



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE UM SISTEMA PROPULSIVO PARA
UMA EMBARCAÇÃO MOVIDA À ENERGIA SOLAR**

**JERISON DIAS PIRES
IURY K. PERES BARILE**

**TUCURUÍ – PA
2018**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE UM SISTEMA PROPULSIVO PARA
UMA EMBARCAÇÃO MOVIDA À ENERGIA SOLAR**

**JERISON DIAS PIRES
IURY K. PERES BARILE**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à faculdade de engenharia mecânica do campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em engenharia mecânica.

Orientador:

**Prof. Msc. Maciel da Costa
Furtado**

**TUCURUÍ – PA
2018**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo (a) autor (a)

- J55d Jerison Pires, Iury Barile
Dimensionamento preliminar de um sistema propulsivo para uma embarcação movida à energia solar / Iury Barile Jerison Pires. - 2018.
96 f. : il.
- Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Faculdade de Engenharia Mecânica,
Campus Universitário de Tucuruí, Universidade Federal do Pará, Tucuruí, 2018.
Orientação: Prof. Me. Maciel Furtado
Coorientação: Prof. Me. Jessé Luís Padilha.
1. Sistema propulsivo. 2. Redutor. 3. Propulsor. 4. Resistência ao avanço. I. Furtado, Maciel, *orient.*
II. Título
-

CDD
620.0042



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUI
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE UM SISTEMA PROPULSIVO PARA
UMA EMBARCAÇÃO MOVIDA À ENERGIA SOLAR

JERISON DIAS PIRES
IURY K. PERES BARILE

Trabalho de conclusão de curso
apresentado à faculdade de engenharia
mecânica do campus de Tucuruí, como
parte dos requisitos para obtenção do título
de Bacharel em engenharia mecânica.

BANCA EXAMINADORA



Orientador: Prof. Msc. Maciel da Costa Furtado
FEM/CAMTUC/UFPA



Coorientador: Prof. Msc. Jessé Luís Padilha
FEM/CAMTUC/UFPA



Membro interno: Prof. Msc. Ronaldo Raposa de Moura
FEM/CAMTUC/UFPA

Conceito: *Excelente*
Tucuruí, 09/02/2018

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos por Jerison Dias pires:

Primeiramente agradeço a Deus, por tudo o que o mesmo me proporcionou, antes, durante e até este presente momento, pois sem ele nada seria possível.

Á minha família que sempre me apoio nas mais diversas situações, agradeço em especial aos meus pais Elias Pires e Edinalva Siqueira Dias, juntamente com os meus irmãos Jebson pires e Jessica Dias, pois nada será capaz de pagar o que eles fizeram por mim.

Á Alix e André Aragão que cederam seu lar e toda a sua hospitalidade para mim durante alguns períodos do curso. Pessoa essa de grande e enorme coração, deixo aqui meu sincero obrigado.

Aos queridos familiares Josy Marques, Renata Arnaud, Haylane Marques, Esivaldo Arnaud e Sandra Pires que também me acolheram e me deram um suporte para seguir até o final do curso.

Ao meu tio e parceiro, Edielton Siqueira Dias, que me apoiou e me deu conselhos mesmo antes de eu entrar na faculdade.

Ao meu Orientador Maciel Furtado, e aos componentes da banca, Jessé Padilha e Ronaldo Raposo que dedicaram parte do seu tempo para me auxiliar na concepção deste trabalho.

Aos professores da minha graduação, por sua determinação e boa vontade em repassar os ensinamentos fundamentais que serviram de base para minha formação acadêmica, profissional e pessoal.

Á minha namorada e amiga Bianca Arnaud, por me apoiar, incentivar e ter a maior paciência do mundo em me aturar nos momentos difíceis envolvidos no desenvolvido deste trabalho de conclusão de curso.

Ao professor de engenharia naval da UFPA, Paulo Vitor Zigmantas e a Marcos, aluno de engenharia naval da UFPA, por dedicarem o seu tempo me auxiliando na concepção deste trabalho quando o assunto esteve relacionado à área naval.

Á minha turma de 2013, que trabalhou em conjunto, parceria, e amizade nas mais variadas situações convividas ao longo do curso. Essa turma jamais será esquecida.

Ao meu parceiro de TCC, Iury Barile que esteve presente comigo não só neste trabalho, mais também em muitos outros ocorridos nessa jornada chamada faculdade.

Á equipe Muiraquitã que me ajudou não só fornecendo material necessário para a elaboração deste trabalho como me proporcionou um grande conhecimento na graduação.

Ao grupo familiar mais próximo de mim, meus amigos, Iury Barile, Victor Viana, Wallace Henrique, Romário Martins, Luiggy Tavares, Felipe Soares, Danilton leão, Igor Rafael, Renan Antunes, Bruno Pinheiro, Celso Torres, Giordane Junior.

E claro aos meus parceiros de saída e da vida que me ensinaram a ser feliz. Roberto Junior, Fabiola Machado, Bárbara Torres, Nayara Brito, Genivaldo Oliveira, Franciney Costa, Victor Miranda, Fernando Souza, Karina Roldman, Gaby Pantoja, Adlen Aragão, Jhenife Aline, Sandra Gomes Isadora Barros, Wellyngton Farias, Rafaela Farias, Wallace Farias, Jamilly Santana, Carol Gomes, Larrisa Martins, Juveniano Gaia, Thales Tavares, Adilson Igreja, Leticia Trindade, Jamerson Belo, Carla Costa, Mercedes Barroso, Thayna Moraes, Renata Elizia.

Agradecimentos por Iury Barile.

Primeiramente gostaria de agradecer a minha família pelo seu apoio durante toda a minha vida, aos meus pais Sandra Peres e Kennedy Barile por terem me ensinado a acreditar que com esforço e dedicação é possível conseguir o que quiser, por terem me auxiliado a descobrir e seguir meus princípios e valores.

Gostaria de agradecer ao meu tio e sua esposa Deny Peres e Jamilles Bezerra que me permitiram residir em sua residência, aprendi muito durante esse tempo e tive um grande crescimento pessoal.

Agradecer a minha tia e seu marido Leila Peres e Nilson de Castro por também terem me recebido em sua residência, um dia espero poder retribuir de alguma forma a gentileza e condições que vocês puderam me proporcionar durante minha estadia em suas moradias que pude receber de vocês.

Ao meu parceiro de TCC Jerison Pires e ao meu orientador Maciel Furtado que me auxiliaram durante o desenvolvimento desse trabalho.

Aos meus amigos que sempre estavam lá para dizer aquilo que precisava e não precisava ouvir. Victor Viana, Wallace Henrique, Romário Martins, Luiggy Tavares, Felipe Soares, Danilton Leão, Igor Rafael, Renan Antunes, Celso Torres.

As pessoas que pude conhecer e trabalhar no laboratório de motores durante os projetos da faculdade.

E um agradecimento especial a todos meus amigos que conheci em Tucuruí nesses cinco anos da faculdade, guardarei todos os momentos bons e ruins que tivemos aqui.

“As guerras vêm e vão, mas meus soldados são eternos”

(Tupac)

“Uma pessoa que nunca cometeu um erro, nunca tentou algo novo”

(Albert Einstein)

“Somos o que pensamos. Tudo o que somos surge com nossos pensamentos. Com nossos pensamentos, fazemos o nosso mundo.”

(Buda)

RESUMO

DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE UM SISTEMA PROPULSIVO PARA UMA EMBARCAÇÃO MOVIDA À ENERGIA SOLAR

RESUMO: O seguinte trabalho consiste no dimensionamento de um sistema de propulsão que será utilizado para locomover uma embarcação movida à energia solar que será utilizada no evento intitulado Desafio Solar Brasil. Um dos objetivos dessa competição é incentivar os seus participantes a desenvolver projetos de engenharia, como nesse caso, um sistema de propulsão. O sistema de propulsão aqui visto é conjunto que envolve um motor elétrico, um propulsor, uma rabeta, e um redutor. O primeiro passo para o dimensionamento desse sistema envolveu a estimativa da resistência ao avanço da embarcação, essa resistência foi estimada com o auxílio software *MaxSurf*, posteriormente a esse fato, definiu-se um propulsor do tipo hélice que fosse capaz de movimentar a embarcação na velocidade de 5,5 nós (2,83 m/s) sem sofrer uma cavitação acima de 2,5%. Feito isso selecionou-se uma rabeta apropriada ao tamanho máximo do calado. Por fim, como o motor não atendia a rotação e ao torque a serem entregues ao propulsor, ocorreu a necessidade de dimensionar-se uma redução. Essa redução teve por objetivo aproximar a rotação e torque do motor à rotação e torque do hélice, o seu projeto foi realizado de modo suportar os esforços gerados sem sofrer interferência em seus engrenamento.

Palavras-chave: Sistema propulsivo, redutor, propulsor, embarcação, energia solar.

ABSTRACT

PRELIMINARY DIMENSIONING OF A PROPULSIVE SYSTEM FOR A VESSEL MOVED TO SOLAR ENERGY

ABSTRACT: The following work consists in design propulsion system that will be used to move a boat powered by solar energy that will be used in the event titled Solar Challenge Brazil. The propulsion system seen here is an assembly involving an electric motor, a propeller, a tail, and a reducer. The first step in the design of this system involved the estimation of the boat advance resistance, this resistance was estimated with the MaxSurf software aid, later to that fact, a propeller of the propeller type was defined that was able to move the boat in the speed of 5.5 knots without cavitation above 2.5%. Thus a tail was selected appropriate to the maximum draft size. Finally, because the engine did not meet the rotation and torque needed by the propeller, a reduction was necessary. This reduction is to approximate the engine rotation and torque to the propeller rotation and torque, its design was carried out in a way to withstand the generated efforts without interfering in their gear.

Keywords: Propulsive system, reducer, propellant, resistance to advance

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Processos para estimar a potência instalada.....	19
Figura 2. Decomposição da resistência total.	21
Figura 3. Funcionamento do hélice	23
Figura 4. Diferença de pressão em uma asa.	24
Figura 5. Bosso, plano do propulsor e linhas principais.....	25
Figura 6. Perfil e parâmetros do fólio.....	26
Figura 7. Passo do hélice.	27
Figura 8. Diagrama de águas livres da série sistemática B.	30
Figura 9. Padrões de fluxo.....	31
Figura 10. Ponto de operação	32
Figura 11. Diagrama de Burril.....	34
Figura 12. Acionamento externo com volante de atrito simples.	36
Figura 13. Acionamento interno com volante de atrito simples.....	37
Figura 14. Representação de engrenagens cilíndricas de dentes retos.	38
Figura 15. Engrenagens helicoidais em eixos paralelos.....	38
Figura 16. Engrenagens cônicas de dentes retos acopladas em um ângulo de 90°.....	38
Figura 17. Parafuso-coroa sem-fim.	39
Figura 18. Trens de engrenagens com engrenamento simples.....	40
Figura 19. Trens de engrenagens com engrenamento composto colinear.	40
Figura 20. Trens de engrenagens com engrenamento composto não colinear.	41
Figura 21. Trens de engrenagens com engrenamento epicicloide de braço rotativo externo...41	
Figura 22. Trens de engrenagens com engrenamento epicicloide de braço rotativo externo...41	
Figura 23. Trens de engrenagens com engrenamento epicicloide de braço rotativo interno. ..42	
Figura 24. Nomenclatura da engrenagem.....	43
Figura 25. Perfil do dente de acordo com o ângulo de pressão.	45
Figura 26. Formas dos dentes da engrenagem de acordo com diferentes passos diametrais. ..46	
Figura 27. Forma esquemática do engrenamento dos dentes entre pinhão e coroa.....	48
Figura 28. Variação da tensão em função do tempo de forma alternada.	50
Figura 29. Variação da tensão em função do tempo de forma repetida.	50
Figura 30. Variação da tensão em função do tempo de forma pulsante.....	51
Figura 31. Formas de fixar elementos ao eixo.	51
Figura 32. Ilustração do comprimento nos lados direito e esquerdo da força aplicada.....	54
Figura 33. Monocasco.	55
Figura 34. Embarcação projetada no Solidworks.....	55

Figura 35. Configurações para simulação no Maxsurf.....	56
Figura 36. Corpo virtual transpassando o casco	58
Figura 37. Início da análise numérica.....	59
Figura 38. Passo adotado para determinação da eficiência propulsiva (η_d).	60
Figura 39. Diagrama de águas livres configurado.....	61
Figura 40. Curva K_t do casco.	71
Figura 41. Critério de cavitação não atendido.....	73
Figura 42. Critério de cavitação atendido.....	74
Figura 43. Acoplamento das engrenagens de entrada.	76
Figura 44. Acoplamento das engrenagens de saída.	76
Figura 45. Esquema das distancias entre a força e o mancal.....	77
Figura 47. seção do lado direito do eixo.....	77
Figura 47. Seção esquerda do momento no eixo.....	78
Figura 48. Gráfico do momento fletor.....	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Definição das resistências.....	21
Tabela 2. Faixa de aplicações da série sistemática B.	29
Tabela 3. Especificações AGMA para dentes de engrenagens de profundidade completa.....	45
Tabela 4. Passos diametraais de referências padronizados.	46
Tabela 5. Módulos métricos padronizados.	47
Tabela 6. Ângulo de inclinação de acordo com o tipo de mancal	53
Tabela 7. Dados hidrostáticos da embarcação.....	57
Tabela 8. Características do hélice	60
Tabela 9. Dimensões das engrenagens no engrenamento de 2:1.....	66
Tabela 10. Dimensões do pinhão no engrenamento de 3:1	66
Tabela 11. Dimensões do dente para o primeiro e segundo par.	66
Tabela 12. Resultados da resistência ao avanço.	69
Tabela 13. Características dos monocascos.....	70
Tabela 14. Variáveis para o cálculo de K_t do casco.....	71
Tabela 15. Dados extraídos dos pontos de operação para cada hélice.	72
Tabela 16. Dados de entrada e resultado do coeficiente de Burril e do nº de cavitação para $\eta_o = 0,51$	72
Tabela 17. Dados de entrada e resultado do coeficiente de Burril e do nº de cavitação para $\eta_o = 0,49$	74
Tabela 18. Dados de cálculo e resultado da potência instalada.....	75
Tabela 19. Dados do dimensionamento do eixo.....	79

LISTA DE ABREVIACÕES E SIGLAS

a – Adendo

A_E – Área expandida

A_O – Área do disco

A_p – Área projetada

b – Dedendo

C – Distância entre centros

C_b – Coeficiente de bloco

C_F – Coeficiente Friccional

CFD – Computational Fluid Dynamics (Dinâmica de fluidos computacionais)

D – Diâmetro

d – diâmetro de referência

D_b – Diâmetro de base

DD – Diâmetro do mancal direito

DE – Diâmetro do mancal esquerdo

D_e – Diâmetro externo

D_i – Diâmetro interno

$D_{máx}$ – Diâmetro máximo

D_p – Diâmetro primitivo

DSB – Desafio Solar Brasil

D_p – Diâmetro primitivo

e – Espessura

F_t – Força de transmissão

g – Aceleração da gravidade

h – Profundidade do propulsor

H = Potência em watts

J – Coeficiente de avanço

k – fator de correção

K_Q – Coeficiente de binário

K_T – Coeficiente de força propulsiva

L – Comprimento entre perpendiculares

m – Modulo

m_G – razão de engrenamento

M_R – Margem de resistência

m_v – A razão de velocidades *de* um par de engrenagens

n – Número de dentes

N – Rotação

nd – Fator de projeto

$n_{entrada}$ – Número de dentes na entrada

N_G – Número máximo de dentes da coroa

N_P – número mínimo de dentes no pinhão

$n_{saída}$ – Número de dentes de saída

P – Passo do hélice

P_{atm} – Pressão atmosférica

P_b – Passo de base

P_c – Passo circular

p_d - Passo diametral

P_d – Potência entregue

PE – Potência efetiva

PI – Potência instalada

P_v – Pressão de vapor

Q – Torque

r_1 – Raio do componente 1

r_2 - Raio do componente 2

Re – Número de Reynolds

R_T – Resistência Total ao Avanço

t – Coeficiente de redução da força propulsora

T – Empuxo

V_A – Velocidade de avanço

VR - Velocidade local a 0,7 do raio do hélice

VS – Velocidade de serviço

w - Coeficiente de esteira

Z – Número de pás

η_d – Eficiência propulsiva

η_h - Eficiência do casco

η_o – Eficiência em águas abertas

η_r – Eficiência Rotativa relativa

η_t – Eficiência de transmissão

LISTA DE SÍMBOLOS

$\nabla^{1/3}$ - Raiz cúbica do volume deslocado

θ_{All} - ângulo de inclinação

ν - Viscosidade cinemática do fluido

ρ - Massa específica

$\sigma_{0,7R}$ - Número de cavitação relativo a velocidade a $r/R = 0,70$ das pás

τ_c - Coeficiente de Burril

Φ - Ângulo de pressão

ω - Velocidade angular

ω_1 - Velocidade angular do componente 1

ω_2 - Velocidade angular do componente 2

CAD - Computer aided design (Desenho assistido por computador)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.2 JUSTIFICATIVA	18
1.3 OBJETIVO GERAL.....	18
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 SISTEMA PROPULSIVO	19
2.2 RESISTÊNCIA TOTAL AO AVANÇO (R_T).....	20
2.2.1 Decomposição da Resistencia ao avanço	20
2.3 ESTIMATIVA DE RESISTÊNCIA AVANÇO COM O CFD	21
2.4 PROPULSÃO	23
2.4.1 Funcionamento do hélice.....	23
2.4.2 Geometria do hélice	24
2.4.3 Diagrama de águas livres	28
2.4.4 Séries sistemáticas	29
2.4.4.1 <i>Série sistemática B</i>	29
2.4.5 Interação Casco-hélice	30
2.4.6 Curva K_t do casco	32
2.4.7 Cavitação	33
2.4.8 Vibração	35
2.5 ELEMENTOS DE MAQUINAS	35
2.5.1 Aplicação das engrenagens	36
2.5.2 Tipos de engrenagens	37
2.5.3 Trens de engrenagens.....	39
2.5.4 Nomenclatura dos componentes da engrenagem.....	42
2.5.5 Interferência.....	47
2.6 EIXOS DE TRANSMISSÃO	49
2.6.1 Cargas nos eixos.....	50
2.6.2 Conexões e concentração de tensões	51
2.7 DIMENSIONAMENTO DO EIXO	52
3 METODOLOGIA.....	55
3.1 ESTIMATIVA DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO	55
3.1.1 Configuração da análise numérica – Módulo Modeler	55
3.1.2 Configuração da análise numérica – Módulo Resistance	57
3.1.3 Análise numérica	58

3.2 POTÊNCIA EFETIVA (P_E)	59
3.3 ESTIMATIVA DA EFICIÊNCIA PROPULSIVA (η_d)	59
3.3.1 Definição da eficiência em águas abertas (η_o)	60
3.3.1.1 Critério de Cavitação	62
3.3.2 Seleção da Rabeta	62
3.3.3 Definição da eficiência (η_r).....	63
3.3.4 Cálculo da eficiência (η_h)	63
3.4 POTENCIA ENTREGUE (P_d)	64
3.5 EFICIÊNCIA DE TRANSMISSÃO (η_t).....	64
3.6 POTÊNCIA INSTALADA (P_I).....	64
3.7 MULTIPLICADOR DE TORQUE	64
3.8 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS	64
3.9 DIMENSIONAMENTO DO EIXO	67
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	69
4.1 ESTIMATIVA DA RESISTÊNCIA AO AVANÇO.....	69
4.2 EFICIÊNCIA EM ÁGUAS ABERTAS (η_o).....	70
4.2.1 Teste do Critério de cavitação	72
4.3 POTÊNCIA INSTALADA (P_I).....	75
4.4 PROJETO DAS ENGRENAGENS	75
4.5 ANÁLISE DO EIXO.	77
5 CONCLUSÃO E SUJESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	80
5.1 CONCLUSÃO.....	80
5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	80
REFERÊNCIAS	81
ANEXO A – Resultado completo da resistência ao avanço da embarcação analisada....	83
ANEXO B – Leituras dos pontos de operação para cada propulsor avaliado.....	86
ANEXO C – Memorial descritivo da embarcação da equipe muiiraquitã.....	86
APÊNDICE A – Rabeta Vertical	89
APÊNDICE B – Desenho técnico das engrenagens.....	90

1 INTRODUÇÃO

Desde a antiguidade é fato que o homem se beneficia da energia solar em suas atividades. Tal energia está relacionada e envolvida em quase, se não, todo processo que ocorre no mundo. A energia proveniente do sol sempre teve sua importância mesmo quando comparada com outras formas de energia, tais como, a elétrica, biomassa e de combustíveis fósseis, porém com o aquecimento global a energia solar recebeu mais investimentos em pesquisas de sistemas de geração de energia e hoje a mesma ocupa a frente em relação as outras formas de energia.

Com a crise do petróleo na década de 70, o mundo percebeu que os combustíveis fósseis eram finitos e sujeitos a grandes perturbações em seus suprimentos e que buscar novas fontes alternativas de energia se fazia necessário, uma vez que a fonte de energia convencional tinha suas limitações. Segundo Fraidenraich (2005), tal crise impulsionou o desenvolvimento da tecnologia fotovoltaica no Brasil, iniciando, então, naquela época, a comercialização desses produtos no país.

Em meio à propagação da tecnologia solar no país, surgem às embarcações com sistemas de propulsão elétricos alimentados por energia solar fotovoltaica que visam ser as alternativas ao consumo dos derivados de petróleo, principalmente o diesel, e se justificam por ser de fundamental importância do ponto de vista estratégico e até mesmo de soberania nacional. Além disso, apresentam rendimento satisfatório em diversos tipos de embarcações (LOOIS et al. 1994).

Seguindo essa linha de desenvolvimento solar, surge no país o Desafio Solar Brasil (DSB), uma competição de barcos movidos a energia solar. Esse evento tem como objetivo principal fomentar o desenvolvimento de tecnologias para a captação de fontes renováveis, permitindo que cada vez mais elas possam ser utilizadas em nosso cotidiano. Nessa competição estudantes e professores de diversas instituições de ensino do país desenvolvem tecnologias, como, sistemas propulsivos, sistema de direção, sistemas de telemetria, entre outras tecnologias que irão contribuir futuramente com as tecnologias atuais para o desenvolvimento sustentável do Brasil.

Com o intuito de participar do DSB, e contribuir com o desenvolvimento de uma tecnologia limpa, esse trabalho visa desenvolver um sistema propulsivo que possa locomover uma embarcação movida à energia solar, que será utilizada pela Equipe Muiraquitã (formada

por alunos de engenharia da Universidade Federal do Pará) na competição, desafio solar Brasil.

1.2 JUSTIFICATIVA

O presente trabalho se justifica pela possibilidade de contribuir com o desenvolvimento de uma tecnologia limpa que possa substituir futuramente as energias não renováveis que agredem o meio ambiente.

Outro fator importante e preponderante que levou a concepção deste trabalho está na participação da Equipe Muiraquitã no evento Desafio Solar Brasil. O sistema propulsivo aqui encontrado será responsável por locomover futuramente à embarcação da Universidade Federal do Pará.

