-3,8894%)
<b><math>\eta_{TG}</math></b>	0,24 (-3,92%)	0,2872 (+4,04%)	0,2871 (+4,02%)
<b><math>\dot{m}_f</math> [kg/s]</b>	1,664	1,7126	1,7129

Fonte: O autor.

Conforme demonstrado na Tab.11, fica claro que ao combinarmos uma refrigeração eficiente, com a otimização bem executada da turbina, podemos conseguir um aumento na eficiência da turbina com a diminuição do consumo de combustível.

## 5 CONCLUSÕES

O modelo computacional apresentado por Diniz (2017) é preciso para simulação do funcionamento de uma turbina a gás com resfriamento na admissão. Os resultados foram condizentes com os esperados a partir da revisão de literatura, ajustado para as condições ambientais da região de operação considerada. Pôde-se verificar o impacto significativo das condições ambientais não apenas sobre o desempenho da TG, mas também sobre os processos de resfriamento do ar de admissão.

Sendo assim, ao simularmos uma otimização nas referidas turbinas, notamos um aumento de eficiência térmica nos dois casos de refrigeração, porem uma diminuição no caso do resfriamento evaporativo. Na questão de consumo de combustível, há um ponto crucial na análise em que se difere o consumo em relação a temperatura de entrada do ar na TG.

Vale a pena ressaltar que o processo de otimização da TG Olympus por meio do ajuste das suas bombas de combustível, é um método engessado que está baseado em tabelas pré modeladas, devendo ser feito no mínimo uma vez ao mês ou quando exista uma mudança abrupta na temperatura ambiente.

Os ganhos atingidos por uma otimização do sistema de combustível, combinados com uma possível atualização no sistema de admissão de ar da turbina, pode melhorar a eficiência térmica em até 14,28%, e diminuição de consumo de combustível de até 14,16%.

É importante que a noção de otimização do funcionamento das turbinas esteja enraizada nos mantenedores da mesma, fazendo com que seja possível uma otimização no sistema de combustível sem necessidade de auxílio do AMRJ, somente com mão de obra de bordo.

A possível aplicação de métodos mistos de resfriamento, visando a possível aplicação em navios militares poderia ser pesquisado em trabalhos futuros

## 6 REFERÊNCIAS

DINIZ, Pedro M. **RESFRIAMENTO DO AR DE ADMISSÃO EM TURBINAS A GÁS: Aplicação à Propulsão de Navios da Marinha do Brasil**. 2018. 71 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Aperfeiçoamento Avançado em Propulsão Naval) – Centro de Instrução Almirante Wandenkolk, Marinha do Brasil, Rio de Janeiro, 2018.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS.

**Fatores de conversão, densidades e poderes caloríficos inferiores**: Valores médios para o ano de 2015. Rio de Janeiro: Superintendência de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico, 2015.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7ª edição. São Paulo: Blucher, 2009.

BRADY, Eugene F. Gas Turbines Systems for World Navy Ships. In: INTERNATIONAL GAS TURBINE AND AEROENGINE CONGRESS AND EXPOSITION, 1988, Amsterdam. **Proceedings from ASME 1988 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition**, New York: The American Society of Mechanical Engineers, v. 2, 1988.

BROOKS, Frank J. **GE Gas Turbines Performance Characteristics (GER-3567H)**. Schenectady: GE Power Systems, 2000.

CARNEIRO, Flávio S. D.; RIBEIRO, Ciro C. **Análise do Desempenho de Turbina a Gás Utilizando o Resfriamento do Ar de Entrada**. 2011. 103 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2011.

CARRIER CORPORATION. **16JL/16JLR Lithium Bromide Absorption Chiller**.

Disponível em: <[http://www.carrier.com.hk/comm/comm\\_new2010/Absorption Chiller Catalogue.htm](http://www.carrier.com.hk/comm/comm_new2010/Absorption%20Chiller%20Catalogue.htm)>. Acesso em: 12 dez. 2019

CARRIER CORPORATION. **16LJ01-03/16LJ-A11-82 Single-Effect Hot Water-Fired Absorption Chillers: Product Selection Data.** Disponível em: <<https://www.ahicARRIER.gr/en/product/16lj-single-effect-hot-water-fired-absorption-chiller/>>. Acesso em: 01 dez. 2019.

ÇENGEL, Yunus A. **Heat Transfer: A Practical Approach.** 2nd edition. New York: McGrawHill, 2009.

DE LUCIA, Maurizio; LANFRANCHI, Carlo; BOGGIO, Vanni. Benefits of compressor inlet air cooling for gas turbine cogeneration plants. In: **ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition.** American Society of Mechanical Engineers, 1995.

DINIZ, Pedro M. **Análise Termodinâmica das Turbinas a Gás Empregadas na Propulsão dos Navios da Marinha do Brasil.** 2017. 40 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Aperfeiçoamento em Máquinas) – Centro de Instrução Almirante Wandenkolk, Marinha do Brasil, Rio de Janeiro, 2017.

DIXON, Sydney L. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery.** Fifth edition. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

FARZANEH-GORD, Mahmood; DEYMI-DASHTEBAYAZ, Mahdi. Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance. 2010. **Energy**, v. 36, n. 2, p. 1196-1205, 2011.

FERRO, Matheus V. **Resfriamento do ar de admissão em turbinas a gás utilizando chillers de absorção.** 2016. 82 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 2016.

FLACK, Ronald D. **Fundamentals of Jet Propulsion with Applications.** New York: Cambridge University Press, 2005.

GIAMPAOLO, T. **Gas Turbines Handbook: principles and practices.** 3rd edition. Lilburn: The Fairmount Press, Inc., 2006.

