

PROJETO DE UM SISTEMA DE PROPULSÃO DE UM BARCO MOVIDO A ENERGIA SOLAR

Mauricio Aguilar Nepomuceno de Oliveira, Fabiano Pery, Gabriel Lobo

Universidade Federal do Rio de Janeiro

RESUMO

Esse trabalho pretende discorrer sobre os percursos de projeto de um sistema de propulsão para uma embarcação movida à energia solar. Selecionando um hélice da série B e projetando uma transmissão mecânica que trabalhará acoplada a um motor elétrico. O principal requisito do sistema propulsivo é apresentar alta eficiência, pois esta embarcação será utilizada na competição do desafio solar brasil. Para tal escolheremos um sistema com menor peso e volume. Outro fator importante está correlacionado com a definição do melhor arranjo da montagem e das escolhas dos componentes que garantam o perfeito funcionamento do conjunto como um todo. Para tal, é necessário definir o hélice desejável para trabalho, depois definir os componentes para compor o sistema entre o motor e o hélice, em seguida escolher os pares de engrenagens para suprir a demanda desejável e por fim analisar os esforços sobre essas peças e escolha dos materiais de trabalho para evitar problemas como corrosão, trincas, fraturas ou quebra de alguns segmentos escolhidos.

Palavras Chaves: Hélice, Transmissão Mecânica, Motor de Popa Elétrico.

PROPULSION SYSTEM OPTIMIZATION DESIGN OF A SHIP POWERED BY SOLAR ENERGY

ABSTRACT

The present work aims to discuss the project paths of a propulsion system for a ship powered by solar energy. Selecting a b-series propeller and designing a mechanical transmission which work coupled to an electric motor. The main requirement of the propulsive system is to provide high efficiency, as this vessel will be used in the competition of Brazil Solar Challenge. To this end we choose a system with less weight and volume. Another important factor is correlated with the definition of the best arrangement of the assembly and the choices of components to ensure smooth operation of the assembly as a whole. To do this, it's necessary to set the desirable screw propeller for the work, then define the components to compose the system between the engine and the propeller, then choose the pairs gears to meet the desired demand and finally analyze the efforts on the parts and choose working materials to prevent problems such as corrosion, cracks, fractures or breaks of some chosen segments.

Keywords: Screw Propeller, Mechanical Transmission, Electric Outboard.

caminhos e possibilidades que se pode tomar para fazer um sistema de propulsão para um barco que utiliza um motor

1. INTRODUÇÃO

O projeto tem como motivação participar da competição de barcos movidos à energia solar “Desafio Solar Brasil”, que promove uma competição com intuito de incentivar o desenvolvimento de novas tecnologias. Essa competição também garante a troca de informações e conhecimentos entre os alunos de diversas faculdades de todo o Brasil, proporcionando assim a formação de mão de obra qualificada no uso de fontes alternativas de energia.

Os estudos se baseiam no barco da Equipe Fernando Amorim, equipe na qual apresentam estudantes de Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé. Um dos objetivos desse projeto é mostrar os

Elétrico. Serão desenvolvidos hélice, eixos, rolamentos, engrenagens, acoplamentos, anéis elásticos, componentes que garantem a impermeabilidade e por fim as caixas de proteções dessas peças.

2. PROJETO DO HÉLICE

Para o projeto do hélice foram utilizadas as características do hélice série b (KUIPER,92). A partir das curvas disponibilizadas foi elaborada uma planilha onde se determina o passo, o diâmetro, a rotação e a eficiência para

um hélice. As entradas são empuxo requerido, velocidade de avanço, coeficiente de esteira (w) e coeficiente de força propulsiva (t), (w e t foram atribuídos como 0,05 em função da distância da relativa distância entre o casco e o hélice, esses resultados não foram testados em laboratório e devem ser verificados em ensaios experimentais futuros)

Para escolher o empuxo é necessário escolher a velocidade de avanço. Para encontrar a velocidade ideal do barco, foi analisada a energia solar disponível no local de competição. Pelo atlas para a região de Búzios foi selecionado o valor de 16MJ/m²*dia (TIBA,2000). Com o valor da radiação e a energia disponível da bateria é possível estimar a energia disponível durante a prova.