1.3 OBJETIVO GERAL

Dimensionar um sistema propulsivo para uma embarcação movida à energia solar para participar de uma competição de barcos solares.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Estimar a resistência total da embarcação;
- Dimensionar um propulsor;
- Dimensionar um redutor para a embarcação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

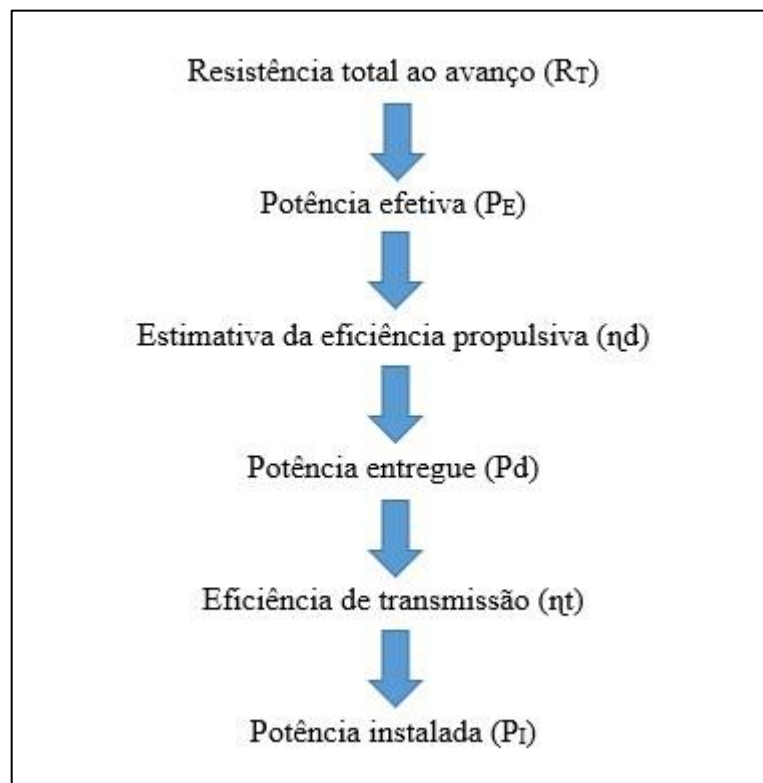
2.1 SISTEMA PROPULSIVO

De acordo com Oceânica (2017), o sistema propulsivo é o conjunto de equipamentos que funcionando em comunhão entre si, são responsáveis pela geração de movimento da embarcação. Basicamente este sistema é composto por um motor, uma linha de Eixo, Hélice e Caixa Redutora quando houver.

A primeira vista, basta maximizar a eficiência de todos os equipamentos e colocá-los juntos para trabalharem, mas o que ocorre na prática é que para que tenhamos um sistema eficiente, precisamos “abrir mão” da eficiência individual de cada um dos equipamentos, para que coletivamente tenhamos a melhor eficiência. Dessa forma a seleção do Sistema Propulsivo se faz em conjunto, é onde ocorre a tão famosa Integração Casco-Motor-Hélice. (OCEÂNICA, 2017).

Segundo Guilherme (2014), o procedimento para a escolha de um sistema propulsor naval é dado pela estimativa da potência a ser instalada na embarcação. Tal estimativa baseia no procedimento abordado, na figura 1. Nessa figura observamos que o cálculo para essa escolha começa com a estimativa de resistência ao avanço e termina na estimativa de potência instalada.

Figura 1. Processos para estimar a potência instalada.



Fonte: Autoria própria, adaptado: Guilherme (2014).

Segundo Guilherme (2014) a potência efetiva (P_E) a potência entregue (P_d) e a Potência instalada (P_I) podem ser calculadas respectivamente pelas equações (1), (2) e (3).

$$P_E = R_T * V_S \quad (1)$$

$$P_d = \frac{P_E}{\eta_d} \quad (2)$$

$$P_I = \frac{P_d}{\eta_t} + \text{Margens de mar e motor} \quad (3)$$

Onde:

- R_T = Resistência total ao avanço;
- V_S = Velocidade de serviço da embarcação;
- P_E = Potência efetiva;
- η_d = eficiência propulsiva (calculado de acordo com o hélice escolhido);
- P_d = Potência entregue;
- η_t = Eficiência de transmissão (Valor dado de acordo com literatura consultada).

2.2 RESISTÊNCIA TOTAL AO AVANÇO (R_T)

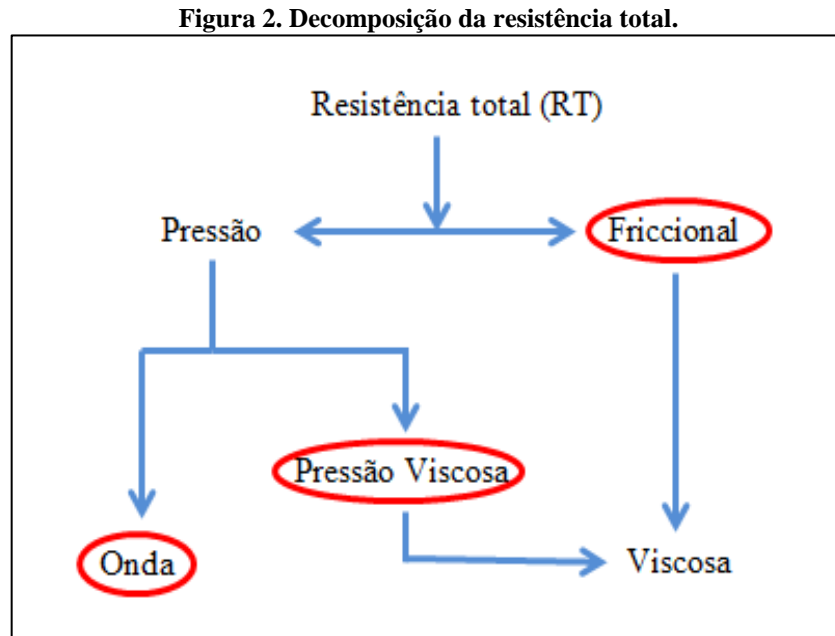
Para qualquer tipo de embarcação a primeira etapa do projeto de sistema propulsivo é a estimativa de resistência ao avanço. Essa resistência é decorrente das forças associadas ao campo de pressões e cisalhamento ao redor do casco e da superestrutura durante o movimento da embarcação (GUILHERME, 2014).

De acordo com Mendes (2015), “a resistência ao avanço de um navio a uma velocidade constante, é a força necessária para rebocar o navio a essa velocidade em águas tranquilas”. Essa resistência normalmente é decomposta em outras parcelas menores de resistência ao avanço, que podem variar de acordo com a bibliografia consultada.

2.2.1 Decomposição da Resistência ao avanço

A resistência do navio tem origem complexa e, para facilidade de análise, é tradicionalmente decomposta em vários termos. No entanto, não existe uniformidade nos diversos textos quanto à forma como realizar aquela decomposição. Uma das abordagens a este assunto consiste em considerar as decomposições constantes (TRINDADE, 2012).

Molland (2011) aborda em sua metodologia que a resistência total pode ser essencialmente calculada através do somatório das decomposições das resistências, Friccional, Viscosa de pressão e Resistência de onda. Tais parcelas decompostas conforme Molland (2011) podem ser vistas na figura 2 adiante:



Fonte: Autoria própria, adaptado: Bedin (2016).

Conforme Bedin (2016), as resistências demarcadas na figura 2 acima, podem ser definidas de acordo com a tabela 1 abaixo:

Tabela 1. Definição das resistências.

Resistência friccional	“Resultado da viscosidade atuante no escoamento em torno do casco”.
Resistencia viscosa De pressão	“Resultado da integral do campo de pressão no entorno do casco, que devido à viscosidade, é maior avante do corpo do que a ré do corpo”.
Resistência de onda	“Resultado da geração de ondas oriundas do deslocamento do casco”.

Fonte. Autoria própria, adaptado: Bedin (2016).

2.3 ESTIMATIVA DE RESISTÊNCIA AVANÇO COM O CFD

Existem alguns métodos para estimar a resistência ao avanço de embarcações, eles podem variar desde métodos tradicionais até mais complexos utilizando-se programas computacionais que utilizam o método CFD. São 4 os métodos básicos existentes, o método tradicional utilizando séries sistemáticas, método da regressão utilizando formulações pré-determinadas por diversos estudiosos, ensaios com modelo físico e a aproximação por CFD (MOLLAND, 2008).

O *Computational Fluid Dynamics* (CFD) é um dos métodos utilizados para estimar a resistência da embarcação. Segundo Molland (2008), esse método é bastante empregado na indústria naval porque utiliza recursos computacionais e ajuda a evitar a construção de modelos físicos. Bedin (2016) diz que, mesmo com suas limitações, o CFD apresenta boa precisão no momento de estimar a resistência. Por apresentar todas as exigências citadas acima, fez-se uso desse método neste trabalho.

De acordo com Pantakar (1980), CFD é um software que contém um conjunto de técnicas para simulações computacionais usadas para prever os fenômenos físicos e ou físico-químicos que ocorrem em escoamentos.

Existem diversos programas CFD para estimar a resistência ao avanço de uma embarcação, porém o utilizado aqui foi o *Maxsurf*. Esse *software* estima a resistência através de seu módulo intitulado *Resistance*. Dentre vários métodos no *Resistance* o utilizado para análise foi o *Slender body*.

O *Slender body*, é um método numérico que une modelos empíricos e realiza a análise do escoamento potencial baseando-se nos trabalhos de Tuck (1999) e Couser (1996). Esse método baseia-se na análise numérica do escoamento potencial e, devido às hipóteses simplificadoras, pode ser aplicado a qualquer tipo de casco, desde que esse seja esbelto e apresente simetria entre bombordo e boreste (BEDIN, 2016).

Conforme Bedin 2016, o método *Slender Body* estima apenas a parcela de onda na resistência total, mas o *software Maxsurf Resistance* que contém o método, também contém outras formas para o cálculo de resistência. Para cálculo do coeficiente friccional (C_f) o programa faz uso do módulo ITTC'57 eq. (4). O ITTC é um comitê que reúne especialistas em ensaios em tanques de provas, ITTC' 57 é das recomendações desses especialistas, para o cálculo do coeficiente friccional. O fator de forma $(1 + k)$ para monocasco eq. (5) é aquele proposto por Molland (2011). Dessa maneira obtêm-se a resistência total da embarcação no programa.

$$C_f = \frac{0,075}{(\log Re - 2)} \quad (4)$$

$$(1 + k) = 2,76 \left(\frac{L}{\nabla^{1/3}} \right)^{-0,40} \quad (5)$$

Onde:

- C_f = Coeficiente friccional;
- R_e = Número de Reynolds;
- L = Comprimento entre perpendiculares;
- $\nabla^{1/3}$ = Raiz cúbica do volume deslocado.

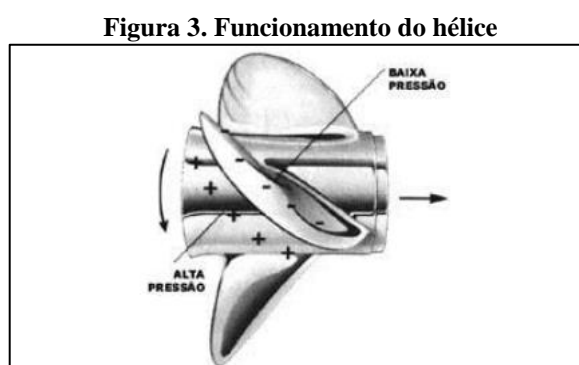
2.4 PROPULSÃO

“Toda embarcação necessita de um propulsor cuja finalidade é a geração de uma força propulsiva. Dentre as diversas soluções propulsivas, o hélice simples é o mais utilizado para essa finalidade.” (MENDES 2015).

Trindade (2012) afirma que, a escolha do propulsor deve sempre levar em consideração o seu rendimento e a sua interação com a querena, lembrando que o aspecto genérico a considerar durante o projeto da solução propulsiva e o fenómeno da cavitação, que é originada pela velocidade elevada do movimento das pás do hélice na água. Padovezi (1997), assegura que além da cavitação é necessário controlar a vibração.

2.4.1 Funcionamento do hélice

Funcionamento do hélice ocorre de acordo com a figura 3 a seguir:

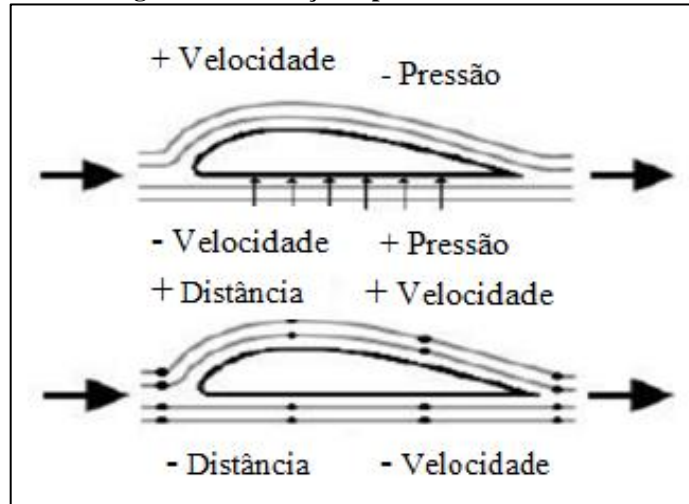


Fonte: Mendes 2015, Apud Sampaio 2011.

Neste caso a pá empurra a água do mesmo modo como você faz com a mão quando está nadando [...] é exatamente isto que também acontece com o movimento da pá de um hélice. Este movimento cria uma diferença de pressão entre os dois lados da pá: uma pressão positiva empurrando a pá no lado de baixo e uma pressão negativa puxando a pá no lado de cima. Este efeito ocorre em todas as pás ao mesmo tempo, com cada pá puxando e empurrando água ao mesmo tempo [...], (MENDES, 2015, Apud NASSEH, 1999).

Segundo Mendes (2015), a diferença de pressão é o principal responsável pela geração da força propulsiva. Tal diferença se dá pela geometria da pá do hélice, da mesma forma como ocorre na asa de um avião. A diferença de pressão pode ser mais bem entendida com o uso da figura 4 a seguir:

Figura 4. Diferença de pressão em uma asa.



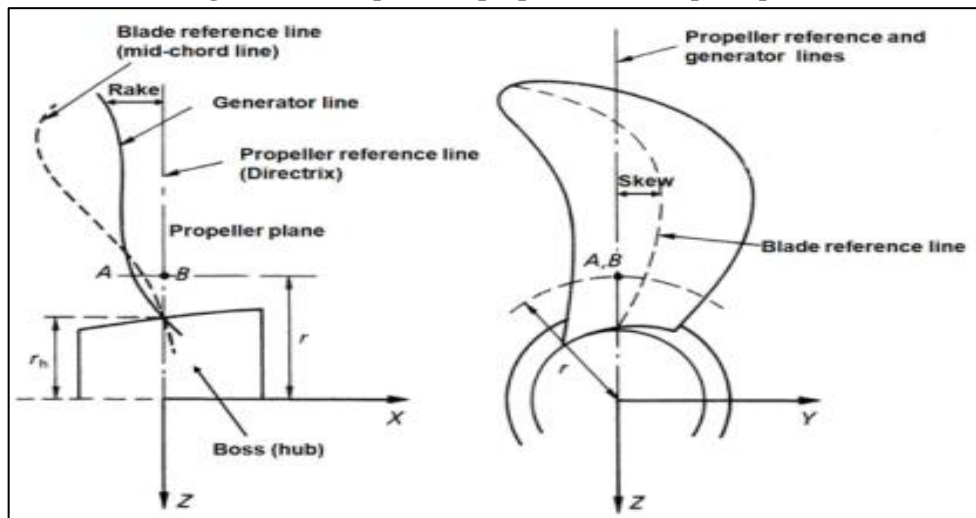
Fonte: Mendes 2015, Apud Sampaio (2011).

A parcela de ar que passa por cima, ou seja, pelo extradorso, tem de percorrer uma maior distância em relação a que passa por baixo, mas as duas parcelas devem se encontrar novamente no bordo de fuga e ao mesmo tempo. Para que isso seja possível, o ar que passa por cima é acelerado e, conseqüentemente, a pressão estática desta parcela é reduzida em relação à pressão da que passa por baixo. Essa diferença de pressão faz com que a asa seja empurrada para cima gerando assim sustentação e permitindo que aeronaves mais pesadas que o ar possam voar (MENDES, 2015, Apud SAMPAIO, 2011).

2.4.2 Geometria do hélice

O propulsor é composto por um *boss* no centro (*hub ou boss*) e um número de pás (Z) ao redor. A localização das pás ao longo da circunferência do boss é definida pelas linhas diretrizes (*propeller reference line - Directrix*), essas sempre igualmente espaçadas, partindo do eixo axial (x) e perpendicular ao mesmo. O plano do propulsor pode ser definido pelo plano que contém as diretrizes, perpendicular ao eixo” (TONÁCIO, 2014). Uma composição dos elementos que contam no propulsor pode ser vista na figura 5.

Figura 5. Bosso, plano do propulsor e linhas principais.



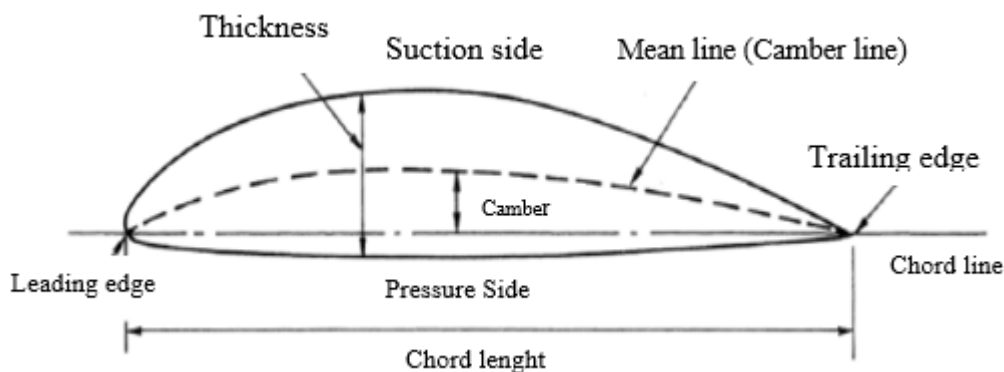
Fonte: Tonácio (2014).

De acordo com Tonácio (2014) “A pá do propulsor se forma a partir da linha geradora (*generator line*) e a distância que a separa da própria linha diretriz é conhecida como *rake*, que pode variar radialmente”. Segundo Padovezi (1997), o *rake* ou caimento, é uma inclinação do eixo das pás no sentido longitudinal da embarcação, serve para aumentar as distâncias das pontas das pás ao casco, ou para aumentar o diâmetro do hélice a ser instalado na popa da embarcação.

Tonácio (2014) afirma que, “O *skew* (inclinação) como propriedade geral do propulsor pode ser compreendido como o máximo ângulo possível, centrado no eixo, entre dois pontos da *blade reference line* (linha de referência da pá)”. Para Padovezi (1997), “O “*Skew*” [...] apresenta uma grande contribuição para a redução dos níveis de cavitação intermitente (que pode provocar erosão) e de vibrações induzidas pelo propulsor em operação em campo não-uniforme de velocidades”.

Ainda de acordo com Tonácio (2014), “As pás possuem dois lados: o dorso (*suction side* – lado de sucção), onde a força de sustentação é gerada, e a face (*pressure side* – lado da pressão), e dois bordos: o de ataque (*leading edge* – borda principal), linha frontal das pás, e o de fuga (*trailing edge* – borda de saída)”. Os parâmetros podem ser vistos na figura 6 abaixo:

Figura 6. Perfil e parâmetros do fólio.



Fonte: Tonácio (2014).

De acordo com Mendes (2015), os parâmetros necessários para a escolha do propulsor mais adequado para a embarcação são os listados abaixo e as unidades dos mesmos encontram-se no sistema internacional:

1. Número de pás (Z):

Segundo Trindade (2012) número de pás é um parâmetro importante no que diz respeito ao controle de vibração induzidas pelo hélice. Em geral, um número ímpar de pás proporciona melhores características no controle de vibrações. Os hélices propulsores para pequenas embarcações, em geral apresentam um número de pás entre 2 e 4.

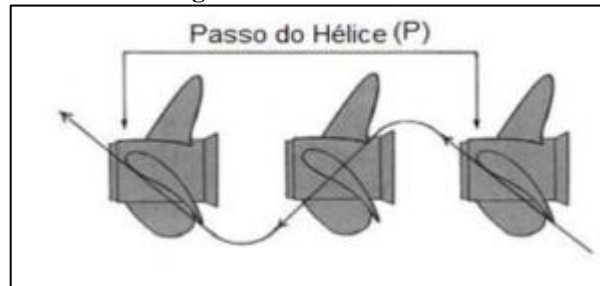
2. Diâmetro (D):

De acordo com Padovezi (1997), “o diâmetro de um hélice é limitado pela geometria da região onde vai ser instalado. Tal região deve ficar totalmente imersa para que não ocorra aeração”. Geralmente o diâmetro corresponde a uma porcentagem do calado, justamente para evitar o problema citado acima. Ressalta-se também que quanto maior o diâmetro maior será a eficiência do propulsor.

3. Passo do hélice (P):

De acordo com Pinheiro (2014) o passo do hélice é a distância longitudinal percorrida por um ponto do hélice em uma rotação completa (Ver figura 7). Ao dividir essa distância pelo diâmetro do hélice, obtêm-se a razão passo - diâmetro.

Figura 7. Passo do hélice.



Fonte: Pinheiro (2014).

4. Área do disco (A_0):

Segundo Mendes (2015), A área do disco é a área (circular) total projetada pelo hélice durante o funcionamento. A mesma é dada pela seguinte eq. (6):

$$A_0 = \frac{\pi D^2}{4} \quad (6)$$

5. Área expandida (A_E):

Segundo Trindade (2012), a Área expandida é a soma das áreas das pás do propulsor. Padovezzi (1997) afirma que, A área das pás de um hélice tem influência sobre dois aspectos importantes, um que envolve menores perdas por atrito e maior eficiência do hélice, para o caso em que as áreas das pás forem a menores possíveis, e o segundo que diz que quanto menor essas áreas, maior a suscetibilidade ao fenômeno da cavitação.

6. Relação entre área do disco e área expandida (A_0 / A_E):

Conforme Trindade (2012), os valores típicos para a razão de área se encontram entre 0,3 e 1,5. Razões superiores a 1 significam que o hélice tem pás sobrepostas, o que não é visto com um bom olhar, por ser dispendioso.

7. Área projetada (A_p):

Mendes (2015) comenta que, “Área projetada é a área da projeção das pás num plano normal ao eixo do hélice”. Segundo Henrique (2015), a área projetada pode ser encontrada pela eq. (7):

$$A_p = \left(\frac{A_0}{A_E}\right) \left(\frac{\pi D^2}{4}\right) \left[1,067 - 0,229 * \left(\frac{P}{D}\right)\right] \quad (7)$$

2.4.3 Diagrama de águas livres

De acordo com Mendes (2015), o diagrama de águas livres é uma forma de avaliar o desempenho do hélice e selecionar o ponto de operação do mesmo, quando esse trabalha em águas livres, ou seja, onde não haja muita perturbação. Essa avaliação baseia-se no teste de deslocamento de um hélice em escala reduzida que se move com certa velocidade de avanço (V_a) através de um fluido em repouso.