IBRAHIM, Thamir K.; RAHMAN, M. M.; ABDALLA, Ahmed N. Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review. **International Journal of Physical Sciences**, v. 6, n. 4, p. 620-627, 2011.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA. **Normais Climatológicas do Brasil 1961-1990**. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, Brasília, 2009. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=clima/normaisClimatologicas>>. Acesso em: 30 fev. 2020.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Gas turbines – Procurement – Part 2: Standard reference conditions and ratings, ISO 3977-2**. Geneva, 1997. 3p.

J & E HALL INTERNATIONAL. **Refrigeration Instruction Manual for Chilled Water Plant: Trinidad & Tobago Navy Offshore Patrol Vessels**, v. 1, 2008.

KAKARAS, E.; DOUKELIS, A.; KARELLAS, S. Compressor intake-air cooling in gas turbine plants. **Energy**, v. 29, n. 12, p. 2347-2358, 2004.

KURZ, Rainer. Gas Turbine Performance. In: **TURBOMACHINERY SYMPOSIUM, 34, 2005, Houston. Proceedings of the thirty-fourth turbomachinery symposium**, Houston: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, p. 131-146, 2005.

MARCINTYRE, Archibald J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. Rio de Janeiro: LTC, 1981.

MEHER-HOMJI, Cyrus B. *et al.* Gas Turbine Performance Deterioration. In: **Proceedings of the 30th turbomachinery symposium**. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratory, p. 139-175, 2001.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5th edition. Chichester: John Wiley & Sons, Ltd, 2006.

MORGAN, S. G.; LAMPORT, A. W.; SMITH, A. J. R. Gas Turbines in the Royal Navy, 1965-1969. In: GAS TURBINE CONFERENCE & PRODUCTS SHOW, 1970, Brussels. **Proceedings from ASME 1970 International Gas Turbine Conference and Products Show**, New York: The American Society of Mechanical Engineers, v. 1A, 1970.

PATHIRATHNA, K. A. B. **Gas Turbine Thermodynamic and Performance Analysis Methods Using Available Catalog Data**. 2013. 103 f. Master's Thesis in Sustainable Energy Engineering – Faculty of Engineering and Sustainable Development, University of Gävle, Gävle, 2013.

PETCHERS, N. **Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications**. Lilburn: The Fairmount Press, Inc., 2002.

RAZAK, A. M. Y. **Industrial Gas Turbines: Performance and Operability**. Cambridge: Woodhead Publishing, 2007.

SANTOS, Ana Paula; ANDRADE, Cláudia R. Analysis of Gas Turbines Performance with Inlet Air Cooling Techniques Applied to Brazilian States. **Journal of Aerospace Technology and Management**, São José dos Campos: Departamento de Ciência e Tecnologia Aeroespacial, v. 4, n. 3, p. 341-353, jul-sep, 2012.

SHAW, T. R. Gas Turbines in the Royal Navy, 1970 to 1973. In: GAS TURBINE CONFERENCE & PRODUCTS SHOW, 1974, Zurich. **Proceedings from ASME 1974 International Gas Turbine Conference and Products Show**, New York: The American Society of Mechanical Engineers, v. 1B, 1974.

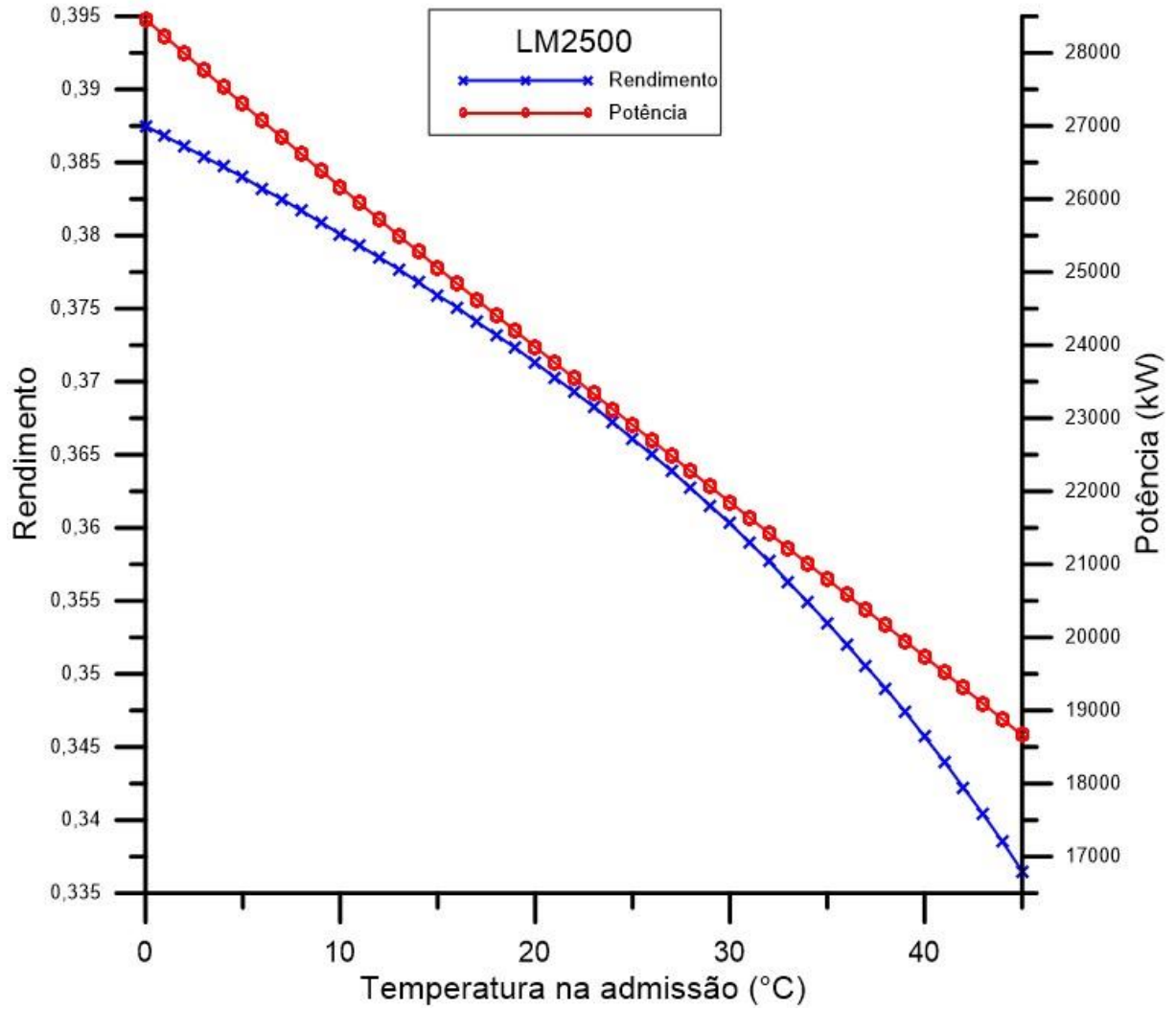
SLADE, S. L. **Competing Manufacturers of Marine Gas Turbines: A Special Descriptive Market Analysis**. Newton: Forecast International, 2015.

STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.



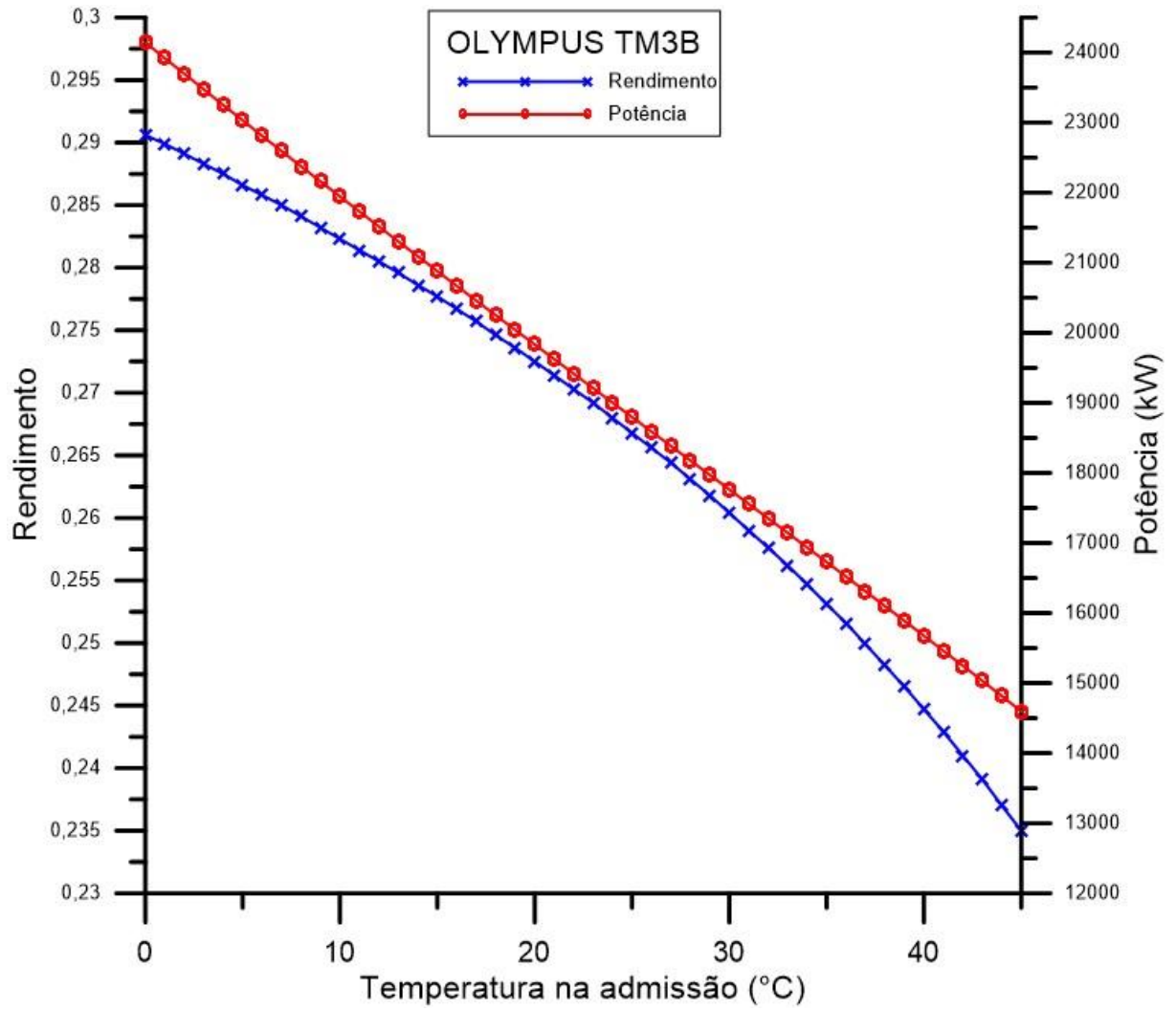
**APÊNDICE A – Curvas de potência e rendimento em função da temperatura na admissão para as turbinas a gás da MB**

Figura 21– Curvas de potência e rendimento em função da temperatura na admissão para a LM2500.