A energia diária absoluta é a média diária anual de energia que esse conjunto de painéis com essa eficiência pode produzir. Porém, essa energia é disponível ao longo de um dia inteiro. Optou-se por utilizar esse valor dividido por 7 como energia disponível por uma hora de prova. Este valor não tem como ser muito preciso pois as provas não possuem hora exata e a radiação utilizada e a média diária anual podendo variar bastante conforme a prova. Para definir a potência disponível durante uma hora somou-se a energia da bateria que por regra é 1kWh. E dividiu-se por uma prova de 1 ou 2 horas. (BOXWELL, 2011)

$$Pot_f = \frac{E_{Soldia} * A_{fv} * Efic_{fv}}{t_{op}} \quad (1)$$

Energia diaria Novembro	18000	KJ/m ² *dia
Energia diaria Novembro	5	Kwh/m ² *dia
area	1,44	m ²
dim painel		
L	1,6	m
b	0,9	m
n painies	4	m
eficiencia	0,16	
Energia diaria abs	4,608	kWh/dia
Estimativa de Energia Disponível em 1 hora de prova	0,658286	kWh
Estimativa de Energia Disponível em 2 hora de	1,316571	kWh
Estimativa de Energia Disponível em 0,333 hora	0,219209	kWh
Energia bateria	1000	Wh
Potencia consumida em uma prova de 1 hora	1658	Wh
Potencia consumida em uma prova de 2 hora	1158	Wh
Potencia consumida em uma prova de 20 min	3661	Wh

Tabela 1: Energia média disponível.

Com base nesses valores de potência estimou-se a velocidade que poderia ser alcançada. A partir de comparações com curvas de resistência do *SlenderBody*(BENTLEY,2013). A potência disponível de serviço para aprova fica entre 1000Wh e 1600Wh.

Para definir os gráficos de resistência é necessário estimar a eficiência de conversão da energia solar disponível em energia mecânica de movimento. Foram consideradas as eficiências do motor elétrico e controlador, da transmissão mecânica e do hélice.

eficiência (%)		eficiência (%)	
Motor elétrico e controlador	90%	Motor elétrico e controlador	90%
transmissão mecânica	95%	transmissão mecânica	95%
Hélice	85%	Hélice	60%
total	73%	total	51%

Figuras 1 e 2: eficiência do sistema com diferentes hélices.

Como análise de sensibilidade iremos observar para eficiências de 50% e 75%.

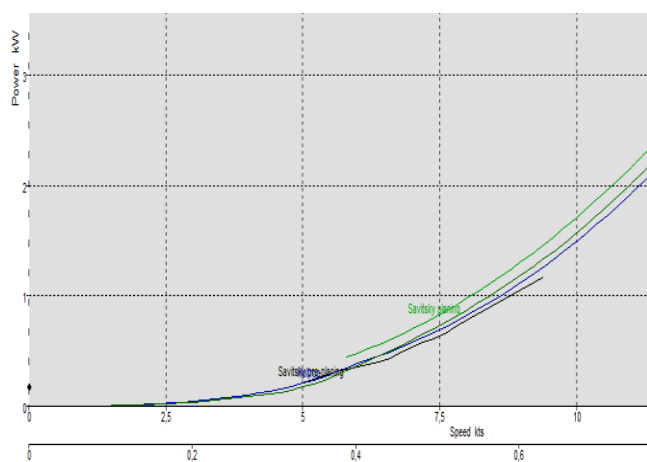


Figura 3: curvas de resistência com 75% de eficiência.

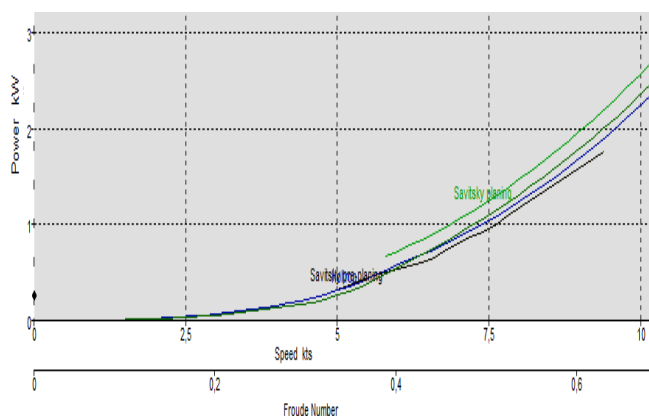


Figura 4: curvas de resistência com 50% de eficiência.

O gráfico do *SlenderBody* é o cinza entre o verde e o azul, o verde é o do Savitsky planeio. O preto abaixo do Savitskypré planeio e o azul de Holtrop.

Observamos que para 1kW e 1,6kW as velocidades ficaram entre 7 e 8,75 nós para a eficiência de 50% e entre 8,75 e 10 nós para a eficiência de 75%.

A seleção do hélice indicou uma eficiência de 87% esse valor foi considerado muito alto acredita-se que este valor esteja errado. Pretende-se verificar quando o hélice for testado em água. Para dar continuidade do projeto optou-se por utilizar uma velocidade de projeto de 9 nós. E será selecionado um hélice para essa velocidade.