Trindade (2012), explica que, nesse teste são medidos valores da força propulsiva (T) e binário (Q) para vários regimes de funcionamento e depois de adimensionalizados constituem o “diagrama em águas livres”. Os valores da força propulsiva e binário dependem das seguintes variáveis com as unidades no sistema internacional:

- Velocidade de avanço (V_a);
- Velocidade de rotação (N);
- Massa específica do fluido (ρ);
- Viscosidade cinemática do fluido (ν);

Segundo Trindade (2012), Quando se aplica à análise adimensional expressando a dependência dos coeficientes, Q e T depende do coeficiente de avanço (J) expresso pela eq. (8) e do número de Reynolds na eq. (9):

$$J = \frac{V_a}{ND^2} \quad (8)$$

$$Re = \frac{ND^2}{\nu} \quad (9)$$

Conforme Trindade (2012), Re e J , são expressões que conduzem a dedução dos coeficientes de força propulsiva K_T e coeficiente de binário K_Q . Esses coeficientes são calculados pelas eq. (10) e (11):

$$K_t = \frac{T}{\rho N^2 D^4} \quad (10)$$

$$K_q = \frac{Q}{\rho N^2 D^5} \quad (11)$$

E a ainda segundo Trindade (2012) eficiência do propulsor e dada pela a eq. (12):

$$\eta_0 = \frac{J K_t}{2\pi K_Q} \quad (12)$$

2.4.4 Séries sistemáticas

Para Trindade (2012), “Uma serie sistemática de hélices e um conjunto de hélices obtidos por variação sistemática de parâmetros geométricos”. Segundo ele, tais séries têm como objetivo fornecer uma base de dados que permitam ao projetista entender os fatores que influenciam o desempenho do hélice, bem como a ocorrência de cavitação em várias condições de carregamento, além de proporcionar a construção de diagramas que permitam selecionar características mais adequadas para determinada aplicação.

2.4.4.1 Série sistemática B

Atualmente existem diversas séries sistemáticas para a seleção de um propulsor, a série B é uma delas. Segundo Brinati (2010), a série sistemática B também conhecida como série de Wageningen é uma das mais populares séries sistemáticas que cobre uma ampla faixa de aplicações (tabela 2), e possui um grande número de estudos publicados. Justamente por levar em consideração essas afirmações, essa série foi à escolhida neste trabalho.

Tabela 2. Faixa de aplicações da série sistemática B.

Número de pás	$2 \leq Z \leq 7$
Razão de área expandida	$0,3 \leq A_0/A_E \leq 1,05$
Razão passo-diâmetro	$0,5 \leq P/D \leq 1,4$

Fonte: Autoria própria. Adaptado Mendes (2015).

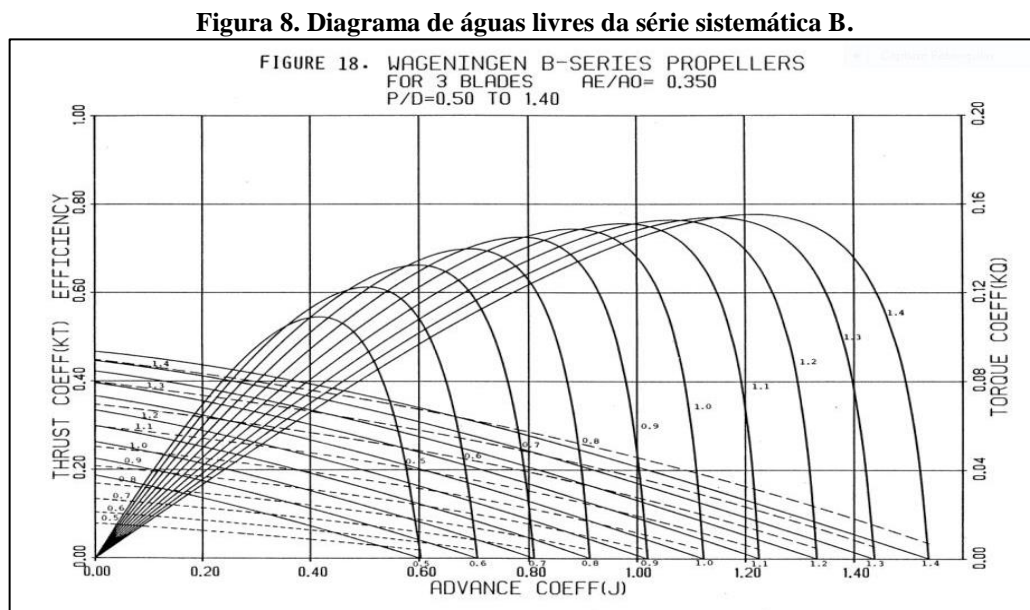
Segundo Mendes (2015), “as séries sistemáticas permitem a seleção, isto é, a escolha do hélice que melhor se adequa a embarcação. Não se trata do projeto do hélice em si, pois a geometria do hélice (*skew*, *rake*, bordo de fuga, bordo de ataque) já está determinada”.

O projeto da geometria do propulsor exige a realização de ensaios ou simulações CFD para determinar o desempenho do propulsor. Esse procedimento requer muito tempo (além de ser ter um elevando custo) e não é apropriado para a fase conceitual ou preliminar de um projeto (MENDES, 2015).

Por tais razões nesta fase do projeto, o projetista determina normalmente o propulsor por meio de um procedimento de seleção onde as geometrias e os desempenhos dos hélices já são conhecidos. Isso facilita e diminui os esforços no momento da seleção do hélice (MENDES, 2015).

A nomenclatura dos hélices dessa série é representada primeiramente pela letra B, simbolizando a série, em seguida aparecem o número de pás e a razão de área expandida. Exemplo: Hélice B - 4.85 (hélice da série B, com quatro pás e razão de área de 0,85) (MENDES, 2015).

Os diagramas da série B possuem suas características específicas. Para Mendes (2015), esses diagramas contêm diversas curvas e cada curva corresponde a uma razão passo-diâmetro diferente. A Figura 8, por exemplo, apresenta um diagrama para hélices da série B com 3 pás, razão de área de 0,35 e relação passo-diâmetro variando entre 0,5 até 1,4. A sua utilização será bem entendida e explicada de forma aplicada no capítulo metodologia.

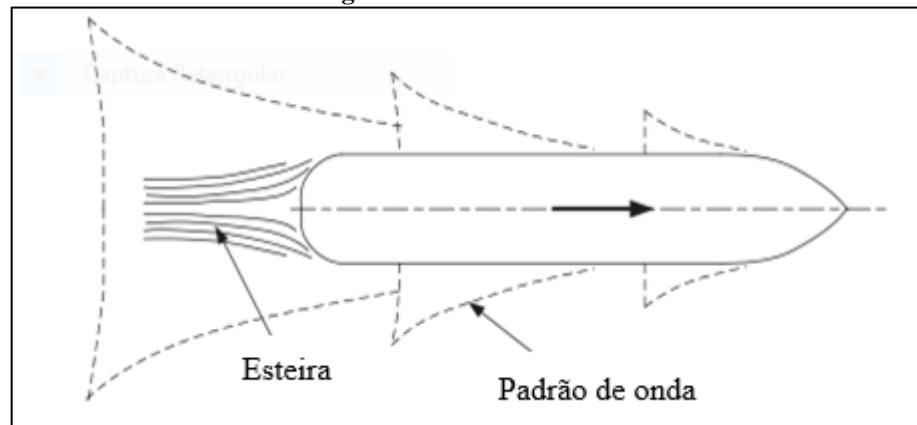


2.4.5 Interação Casco-hélice

Os cascos são projetados de acordo com a finalidade da embarcação, podendo apresentar vários formatos, mais bojudos ou mais delgados. Portanto, a seleção de um propulsor será única para cada embarcação, tendo em vista a perturbação do fluido causada pela passagem do casco (MENDES, 2015).

Segundo Molland (2011), essa perturbação é dada pelo surgimento de dois padrões de fluxo, um que é dado pela onda que se move com o casco, e o outro onde ocorre o surgimento de uma região de fluxo turbulento, que se acumula ao longo do comprimento dele e se estende até o final do próprio em forma de esteira. Ambos os padrões são vistos na figura 9.

Figura 9. Padrões de fluxo.



Fonte: Autoria própria. Adaptado Molland (2011).

Segundo Lewis (1988), uma das consequências do surgimento da esteira é que o propulsor avança relativamente à água a uma velocidade que é diferente da velocidade de serviço estipulada para a embarcação navegar, caso não ocorra uma correção levando em conta a presença da esteira, a embarcação navegará em uma velocidade abaixo da desejada em projeto. Portanto, para corrigir esse problema ocasionado pela presença da esteira, faz-se necessário levar em conta a sua parcela de contribuição no cálculo da velocidade. Brinati (2010) faz essa correção com o uso da eq. (13).

$$V_a = V_S(1 - w) \quad (13)$$

Onde:

- V_a = Velocidade de avanço (em m/s);
- V_S = Velocidade de serviço da embarcação (em m/s);
- w = Coeficiente de esteira.

Segundo Trindade (2012), a determinação de w é realizada principalmente com o auxílio de ensaios de auto-propulsão de um hélice com características próximas do hélice ótimo. Para casos em que não for possível realizar esse ensaio, o coeficiente de esteira poderá ser estimado com base em dados estatísticos. Ainda segundo Trindade (2012), Taylor, Schoenherr e Luke propuseram algumas expressões para estimar esse parâmetro. Uma para navio com dois hélices, e outra para navio com um hélice. A eq. (14) é utilizada para navio com um hélice.

$$w = 0,5 * C_b + 0,025 \quad (14)$$

Onde:

- C_b : Coeficiente de bloco da embarcação encontrado nos dados hidrostáticos da mesma.

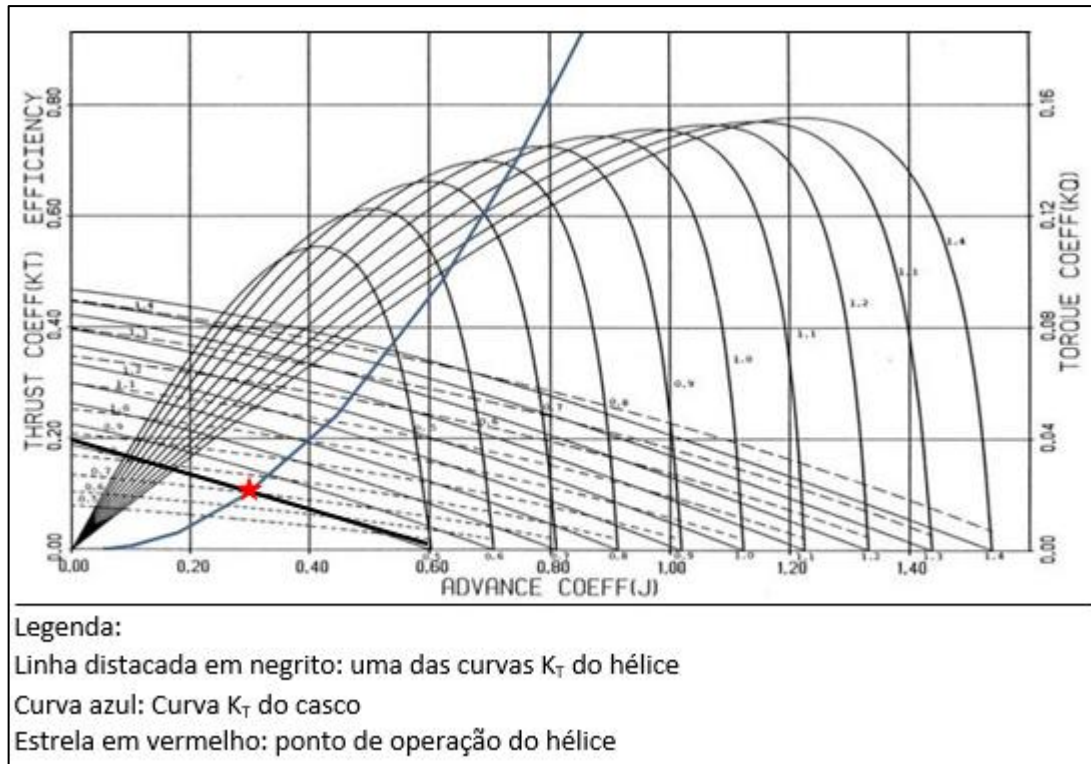
2.4.6 Curva K_t do casco

Para o cálculo do propulsor mediante as séries sistemáticas, são usados os diagramas em águas livres. Uma vez definido o diâmetro do hélice e adotado valores para os parâmetros de projeto (P/D , Z e A_e/A_o), o hélice está especificado. A variação desses parâmetros fornecem várias opções de hélices. Seleciona-se aquele que produz empuxo (T) necessário, operando dentro dos limites aceitáveis de cavitação e com maior eficiência (BRINATI, 2010).

Dantas (2014) afirma que, as curvas dos diagramas de águas livres são adimensionalizadas, para que o hélice consiga produzir o empuxo necessário, deve-se calcular a curva de resistência do casco e encontrar o propulsor que forneça o melhor ponto de operação para a embarcação. O ponto de operação é obtido através do cruzamento da curva de empuxo do propulsor (K_t do hélice), com a curva de resistência do casco (K_t do casco).

Cada diagrama possui um conjunto de curvas de K_T do hélice e apenas uma curva de K_t do casco. Como existem várias curvas de K_T do hélice, vários pontos de operação do hélice também serão encontrados. Resumidamente aquele ponto de operação que apresentar a maior eficiência será o propulsor selecionado. Mais adiante na figura 10 pode-se ver o ponto de operação para um propulsor.

Figura 10. Ponto de operação



Fonte: Autoria própria. Adaptado: Bernitsas et al. (1981).

A curva K_t do casco citada mostrada na figura x acima é obtida pela eq. (15):

$$K_{t \text{ casco}} = \frac{R_T(1 + M_R)}{(1 - t)\rho V_a D_{\text{máx}}^2} J^2 \quad (15)$$

Onde:

- R_T = Resistência da embarcação calculada na velocidade de serviço V_s da embarcação;
- V_a = Velocidade de avanço da embarcação;
- M_R = Margem de resistência, leva em consideração as condições médias do casco no mar. Em geral situa-se entre 0,15 e 0,25;
- t = Coeficiente de redução da força propulsora;
- ρ = Massa específica da água do mar;
- $D_{\text{máx}}$ = Diâmetro máximo do hélice;

De acordo com Trindade (2012), a potência propulsiva pode ser obtida pela multiplicação da força propulsiva pela velocidade de avanço do hélice. Ele afirma que essa força propulsiva (T) é superior a resistência da embarcação (R_T), haja vista que, a força propulsiva leva em conta a presença do hélice, enquanto a resistência da embarcação, no cálculo da potência efetiva não.

Isto significa que a presença do hélice induz uma resistência adicional porque aumenta a velocidade do escoamento na zona da popa do navio e em consequência aumenta a resistência, além do que, provoca a diminuição da pressão nos painéis da popa do navio. De uma forma geral o segundo fator é o mais significativo (TRINDADE, 2012). A redução da força propulsora por conta do hélice pode ser dada pelas as equações (16) e (17).

$$t = 1 - \frac{R_T}{T} \quad (16)$$

$$t = 0,5 w \quad (17)$$

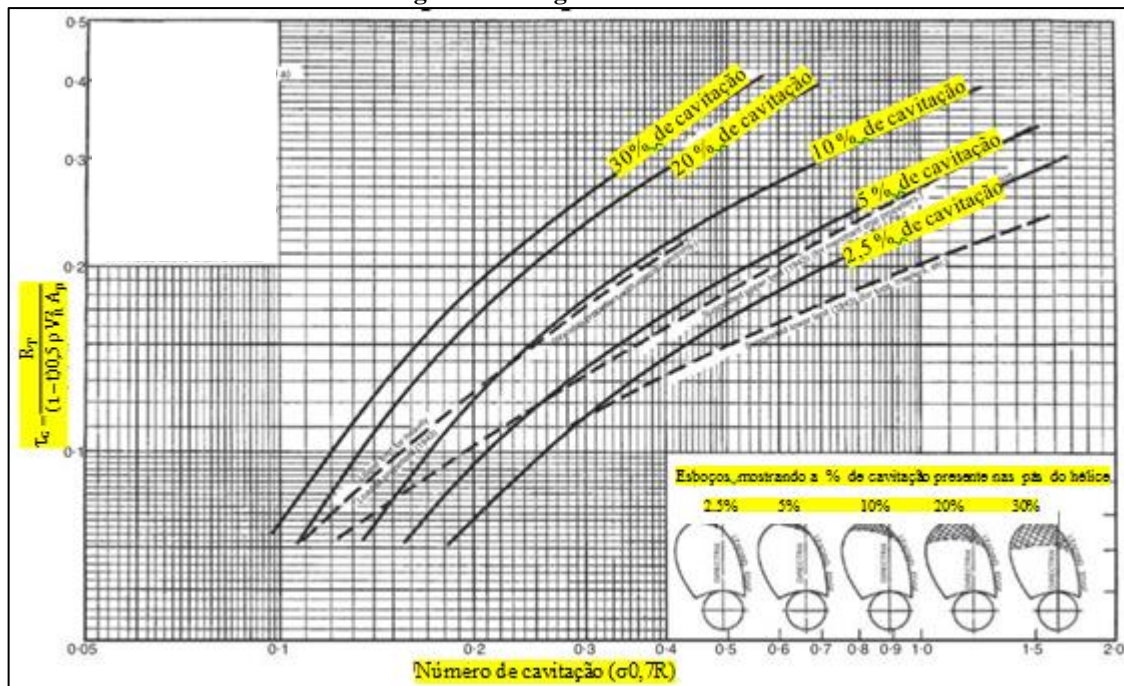
2.4.7 Cavitação

Segundo Mendes (2015), A água se transforma em vapor a 100° C, porém se a pressão atmosférica for baixa, a mesma passa ao estado de vapor em uma temperatura bem menor. Essa transformação da água em vapor abaixo de 100° é uma das características da cavitação. Segundo Nasseh (1999) a cavitação é ocasionada pela alta velocidade de rotação do hélice

que gera regiões com baixa pressão onde pequenas bolhas de vapor d'água podem ser geradas.

Mendes (2015) afirma que, quando essas bolhas caminham para uma região de pressão superior a pressão de vapor, elas são comprimidas e implodem causando erosão nas pás do hélice, além de gerar ruído e vibração. Por conta disso esse fenômeno é bastante indesejável. Para Panzovezi (1997) uma das formas de prever esses problemas por conta da cavitação é utilizar o diagrama de Burril ilustrado na figura 11.

Figura 11. Diagrama de Burril.



Fonte: Autoria própria. Adaptado Molland (2011).

O diagrama relaciona o coeficiente de carregamento (τ_c) com as pressões presentes nas pás e o índice ou número de cavitação ($\sigma_{0,7R}$) relativo á velocidade resultante na seção a $r/R = 0,70$ das pás. Tanto τ_c quanto $\sigma_{0,7R}$ levam em conta as componentes rotacional e axial das velocidades nas pás do hélice. Vale lembrar que o diagrama não evita a cavitação, apenas a estima (PADOVEZI, 1997).

No diagrama de Burril, são apresentadas as definições de seus parâmetros e as equações aproximadas de suas curvas, que indicam a porcentagem da área das pás cobertas por cavitação no dorso dos hélices. Apesar de ser um método empírico, que apresenta informações quanto ao comportamento aproximado e médio dos hélices, a prática tem demonstrado que seus resultados são confiáveis. (PADOVEZI, 1997).

De acordo com Mendes (2015), o coeficiente de Burril pode ser calculado pela eq. (18).

$$\tau_c = \frac{R_T}{(1 - t)0,5 \rho V_R^2 A_p} \quad (18)$$

Onde, V_R é a velocidade local a 0,7 do raio do hélice encontrada na eq. (19);

$$V_R = V_a^2 + (0,7 \pi N D^2) \quad (19)$$

E o número de cavitação σ pode ser calculado com o uso da eq. (20).

$$\sigma = \frac{\rho g h + P_{atm} - P_v}{0,5 \rho V_R^2} \quad (20)$$

Onde:

- P_{atm} = Pressão atmosférica (101.000N/m²);
- P_v = Pressão de vapor da água do mar, para projeto preliminar, pode –se adotar o valor de 3000 N/m²;
- h : Profundidade do propulsor (em m).

2.4.8 Vibração

Fluido comprimido contra o fundo do casco gera hora uma força (região comprimida pela passagem da pá) hora ausência de força (região não comprimida pela instante entre duas pás). Essa força oscila com frequência igual à frequência de rotação do propulsor vezes o número de pás, e pode causar vibração na estrutura do navio. Mendes 2015.

De acordo com Molland (2011), uma das formas de evitar essa vibração é adotar uma distância de segurança entre o hélice e o casco, normalmente essa distância é dada por uma porcentagem de 20% do diâmetro do hélice. Desta forma a profundidade (h) do hélice, já considerando a distância citada anteriormente, pode ser encontrada com a eq. (21).

$$h = 0,2 D + \frac{D}{2} \quad (21)$$

2.5 ELEMENTOS DE MAQUINAS

Elementos de maquinas são peças que em conjunto forma um mecanismo que pode ser utilizado para suprir uma necessidade, estes componentes podem ser compostos por:

engrenagens, molas, eixos, correias, mancais, parafusos, etc. Nesse trabalho será aprofundado conceitos em engrenagens e eixos.

2.5.1 Aplicação das engrenagens

Segundo Collins (2006), engrenagens são elementos de máquinas que podem ser empregadas em diversas atividades como geração de potência ou transmissão de movimentos, dependendo do projeto é necessário que o acoplamento desempenhe atividades em diversos critérios que podem exigir uma eficiência mais elevada, nesses casos é formado um sistema de engrenagens.

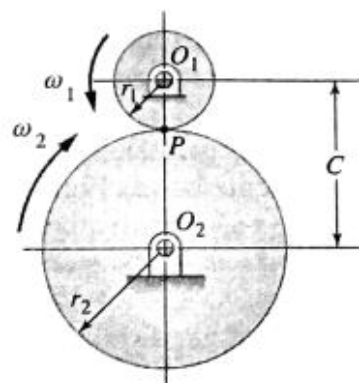
Ainda de acordo com Collins (2006), para uma transmissão suave como por exemplo, em volantes de atrito pode-se utilizar acionamentos dos tipos externas e internas, como representados nas figuras 12 e 13. Nessas transmissões nunca deve haver deslizamento entre os dentes das engrenagens no ponto P durante o movimento gerado pelo eixo de entrada (motor) para o de saída (movido), caso ocorra esse deslizamento a relação de transmissão demonstrado pela eq. (22) poderá variar, não obedecendo a relação entre os raios do pinhão e da coroa com suas velocidades angulares.

$$|r_1\omega_1| = |r_2\omega_2| \quad (22)$$

Onde:

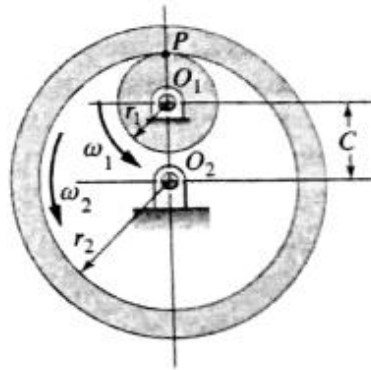
- C = distância entre centros;
- r_1 e r_2 = raios dos componentes 1 e 2;
- ω_1 e ω_2 = velocidades angulares dos componentes 1 e 2;

Figura 12. Acionamento externo com volante de atrito simples.