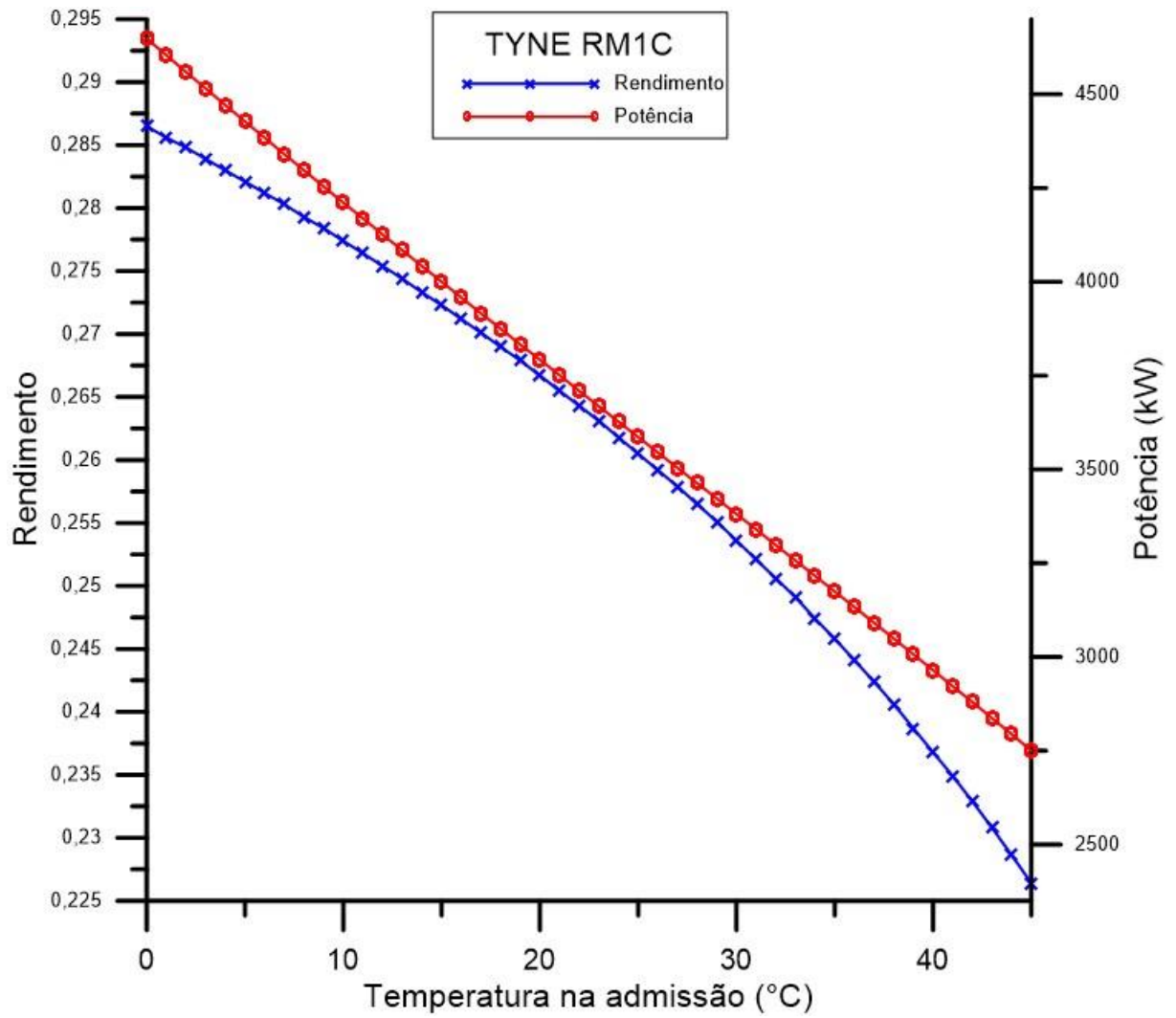
Fonte: Diniz (2017).

Figura 22 – Curvas de potência e rendimento em função da temperatura na admissão para a Olympus TM3B.



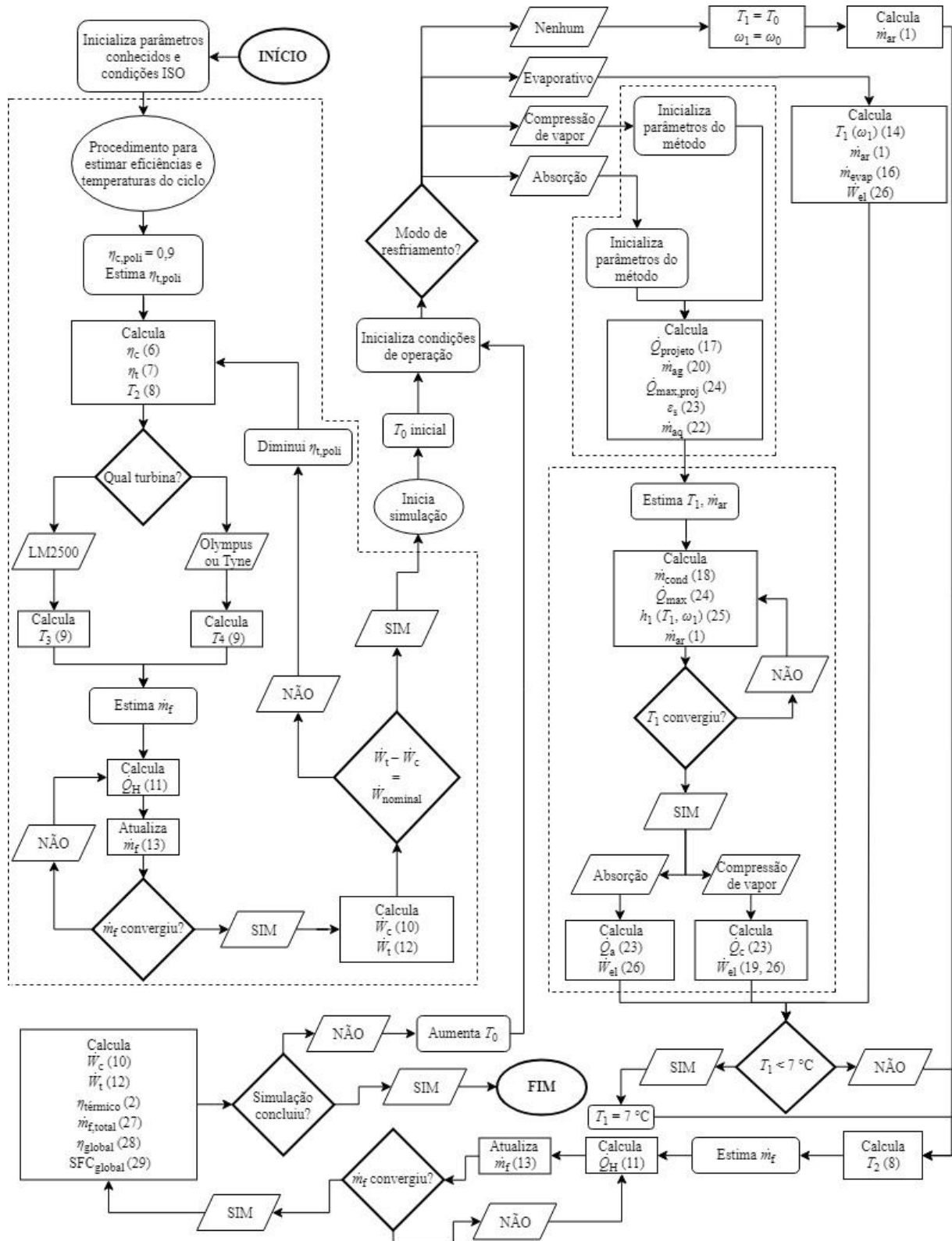
Fonte: Diniz (2017).