No *SlenderBody* com 75% de eficiência, para 9 nós de velocidade a potência consumida é de 1200W e a força necessária é de 193N, e para 50% de eficiência a força é a mesma e a potência é de 1800W.

Fizemos um ensaio de reboque na mesma condição de peso, os 220Kg de projeto na mesma posição do centro de

gravidade, porém isso inclui um erro pois a posição do LCG deve corrigir o *trim* atribuído ao momento criado pelo ponto de reboque, pois o ponto de reboque estava acima do contato da rabeta com o casco onde a força de empuxo é realizada. Porém o resultado do ensaio não foi positivo pois o barco que realizava o reboque não alcançava velocidades acima de 7 nós e pretendemos repetir o resultado. Esse resultado irá alimentar o projeto do hélice, mas também irá ajudar a definir a eficiência do conjunto quando medidas as voltagens e correntes e a velocidade alcançada pelo barco.

Para as velocidades de 12; 9; 7,5 e 6 nós, foram desenhados hélices segundo as curvas empíricas da série B (KUIPER,92) como pode ser verificado na tabela 2:

v (knts)	T (N)	D (m)	Passo (m)	Rot (RPM)	Efic	Pot (W)	Q (N*m)
12	300	0,36	0,38	1077	0,87	3800	21
9	193	0,353	0,3792985	831	0,87	1800	13
7,5	143	0,364	0,3913	672	0,87	1100	9,9
6	88	0,36	0,382	553	0,87	540	2

Tabela 2: Tipos de hélice para determinada velocidade de trabalho desejável.

Durante a seleção dos hélices se deixou livre a rotação, o passo e o diâmetro e maximizou-se a eficiência. Como condições a velocidade de serviço e a força de empuxo. Observa-se que os hélices possuem aproximadamente o mesmo diâmetro e passo indicando que o mesmo hélice deve operar de forma eficiente nesses valores de velocidade.

Com o passo e o diâmetro seguindo as indicações do trabalho de (Xavier, 2008). O hélice foi desenhado. A próxima etapa é a de fabricação, em que a escolha foi de se fazer um hélice pelo método de fundição, já que é o processo mais barato encontrado pela equipe e que supria a demanda do projeto.

Para fazer por fundição, primeiramente, teve que se fazer um modelo. O modelo foi impresso numa impressora 3D, utilizando o material ABS, como pode ser analisado na figura 5.

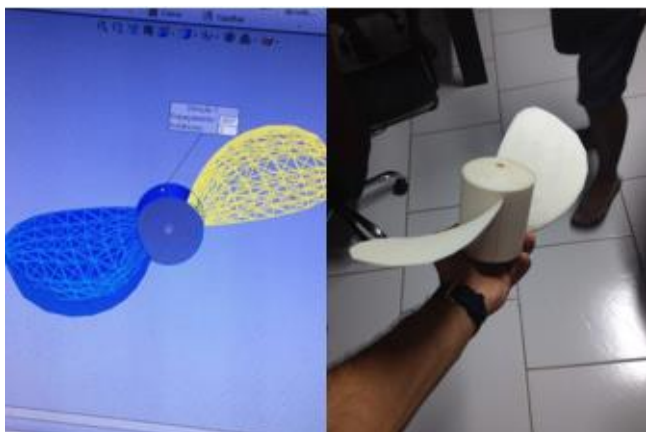


Figura 5: desenho e impressão do hélice.

Com o modelo, o hélice foi fabricado por fundição por caixa de areia e o material definido foi o alumínio SAE 323. Esse alumínio além de garantir uma boa resistência a corrosão, garante uma boa resistência mecânica.

3. TRANSMISSÃO

O sistema de transmissão consiste em transmitir o movimento do motor até o hélice do barco. Nesse arranjo optou-se por uma transmissão como a de um azimuthal, o motor elétrico fica na vertical e a saída do hélice na horizontal o mais distante do casco possível, porém com o cuidado de não ser tão profundo que o hélice venha colidir com o fundo para não danificá-lo.

Definido essas etapas iniciais, pode-se elaborar os arranjos, desenhos, formatos e componentes da transmissão, como se pode ver na figura 4:

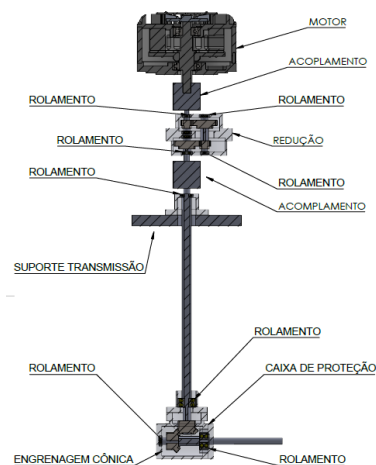


Figura 6: Sistema de transmissão

Como se pode observar na figura 4, os principais componentes são os eixos, engrenagens, rolamentos e as caixas de proteção.