Fonte: Collins (2006)

Figura 13. Acionamento interno com volante de atrito simples.



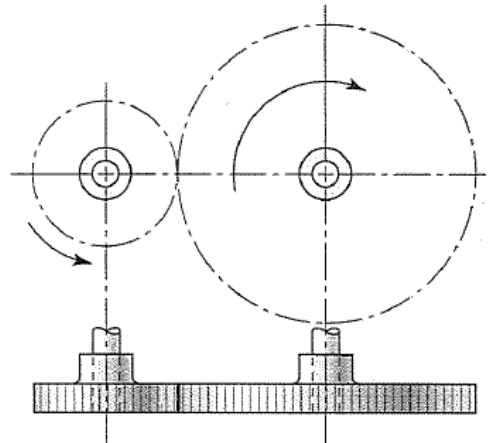
Fonte: Collins (2006)

2.5.2 Tipos de engrenagens

Segundo Shirgley (2005), existem cerca de quatro principais tipos de engrenagens, dentre elas tem-se as cilíndricas de dentes retos, as helicoidais, as cônicas e parafuso-coroa sem-fim, cada tipo de engrenagem exerce funções que podem ser similares ou específicas para seu tipo, as características de cada tipo de engrenagem serão destacadas abaixo:

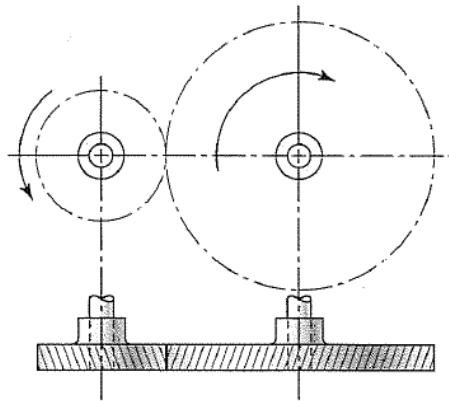
- Engrenagens cilíndricas de dentes retos representadas na figura (14), são caracterizadas por possuírem os dentes paralelos ao eixo de rotação, são as mais empregadas em serviços simples que envolva relações de transmissão;
- Engrenagens helicoidais na figura (15) possuem os dentes inclinados em relação ao seu eixo de rotação, elas provocam menos ruído durante a operação e se acoplam com mais precisão que as de dentes retos, durante seu movimento elas recebem esforços axiais e flexores devido a inclinação dos dentes;
- Engrenagens cônicas mostrada na figura (16), tem como função transmitir movimento entre eixos interceptantes ou seja, devido a sua inclinação em forma de tronco de cone os eixos que alteram a direção do movimento, geralmente em um ângulo de 90° mas pode ser utilizada para outros ângulos de eixos;
- Parafuso-coroa sem-fim ilustrado na figura (17). É um par de engrenagens que é mais utilizada para razões de velocidades muito elevadas que é possível devido ao sem-fim ser uma rosca de um único dente, dependendo do sentido da rosca a coroa também irá mudar de direção.

Figura 14. Representação de engrenagens cilíndricas de dentes retos.



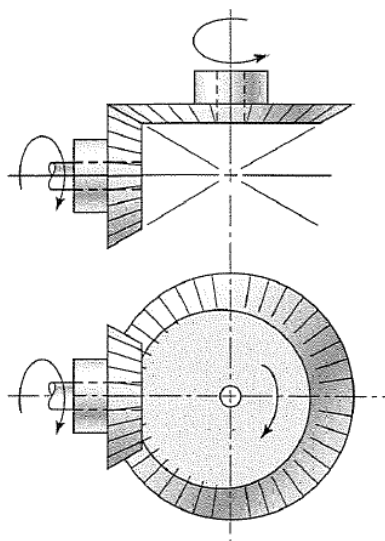
Fonte: Shigley (2005).

Figura 15. Engrenagens helicoidais em eixos paralelos.



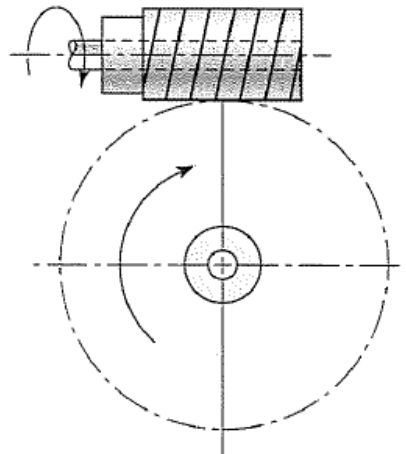
Fonte: Shigley (2005).

Figura 16. Engrenagens cônicas de dentes retos acopladas em um ângulo de 90°.



Fonte: Shigley (2005).

Figura 17. Parafuso-coroa sem-fim.



Fonte: Shirlgley (2005).

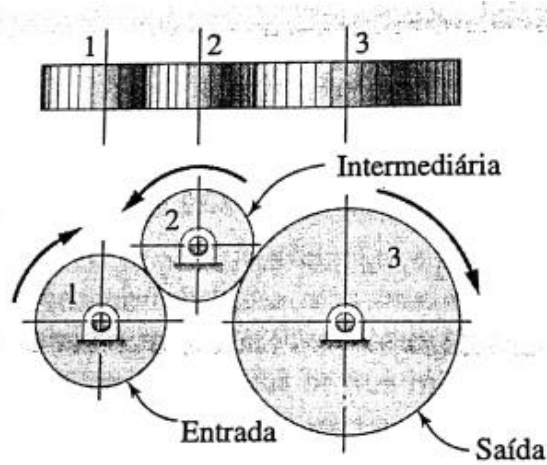
2.5.3 Trens de engrenagens

Segundo Collins (2006), quando acoplamos engrenagens umas às outras podemos formar um trem de engrenagens denominado de engrenamento. Geralmente é utilizado quando um projeto necessita obter uma rotação, torque ou sentido de saída do eixo diferente, para que tais condições de saída satisfaçam o projeto, é preciso conhecer os dados de entrada, as formas de engrenamento podem ser classificadas como: simples, composta e epiciclóide.

- Engrenamento Simples: como ilustrado na figura 18, é um trem de engrenagens onde cada eixo acopla somente uma engrenagem, nesse tipo de engrenamento utiliza-se somente três engrenagens pois o acréscimo de engrenagens intermediárias de qualquer tamanho não influenciariam na razão de saída, pois as razões entre as velocidades angulares anulam-se;
- Engrenamento composto: é todo trem de engrenagens onde um par de engrenagens é acoplado em um mesmo eixo, com mesma velocidade angular, de forma que o arranjo como mostrado na figura 19 e 20, podem ter o mesmo sentido de rotação que a engrenagem de entrada ou não, quando o eixo de saída tem sentido invertido dizemos que os eixos são colineares;
- Engrenamento epicicloide (planetário): são trens de engrenagens que com duas variáveis, ou seja, elas rotacionam em duas direções ao mesmo tempo, nas figuras 21 e 22 podemos ver elas girarem em torno do centro de um braço rotativo (condutor) e em torno de seu próprio centro, existem também casos em que as variáveis de entrada limitam o espaço da movimentação da engrenagem, nessas casos utiliza-se uma engrenagem em forma de anel fazendo com que o engrenamento ocorra no mesmo

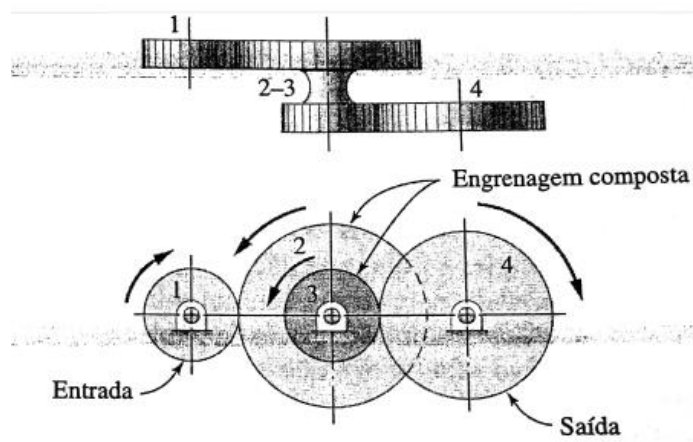
eixo como ilustrado na figura 23, nesses casos a engrenagem solar e o braço condutor são acoplados na área interna do anel.

Figura 18. Trens de engrenagens com engrenamento simples.



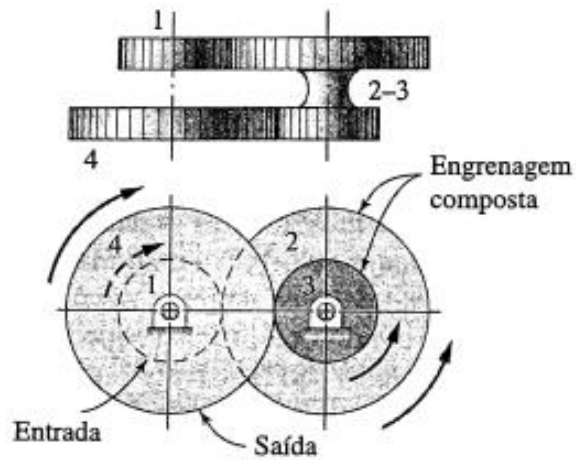
Fonte: Collins (2006).

Figura 19. Trens de engrenagens com engrenamento composto colinear.



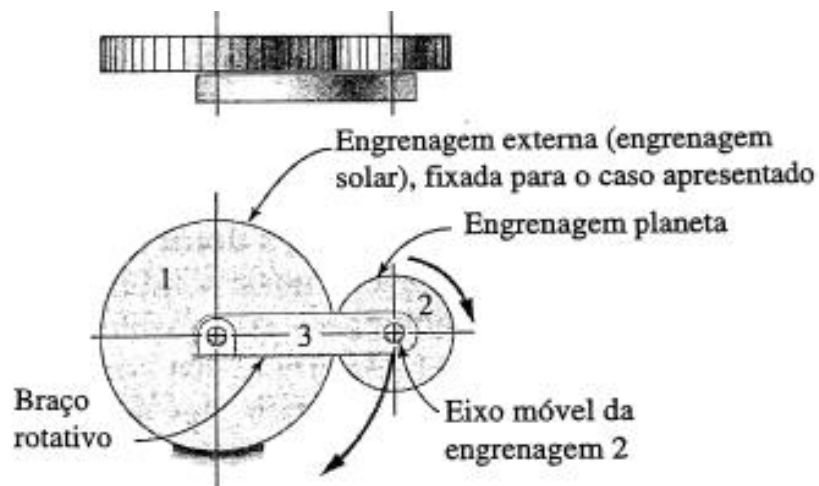
Fonte: Collins (2006).

Figura 20. Trens de engrenagens com engrenamento composto não colinear.



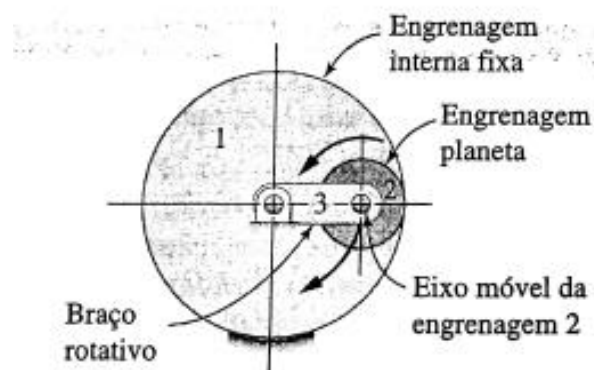
Fonte: Collins (2006).

Figura 21. Trens de engrenagens com engrenamento epicicloide de braço rotativo externo.



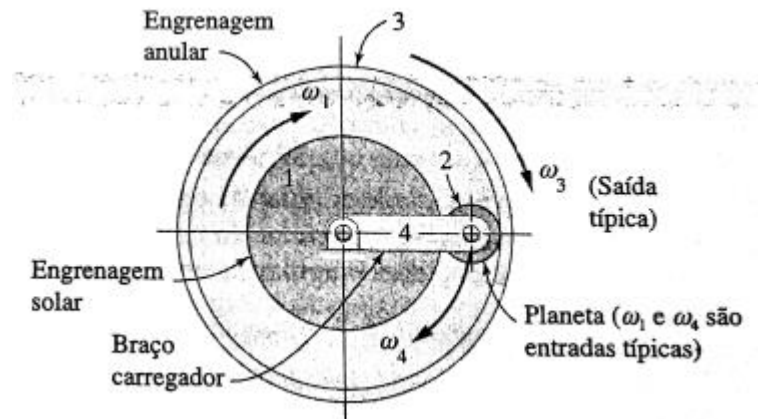
Fonte: Collins (2006).

Figura 22. Trens de engrenagens com engrenamento epicicloide de braço rotativo externo.



Fonte: Collins (2006).

Figura 23. Trens de engrenagens com engrenamento epicicloide de braço rotativo interno.



Fonte: Collins (2006).

Ainda segundo Collins (2006), podemos calcular pela eq. (23) as razões de redução para engrenamento em trens de engrenagens com um grau de liberdade, onde “ ω ” é a velocidade angular e “ n ” o número de dentes.

$$m_g = \frac{\omega_{saída}}{\omega_{entrada}} = \frac{n_{saída}}{n_{entrada}} \quad (13)$$

2.5.4 Nomenclatura dos componentes da engrenagem

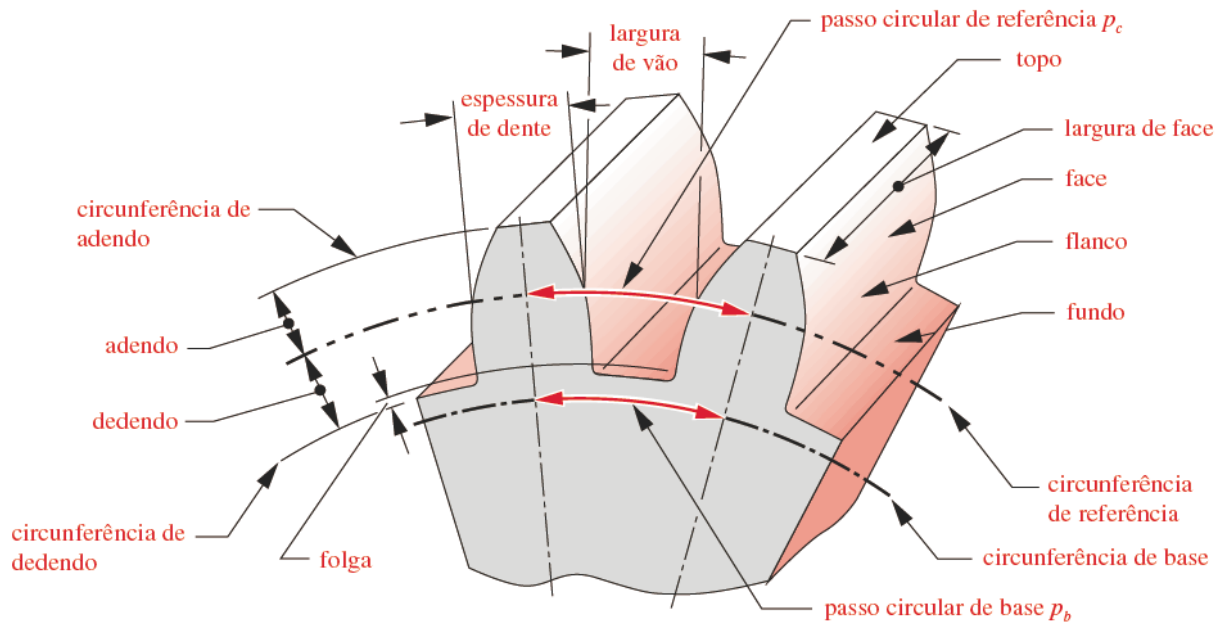
Segundo Norton (2013), a nomenclatura ilustrada na figura 24, demonstra uma engrenagem composta por vários termos que devem ser determinados ao dimensionarmos a engrenagem. Dentre os termos mostrados na figura 24, um dos fundamentais para o dimensionamento é o diâmetro primitivo calculado pela eq. (24).

$$m = \frac{D_p}{N_d} \quad (24)$$

Onde:

- D_p = diâmetro primitivo
- N_d = Número de dentes
- m = modulo

Figura 24. Nomenclatura da engrenagem.



Fonte: Norton (2013).

Norton (2013) afirma que, o diâmetro de base determinado pela eq. (25) ou círculo de base são os dados iniciais para o dimensionamento. As pontas dos dentes das engrenagens seguem a linha criada pelo diâmetro externo visto na eq. (26), que é determinado pela soma do diâmetro primitivo mais duas vezes o adendo. Para determinar alguns termos como adendo altura do topo do dente até a linha do diâmetro primitivo analisado pela eq. (27), e Dedendo altura do diâmetro primitivo até a base do dente calculado pela eq. (28), é necessário analisar o diâmetro primitivo. Entre a base e o pé do dente há uma pequena reentrância para facilitar o engrenamento durante o movimento.

$$D_b = D_p \cos\phi \quad (25)$$

$$D_{ex} = D_p + 2 * a \quad (26)$$

$$a = 1 * m \quad (27)$$

$$b = 1,25 * m \quad (28)$$

De acordo com Norton (2013). A profundidade que o dente adentra o vão do dente de outra engrenagem acoplada a ele é chamada de profundidade de trabalho, o mesmo deverá ser igual a duas vezes o adendo. A profundidade total do dente é a altura entre o diâmetro interno

calculado pela eq. (29) até o diâmetro externo, ela pode ser calculada pela soma do adendo com o dedendo.

$$D_i = D_p - (2 * b) \quad (29)$$

Ainda segundo Norton (2013), podemos determinar a espessura do dente pela eq. (30), como o mesmo assemelha-se a um cone sua espessura é medida na linha do círculo de referência, ainda nessa linha definimos a largura do vão entre um dente e outro, o vão é um pouco mais largo que a espessura devido a uma folga de engrenamento. A largura de face do dente é analisada de forma longitudinal ao dente.

$$e = \frac{P_c}{2} \quad (30)$$

Segundo Norton (2013), analisando a figura 24 percebemos que o passo circular calculado na eq. (31) de referência é a distância entre centros de dois dentes na linha do círculo de referência. Onde “d” é o diâmetro de referência e “N” o número de dentes. O passo também pode ser medido na linha da circunferência de base através da eq. (32), nesse caso e chamado de passo de base;

$$P_c = \frac{\pi D}{N} \quad (31)$$

$$P_b = P_c \cos \phi \quad (32)$$

Segundo Norton (2013) ao projetar uma engrenagem define-se um parâmetro, de acordo com o sistema internacional de unidades (SI) que utiliza o módulo em milímetros como expresso na eq. (24), ou em unidades americanas utilizando o passo diametral, sabendo que ambas são intercambiáveis, embora tenham perfis de dentes diferentes, pode-se converter os dados de um padrão para o outro pela eq. (33). As razões de engrenagens podem ser determinadas pela eq. (34), considerando que os passos diametrais são iguais.

$$m = \frac{25,4}{p_d} \quad (33)$$

$$m_v = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} = \pm \frac{d_{int}}{d_{ext}} = \pm \frac{N_{int}}{N_{ext}} \quad (34)$$

Segundo Norton (2013), as dimensões padrão dos dentes analisados na tabela 3, tanto do pinhão como da coroa têm seus perfis padronizados de acordo com a forma que são definidos pelo passo diametral como visto na tabela 4, ou pelo módulo ilustrado na tabela 5.

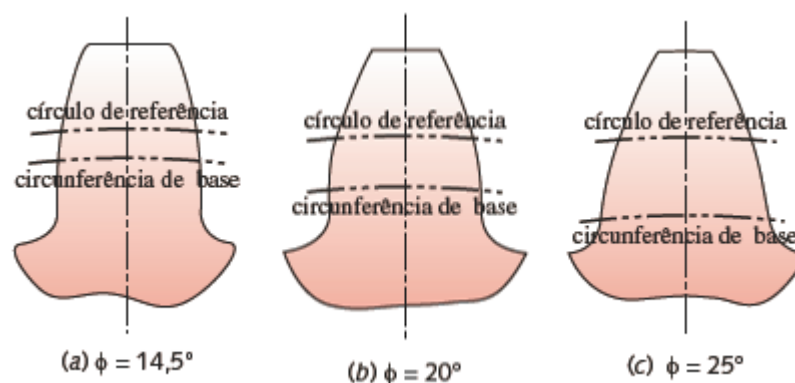
Dessa forma, dentes padrões de profundidade completa possuem adendo igual no pinhão e na coroa. A figura 25, mostra ainda a forma dos dentes variando o ângulo de pressão em três ângulos, e a figura 26 demonstra em tamanhos reais o perfil do dente de acordo com o passo diametral variando entre 4 e 80 em um ângulo de 20°.

Tabela 3. Especificações AGMA para dentes de engrenagens de profundidade completa.

Parâmetro	Passo diametral grosseiro ($P_d < 20$)	Passo diametral fino ($P_d \geq 20$)
Ângulo de pressão	20° ou 25°	20°
Adendo	$1,000 / P_d$	$1,000 / P_d$
Dedendo	$1,250 / P_d$	$1,250 / P_d$
Profundidade de trabalho	$2,000 / P_d$	$2,000 / P_d$
Profundidade total	$2,250 / P_d$	$2,200 / P_d + 0,002 \text{ in}$
Espessura circular de referência do dente	$1,571 / P_d$	$1,571 / P_d$
Raio de arredondamento – cremalheira básica	$0,300 / P_d$	Não padronizado
Folga básica mínima	$0,250 / P_d$	$0,200 / P_d + 0,002 \text{ in}$
Largura mínima do topo	$0,250 / P_d$	Não padronizado
Folga (dentes polidos ou retificados)	$0,350 / P_d$	$0,350 / P_d + 0,002 \text{ in}$

Fonte: Autoria própria. Adaptado Norton (2013).

Figura 25. Perfil do dente de acordo com o ângulo de pressão.



Fonte: Norton (2013).

Tabela 4. Passos diametrais de referências padronizados.

Grosseiros (pd < 20)	Finos (pd ≥ 20)
1	20
1,25	20
1,5	32
1,75	48
2	64
2,5	72
3	80
4	96
5	120
6	---
8	---
10	---
12	---
14	---
16	---
18	---

Fonte: Autoria própria. Adaptado Norton (2013).

Figura 26. Formas dos dentes da engrenagem de acordo com diferentes passos diametrais.

Fonte: Norton (2013)

Tabela 5. Módulos métricos padronizados.

Modulo métrico (mm)	Equivalente P_d (in^{-1})
0,3	84,67
0,4	63,50
0,4	50,80
0,8	31,75
1	25,40
1,25	20,32
1,5	16,93
2	12,70
3	8,47
4	6,35
5	5,08
6	4,23
8	3,18
10	2,54
12	2,12
16	1,59
20	1,27
25	1,02

Fonte: A autoria própria. Adaptado Norton (2013).