Figura 23 – Curvas de potência e rendimento em função da temperatura na admissão para a Tyne RM1C.



Fonte: Diniz (2017).

## APÊNDICE B – Fluxograma da simulação feito por Diniz



## APÊNDICE C – Programa no EES para simulação de Diniz

{Função para cálculo da entalpia da mistura de gases da combustão}

```
FUNCTION exh(T;P;f_N2;f_H2O)    $COMMON f_O2;f_CO2;f_Arg

    exh = f_N2*ENTHALPY(N2;T=T) + f_O2*ENTHALPY(O2;T=T) + f_CO2*ENTHALPY(CO2;T=T) +
    f_Arg*ENTHALPY(Ar;T=T) + f_H2O*ENTHALPY(STEAM;P=P;T=T)
END
```

{Modelagem do resfriamento evaporativo}

```
PROCEDURE evap(m_dot;T_0;w_0:T_1;w_1;W_dot_el;Q_dot)
    $COMMON P_iso;T_iso;w_iso
    T_wb = WETBULB(AirH2O;P=P_iso;T=T_0;W=w_0)
    T_1 = T_0 - 0,85*(T_0 - T_wb) {Efetividade fixada
em 0,85}
    IF (T_1 < 280,15) THEN T_1 = 7 ELSE T_1 = T_1 -
273,15
    w_1 = HUMRAT(AirH2O;P=P_iso;T=T_1+273,15;B=T_wb)
    m_dot =
m_dot*DENSITY(AirH2O;T=T_1+273,15;P=P_iso;W=w_1)/DENSITY(AirH2O;T=T_iso;P=P_iso;W=w
_iso)
    m_dot_ev = m_dot * (w_1 - w_0)
    Q_dot = m_dot_ev*(ENTHALPY(WATER;T=T_wb;X=1) - ENTHALPY(WATER;T=T_0;P=P_iso))
{Carga de resfriamento}
    W_dot_el = (m_dot_ev * 150 * VOLUME(WATER;P=P_iso;T=T_0))/0,75 {Potência elétrica
consumida}
END
```

{Procedimento para estimar a efetividade da serpentina de resfriamento no ponto de projeto e a vazão de água gelada}

```
PROCEDURE efetresf(m_dot;Ti;To;P_ag;e;m_dot_ag;m_dot_aq)
    $COMMON P_iso;T_iso;RH_iso;RH_in
    m_dot =
m_dot*DENSITY(AirH2O;T=288,15;P=P_iso;R=1)/DENSITY(AirH2O;T=T_iso;P=P_iso;R=RH_iso)
    m_dot_cond = m_dot * (HUMRAT(AirH2O;P=P_iso;T=308,15;R=RH_in) -
HUMRAT(AirH2O;P=P_iso;T=288,15;R=1))
    T_cond = DEWPOINT(AirH2O;P=P_iso;T=308,15;R=RH_in)
    Q_dot_proj = m_dot * (ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=308,15;R=RH_in) -
ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=288,15;R=1)) - (m_dot_cond * ENTHALPY(WATER;T=(288,15 +
T_cond)/2;X=0))
    m_dot_ag = Q_dot_proj/(ENTHALPY(WATER;P=P_ag;T=To) -
ENTHALPY(WATER;P=P_ag;T=Ti))
    Q_dot_max = MIN((m_dot * (ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=308,15;R=RH_in) -
ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=Ti;R=1)) - (m_dot_cond * ENTHALPY(WATER;T=(Ti +
T_cond)/2;X=0)));(m_dot_ag * (ENTHALPY(WATER;P=P_ag;T=308,15) -
ENTHALPY(WATER;P=P_ag;T=Ti))))
    e = Q_dot_proj/Q_dot_max
    m_dot_aq = Q_dot_proj/(0,78*(ENTHALPY(WATER;P=P_ag;T=363,15) -
ENTHALPY(WATER;P=P_ag;T=353,15))) {Vazão de água quente, só usada no ciclo de absorção}
END
```