3.1 Motor

O motor escolhido foi o Golden Motor de 3 kW. Pois sendo um motor sem escova e de ímã permanente seria um motor com eficiência mais alta e interessante para o uso na competição (Oliveira, 2013).



Figura 7: motor Golden Motor

Por ser um motor CA é necessário uso de um driver para receber a corrente contínua e transformar em alternada para enviar ao motor e, além disso, controlar a voltagem entregue para variar as faixas de rotação sem comprometer a potência.

Observa-se abaixo a curva do motor plotado com uma expectativa de trabalho do hélice com base nos quatro pontos gerados para o mesmo hélice.

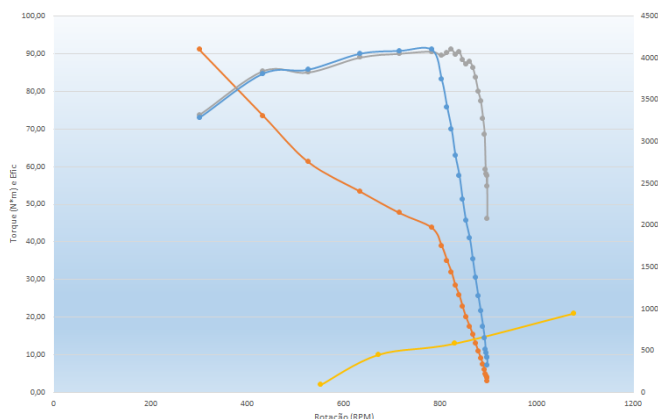


Figura 8: Curva do motor.

Esse gráfico exibe a curva do motor corrigida para uma redução de 5:1 que será explicado a adiante, e a curva do hélice para os pontos exibidos na tabela acima. Percebe-se que o interessante é trabalhar antes do joelho da curva do motor pontos onde o motor não trabalhará forçado e trabalha com altas eficiências. Com essa configuração a velocidade limite do sistema de transmissão será um pouco acima de 9 nós.

3.2 Redução

Analisando as tabelas e gráficos do motor e do hélice pode-se definir a redução que será necessária. A necessidade da redução surge da necessidade de aumentar o torque e reduzir a rotação que sai do motor para as exigências do hélice projetado.

Pela análise das curvas do motor e do hélice, concluiu-se que a demanda do hélice é de 831 rotações por minuto e que a rotação que sai do motor é de 4159 rotações por minuto na sua área de conforto de trabalho. Agora para saber o quanto será necessário reduzir, é só fazer como na equação (2):

$$R_{ed} = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{4159}{831} = 5,004 \quad (2)$$

Sendo:

R_{ed} = Redução que será necessária;

n_{in} = Rotação do motor em [rpm];

n_{out} = Rotação desejável em [rpm].

Para a Equipe Fernando Amorim a redução definida foi a de **5:1**. O critério de menor volume levou a decisão de trabalhar com dois pares de engrenagem ao invés de 1. Isso fica claro, já que a redução é proporcional ao tamanho do diâmetro primitivo ou ao número de dentes, como pode ser observado na equação (3):

$$R_{ed} = \frac{Z_{maior}}{Z_{menor}} = \frac{d_{pmaior}}{d_{pmenor}} \quad (3)$$

Sendo:

Z_{maior} = Número de dentes da engrenagem maior;

Z_{menor} = Número de dentes da engrenagem menor;

d_{pmaior} = Diâmetro primitivo da engrenagem maior em [m];

d_{pmenor} = Diâmetro primitivo da engrenagem menor em [m];

Quanto maior a redução maior será a largura do conjunto de engrenagens usado. Como no projeto a largura é essencial, foi decidido dividir em 2 pares e com mesma relação de redução de **2,25:1**, para se ter um sistema concêntrico entre entrada do eixo na caixa de redução com o eixo de saída e obtendo a relação final de **5:1**, como pode ser observado na figura 9. Dessa forma o motor estará concêntrico com o eixo de transmissão reduzindo a flexão que ele poderia causar nos conjuntos que está rodando para permitir guinar a embarcação.

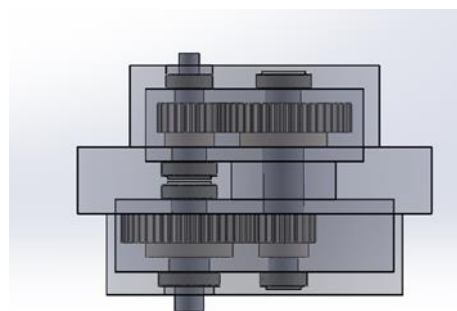


Figura 9: caixa de redução.