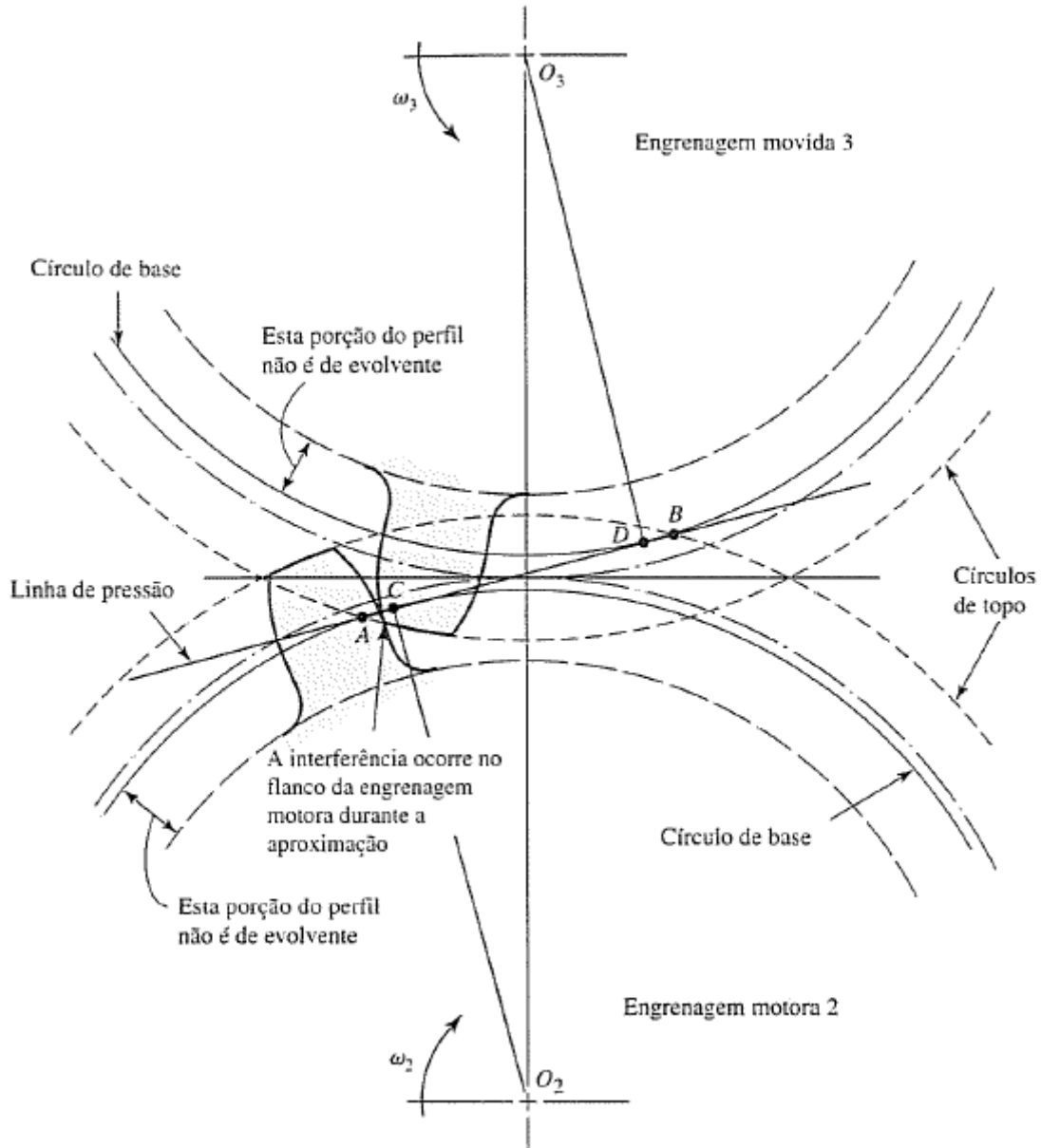
2.5.5 Interferência

Segundo Shirlgley (2005), quando os dentes de um par de engrenagens não estão alinhados corretamente devido a razão de engrenamento ou defeitos nos perfis dos dentes ocorre o que chamamos de interferência. A figura 27, demonstra um par de engrenagens com 16 dentes cada e ângulo de pressão de $14,5^\circ$. Observa-se que o ponto inicial e final são referentes aos pontos A e B e que os pontos tangentes a linha de pressão do diâmetro de base C e D estão dentro do intervalo determinado por A e B, logo a aproximação se dá de maneira antecipada logo, o contato pelo topo do dente ocorre abaixo do círculo de base na engrenagem motora, causando interferência. Como consequência, a ponta da face da engrenagem movida acaba por danificar a lateral do dente da engrenagem motora.

Ainda segundo Shirlgley (2005), dentre os processos de fabricação das engrenagens existe o processo de geração onde a interferência é automaticamente corrigida, onde a ferramenta de corte elimina a área que sofre interferência, esse processo denomina-se

adelgaçamento, no entanto ao reduzir o dente da engrenagem, a mesma diminui sua resistência deixando a peça mais frágil e levando a ruptura do dente com mais facilidade.

Figura 27. Forma esquemática do engrenamento dos dentes entre pinhão e coroa.



Fonte: Shirlgley (2005).

Segundo Shirlgley (2005), existe uma razão de número de dentes mínimo e máximo de acordo com a razão de engrenamento, para uma razão de 1:1 podemos determinar o número de dentes pela eq. (35);

$$N_P = \frac{4k}{6 \sin^2 \phi} \left(1 + \sqrt{1 + 3 \sin^2 \phi} \right) \quad (35)$$

Onde:

- $k = 1$ para dentes de altura completa e 0,8 para dentes reduzidos;
- $\Phi = \text{ângulo de pressão}$;

Caso a razão de engrenamento $m_G = N_G/N_P = m$, for maior que 1, pode-se calcular o número mínimo de dentes no pinhão para que não haja interferência pela eq. (36), e o número máximo de dentes na coroa pela eq. (37);

$$N_P = \frac{2k}{(1 + 2m_g) \sin^2 \phi} \left(m_g + \sqrt{m_g^2 + (1 + 2m_g) \sin^2 \phi} \right) \quad (36)$$

$$N_G = \frac{N_P^2 \sin^2 \phi - 4k^2}{4k - 2N_P \sin^2 \phi} \quad (37)$$

Onde:

- $m_g = \text{razão de engrenamento}$;
- $k = \text{fator de correção onde é igual a 1 para dentes de altura completa e 0,8 para dentes reduzidos}$;
- $\phi = \text{ângulo de pressão}$.

Além do adelgaçamento existem outras formas de remover a interferência, aumentando o número de dentes do pinhão e adaptando a razão de engrenamento na faixa máxima e mínima possível, entretanto quando deseja-se transmitir potência, quando aumentar o número de dentes deve-se também aumentar o diâmetro primitivo da engrenagem;

Outra forma é aumentando o ângulo de pressão fazendo assim o perfil do dente mais envolvente, facilitando o engrenamento e diminuindo a razão de contato, em contrapartida esse método ocasionaria em um círculo de base menor é acréscimo das forças e cargas atuantes no mancal.

2.6 EIXOS DE TRANSMISSÃO

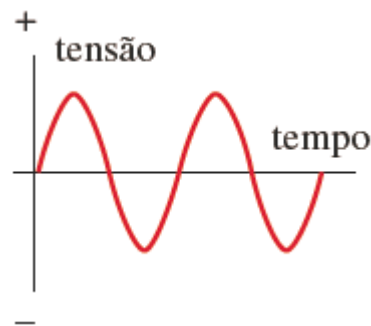
Segundo Norton (2013), eixos são elementos de máquinas projetado para desenvolver movimento rotativo que quando acoplados a outros elementos como: correias, engrenagens ou correntes, a razão de saída do eixo pode tanto gerar um aumento do torque e reduzir a

velocidade quanto o inverso. O eixo pode ser utilizado em diversas aplicações, no entanto são classificados como integral (não possui conexões em torno do eixo) ou livre (conectados por outros elementos gerando movimento de um eixo a outro).

2.6.1 Cargas nos eixos

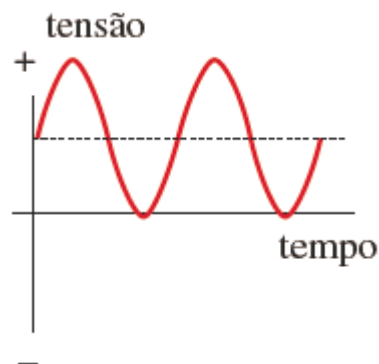
Segundo Norton (2013), os esforços nos eixos de transmissão se dão de duas maneiras, pelo torque gerado através do contato dos dentes das engrenagens, correias ou catracas, que causam deflexão pelas forças transversais ao eixo, essas forças podem ocorrer de forma constante ou variável dependendo do trabalho exercido pelo eixo. Durante a transmissão de movimento as cargas de tensões de flexão fixas alternam o esforço na superfície do eixo demonstrado na figura 28, indo de tração à compressão a cada volta, podendo causar falha por fadiga, caso as cargas transversais ao eixo sejam variáveis a geração de fadiga se torna mais complexa, no entanto a forma de projetar o eixo para evitar tais problemas é aplicado a ambos os casos. O torque também se dá de diferentes modos, repetido ou pulsante, ambos são ilustrados nas figuras 29 e 30.

Figura 28. Variação da tensão em função do tempo de forma alternada.



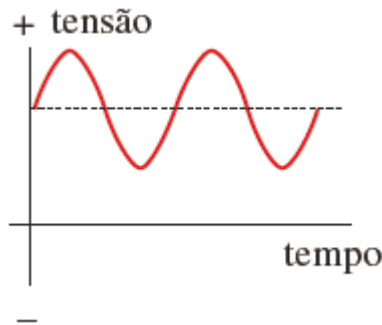
Fonte: Norton (2013).

Figura 29. Variação da tensão em função do tempo de forma repetida.



Fonte: Norton (2013).

Figura 30. Variação da tensão em função do tempo de forma pulsante

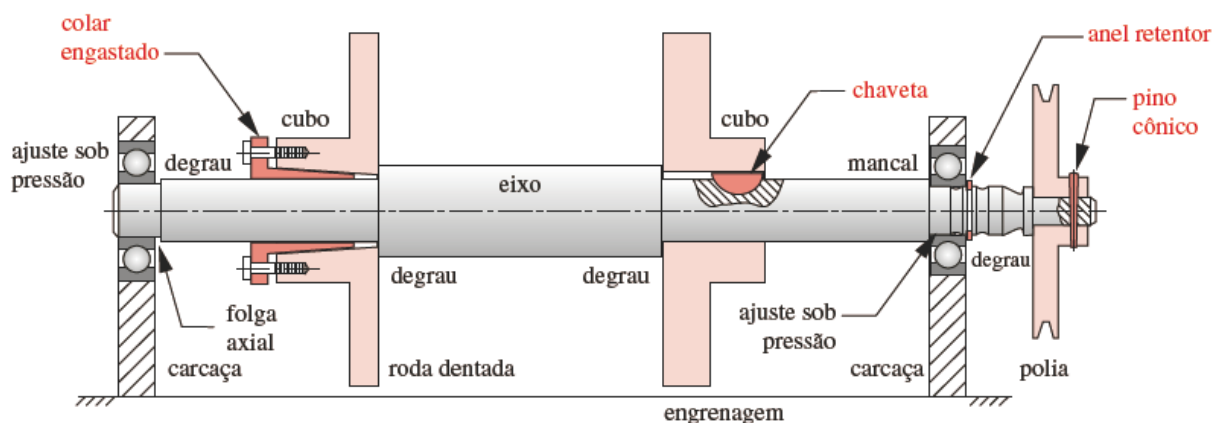


Fonte: Norton (2013).

2.6.2 Conexões e concentração de tensões

Segundo Norton (2013), como mostrado na figura 31 diversos elementos podem ser acoplados a eixos de diversas formas, para isso é necessário fazer adaptações que fazem variar o diâmetro do eixo como ranhuras ou degraus ressaltados para fixar elementos como catracas, mancais, engrenagens, etc., no entanto também existem projetos nos quais o diâmetro é o mesmo em todo o eixo. Outros elementos tais como, chavetas, anéis retentores ou pinos transversais são utilizados para fixar peças ao eixo e o próprio eixo fazendo reduzindo o seu grau de liberdade e assegurando a transmissão de torque. Todas as formas de fixação de elementos geram concentrações de tensão, furos criados por pinos, anéis que descavam o eixo, atrito gerado por polias, etc., para diminuir esses esforços o projeto do eixo deve conter o maior diâmetro possível ao trabalho necessário.

Figura 31. Formas de fixar elementos ao eixo.



Fonte: Norton (2013).

Segundo Norton (2013), além de fixar elementos, o eixo também deve ser fixo a carcaça sem que interfira na sua rotação, para isso utiliza-se mancais de rolamentos. Esses elementos devem ser encaixados por pressão ao eixo e os mesmos devem ser projetados com

um ressalto e usinado de forma que o diâmetro interno do mancal seja menor que o diâmetro do eixo e ainda pode ser encaixado um anel retentor para evitar impactos axiais do eixo contra o mancal, no caso da figura 31, podemos observar os mancais nas extremidades, no entanto o mancal esquerdo possui uma leve folga afim de minimizar e prevenir esforços axiais gerada pelo eixo durante sua operação.

2.7 DIMENSIONAMENTO DO EIXO

Segundo Shirgley (2005), devemos estabelecer situações em que o eixo estará sujeito, como os elementos que serão fixados a ele (engrenagens, polias, mancais, etc.), e a forma que esses elementos serão acoplados (degraus, chavetas, parafusos, etc.), além da potência que pode ser calculada pela eq. (38), velocidade e torque, que o eixo está submetido. Após determinar esses elementos podemos analisar os esforços gerados por eles no eixo.

$$H = \frac{F_t V}{33.000} \quad (38)$$

Onde F_t é a força de transmissão que é a força que uma engrenagem exerce em relação a outra durante a rotação, ela representa a reação que ocorre durante o movimento, como a linha primitiva é onde os dentes das engrenagens se tocam podemos dizer que a força é comum em ambos os eixos, e V é a velocidade na linha primitiva que pode ser calculada pela eq. (39).

$$V = \frac{\left(\frac{D}{2}\right) N \pi}{12} \quad (39)$$

Ainda segundo Shirgley (2005), a segunda etapa consiste em analisar os esforços e movimentos gerados pelo torque expresso pela eq. (40) para determinar a forma que será fixado o eixo a carcaça, através de mancais por exemplo, depois de selecionado o tipo de mancal devemos verificar a distância necessária para fixa-los. Em terceiro analisamos os esforços de tensão e flexão no eixo.

$$Q = 9,55 \frac{H}{N} \quad (40)$$

Onde:

- H = potência em Watts;
- N = rotação do eixo.

De acordo com Shirgley (2005), todo objeto sujeito a esforço pode desenvolver deformações ao longo da área afetada, em eixos essas deformações ocorrem ao longo da área

não apoiada, esses esforços podem ser causados por elementos fixos que transmitem movimento, no entanto deve-se prestar atenção a inclinação (θ_{All}) formada pela deformação da linha de centro do eixo com a do anel externo do mancal, esse ângulo de inclinação pode variar de acordo com o tipo do mancal como mostrado na tabela 6, o ângulo formado deve ser sempre inferior ao limite.

Tabela 6. Ângulo de inclinação de acordo com o tipo de mancal

Tipo de Mancal	Ângulo de inclinação (Rd/s)
Rolo	0,001
Rolo cilíndrico	0,0005
Rolo cônico	0,004
Rolos de sulco profundo e pista profunda	0,0087
Bolas esféricas	0,0005

Fonte: autoria própria. Adaptado Sirgley (2005)

Shirgley (2005) diz que, existem projetos de eixos no qual o mesmo é projetado para um determinado ângulo de inclinação afim de verificar sua resistência ou ao contrário, projetado com um determinado material para analisar o ângulo formado pela deformação ou projetado de acordo com uma determinada deformação para medir a resistência torna-se mais viável. Através da eq. (41), podemos determinar o diâmetro de um eixo de secção circular onde analisamos as restrições de inclinação no mancal esquerdo, com a eq. (42) determinamos o diâmetro para restringir o mancal direito.

$$d = \left| \frac{32 n_d}{3\pi E I \theta_{all}} \left\{ \left[\sum F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 6a_i l - 2l^2) \right]_h^2 + \left[\sum F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 6a_i l - 2l^2) \right]_v^2 \right\}^{1/2} \right|^{1/4} \quad (41)$$

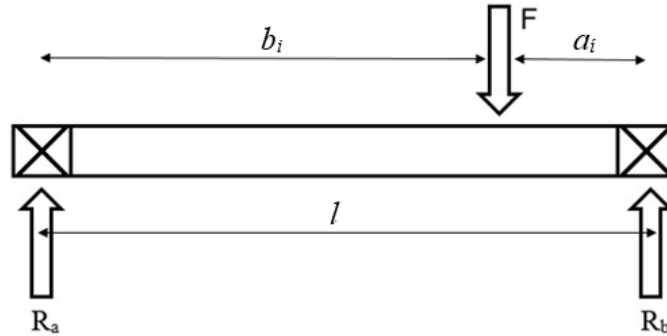
$$d = \left| \frac{32 n_d}{3\pi E I \theta_{all}} \left\{ \left[\sum F_i a_i (l^2 - a_i^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 2l^2) \right]_h^2 + \left[\sum F_i a_i (l^2 - a_i^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 2l^2) \right]_v^2 \right\}^{1/2} \right|^{1/4} \quad (42)$$

Onde F_i é a força tangencial que movimentada a engrenagem calculada pela eq. (43);

$$F_i = \frac{F_t}{\cos \phi} \quad (43)$$

Os dados de análise dos comprimentos nas direções axiais são ilustrados na Figura 32, ainda nas equações (41) e (42), onde “E” seria o modo de elasticidade do material e “n_d” um fator de projeto determinado pela eq. (44) (SHIRGLEY, 2005).

Figura 32. Ilustração do comprimento nos lados direito e esquerdo da força aplicada.



Fonte: autoria própria.

$$n_d = \frac{\sigma_{\text{perigosa}}}{\sigma_{\text{máxima admissível}}} \quad (44)$$

A tensão perigosa (σ_{perigosa}) é a estimativa da tensão de resistência máxima que determinado material suporta até falhar, já a tensão máxima admissível para deflexão pode ser encontrada através a eq. (45). (SHIRGLEY, 2005).

$$\sigma_{\text{máxima admissível}} = -\frac{M c}{I} \quad (45)$$

Onde: “M” é o momento fletor encontrado pelo equilíbrio do momento como visto na eq. (46), “c” é a distância entre o centre do eixo até a extremidade e “I” é o momento de inercia do material descrito na eq. (47). (SHIRGLEY, 2005).

$$\sum M = 0 \quad (46)$$

$$I = \frac{\pi r^4}{4} \quad (47)$$

3 METODOLOGIA

Como dito na revisão bibliográfica o sistema propulsivo é um conjunto de elementos. O dimensionamento desses elementos envolve um passo a passo que deve ser seguido para facilitar o entendimento do conjunto como um todo. Diante desse fato, este capítulo mostra o passo a passo que foi seguido para o dimensionamento do sistema propulsivo contido neste trabalho.

3.1 ESTIMATIVA DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO

De acordo com o abordado na revisão bibliográfica o primeiro passo para o dimensionamento da potência instalada, é estimar a resistência ao avanço. A resistência foi encontrada com o uso do *software Maxsurf versão* estudantil através do método *Slender body* que é o ideal para o tipo de embarcação que pode ser encontrada em CAD (desenho assistido por computador) na figura 33 abaixo:

Figura 33. Monocasco.

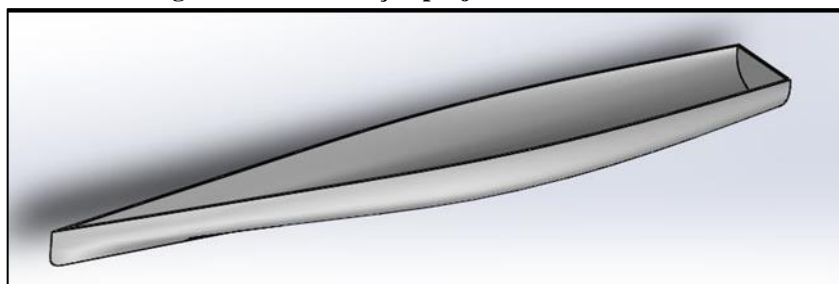


Fonte: Autoria própria

3.1.1 Configuração da análise numérica – Módulo Modeler

A embarcação foi projetada (ver figura 34) no *software Solidworks 2013* versão estudantil, porém o programa o *Maxsurf* não importa diretamente o arquivo do Solidworks, para haver essa compatibilidade o arquivo do Solidworks deve ser salvo no formato IGES, com a representação da superfície/ preferência do sistema em NURBS (modelo matemático usado regularmente em programas gráficos para gerar e representar curvas e superfícies), pois é a recomendada pela desenvolvedora do programa.

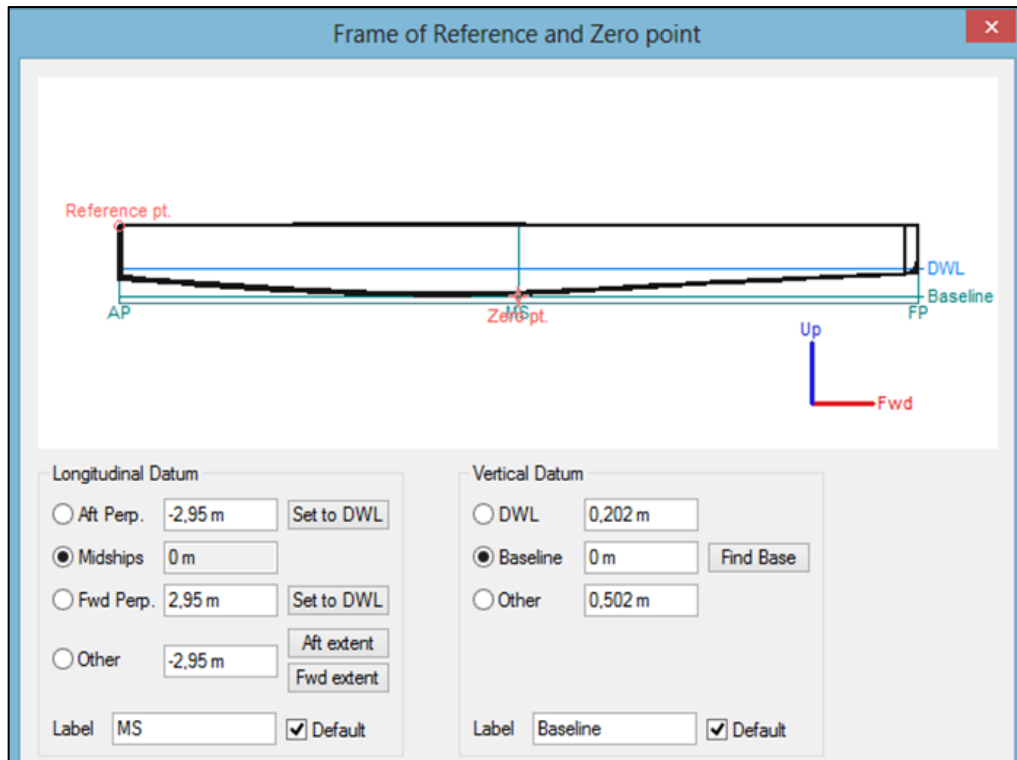
Figura 34. Embarcação projetada no Solidworks.