{Modelagem da refrigeração}

```
PROCEDURE
refrig(e;m_dot;m_dot_ag;m_dot_aq;T_0;w_in;Ti;To;P_ag;COP:T_1;w_1;Q_dot;W_dot_el)
```

```

$COMMON T_iso;P_iso;RH_iso;RH_in;modo
T_1 = T_0
T_cond = DEWPOINT(AirH2O;P=P_iso;T=T_0;R=RH_in)
m_dot_var = m_dot
  REPEAT {Iteração para fazer os valores da temperatura de saída e vazão de ar
convergiem}
    T_1_var = T_1
    m_dot_cond = m_dot_var * (HUMRAT(AirH2O;P=P_iso;T=T_0;R=RH_in) -
HUMRAT(AirH2O;P=P_iso;T=T_1_var;R=1))
    IF (m_dot_cond <= 0) THEN {Checa se houve condensação ou não}
m_dot_cond = 0
      RH1 = RELHUM(AirH2O;P=P_iso;T=T_1_var;W=w_in)
    ELSE
      RH1 = 1
    ENDIF
    Q_dot_max = MIN(m_dot_var * (ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=T_0;R=RH_in) -
ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=Ti;R=RH1)) - (m_dot_cond * ENTHALPY(WATER;T=(Ti +
T_cond)/2;X=0));ABS(m_dot_ag * (ENTHALPY(WATER;P=P_ag;T=T_0) -
ENTHALPY(WATER;P=P_ag;T=Ti))))
    h1 = (m_dot_var*(ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=T_0;R=RH_in)) - e*Q_dot_max
- m_dot_cond*ENTHALPY(WATER;T=(T_1_var + T_cond)/2;X=0))/m_dot_var
    T_1 = TEMPERATURE(AirH2O;P=P_iso;H=h1;R=RH1)
m_dot_var =
m_dot*DENSITY(AirH2O;T=T_1;P=P_iso;R=RH1)/DENSITY(AirH2O;T=T_iso;P=P_iso;R=RH_iso)
UNTIL (T_1_var - T_1 <= 0,001)
  IF (T_1 < 280,15) THEN T_1 = 7 ELSE T_1 = T_1 -
273,15
  w_1 = HUMRAT(AirH2O;P=P_iso;T=T_1+273,15;R=RH1)
  Q_dot = e*Q_dot_max {Carga de refrigeração}
  IF modo = 2 THEN {Potência elétrica consumida pela compressão de vapor}
    W_dot_el = Q_dot/COP + (m_dot_ag * 70 * VOLUME(WATER;P=P_ag;T=(Ti+To)/2))/0,75 +
(m_dot_cond * 60 * VOLUME(WATER;T=(T_1+273,15+T_cond)/2;X=0))/0,75
  ENDIF
  IF modo = 3 THEN {Potência elétrica consumida pela absorção}
    W_dot_el = 9,7 + ((m_dot_ag * 30 * VOLUME(WATER;P=P_ag;T=358,15)) + (m_dot_ag *
70 * VOLUME(WATER;P=P_ag;T=(Ti+To)/2)) + (m_dot_cond * 60 *
VOLUME(WATER;T=(T_1+273,15+T_cond)/2;X=0)))/0,75
  ENDIF
END

```

{Rotina iterativa para encontrar as eficiências de componentes a partir das especificações nominais e fixar as temperaturas de entrada e saída da turbina}

{!T2T representa a temperatura desconhecida na entrada/saída da turbina, enquanto To a temperatura conhecida. Qual delas é especificada depende da turbina analisada}

PROCEDURE

eficomponentes(W\_dot\_Liq;m\_dot;P;rp;np;To:T2C;T2T;nc;nt;npt) \$COMMON

npc;T\_iso;P\_iso;w\_iso;fmol\_H2O;f\_H2O;f\_N2;ek\_ar;ek\_exh npt = np

REPEAT

npt = npt - 0,000005

nc = ((rp^ek\_ar) - 1) / (rp^(ek\_ar/npc) - 1)

nt = (1 - rp^(-npt\*ek\_exh)) / (1 - rp^(-ek\_exh))

T2C = T\_iso \* (((rp^ek\_ar) - 1)/nc) + 1)

IF (rp=18) THEN

T2T = To / (nt\*((rp\*0,95)^(-ek\_exh) - 1) + 1) {DATASHEET DA LM2500 FORNECE

T4}

```

mf_dot_t
= 0      mf_dot =
0
      REPEAT {Cálculo da massa de combustível injetada}
mf_dot_t = mf_dot
      Q_dot_H =
(m_dot+mf_dot_t)*(exh(T2T;fmol_H2O*P_iso*rp*0,95;f_N2;f_H2O)
exh(T2C;fmol_H2O*P_iso*rp;f_N2;f_H2O))
      mf_dot = Q_dot_H/42259,414
UNTIL (mf_dot-mf_dot_t < 0,00001)
      W_dot_T =
(m_dot+mf_dot)*(exh(T2T;fmol_H2O*P_iso*rp*0,95;f_N2;f_H2O)
exh(To;fmol_H2O*P_iso;f_N2;f_H2O))
      ELSE
T2T = To * (nt * ((rp*0,94)^(-ek_exh) - 1) + 1) {ARTIGOS DA ROYAL NAVY
FORNECEM T3}
mf_dot_t = 0
mf_dot = 0
      REPEAT {Cálculo da massa de combustível injetada}
mf_dot_t = mf_dot
      Q_dot_H =
(m_dot+mf_dot_t)*(exh(To;fmol_H2O*P_iso*rp*0,94;f_N2;f_H2O)
exh(T2C;fmol_H2O*P_iso*rp;f_N2;f_H2O))
      mf_dot = Q_dot_H/42259,414
UNTIL (mf_dot-mf_dot_t < 0,00001)
      W_dot_T = (m_dot+mf_dot)*(exh(To;fmol_H2O*P_iso*rp*0,94;f_N2;f_H2O) -
exh(T2T;fmol_H2O*P_iso;f_N2;f_H2O))
      ENDIF
      W_dot_C = m_dot*(ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=T_iso;W=w_iso) -
ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso*rp;T=T2C;W=w_iso))
      W_dot_Liq = W_dot_T + W_dot_C
UNTIL (W_dot_Liq<=P)
END

```

{Cálculo do ciclo para temperatura ambiente variando de 0 a 45°C}

PROCEDURE

simulacao(T3;T4;rp;dp;nc;m\_dot;W\_dot\_Liq[0..45];W\_dot\_el[0..45];Q\_dot\_resf[0..45];mf\_dot\_tot[0..45])