3.3 Eixos

Observando a figura 9 percebe-se que o projeto apresenta 5 eixos, cada um deles deve resistir aos esforços de flexão, compressão e torque do sistema. Para essa análise deve ser ter as seguintes informações comprimento, tipo de apoio, carga, diâmetros e material.

Os passos são basicamente iguais. Seguindo, inicialmente, pelo cálculo da potência e torque que chega em cada eixo, como pode ser observado nas expressões (4) e (5).

$$P = P_m \cdot \sum \eta(4)$$

$$T = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{P}{n}(5)$$

Sendo:

P = Potência que chega no eixo analisado em [W];

P_m = Potência do motor em [W];

η = Eficiências envolvidas até chegar ao eixo analisado;

T = Torque que chega no eixo em [N.m];

n = Rotação do eixo analisado em [rpm].

Depois segue-se para o cálculo dos esforços provocados pelas engrenagens, que se forem engrenagens de dentes retos, como no caso dos eixos 1, 2 e 3, apresentam apenas duas forças radiais, conforme as seguintes equações (6) e (7):

$$W_t = \frac{T}{d_p/2}(6)$$

$$W_r = W_t \cdot \tan \phi(7)$$

Sendo:

W_t = Força tangencial em [N];

W_r = Força radial em [N];

ϕ = Ângulo de pressão de 20 [°].

Caso eixo apresente uma engrenagem cônica com dentes helicoidais, como no caso dos eixos 4 e 5, apresentam três forças, sendo duas radiais e uma axial, sendo uma radial a força tangencial que mantém a mesma equação (6). Já os

outros dois esforços podem ser observados nas expressões (8) e (9):

$$W_a = \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \sin \alpha \mp \sin \psi \cos \alpha)(8)$$

$$W_r = \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \cos \alpha \mp \sin \psi \sin \alpha)(9)$$

Sendo:

ψ = ângulo de inclinação da hélice [°];

ϕ_n = ângulo de pressão normal [°];

α = ângulo primitivo do pinhão [°];

Apresentando as forças, é possível calcular as reações de apoio e depois o momento máximo no eixo. Com isso, a próxima etapa é calcular as tensões que esse eixo irá sofrer, expressas nas equações (10), (11) e (12):

$$\sigma_a = \frac{W_a}{A} \cdot 10^{-6}(10)$$

$$\sigma_F = \frac{M_{\max} \cdot y}{I} \cdot 10^{-6}(11)$$

$$\sigma_\tau = \frac{T \cdot \frac{d_p}{2}}{J_{\text{polar}}} \cdot 10^{-6}(12)$$

Sendo:

σ_a = Tensão axial em [Mpa];

W_a = Força axial em [N];

A = Área em [m^2];

σ_F = Tensão de flexão em [MPa];

M_{\max} = Momento máximo em [N.m];

I = Momento de inércia em [m^4];

σ_τ = Tensão de torção em [MPa];

J_{polar} = Momento polar de inércia em [m^4];

y = distancia da linha neutra até o ponto de máxima tensão, para o caso estudado o diâmetro do eixo dividido por 2.

Por fim, só calcular pela teoria da energia de distorção, utilizando tensão de Von Mises, descrita na equação (13):

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}(13)$$

Analisando e calculando em todos os eixos, as tensões

Tensões de Von Mises dos Eixos:		
Eixo 1 - Caixa de Redução	227.4	MPa
Eixo 2 - Caixa de Redução	429.4	MPa
Eixo 3 - Caixa de Redução	287.8	MPa
Eixo 4 – Vertical	543.1	MPa
Eixo 5 - Horizontal	475.8	MPa

obtidas estão presentes na tabela 3:

Com esses valores de tensões é possível definir o material dos eixos, comparando as tensões de cada eixo com o limite de escoamento do material. Fazendo essa análise, a Equipe Fernando Amorim definiu que o aço SAE 4340 seria o suficiente para aguentar as tensões sobre o eixo. Isso aplicando um tratamento térmico para elevar o limite de

Tabela 3: Tensões de Von Mises nos eixos de transmissão

escoamento do eixo, para garantir um maior coeficiente de segurança.