Fonte: Autoria própria.

A configuração no *solidworks* pode ser encontrada no menu opções no momento em que o arquivo está sendo salvo. A importação é realizada no módulo *modeler*, nesse módulo as definições necessárias de projetos são configuradas. Na figura 35 a configuração da embarcação analisada no *Maxsurf* pode ser vista.

Figura 35. Configurações para simulação no Maxsurf.



Fonte: Autoria Própria.

Os dados inseridos na figura 35 são o calado (DWL) que é a distancia entre linha de base e a altura onde a linha da água se encontra no casco, a perpendicular avante (FP) que é linha perpendicular á linha do calado na parte da frontal do casco, por fim a perpendicular a ré (AP) que é a linha perpendicular ao calado na parte posterior do casco.

Esclarecidos os dados a serem inseridos no programa, inseriu-se no *Maxsurf modeler* o calado (DWL = 0,202 m) e as perpendiculares avante (FP = 2,95 m) e a ré (AP = -2,95 m), posteriormente a isso, verificou-se o calado inserido no software iria corresponder ao deslocamento da embarcação encontrado no memorial descritivo (ANEXO C), para isso foi utilizada a ferramenta *calculate hydrostatics* do próprio *Maxsurf* que mostra (na tabela 7) os resultados dos cálculos hidrostáticos da embarcação extraídos do programa.

Tabela 7. Resultado dos cálculos hidrostáticos da embarcação.

Deslocamento	283,8 (Kg)
Volume (deslocado)	0,277 (m ³)
Calado a meia-nau	0,202 (m)
Profundidade imersa	0,202 (m)
Profundidade de estação imersa com área máxima	0,201 (m)
Profundidade imersa a meia-nau	0,191 (m)
Comprimento WL	5,9 (m)
Extensões máximas de feixe em WL	0,839 (m)
Área molhada	7,591 (m ²)
Área máxima da seção transversal	0,134 (m ²)
Coefficiente prismático (Cp)	0,35
Coefficiente de bloco (Cb)	0,277

Fonte: Autoria própria.

Como pode ser visto na Tabela 7, o deslocamento do projeto evidenciado em vermelho, correspondeu exatamente o deslocamento da embarcação no memorial descritivo, logo o calado bem como as outras especificações são validas e estão prontas para a simulação.

3.1.2 Configuração da análise numérica – Módulo Resistance

O programa *MaxSurf* contém diversos módulos, e cada um tem determinada função. O módulo *modeler* é o responsável por fazer a compatibilidade do programa para a importação no *MaxSurf*, já para o caso da estimativa da resistência total ao avanço o modulo utilizado é o *Resistance*.

O Módulo *Resistance* possui diversos métodos para estimar a resistência total ao avanço da embarcação. A escolha do método depende geralmente do tipo da embarcação e das considerações realizadas. Por conta das características da embarcação utilizou-se aqui o método *Slender body*.

Todo método tem suas restrições de utilização, e para a realização de uma avaliação mais adequada da resistência, seguir a premissa especificada pelo método *slender body* é o ideal. No caso do *Slender body* a premissa que o método aborda, é de que, o corpo utilizado na análise deve ser esbelto.

“Para obedecer à premissa de corpo esbelto, o casco deve apresentar uma razão Comprimento (L) / Boca (B) maior que 5” (BEDIN, 2016, apud BENTLEY, 2013). Tendo isso em vista realizou-se o cálculo da razão L/B e dessa forma pôde-se perceber que o casco em estudo é esbelto, pois apresentou uma razão de $L/B = 6,5$.

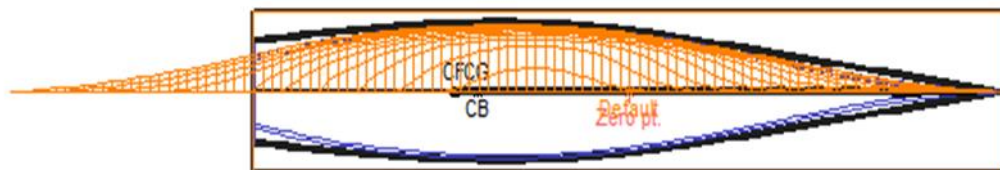
Após a escolha do método e de algumas definições o passo seguinte deu-se por fazer o cálculo do fator de forma $(1+k)$ para Monocascos. O fator de forma calculado é um dos dados de entrada necessários para o início da simulação. Esse cálculo leva em consideração as atribuições realizadas por Molland (2011). Tal cálculo foi realizado utilizando a eq. (5) e os dados do anexo C e o seu resultado pode ser visto a seguir:

$$(1+k) = 1,143$$

Posterior ao cálculo do fator de forma ocorreu à escolha de quantidade dos nós na malha. De acordo com Bedin (2016), 81 nós na malha é suficiente para gerar os dados confiáveis, contudo para fornecer uma precisão maior optou-se por utilizar 649 nós na malha para a geração dos dados.

Antes do início do próximo passo, faz-se aqui uma observação importante referente à malha contida neste trabalho. Quando a mesma foi gerada no momento da simulação, ela apresentou um corpo virtual que transpassou o casco ilustrado na figura 36, tal fato poderia comprometer o resultado da análise, porém Bedin (2016) afirma em seu trabalho que esse corpo virtual transpassando o casco não influi nos resultados, pois ele é um artifício utilizado pelo programa que tem como o intuito apenas realizar o fechamento da malha.

Figura 36. Corpo virtual transpassando o casco

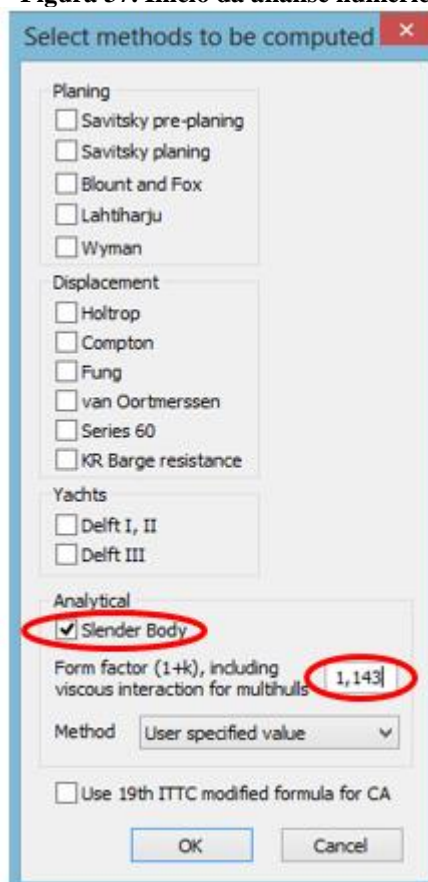


Fonte: Autoria própria.

3.1.3 Análise numérica

Com as observações realizadas e o número de nós na malha definidos, o passo seguinte constitui-se pelo início propriamente dito da análise numérica na Figura 37. Como citado anteriormente, ela foi realizada com 649 nós na malha, e a faixa de velocidade da embarcação escolhido para a obtenção dos resultados foi a extensão entre 4 e 10 nós. Nesse momento é que o fator de forma $(1+k)$ encontrado em seções anteriores é inserido.

Figura 37. Início da análise numérica.



Fonte: Autoria própria

O início da análise envolveu a seleção do método e do fator de forma, ambos podem ser vistos destacados em vermelho. Realizada as premissas, a simulação prosseguiu e os valores de resistência foram obtidos. A explanação dos mesmos poderá ser vista no tópico discussões e resultados.

3.2 POTÊNCIA EFETIVA (P_E)

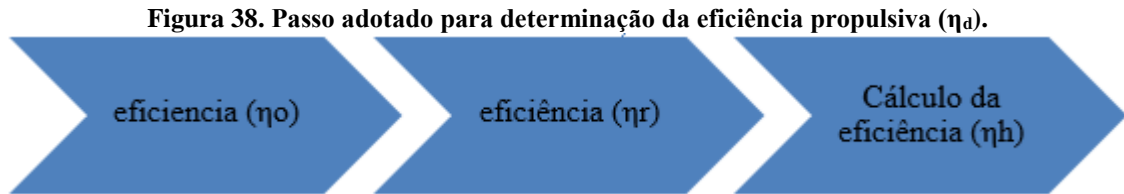
O valor da potência efetiva foi encontrado através da eq. (1). O dado usado para o cálculo da mesma foi a velocidade de serviço de 5,5 nós (ou seja, 2,83 m/s). Optou-se por essa velocidade por motivos de regra, haja vista, que a mesma fornece certa segurança e supera a menor condição (velocidade mínima de 4 nós) para a participação no Desafio solar Brasil.

3.3 ESTIMATIVA DA EFICIÊNCIA PROPULSIVA (η_d)

A estimativa de eficiência propulsiva é um dado necessário para o dimensionamento da potência instalada. Tal estimativa depende de alguns fatores, como a eficiência em águas abertas (η_o), eficiência Rotativa relativa (η_r) e a eficiência (η_h) do casco. Segundo Molland

(2011) o cálculo que define a eficiência Propulsiva é dado pela a eq. (48). O passo adotado para a determinação da mesma pode ser visto na figura 37.

$$\eta_d = \eta_o \eta_r \eta_h \quad (48)$$



Fonte: Autoria Própria.

3.3.1 Definição da eficiência em águas abertas (η_o)

A eficiência em águas abertas passa pela a escolha de um propulsor que em geral atenda as necessidades da embarcação. No caso deste trabalho o propulsor escolhido foi hélice de passo fixo com as características vistas na tabela 8. Optou-se pelo propulsor de 3 pás por ser mais encontrado facilmente e por ser o mais utilizado em barcos semelhantes, tanto no cotidiano como na competição, fixou-se o diâmetro máximo em 16 cm (80% do calado), por ser o maior diâmetro que possibilita evitar o surgimento da aeração, uma vez que, o hélice ainda se encontrará totalmente dentro da água, já a razão de áreas teve seu limite máximo em 0,80 para prevenir a sobreposição das pás, que segundo trindade (2012) são sobrepostas quando possuem uma razão de área maiores que 1.

Tabela 8. Características do hélice

Diâmetro máx.	16 cm
Número de pás (Z)	3
Razão de áreas (A_E/A_O)	0,35 á 0,80

Fonte: autoria própria

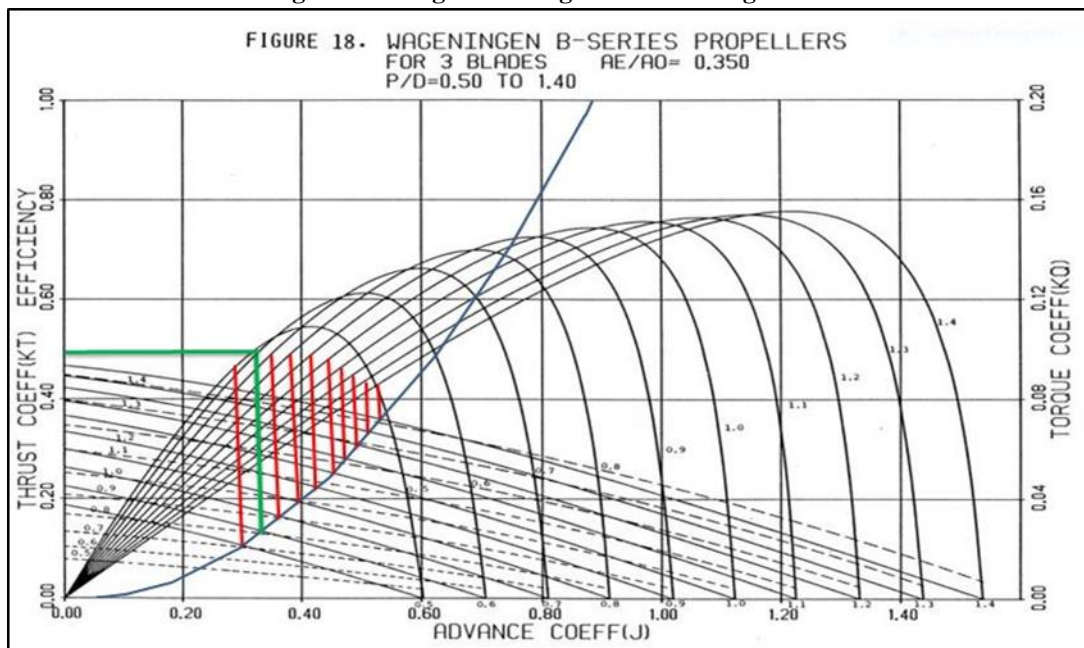
Com as premissas definidas para o propulsor, o passo seguinte deu-se por definir o ponto de operação do hélice. O início da análise se deu a partir dessa definição, porque através do ponto de operação é possível encontrar todos os valores necessários para definir a eficiência em águas abertas.

O ponto de operação do hélice é determinado como sendo o ponto onde a curva K_T - casco cruza com a curva K_T do hélice, dessa forma estamos levando em conta a interação casco-hélice. O valor de J correspondente a esse ponto é o J de operação, e neste ponto o empuxo gerado pelo propulsor corresponde ao exato valor do empuxo requerido pelo casco para andar a velocidade estipulada na análise (MENDES, 2015).

Como citado o ponto de operação é encontrado através do cruzamento das curvas K_T do casco e do hélice. As Curvas do hélice já vêm representadas nos diagramas de águas livres, já a curva K_T do casco é encontrada através da equação (15), onde os valores de (J) foram variados entre 0,05 a 1,5 conforme o procedimento adotado por Mendes (2015). Com isso o diagrama pode ser configurado.

A configuração para leitura do ponto de operação é realizada através da adição da curva do casco no diagrama de águas livres. Com auxílio do Excel a curva de K_T do casco foi sobreposta sobre o diagrama de águas livres. Nesse momento, para que a leitura pudesse ser realizada de forma adequada atentou-se bastante para a questão de alinhamento, entre o diagrama e a curva K_T . Um dos diagramas já configurado para análise pode ser visto na figura 39.

Figura 39. Diagrama de águas livres configurado.



Fonte: Autoria própria, adaptado Bernitsas et. all. (1981).

Nesse diagrama representado na figura 39, notam-se o surgimento de várias linhas e curvas em cores diferentes não existentes no diagrama padrão mostrado na figura 8. A finalidade disso é facilitar à didática e a leitura dos dados. Vale ressaltar que as tonalidades que aqui constam, foram escolhidas ao acaso e as representatividades das mesmas deram-se da seguinte forma:

- Linha em azul escuro: representa a curva K_T do casco;
- Linhas em vermelho: ligações entre cada P/D e suas respectivas eficiências representadas pelas curvas em tonalidades escuras;
- Linhas verdes: demarcam a maior eficiência entre as várias encontradas para cada valor de passo/diâmetro. Elas indicam o ponto de operação do hélice. Ponto este que é escolhido para cada diagrama utilizado.

Essas linhas serão vistas em alguns dos diagramas deste trabalho, contudo não constarão em todos, para evitar a repetição e diminuir o trabalho moroso. Ressalta-se que cada diagrama citado apresenta variações de alguns parâmetros como a razão de áreas (de 0,35 á 0,80) e o passo/ Diâmetro (de 0,5 á 1,40). Dos diagramas selecionados, cada um apresentou uma eficiência, e o ponto escolhido foi aquele que apresentou a maior eficiência (η_o) entre todas as obtidas no diagrama. O ponto de operação que fornece a eficiência do propulsor em águas abertas será visto em resultados e discussões.

3.3.1.1 Critério de Cavitação

Após a definição do ponto de operação, o passo seguinte deu-se pela verificação do critério de cavitação. Com o uso do Diagrama de Burril essa verificação pôde ser conferida. No diagrama a abscissa é definida pelo número de cavitação, e a ordenada pelo coeficiente de Burril, a obtenção de ambos, é realizada seguindo as equações (20 e 18) e considerações feitas por Mendes (2015). Vale lembrar que por segurança relacionada à vibração, h (calculado pela equação 21) assumiu o valor de = 0,832 m.

Com isso, encontraram-se os valores do número de cavitação (σ) e o coeficiente de Burril (τ_c) que definiram a porcentagem de cavitação presente no propulsor. Assim como falado em outros parágrafos, resultados da cavitação presente nas pás do hélice serão vistos em resultados e discussões. Com os valores de σ 0,7R e τ_c definidos, o passo seguinte deu-se por arranjá-los no diagrama de Burril. Desta forma, pôde-se prever a porcentagem de cavitação presentes nas pás do hélice.

3.3.2 Seleção da Rabeta

Como a altura da rabeta pode ser regulada antes da sua instalação na embarcação, a mesma foi selecionada unicamente de modo a atender ao calado e a altura h definida em

projeto, de maneira a evitar é claro o fenômeno da cavitação. A rabeta selecionada e que atendeu a esses requisitos pode ser vista no apêndice A.

3.3.3 Definição da eficiência (η_r)

De acordo com Carlton (2007), η_r representa a diferença da potência absorvida pelo hélice quando trabalha em um campo de fluxo uniforme a uma determinada velocidade e a absorvida quando se trabalha em um campo misto com a mesma velocidade. Ainda segundo Carlton (2007) esse valor varia normalmente entre 0,96 e 1,04. Para efeito de análise, e por questão de segurança no cálculo, optou-se por utilizar menor eficiência, ou seja, 96%. Dessa forma estamos levando em conta que a embarcação estará atuando em maiores dificuldades por atuar em um campo misto, onde as perturbações do fluxo de água são maiores que no campo uniforme.

3.3.4 Cálculo da eficiência (η_h)

A eficiência do casco (η_h) foi determinada através da equação coeficiente de esteira (w) encontrado através da eq. (14), e o do coeficiente de redução de força propulsiva (t) calculado pela eq. (17). E o resultado dessas equações podem ser vistos a seguir:

- Resultado do Coeficiente de esteira (w):

$$w = 0,1635$$

- Resultado do coeficiente de redução de força propulsiva (t):

$$t = 0,08175$$

Com o coeficiente de esteira (w) e o de redução de força propulsiva (t) encontrados, o passo seguinte deu-se por encontrar o rendimento do casco (η_h). Esse rendimento é calculado pela a eq. (49) e o seu resultado pode ser visto a seguir:

$$\eta_h = \frac{1 - t}{1 - w} \quad (49)$$

- Resultado de η_h :

$$\eta_h = 1,097728631$$

De posse dos valores de η_o , η_r e η_h , aplicou-se os mesmos na eq. (48) e dessa forma a eficiência propulsiva η_d foi encontrada. Observação, o valor da eficiência pode ser visto em resultados e discussões.

3.4 POTENCIA ENTREGUE (P_d)

A potência entregue é a potência necessária a ser entregue ao propulsor. Ela pode ser encontrada diretamente com o uso da eq. (2), adotando-se os valores de P_E e η_d vistos em resultados e discussões.

3.5 EFICIÊNCIA DE TRANSMISSÃO (η_t)

Segundo Molland (2011), a eficiência de transmissão para redutores, assume normalmente um valor de 95% de eficiência, e para motores sem redução a eficiência assume um valor de 98%. Como neste trabalho empregou-se o uso de uma redução, o valor de eficiência adotada foi o de 95%.

3.6 POTÊNCIA INSTALADA (P_I)

A potência a ser instalada na embarcação pode ser encontrada com o uso da eq. (3). Para facilitar a visualização dos dados necessários para determiná-la, prostrou-se os mesmos em uma tabela que será vista em resultados e discussões.

3.7 MULTIPLICADOR DE TORQUE

Para o projeto da embarcação movida a energia solar adequar-se as normas da competição do desafio solar que ocorre entre novembro e dezembro em Búzios-RJ, foi selecionado um motor que não continha torque suficiente para romper a resistência ao avanço da embarcação, para resolver esse problema foi dimensionado um redutor para movimentar o veículo.

3.8 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS

As engrenagens foram dimensionadas empiricamente com as unidades no sistema internacional, para o projeto foi selecionado engrenagens cilíndricas de dentes retos devido a sua facilidade de usabilidade, baixo custo de produção, fixação e acoplamento mais simples e não requer mudança de posição durante o serviço. Para o projeto foi estipulado um valor de módulo para as engrenagens, que serve como base para o cálculo das dimensões do elemento, o critério utilizado para estimar o módulo foi o tamanho das engrenagens, outro valor estimado foi o ângulo de pressão, onde os cálculos baseados nesse dado são utilizados para

dimensionar o perfil do dente, neste case será usado o ângulo mais viável para fabricação de engrenagens.

O trem de engrenagens projetado será do tipo composto com rotação de saída igual a de entrada. Para o dimensionamento será utilizado um ângulo de pressão de 20° e o modulo em mm, além desse, outro dado necessário para determinar o tamanho das engrenagens é o número de dentes do pinhão e da coroa, mas antes é necessário encontrar a razão de engrenamento (m_g) dado pela eq. (23), que é encontrada pela razão da rotação de entrada (N) no motor e saída no hélice.

$$m_g = \frac{6,91}{1} = \frac{7}{1}$$

Afim de evitar interferências durante a rotação, será calculado o número mínimo de dentes no pinhão e máximo na coroa, esses dados serão obtidos abaixo pela eq. (36) e (37), para efeito de cálculo a razão de engrenamento necessária é igual a 7:1, mas como o redutor conta com dois pares de engrenagem essa razão será dividida em 2:1 no primeiro par e 3:1 no segundo, ainda no sistema propulsivo existe uma redução na rabetta de 2:1 que será acoplado a saída do sistema de transmissão.

$$N_p = 14,52 \text{ dentes}$$

$$N_G = 101,072 \text{ dentes}$$

Como recomendado pela literatura, para evitar interferência no acoplamento recomenda-se utilizar no pinhão um número de dentes acima ou igual a 16 dentes, que será usado no pinhão em ambos os engrenamentos. A razão de engrenamento de 2:1 no primeiro par a coroa terá 32 dentes. Já o segundo par com uma razão de 3:1 a coroa terá 48 dentes.

As engrenagens no primeiro par foram dimensionadas com modulo de 25mm, já no segundo utilizou-se o modulo de 30mm, o ângulo de pressão utilizado será o recomendado pela literatura de 20°.

O diâmetro primitivo pode ser calculado pela eq. (24), a partir dele estimamos os outros dados como diâmetro de base ilustrado na eq. (25), diâmetro interno pela eq. (29) e diâmetro externo utilizando a eq. (26).

A tabela 9 apresenta as dimensões das engrenagens para o primeiro acoplamento onde o modulo utilizado é igual a 25 mm e razão de engrenamento de 2:1, a tabela 10 para o segundo engrenamento de modulo 30 e razão 3:1. Esses dados que definirão o tamanho da peça.

Tabela 9. Dimensões das engrenagens no engrenamento de 2:1.