;rend[0..45];SFC[0..45];rend\_global[0..45];SFC\_global[0..45];T1[0..45];T0[0..45])

\$COMMON ek\_ar;T\_iso;P\_iso;W\_iso;RH\_in;f\_N2;f\_H2O;fmol\_H2O;modo

\$ARRAYS ON

i = 0

T0[0] = 0

REPEAT

w\_in = HUMRAT(AirH2O;P=P\_iso;T=T0[i]+273,15;R=RH\_in)

IF (modo = 0) or (T0[i] < 8) THEN {Sem resfriamento}

T1[i] = T0[i]

w1 = w\_in f\_H2Oc = f\_H2O -

w\_iso + w\_in f\_N2c =

f\_N2 + w\_iso - w\_in

W\_dot\_el[i] = 0

Q\_dot\_resf[i] = 0

ENDIF

IF (modo = 1) and (T0[i] >= 8) THEN {Resfriamento evaporativo}

```

CALL
evap(m_dot;T0[i]+273,15;w_in:T1[i];w1;W_dot_el[i];Q_dot_resf[i])
f_H2Oc = f_H2O - w_iso + w1          f_N2c = f_N2 + w_iso - w1
ENDIF
IF (modo = 2) and (T0[i] >= 8) THEN {Compressão de vapor}
CALL efetresf(m_dot;279,65;285,65;600:e;m_dot_ag;m_dot_aq)
CALL
refrig(e;m_dot;m_dot_ag;m_dot_aq;T0[i]+273,15;w_in;279,65;285,65;600;4,32:T1[i];w1;Q_dot_resf[i];
W_dot_el[i])          f_H2Oc = f_H2O - w_iso + w1          f_N2c =
f_N2 + w_iso - w1
ENDIF
IF (modo = 3) and (T0[i] >= 8) THEN {Absorção}
CALL efetresf(m_dot;280,15;285,15;1000:e;m_dot_ag;m_dot_aq)
CALL
refrig(e;m_dot;m_dot_ag;m_dot_aq;T0[i]+273,15;w_in;280,15;285,15;1000;0,78:T1[i];w1;Q_dot_resf[i];
W_dot_el[i])          f_H2Oc = f_H2O - w_iso + w1          f_N2c =
f_N2 + w_iso - w1          ENDIF          m_dot_Tin =
m_dot*DENSITY(AirH2O;T=T1[i]+273,15;P=P_iso;W=w1)/DENSITY(AirH2O;T=T_iso;P=P_iso;W=w_
i so) {Correção da vazão de ar para a temperatura de entrada}          T2[i] = (T1[i]+273,15) *
(((rp^ek_ar) - 1)/nc) + 1)
W_dot_C[i] = m_dot_Tin*(ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=T1[i]+273,15;W=w1) -
ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso*rp;T=T2[i];W=w1
))          mf_dot_t = 0
mf_dot[i] = 0
REPEAT {Cálculo da massa de combustível injetada}
mf_dot_t = mf_dot[i]
Q_dot_H[i]
(m_dot_Tin+mf_dot_t)*(exh(T3;fmol_H2O*P_iso*rp*dp;f_N2c;f_H2Oc)
exh(T2[i];fmol_H2O*P_iso*rp;f_N2c;f_H2Oc))          mf_dot[i] = Q_dot_H[i]/42259,414
UNTIL (mf_dot[i]-mf_dot_t < 0,00001)
W_dot_T[i]
(m_dot_Tin+mf_dot[i])*(exh(T3;fmol_H2O*P_iso*rp*dp;f_N2c;f_H2Oc)
exh(T4;fmol_H2O*P_iso;f_N2c;f_H2Oc))          W_dot_Liq[i] = W_dot_T[i] +
W_dot_C[i]
mf_dot_tot[i] = mf_dot[i] + W_dot_el[i]/(0,412*42259,414) {Eficiência de geração de energia
= 0,412}
rend[i] = W_dot_Liq[i]/Q_dot_H[i]
rend_global[i] = W_dot_Liq[i]/(42259,414*mf_dot_tot[i])
SFC[i] = (3600*Q_dot_H[i]/42259,414)/W_dot_Liq[i]
SFC_global[i] = (3600*mf_dot_tot[i])/W_dot_Liq[i]
T0[i+1] = T0[i]+1
i = i+1
UNTIL (i=46)
END

```

### {IPARÂMETROS E VALORES INICIAIS}

```

npc = 0,9 {Eficiência politrópica do compressor para todas as TG}
np_lm = 0,8196 {Eficiências politrópicas iniciais das turbinas para o cálculo iterativo (Mudar para
otimizar tempo de cálculo)} np_ol = 0,7965 np_ty = 0,7613
T4_lm = 839,15 [K] {Parâmetros conhecidos da LM2500}
m_dot_lm = 70,5 [kg/s] P_lm = 25060 [kJ/s] rp_lm = 18
dp_lm = 0,95
T3_ol = 1220 [K] {Parâmetros conhecidos da Olympus}
m_dot_ol = 103,42
[kg/s] P_ol = 20880
[kJ/s] rp_ol = 10,37
dp_ol = 0,94

```



T3\_ty = 1280 [K] {Parâmetros conhecidos da Tyne}  
 m\_dot\_ty = 19,05 [kg/s]  
 P\_ty = 4000 [kJ/s]  
 rp\_ty = 12  
 dp\_ty = 0,94

T\_iso = 288,15 [K] {Propriedades do ar de admissão (Condição ISO)}

RH\_iso = 0,6

P\_iso = 101,325 [kPa]

w\_iso = HUMRAT(AirH2O;P=P\_iso;T=T\_iso;R=RH\_iso)