No caso o tratamento térmico que será utilizado, consiste em aquecer os eixos a uma temperatura de 900°C e manter por 20 segundos a essa temperatura, para depois ser transferido para um outro forno a 760°C e mantê-lo por 10 minutos e em seguida resfria-lo em óleo. (ANAZAWA, 2012)

3.4 Engrenagens

Inicialmente, foram definidas dois pares iguais de engrenagens cilíndricas com dentes retos no qual apresentam diâmetros primitivos de 20 milímetros e 45 milímetros, atendendo assim a necessidade de uma redução de **2,25:1** do projeto. Essas engrenagens podem ser verificadas na figura 10:

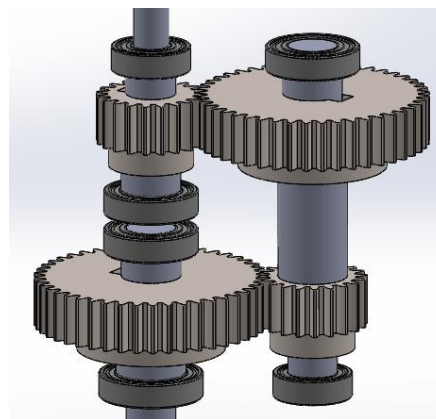


Figura 10: Engrenagens de diâmetro de 20 e 45 mm.

Outro par de engrenagens necessário para o projeto é um conjunto de engrenagens cônicas para transmitir um movimento de um eixo vertical para um eixo horizontal, sendo uma transmissão de 90°. No caso, foi decidido escolher um par de engrenagens cônicas com dentes helicoidais para ter mais eficiência e diminuir os ruídos do conjunto da transmissão. O esquema do sistema de transmissão de 90° está ilustrado na figura 6 com engrenagem de dentes retos apenas de forma ilustrativa representando um par de engrenagens cônicas.

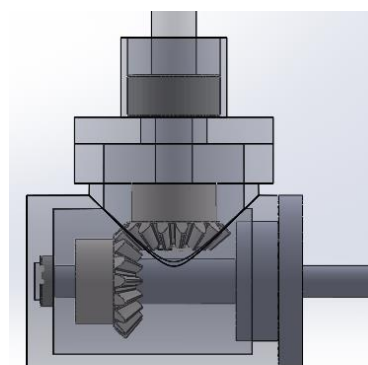


Figura 11: Esquema representando uma transmissão 90°.

Depois de ter determinado as engrenagens, é necessário calcular os esforços sobre elas. Os estudos ficaram focados na norma da AGMA, analisando as tensões de flexão no dente de cada engrenagem.

Primeiramente, os estudos foram feitos nas engrenagens cilíndricas de dentes retos, utilizando a equação (14), que está para unidades habituais nos Estados Unidos:

$$\sigma = W^t K_0 K_v K_S \frac{P_d K_m K_B}{F J} (14)$$

Sendo:

σ = Tensão de flexão em [psi];

W^t = Força tangencial transmitida em [lbf]: 22

K_0 = Fator de sobrecarga: 34234

K_v = Fator dinâmico: 23

K_S = Fator de tamanho: 2

P_d = Passo diametral transversal: 2

F = Largura da face em [in]: 2

K_m = Fator de distribuição de carga: 2

K_B = Fator de espessura de borda: 2

J = Fator geométrico para resistência à flexão: 2

Com o valor da tensão de flexão, agora é possível verificar se a engrenagem irá resistir aos esforços, verificando a equação (15): A resistência a flexão pela norma da AGMA não é dada pela tensão de escoamento do material mais por essa formula abaixo.

$$S_F = \frac{S_T Y_n}{\sigma K_T K_R} (15)$$

Sendo:

S_F = Coeficiente de segurança: 3

S_T = Resistência à fadiga de flexão [psi]: 2

Y_n = Fator de ciclagem: 2

σ = Tensão de flexão em [psi]: 2

K_T = Fator de temperatura: 2

K_R = Fator de confiabilidade: 2

Os fatores de cada engrenagem da caixa de redução estão presentes na tabela 5:

Fatores das engrenagens da redução				
	Eng. 1	Eng. 2	Eng. 3	Eng. 4
Y	0.322	0.4	0.322	0.4
Ko	1	1	1	1
Kv	1.18	1.18	1.12	1.12
Ks	1	1	1	1
Km	1.15	1.15	1.15	1.15
Kb	1	1	1	1
J	0.32	0.42	0.32	0.42
Yn	0.97	0.99	0.97	0.99
Kr	0.85	0.85	0.85	0.85
Kt	1	1	1	1

Tabela 2: Fatores ou parâmetros de cada engrenagem da caixa de redução.

Analisando e calculando o coeficiente de segurança em todas as engrenagens cilíndricas de dentes retos, será obtido o resultado se cada uma delas irá resistir ou não. Caso, o coeficiente for maior ou igual a 1, a engrenagem resiste as cargas, caso seja menor, então não resiste a esses esforços. Esses resultados de cada engrenagem analisada na tabela 6:

Coeficiente de Segurança (Sf)	
Engrenagem 1 (Dp = 20 mm)	2.07
Engrenagem 2 (Dp = 45 mm)	2.75
Engrenagem 3 (Dp = 20 mm)	1.02
Engrenagem 4 (Dp = 45 mm)	1.35

Tabela6: Coeficiente de segurança de cada engrenagem cilíndrica de dentes retos.