Diâmetro	Pinhão	Coroa
Diâmetro primitivo (D_p)	400,00 (mm)	800,00 (mm)
Diâmetro de base (D_b)	375,88 (mm)	751,75 (mm)
Diâmetro externo (D_e)	450,00 (mm)	850,00 (mm)
Diâmetro interno (D_i)	337,50 (mm)	737,50 (mm)

Fonte: autoria própria

Tabela 10. Dimensões do pinhão no engrenamento de 3:1

Diâmetro	Pinhão	Coroa
Diâmetro primitivo (D_p)	480,00 (mm)	1440,00 (mm)
Diâmetro de base (D_b)	451,05 (mm)	1353,16 (mm)
Diâmetro externo (D_e)	540,00 (mm)	1500,00 (mm)
Diâmetro interno (D_i)	405,00 (mm)	1365,00 (mm)

Fonte: autoria própria

As equações para determinar o tamanho do perfil do dente são obtidas através do ângulo de pressão selecionado, nesse caso será utilizado um ângulo de 20° , para isso o adendo do dente pode ser calculado pela eq. (27), o dedendo é determinada pela eq. (28), a distância entre os centros dentre um dente e outro é chamado de passo circular, e pode ser calculada pela eq. (31), a espessura do dente na eq. (30), sendo que as equações utilizadas são adaptadas para o sistema internacional.

A tabela 11 abaixo apresenta as dimensões do perfil do dente para o modulo de 25 e 30 mm, que foram calculadas pelas equações acima, elas são distribuídas entre os pares de engrenagens, o modulo de 25 é para o de entrada e 30 de saída.

Tabela 11. Dimensões do dente para o primeiro e segundo par.

Componentes do dente da engrenagem	Modulo de 25	Modulo de 30
Adendo (a)	25,00 (mm)	30,00 (mm)
Dedendo (b)	31,25 (mm)	37,50 (mm)
Espessura do dente (e)	39,27 (mm)	39,27 (mm)
Passo circular (P_c)	78,54 (mm)	94,23 (mm)

Fonte: autoria própria.

Após dimensionadas e projetadas, o sistema de transmissão junto a rabeta deverão alcançar o torque no propulsor (Q) expresso pela eq. (50), (MOLLAND, 2011):

$$Q_{\text{propulsor}} = \frac{60.000 P_D}{2\pi N} \quad (50)$$

$$Q_{\text{propulsor}} = 3,30 \text{ N.m}$$

Onde:

- N = Rotação de saída
- P_D = Potência entregue

3.9 DIMENSIONAMENTO DO EIXO

Para o sistema de propulsão estar completo o motor deverá acoplar ao sistema de transmissão que deverá encaixar em uma rabeta com o hélice. Como o eixo do motor não acopla diretamente na rabeta é necessário adaptar um encaixe, que será feito no eixo de saída do multiplicador de torque.

De acordo com a literatura recomendada será utilizado como material um aço com baixo teor de carbono, para fixar o eixo será utilizado um mancal de bolas esféricas devido a sua melhor performance para altas rotações.

Afim de evitar falhas pelos esforços que o eixo será submetido, foi dimensionado o diâmetro mínimo necessário para o eixo intermediário já que o de entrada é do motor enquanto o de saída deverá ter o mesmo diâmetro de encaixe da rabeta.

Para o diâmetro do eixo primeiramente será feito o diagrama de forças no eixo afim de verificar a força que ele deveria suportar, para uma potência de 1923 watts e rotação de 16800 rpm que são os dados do motor. Na eq. (40) foi calculado o torque gerado no eixo para um motor elétrico.

$$Q = 1,09 \text{ N.m}$$

A partir do torque podemos encontrar a força de transmissão, pela eq. (38), logo a força de transmissão será de:

$$F_t = 2,73 \text{ N}$$

No entanto é necessário encontrar uma força tangencial dada pela eq. (43), que será a força aplicada diretamente no eixo.

$$F = 2,91 \text{ N}$$

O diâmetro do eixo intermediário foi feito em cima dos mancais, tanto o direito quanto o esquerdo, se analisarmos os esforços veremos que a uma descontinuidade na linha da deflexão ou seja, o esforço que um mancal deve suportar pode ser maior no lado mais próximo de onde a força é aplicada, os mesmos deveram suportar os esforços causados pelo engrenamento. Através da eq. (41) e (42) podemos determinar o diâmetro do eixo, mas antes devemos determinar os dados necessários para isso.

Abaixo estão citados alguns dados necessários para o cálculo do diâmetro do eixo pela eq. (41) e (42).

- Fator de projeto (n_d)
- Modulo de elasticidade de elasticidade do material (E)
- Inclinação admissível no mancal (θ_{all})
- Força tangencial (F)

Alguns dados como o modulo de elasticidade e a inclinação do mancal são tabelados, já o fator de projeto pode ser encontrado através da eq. (44), no entanto será utilizado o valor recomendado para redutores segundo SHIRGLEY (2005). Considerando que a maior deflexão ocorra no ponto onde é aplicada a força, com esses dados determinamos o diâmetro que suporta a inclinação restringi a inclinação do mancal.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Agora neste capítulo serão apresentados os resultados das variáveis que envolveram todo o dimensionamento do sistema propulsivo.

4.1 ESTIMATIVA DA RESISTÊNCIA AO AVANÇO

Como falado em seções anteriores, a Resistência ao avanço da embarcação foi estimada com o auxílio do *software MaxSurf* no módulo Resistance. Os resultados foram obtidos para a faixa de velocidade entre 4 e 10 nós (ANEXO A). Com a finalidade de ser objetivo, nesta parte só serão mostrados os resultados das resistências (ver tabela 12) para a faixa de velocidade entre 4 e 7,75 nós.

Tabela 12. Resultados da resistência ao avanço.

Velocidade (nós)	Velocidade (m/s)	Nº de Froude na lwl	Nº de Froude no vol	Resistência total ao avanço (N)
4	2,05	0,271	0,814	44,46
4,15	2,13	0,281	0,845	47,96
4,3	2,21	0,291	0,875	52,43
4,45	2,29	0,301	0,906	58,38
4,6	2,37	0,311	0,936	66,22
4,75	2,44	0,321	0,967	76,13
4,9	2,52	0,331	0,997	88,03
5,05	2,60	0,342	1,028	101,66
5,2	2,68	0,352	1,058	116,6
5,35	2,75	0,362	1,089	132,38
5,5	2,83	0,372	1,119	148,56
5,65	2,91	0,382	1,15	164,76
5,8	2,98	0,392	1,18	180,66
5,95	3,06	0,402	1,211	196,06
6,1	3,14	0,413	1,241	210,81
6,25	3,22	0,423	1,272	224,84
6,4	3,29	0,433	1,302	238,14
6,55	3,37	0,443	1,333	250,72
6,7	3,45	0,453	1,364	262,62
6,85	3,52	0,463	1,394	273,91
7	3,60	0,473	1,425	284,65
7,15	3,68	0,484	1,455	294,91
7,3	3,76	0,494	1,486	304,77
7,45	3,83	0,504	1,516	314,28
7,6	3,90	0,514	1,547	323,52
7,75	4,00	0,524	1,577	332,52

Fonte: Autoria Própria.

Como pode ser visto na tabela 12, todos os valores das resistências para a faixa de velocidade estipulada foram encontrados. Para a velocidade de operação escolhida de 5,5 nós ($\approx 2,83$ m/s) marcado em vermelho, a embarcação em estudo apresentou uma resistência ao avanço de 148,56 N.

Com o intuito de verificar se a resistência estava baixa ou elevada, realizou-se uma comparação entre as características de duas embarcações do mesmo tipo, essa em estudo e a embarcação do trabalho analisado por Silva (2015), ambas as características podem ser vistas nas tabelas 13. Realizando-se uma análise em ambas tabelas, o que pôde-se observar foi que devido as diferenças entre características, a embarcação em estudo apresentou uma resistência quase 3 vezes maior do que a da embarcação tida em comparação.

Tabela 13. Características dos monocascos.

Características do monocasco	Estudado	Analisado por Silva
Comprimento – L	5,90 (m)	6,00 (m)
Boca – B	0,90 (m)	0,71 (m)
Calado – T	0,20 (m)	0,15 (m)
Resistência ao avanço (4m/s)	332,52 (N)	121,45 (N)
Peso	283,80 (Kg)	232,35 (Kg)

Fonte: Autoria própria, adaptado de Silva (2015)

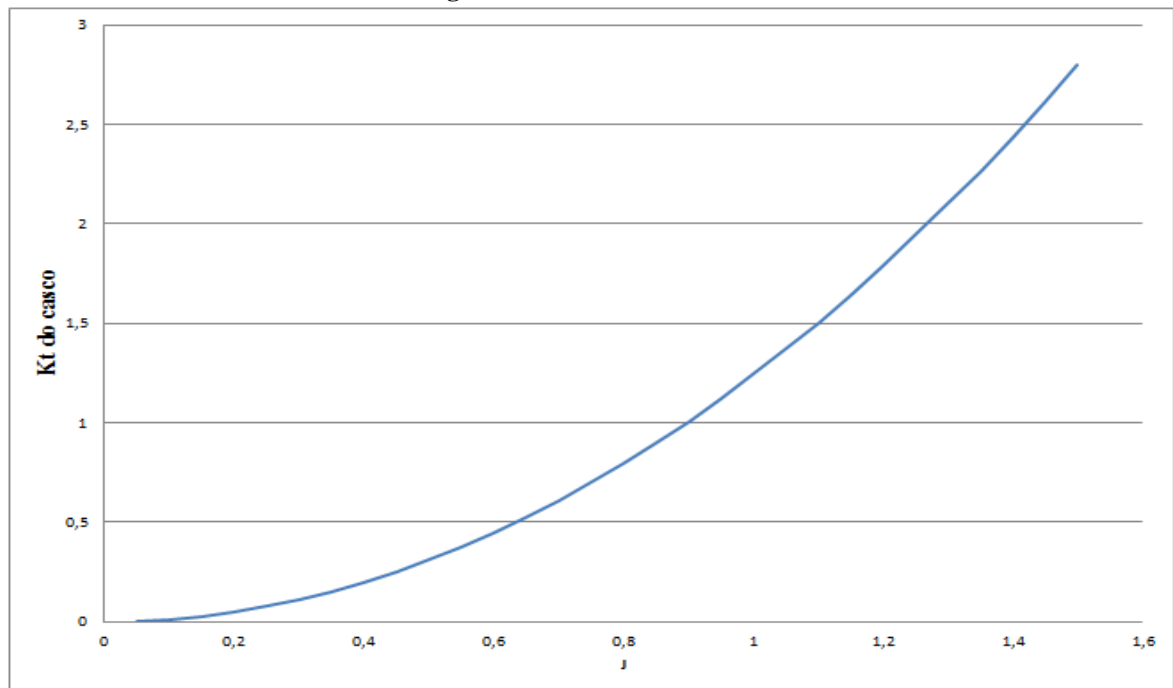
4.2 EFICIÊNCIA EM ÁGUAS ABERTAS (η_0)

Com os dados iniciais de diâmetro e número de pás do propulsor definidos, o passo seguinte foi encontrar o ponto de operação do hélice. Para encontrar esse ponto foi essencial determinar a curva K_t do casco. A curva é um ponto chave e foi calculada com o Excel através da equação 15. As variáveis envolvidas na equação foram essas vistas na tabela 14 e o Resultado dela foi curva K_t do casco encontrada na figura 40.

Tabela 14. Variáveis para o cálculo de K_t do casco.

Resistência total (R_T)	148,56 (N)
Margem de resistência (M_R)	0,15
Coefficiente de redução propulsiva (t)	0,08175
Massa específica (ρ)	1025 (kg/m ³)
Velocidade de avanço (V_a)	2,36682823 (m/s)
Diâmetro máximo do hélice ($D_{MÁX}$)	0,16 (m)
Coefficiente de esteira (w)	0,1635
Coefficiente de bloco (C_b)	0,277
Velocidade de serviço (V_S)	5,5 (nós)
Velocidade de serviço (V_S)	2,829442 (m/s)

Fonte: Autoria própria.

Figura 40. Curva K_t do casco.

Fonte: Autoria Própria.

Com a curva K_t do casco já determinada na figura 40 o passo seguinte deu-se por configurá-la em cada diagrama da série B. Com a curva K_t do casco já configurada os pontos de operação foram encontrados (ver apêndice B) e os seus dados extraídos. Com o objetivo de facilitar a visualização, os dados extraídos dos pontos de operação de cada hélice foram dispostos na tabela 15 e podem ser vistos a seguir:

Tabela 15. Dados extraídos dos pontos de operação para cada hélice.

Dados extraídos do ponto de operação	Hélice com Razão de $A_o/A_E = 0,35$	Hélice com Razão de $A_o/A_E = 0,50$	Hélice com Razão de $A_o/A_E = 0,65$	Hélice com Razão de $A_o/A_E = 0,80$
Eficiência η_o	0,51	0,49	0,48	0,45
Razão P/D	0,7	0,7	0,8	0,9
Coefficiente de avanço (j)	0,36	0,38	0,39	0,44

Fonte: Autoria própria.

Como se pôde observar, das tabelas acima, a maior eficiência η_o encontrada foi a de 0,51, para a razão de áreas (A_o/A_E) de 0,35. A relação passo (P) / Diâmetro (D) para esse ponto de operação assumiu um valor de 0,7 enquanto que o coeficiente de avanço j foi o de 0,36.

4.2.1 Teste do Critério de cavitação

Após encontrar o ponto de operação para o hélice com a maior eficiência (51%), verificou-se a cavitação presente no mesmo. Os dados de entrada e os resultados de (τ_c) e ($\sigma_{0,7R}$) usados para a verificação foram esses vistos na tabela 16.

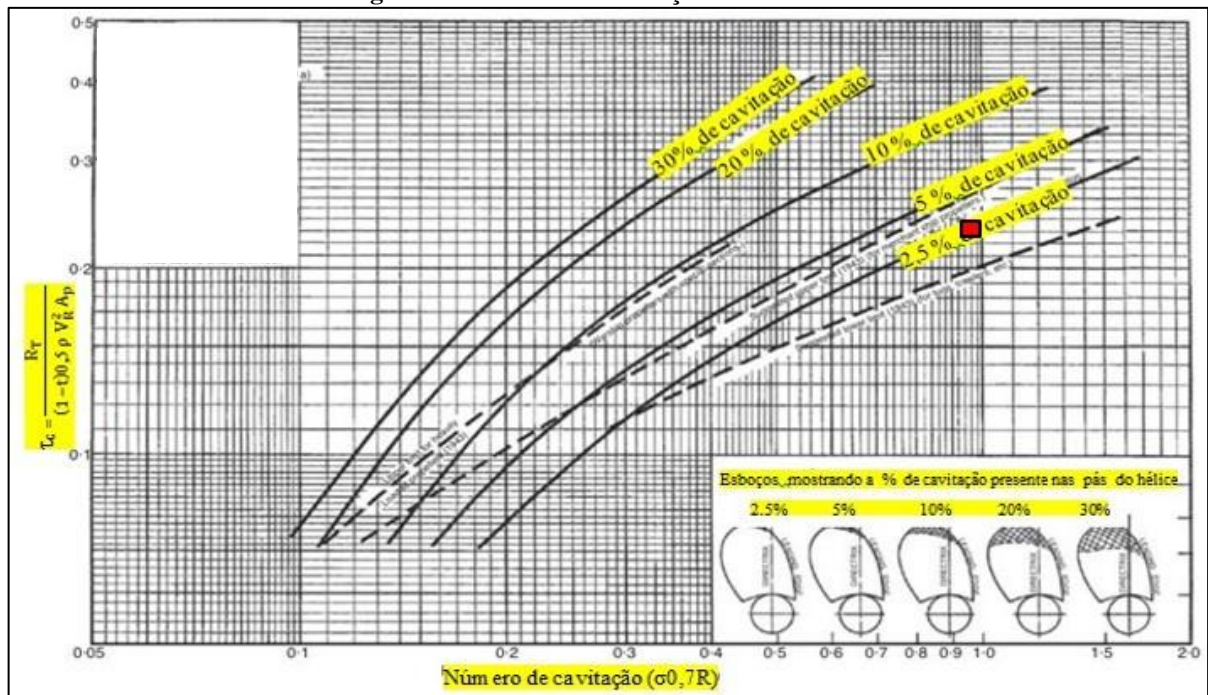
Tabela 16. Dados de entrada e resultado do coeficiente de Burril e do n° de cavitação para $\eta_o = 0,51$.

Dados de input - coeficiente de Burril (τ_c)		Dados de input - n° de cavitação ($\sigma_{0,7R}$)		Valor	Dados de saída	
Resistencia ao avanço (R_T)	148,560	Massa específica (ρ)		1025	τ_c	0,23
Massa específica (ρ)	1025	Aceleração da gravidade (g)		9,81		
Área projetada (A_p)	0,006	Profundidade do hélice (h)		0,832		
Velocidade de avanço no hélice (V_a)	2,367	Pressão atmosférica (P_{atm})		101000		
Velocidade relativa (V_R)	14,646	Pressão de vapor da água salgada (pv)		3000	$\sigma_{0,7R}$	0,97
Rotação (n)	41,099	Velocidade relativa (V_R) ²		214,512		
Diâmetro do propulsor (D)	0,160					
Razão de áreas (A_o/A_E)	0,350					
Razão passo/ Diâmetro (P/D)	0,700					
Dedução de Empuxo (t)	0,082					

Fonte: Autoria própria

Com os valores do coeficiente de Burril (τ_c) e do número de cavitação ($\sigma_{0,7R}$) definidos na tabela 17, o passo seguinte deu-se por arranjá-los no diagrama de Burril. Após o arranjo percebeu-se que o hélice com a eficiência de 51% não atendeu o critério de cavitação imposto (ver figura 41), pois apresentou uma cavitação levemente acima dos 2,5%.

Figura 41. Critério de cavitação não atendido.



Fonte: Autoria própria, adaptado Molland (2011).

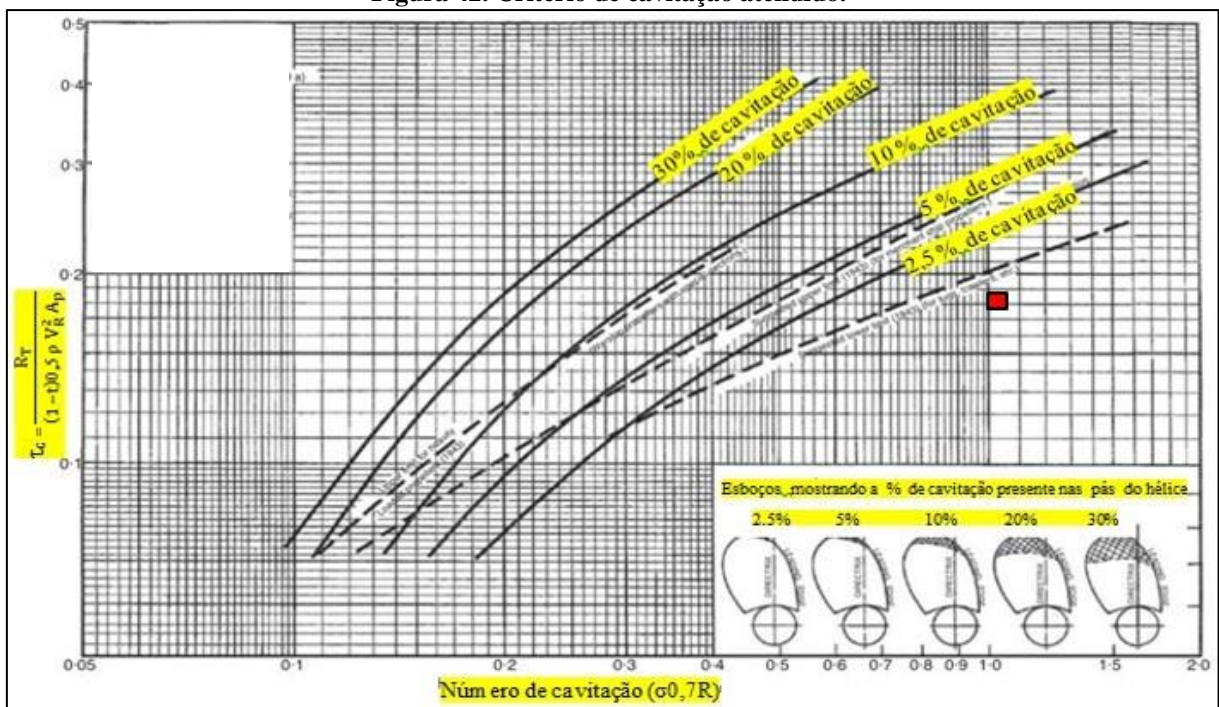
Como o hélice com a eficiência de 51% não atendeu ao critério imposto, iniciou-se novamente o teste de cavitação para a segunda maior eficiência que é a de 49%. Os dados de entrada e os resultados de (τ_c) e ($\sigma_{0,7R}$) usados para essa segunda verificação foram esses vistos na tabela 17.

Tabela 17. Dados de entrada e resultado do coeficiente de Burril e do nº de cavitação para $\eta_o = 0,49$

Dados de input – coeficiente de Burril (τ_c)		Dados de input – nº de cavitação ($\sigma_{0,7R}$)		Valor	Dados de saída	
Resistencia ao avanço (R_T)	148,560	Massa específica (ρ)		1025	τ_c	0,18
Massa específica (ρ)	1025	Aceleração da gravidade (g)		9,81		
Área projetada (A_p)	0,009	Profundidade do hélice (h)		0,832		
Velocidade de avanço no hélice (V_a)	2,367	Pressão atmosférica (P_{atm})		101000	$\sigma_{0,7R}$	1,07
Velocidade relativa (V_R)	13,896	Pressão de vapor da água salgada (p_v)		3000		
Rotação (n)	38,936	Velocidade relativa (V_R) ²		193,100		
Diâmetro do propulsor (D)	0,160					
Razão de áreas (A_O/A_E)	0,500					
Razão passo/ Diâmetro (P/D)	0,700					
Dedução de Empuxo (t)	0,082					

Fonte: Autoria própria

Com os valores do coeficiente de Burril (τ_c) e do número de cavitação (σ) definidos para a eficiência de 49%, o passo seguinte deu-se por arranjá-los no diagrama de Burril. Nesse segundo teste para a eficiência de 49% foi possível dizer que o hélice atendeu ao critério de cavitação imposto (ver figura 42), pois apresentou uma cavitação abaixo dos 2,5 %.

Figura 42. Critério de cavitação atendido.

Fonte: Autoria própria, adaptado Molland (2011).

4.3 POTÊNCIA INSTALADA (P_i)

A potência a ser instalada na embarcação foi calculada diretamente com o uso da eq. (3). Todos os dados necessários à sua determinação foram colocados no Excel e desta forma obteve-se o seu resultado. Tanto os dados de cálculo quanto o resultado da potência a ser instalada na embarcação podem ser vistos na tabela 18. Segundo a tabela, a potência total a ser instalada na embarcação assumiu um valor aproximado de 1,16 kW.

Tabela 18. Dados de cálculo e resultado da potência instalada.