RH\_in = 0,791 {Umidade relativa do ar de admissão (condição de operação)}

f\_mol\_O2 = 0,14141 {Frações molares dos componentes dos gases de descarga}

f\_mol\_CO2 = 0,04128 f\_mol\_Arg = 0,00902 f\_mol\_H2O = 0,05091 f\_mol\_N2 = 0,75738

f\_O2 = (f\_mol\_O2\*31,998)/(f\_mol\_O2\*31,998 + f\_mol\_CO2\*44,01 + f\_mol\_Arg\*39,948 + f\_mol\_H2O\*18,01528 + f\_mol\_N2\*28,014) {Cálculo das frações de massa} f\_CO2 = (f\_mol\_CO2\*44,01)/(f\_mol\_O2\*31,998 + f\_mol\_CO2\*44,01 + f\_mol\_Arg\*39,948 + f\_mol\_H2O\*18,01528 + f\_mol\_N2\*28,014)

f\_Arg = (f\_mol\_Arg\*39,948)/(f\_mol\_O2\*31,998 + f\_mol\_CO2\*44,01 + f\_mol\_Arg\*39,948 + f\_mol\_H2O\*18,01528 + f\_mol\_N2\*28,014)

f\_H2O = (f\_mol\_H2O\*18,01528)/(f\_mol\_O2\*31,998 + f\_mol\_CO2\*44,01 + f\_mol\_Arg\*39,948 + f\_mol\_H2O\*18,01528 + f\_mol\_N2\*28,014)

f\_N2 = 1 - f\_O2 - f\_CO2 - f\_Arg - f\_H2O {Fração de nitrogênio compensa variações na massa de vapor d'água}

{Valores de k usados para encontrar as temperaturas do ciclo. Para o ar foi calculado para as condições ISO. Para os gases de descarga foi calculado com base na temperatura e pressão médias nas quais eles vão trabalhar, nas três turbinas.}

{Como k varia pouco com a temperatura, além de sua influência nas equações ser pequena e a simulação estar ajustada para fixar as temperaturas com base nos parâmetros de catálogo das TG, essas aproximações não produzem desvios significativos.}

k\_ar = CP(AirH2O;P=P\_iso;T=T\_iso;R=RH\_iso)/CV(AirH2O;P=P\_iso;T=T\_iso;R=RH\_iso)

ek\_ar = (k\_ar - 1)/k\_ar

k\_exh = (f\_N2\*CP(N2;T=930) + f\_O2\*CP(O2;T=930) + f\_CO2\*CP(CO2;T=930) + f\_Arg\*CP(Ar;T=930) + f\_H2O\*CP(STEAM;P=P\_iso;T=930))/(f\_N2\*CV(N2;T=930) + f\_O2\*CV(O2;T=930) + f\_CO2\*CV(CO2;T=930) + f\_Arg\*CV(Ar;T=930) + f\_H2O\*CV(STEAM;P=6,73\*P\_iso;T=930))

ek\_exh = (k\_exh - 1)/k\_exh

modo = 0 {Define modo de resfriamento simulado: 0 - sem resfriamento; 1 - evaporativo; 2 - compressão de vapor; 3 - absorção}

{Modelos de resfriamento válidos para T0 > 7 °C}

{LM2500}

CALL

eficomponentes(2\*P\_lm/m\_dot\_lm;m\_dot\_lm;P\_lm;rp\_lm;np\_lm;T4\_lm:T2\_lm:T3\_lm;nc\_lm;nt\_lm;npt\_lm)

CALL

simulacao(T3\_lm;T4\_lm;rp\_lm;dp\_lm;nc\_lm;m\_dot\_lm;W\_dot\_Liq\_lm[0..45];W\_dot\_el\_lm[0..45];Q\_dot\_o

t\_resf\_lm[0..45];mf\_dot\_tot\_lm[0..45];rend\_lm[0..45];SFC\_lm[0..45];rend\_global\_lm[0..45];SFC\_global\_lm[0..45];T1\_lm[0..45];)

{OLYMPUS}

CALL

eficomponentes(2\*P\_ol/m\_dot\_ol;m\_dot\_ol;P\_ol;rp\_ol;np\_ol;T3\_ol:T2\_ol:T4\_ol;nc\_ol;nt\_ol;npt\_ol)

CALL

```
simulacao(T3_ol;T4_ol;rp_ol;dp_ol;nc_ol;m_dot_ol;W_dot_Liq_ol[0..45];W_dot_el_ol[0..45];Q_dot_re  
s  
f_ol[0..45];mf_dot_tot_ol[0..45];rend_ol[0..45];SFC_ol[0..45];rend_global_ol[0..45];SFC_global_ol[0..4  
5];T1_ol[0..45];)
```

{TYNE}

CALL

```
eficomponentes(2*P_ty/m_dot_ty;m_dot_ty;P_ty;rp_ty;np_ty;T3_ty:T2_ty;T4_ty;nc_ty;nt_ty;npt_ty)
```

CALL

```
simulacao(T3_ty;T4_ty;rp_ty;dp_ty;nc_ty;m_dot_ty;W_dot_Liq_ty[0..45];W_dot_el_ty[0..45];Q_dot_re  
s  
f_ty[0..45];mf_dot_tot_ty[0..45];rend_ty[0..45];SFC_ty[0..45];rend_global_ty[0..45];SFC_global_ty[0..4  
5];T1_ty[0..45];T0[0..45])
```

## APÊNDICE D – Programa no Excel para Otimização da TG

HMS

STBD OLYMPUS OPTIMISATION

DATE :

Engine serial number : 2017186

PASS OFF VALUE OF NL = 6282

Ambient Air Temperature (Dry)

32,16

Correction for Air Temperature = +142

Desired FPDP 1400

Barometric Pressure

1013,25

Correction for Air Pressure = -

Actual FPDP 1300

Idle FPDP 450

**DESIRED LP RPM = 6424**

(For conditions of the day)

$$\frac{A + \frac{A}{r}}{r} =$$

Put in 47 PSI at Idle

COMMENTS