Por fim, o último estudo de engrenagens a ser feito é sobre o par de engrenagens cônicas, utilizando novamente norma da AGMA para engrenagens cônicas de dentes retos. Como a engrenagem cônica de dentes helicoidais tem maior área de contato nos dentes, pode-se fazer uma estimativa ou calcular com a formula para dentes retos, pois se passar ou resistir então a de dentes helicoidais também irá resistir. A fórmula para esse caso se encontra na equação (16):

$$\sigma = \frac{W_T}{F} P_D K_0 K_v \frac{K_S K_m}{K_x J} (16)$$

Sendo:

σ = Tensão de flexão em [MPa];

W^t = Força tangencial transmitida em [N];
 F = Largura da face em [mm];
 P_d = Passo diametral transversal [mm^{-1}];
 K_0 = Fator de sobrecarga;
 K_v = Fator dinâmico;
 K_S = Fator de tamanho;
 K_m = Fator de distribuição de carga;
 K_x = Fator de curvatura ao longo do comprimento para resistência a flexão;
 J = Fator geométrico para resistência à flexão.

Apresentando o valor da tensão de flexão, agora é possível verificar se a engrenagem irá resistir aos esforços, analisando a equação (17):

$$S_F = \frac{S_{at} K_L}{\sigma K_T K_R} \quad (17)$$

Sendo:

S_F = Coeficiente de segurança;
 S_{at} = Resistência à fadiga de flexão [MPa];
 K_L = Fator de ciclagem;
 σ = Tensão de flexão em [psi];
 K_T = Fator de temperatura;
 K_R = Fator de confiabilidade.

Calculando o coeficiente de segurança e considerando que a engrenagem não terá uma vida útil de mais de 2 meses, o que não é problema, já que a competição só dura 5 dias e o projeto busca otimizar o volume do conjunto e o máximo de eficiência possível. O resultado obtido está presente na tabela 7:

Coeficiente de Segurança (Sf)	
Engrenagem cônica (Dp = 40mm)	1.03

Tabela7: Coeficiente de segurança da engrenagem cônica.

3.5 Rolamentos

Os rolamentos foram escolhidos de acordo com algumas variáveis. Sendo essas variáveis, a questão do menor tamanho possível, para reduzir o volume do conjunto, outro fator importante é o tipo de carga que ele irá ter que resistir, se é só radial ou axial ou combinadas, a intensidade das cargas e por fim o tempo útil desejado para o projeto dessas peças.

Pelos tipos e pela intensidade das forças, os rolamentos ideais para o projeto foram os de simples carreira de esfera e o de duas carreiras de esferas de contato angular,

sendo 8 unidades e 2 unidades desses rolamentos respectivamente.

Os rolamentos da caixa de redução, um do eixo vertical e mais um do eixo horizontal são todos de simples carreiras de esferas e o cálculo para verificar se eles são capazes de resistir está expresso na equação (18) e (19):

$$L = A \cdot D \cdot H \cdot M \cdot n \quad (18)$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{LH \cdot P^3}{10^6}} \quad (19)$$

Sendo:

L = Milhões de ciclos do rolamento;

A = Tempo em [anos];

D = Tempo em [dias];

H = Tempo em [horas];

M = Tempo em [minutos];

n = Rotação em [rpm];

C = Carga dinâmica em [N];

P = Carga sobre o rolamento em [N].

Os valores considerados e obtidos para o rolamento 1 da caixa de redução estão presentes na tabela (8):

Dados do Rolamento 1 :		
Rotação:	4159	rpm
Quantos anos:	1	ano
Quantos dias:	30	dias
Quantas horas:	3	horas
Quantos minutos:	60	min
Dados de resistência do rolamento:		
Cr:	1300	N
Análise 1:		
L:	22.4586	Milhões de ciclos
P:	408.607053	N
C:	1152.83394	N

Tabela8: Análise de resistência de carga dinâmica do rolamento 1.

Os outros rolamentos simples de esferas seguem o mesmo raciocínio.

Os rolamentos de duas carreiras de esferas de contato angular seguem um outro formato para calcular a carga sobre o rolamento, esse formato está expresso na equação (20) e tabela (9):

$$P = XF_R \cdot YF_a(20)$$

Ângulo de Contato	$i f_0 F_a^*$ C _{0r}	e	Simples, DT				DB or DF			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0,178	0,38	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39
	0,357	0,40	1	0	0,44	1,40	1	1,57	0,72	2,28
	0,714	0,43	1	0	0,44	1,30	1	1,46	0,72	2,11
	1,07	0,46	1	0	0,44	1,23	1	1,38	0,72	2,00
	1,43	0,47	1	0	0,44	1,19	1	1,34	0,72	1,93
	2,14	0,50	1	0	0,44	1,12	1	1,26	0,72	1,82
	3,57	0,55	1	0	0,44	1,02	1	1,14	0,72	1,66
	5,35	0,56	1	0	0,44	1,00	1	1,12	0,72	1,63
25°	—	0,68	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41
30°	—	0,80	1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24
40°	—	1,14	1	0	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93

Tabela9: Carga dinâmica equivalente.

O resultado obtido para o rolamento 8, que está no eixo 4 ou no vertical e é um de duas carreiras de esferas de contato angular, está presente na tabela 10:

Dados do Rolamento 8 :		
Rotação:	821.530864	rpm
Quantos anos:	1	ano
Quantos dias:	30	dias
Quantas horas:	3	horas
Quantos minutos:	60	min
Análise 1:		
F axial:	1216.94377	N
F radial:	2196.88551	N
Fa/Fr :	0.55394046	
f0:	13.2	
C0r:	6800	N
(Fa*f0)/C0r :	2.36230261	
e:	0.56890191	
X:	1	
Y:	1.08959492	
P:	3522.86126	N
Lh:	4436266.67	
C:	5788.52733	N

Tabela10: Análise de resistência de carga dinâmica do rolamento 8.

Seguindo de forma análoga, o rolamento 10 que está localizado no eixo horizontal no qual conecta-se com o hélice, tem o mesmo formato ou seguimento para os cálculos que o rolamento 7. Uma das diferenças são as intensidades de forças e a finalidade, no caso o do eixo vertical aguenta os esforços axiais e radiais da engrenagem cônica e o rolamento eixo horizontal aguenta os esforços da engrenagem cônica e do hélice.

3.6 Componentes de vedação

Os componentes para vedar as caixas de proteção e as conexões foram escolhidas para cada caso específico, com intuito de impedir que entre água nos compartimentos das peças do conjunto da transmissão ou que saia o fluido de lubrificação das engrenagens e rolamentos.

Para evitar que a água entre pelas conexões das caixas e tampas a Equipe Fernando Amorim escolheu o O-ring e as juntas para garantir a impermeabilidade do sistema.

Na parte do eixo do hélice, já é necessário a presença de um retentor que é um outro sistema de vedação que garante a vedação entre duas peças que tenham movimento relativo. Ele garante a vedação tanto numa condição estática quanto numa dinâmica. Ele retém óleos, graxas e outros fluidos, além de evitar a contaminação do interior por impurezas externas.

Por fim, a utilização de um selante neutro, como se fosse um silicone, que serve como vedação entre duas conexões e garante a impermeabilidade do conjunto. No sistema de transmissão será muito necessário na parte da conexão de caixa protetora vertical com a tampa superior da caixa de proteção das engrenagens cônicas.

4. CONCLUSÃO

O projeto do sistema propulsivo foi concluído, Encontrando uma solução ótima de hélice, motor e caixa de transmissão de alta eficiência. Porém cabe agora verificar os valores de eficiência que serão encontrados em uso. Portanto agora finalizar a construção para com a embarcação pronta

realizar novamente o reboque. Medir a curva do motor e do sistema propulsivo levantando a eficiência de ambos e depois medindo voltagem e corrente analisar a eficiência do seria B duas pás.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANAZAWA, R.M.; ABDALA, A.J.; HASHIMOTO, T.M; PEREIRA, M. S. **Estudo comparativo das propriedades mecânicas em aços 4340 e 300M submetidos a tratamentos térmicos isotérmicos e intercríticos**, Revista Brasileira de Aplicações de Vacuo, 2012.

BENTLEY SYSTEMS. Maxsurf Resistance: User Manual. Windows Version 20. 2013. Documento eletrônico disponibilizado no ambiente MaxsurfResistance.

BOXWELL, M., 2011, *Solar Electricity Handbook*, 4 ed. United Kingdom, GreenstreamPublihing.

KUIPER, G., THE WAGENINGEN PROPELLER SERIES. MARIN Publications 92-001,1992.

OLIVEIRA, M.A.N., 2013, ANÁLISE DA VIABILIDADE DE EMBARCAÇÕES SOLARES PARA TRANSPORTE DE PASSAGEIROS. Dissertação de Mestrado, PENO/COPPE/UFRJ

TIBA, C., et al, 2000, *Atlas Solarimétrico do Brasil*, Recife, Pernambuco , Brasil, Universidade Federal de Pernambuco

XAVIER,B.B., 2008, SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA OPERAÇÃO DE PROPULSORES SÉRIE-B EM ÁGUAS ABERTAS, projeto final de curso engenharia naval e oceânica UFRJ.