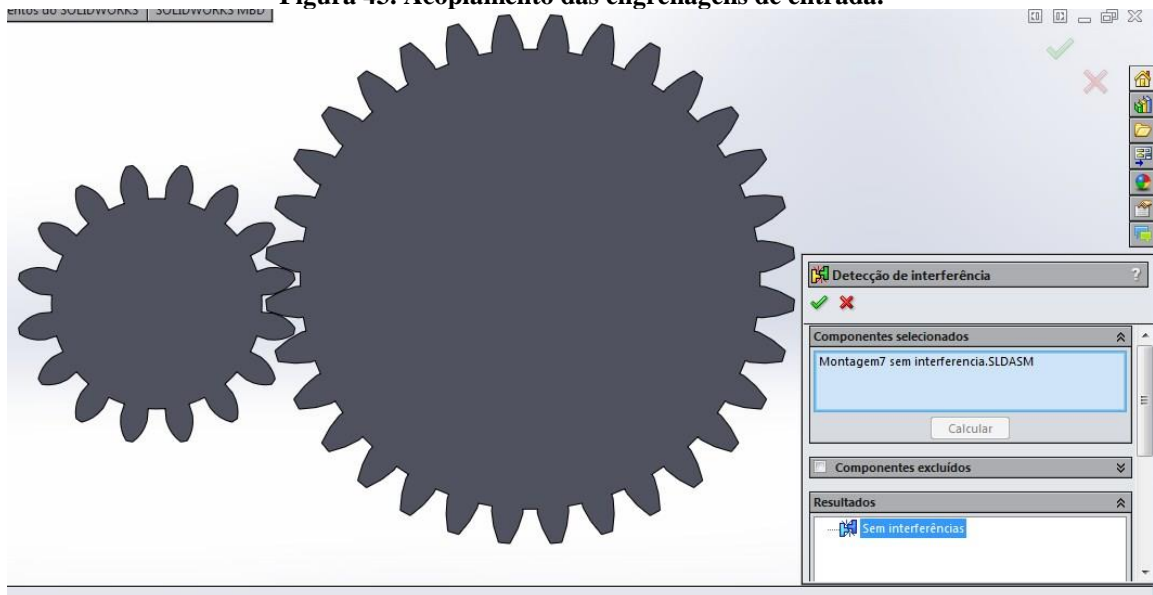
Potência Efetiva (P_E)	0,42 (KW)
Potência propulsiva (P_t)	0,38 (KW)
Potência Entregue (P_d)	0,81 (KW)
Eficiência de Transmissão (η_t)	0,95
Margem de motor	0,85
Margem de mar	1,15
Potência instalada (P_i)	1,16 (KW)

Fonte: Autoria própria

4.4 PROJETO DAS ENGRENAGENS

O dimensionamento das engrenagens foi feito com o auxílio da ferramenta computacional Solidworks, onde as peças foram desenhadas e acopladas para verificar se houve interferência e remova-las se possível. Na figura 43 pode-se observar o desenho das engrenagens com razão de redução de 2:1 que serão acopladas na entrada do sistema de transmissão, de acordo com o programa não houve interferência durante o engrenamento logo, elas estão aptas a serem fabricadas e utilizadas no sistema de transmissão.

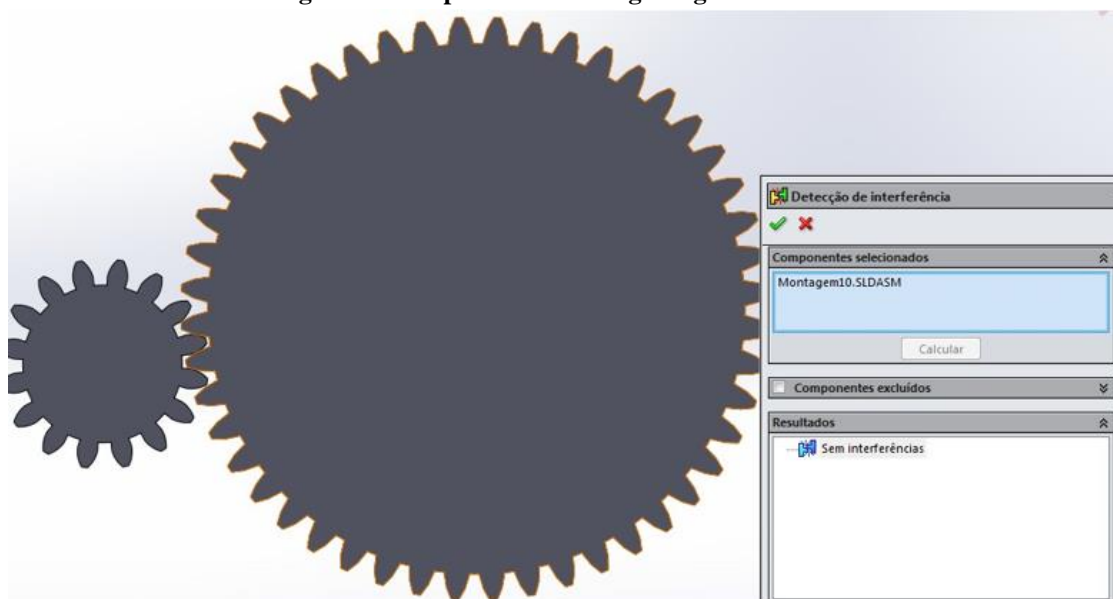
Figura 43. Acoplamento das engrenagens de entrada.



Fonte: Autoria própria.

O mesmo processo foi utilizado para dimensionar o segundo par de engrenagens, no entanto houve alguns erros devido a interferências onde a face do dente de uma engrenagem ficava sobre o dente da outra durante o movimento, o mesmo foi removido depois de alterar o valor do modulo de 25 para 30 e a forma em que o perfil do dente foi desenhado, pois existem diversos tutorias de como fazer o desenho, mesmo alterando o método as dimensões do dente não foram alteradas. A figura 44 demonstra o acoplamento do segundo par de engrenagens com razões de redução de 3:1 sem interferências, logo ambas podem ser fabricadas e utilizadas na caixa de redução.

Figura 44. Acoplamento das engrenagens de saída.



Fonte: Autoria própria.

Para mais detalhes das dimensões das engrenagens nos desenhos pode-se observar a figura X3 e X4 no apêndice B.

4.5 ANALISE DO EIXO.

A figura 45 apresenta a forma esquemática do eixo e onde a força é aplicada.

Figura 45. Esquema das distancias entre a força e o mancal.



Fonte: Autoria própria.

Após determinar os esforços que o eixo está submetido podemos fazer uma análise para o um diagrama de forças verificando as seções transversais do eixo para avaliarmos as forças cortantes e o momento fletor.

Através do equilíbrio do momento fletor no ponto “ R_b ” determinamos a força de reação no mancal representado por “ R_a ”.

$$R_b = 2,18 \text{ N}$$

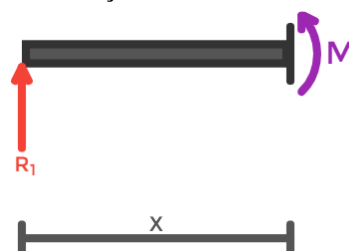
Após essa análise podemos equilibrar as forças perpendiculares ao eixo e com isso encontrarmos a resistência em “ R_a ”.

$$R_a = 0,73 \text{ N}$$

Sabendo as reações de apoio, verificamos o eixo em duas seções, para avaliar a deflexão causada pelo momento fletor. As seções foram divididas em duas “a” e “b”.

Podemos verificar que o momento na seção “a” ilustrada na figura 46 varia de ($0 \geq x \geq 90$).

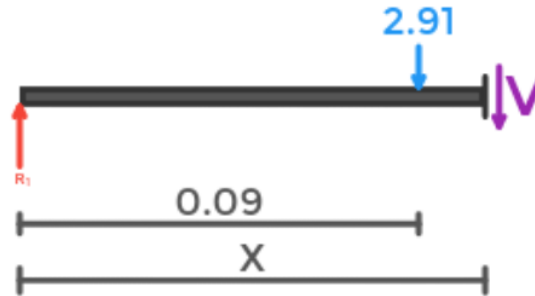
Figura 46. Seção do lado direito do eixo.



Fonte: Autoria própria.

Na primeira seção através das reações de apoio podemos encontrar um momento fletor de $0,73x$.

Figura 47. Seção esquerda do momento no eixo.



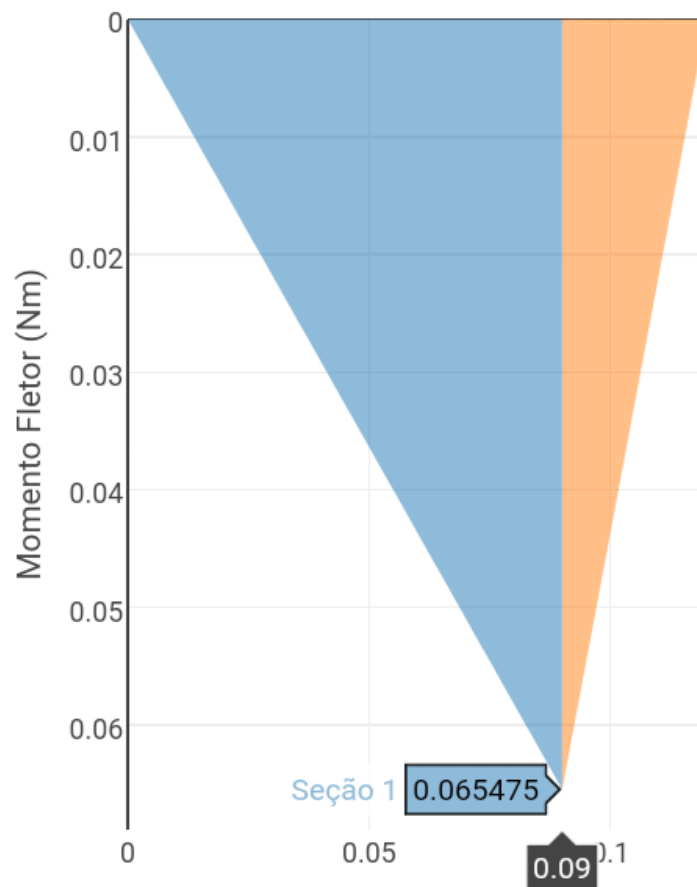
Fonte: Autoria própria.

Na segunda seção (ver figura 47) através das reações de equilíbrio encontramos o momento fletor de:

$$-2,18x+0,26$$

Variando as distancias (x) do momento fletor entre os pontos dos cortes feitos no eixo, podemos verificar onde ocorrerá a deflexão máxima do eixo através da figura 51.

Figura 48. Gráfico do momento fletor.



Fonte: Autoria própria.

A tabela 19 apresenta os dados obtidos necessários para determinar o diâmetro de inclinação do eixo e o diâmetro propriamente dito.

Tabela 19. Dados do dimensionamento do eixo

Dado	Resultado
Potência (H)	1.923 (W)
Força (F)	2,91 (N)
Fator de projeto (n_d)	3,00
Inclinação do eixo (θ_{all})	0,0005 (rad)
Modulo de elasticidade (E)	209,00 (GPa)
Diâmetro no mancal esquerdo (D_e)	6,23 (mm)
Diâmetro no mancal direito (D_d)	6,48 (mm)

Fonte: autoria própria

5 CONCLUSÕES E SUJESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

A resistência ao avanço da embarcação apresentou aproximadamente uma resistência 3 vezes maior que a embarcação tida em comparação, um dos motivos para tal fato ocorrer teve relação direta com o seu peso que era maior do que o da embarcação comparada. Visualmente falando, outro fator que pode ter ocasionado essa resistência elevada deveu-se ao fato da aerodinâmica da embarcação não ser tão eficiente. Logo, aconselhasse desenvolver um casco mais eficiente.

Utilizando a série sistemática B dimensionou-se um propulsor do tipo hélice que fosse capaz de locomover a embarcação. Com bases nos cálculos e verificações realizadas, foi possível dizer que o hélice dimensionado atendeu adequadamente ao critério de cavitação com a rotação imposta pelo projeto.

Analisando o sistema de transmissão dimensionado encontrou-se o trem de engrenagens pôde suprir a falta do torque do motor necessária para movimentar a embarcação. O diâmetro do eixo dimensionado para resistir os esforços devido o engrenamento também satisfaz o projeto logo, em teoria o redutor atende o trabalho desejado.

Portanto, através da análise dos resultados pôde-se dizer que o sistema propulsivo dimensionado atende teoricamente aos requisitos impostos neste trabalho, ou seja, atingir a velocidade de 5,5 nós com o motor elétrico cedido pela a equipe muiraquitã.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Mesmo com os objetivos alcançados, deixa-se abaixo algumas sugestões para possíveis melhorias:

- Realizar um estudo aerodinâmico em relação ao perfil da embarcação, e substituir os equipamentos pesados por outros mais leves para diminuir a resistência ao avanço;
- Desenvolver um programa para analisar os maios variados tipos de hélice, afim de selecionar um hélice com uma maior eficiência;
- Fazer uma análise das tensões residuais dos elementos de máquinas no redutor;
- Construir e validar o sistema propulsivo.
- Realizar o levantamento dos custos do sistema propulsivo aqui dimensionado.

REFERÊNCIAS

- BEDIN, R. **Ensaio simplificado de resistência ao avanço do modelo em escala reduzida do catamarã da equipe habitonga**. 2016. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia naval) – Faculdade de engenharia naval, Universidade federal de Santa Catarina, Santa Catarina.2016.
- BERNITSAS M.; RAY. D.; **kinkley.p. kt, kq and efficiency curves for the wageningen b-series propellers**. 1981. Department of Naval Architecture and Marine Engineering college of Engineering The Univertisty of Michigan Ann Arbor, Michigan.
- COLLINS, J. A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção da falha**. 1ª Edição. Editora LTC. Rio de Janeiro, 2006.
- FRAIDENRAICH, N. **Antecedentes Históricos da Ciência Solar no Brasil. A Tecnologia Solar Fotovoltaica**. Grupo de Pesquisas em Fontes Alternativas de Energia. FAE. UFPE. 2005.
- GUILHERME D. **projeto preliminar de sistema propulsivo de uma embarcação de apoio offshore do tipo platform supply vessel**. 2014. 75 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia naval) - Faculdade de engenharia naval, Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina.2014.
- HENRIQUE, M. **Dimensionamento de propulsores**. 28 f. 2015. Trabalho técnico. (Graduação em engenharia naval) – Escola superior de tecnologia da Universidade do Estado do Amazonas. 2015.
- LEWIS, E.V. **Principles of Naval Architecture: Resistance, Propulsion and Vibration, Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME)**. Jersey City, NJ (USA): The Society of Naval.1988. Vol. II.
- LOOIS, G.; WOUTERS, F.P.H.; KOERTS, G.M. **Monitoring Results of PV for Electric Propulsion on Recreational Boats**. 1994.
- MENDES E.R. **procedimento para seleção otimizada de um propulsor da série b**. 2015. 81 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia naval) – Faculdade de engenharia naval, Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina.2015.
- MOLLAND, A.; TURNOCK, S.; HUDSON, D. **Ship resistance and propulsion: practical estimation of ship propulsive power**. USA: Cambridge University Press, 2011.
- MOLLAND, A. F. **Maritime Engineering Reference Book**. New York: Elsevier, 2008.
- MONTEIRO, G.; DANTAS, J. **Investigação de metodologia para o dimensionamento e validação de hélices**. 25º Congresso Nacional de Transporte Aquaviário, Construção Naval e Offshore. *Anais...* Rio de Janeiro. 2014. 9 p.
- NORTON, R.L. **Projeto de máquinas**. 4ª Edição. Editora Bookman. Porto Alegre, 2013.

OCEÂNICA. **Sistema propulsivo.** [S.l.]: Disponível em: http://www.deno.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/atuais/RobledoGiano/relat1/Sistema%20Propulsivo.htm>. Acesso em: 19/10/2017

PADOVEZI, C. **Aplicação de resultados de escala real no projeto de hélices de embarcações fluviais.** 87 f. 1997. Dissertação (Mestrado em engenharia naval) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. 1997.

PATANKAR, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow.** Taylor e Francis group, New York. (1980).

PINHEIRO, T. **Obtenção de torque e empuxo de propulsores através do uso de sistema de medição de eixo por telemetria.** 2014. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia naval) - Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. 2014.

SHIRGLEY, J. E. **Projeto de engenharia mecânica.** 7ª Edição. Editora Bookman. Porto Alegre, 2005.

SILVA, A. **Construção de embarcação solar de alto desempenho para competição.** 42 f. 2015. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia naval e oceânica) – Escola politécnica da Universidade federal do Rio de janeiro, Rio de janeiro. 2015.

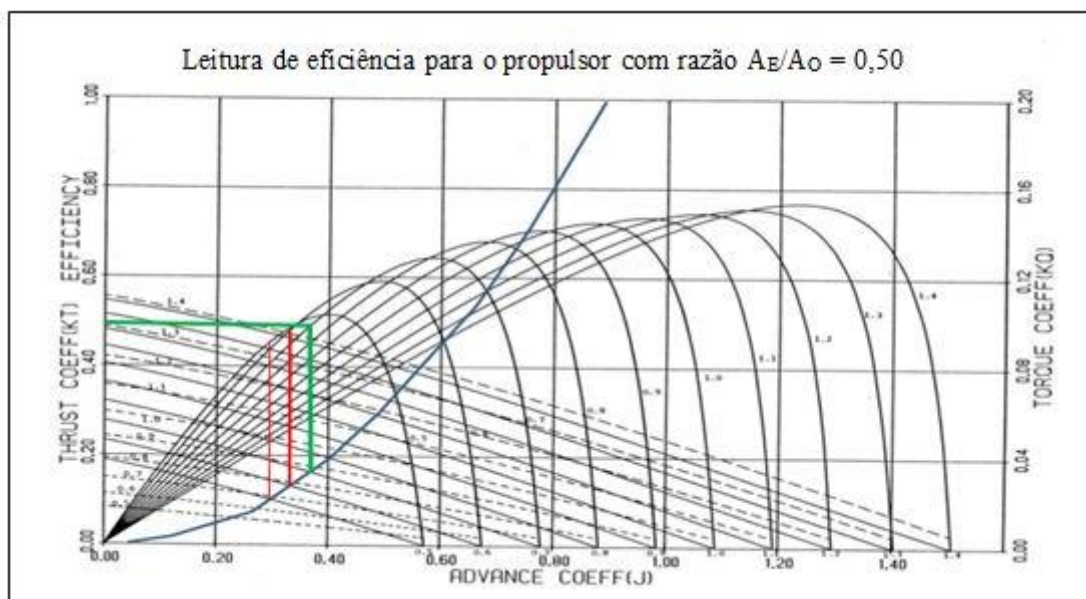
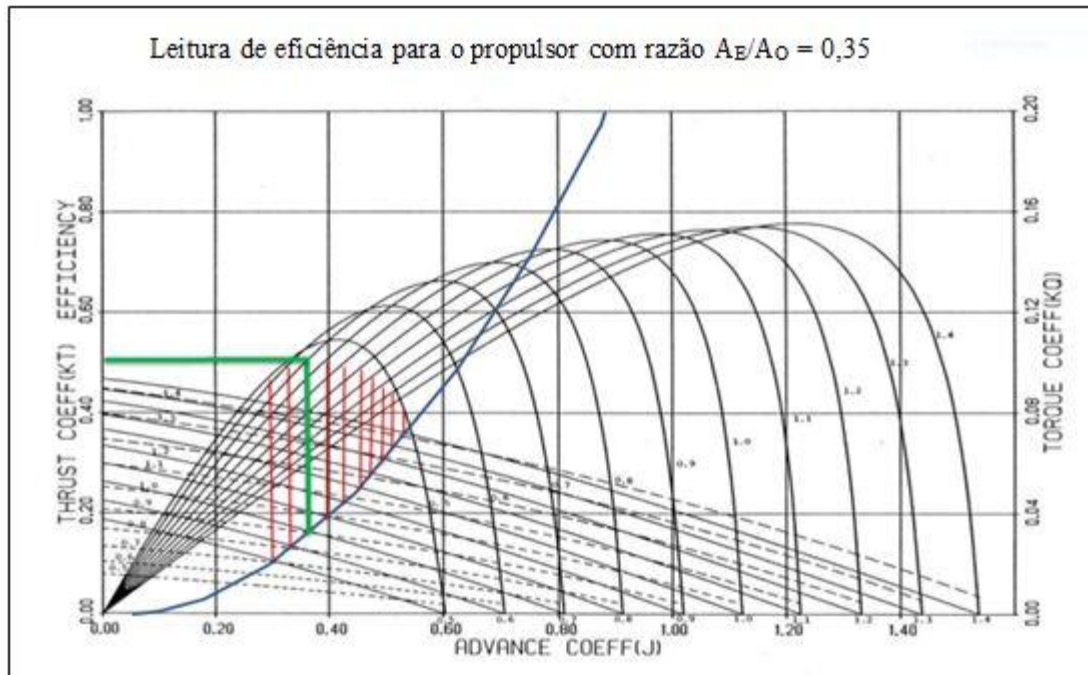
TRINDADE, J. **Hidrodinâmica e Propulsão: engenharia de máquinas marítimas.** [S.l.]: ENIDH, 2012.

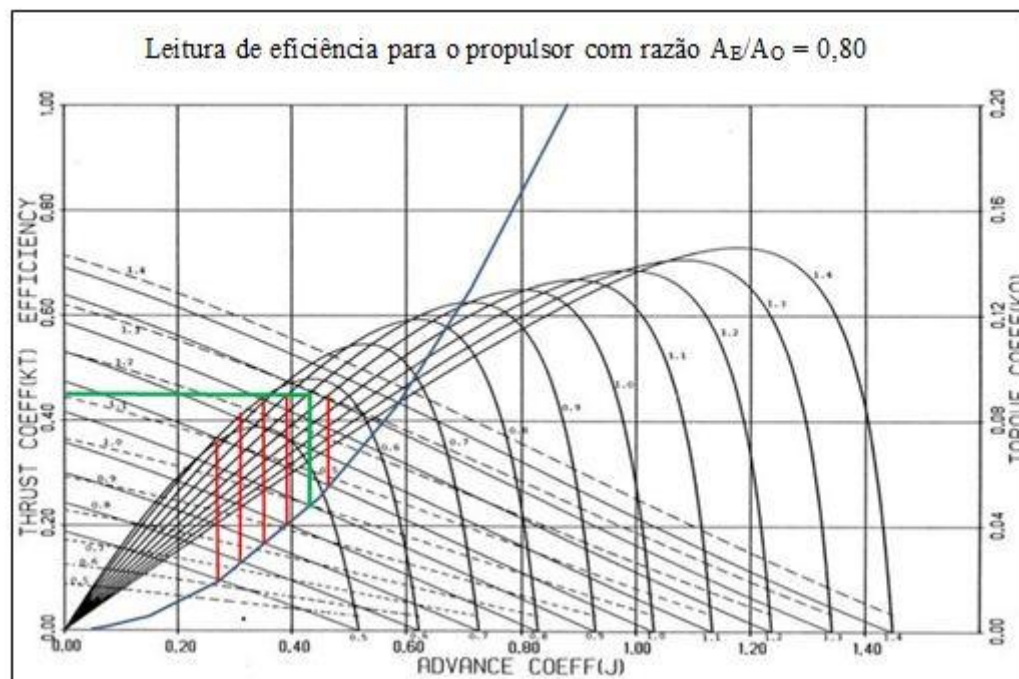
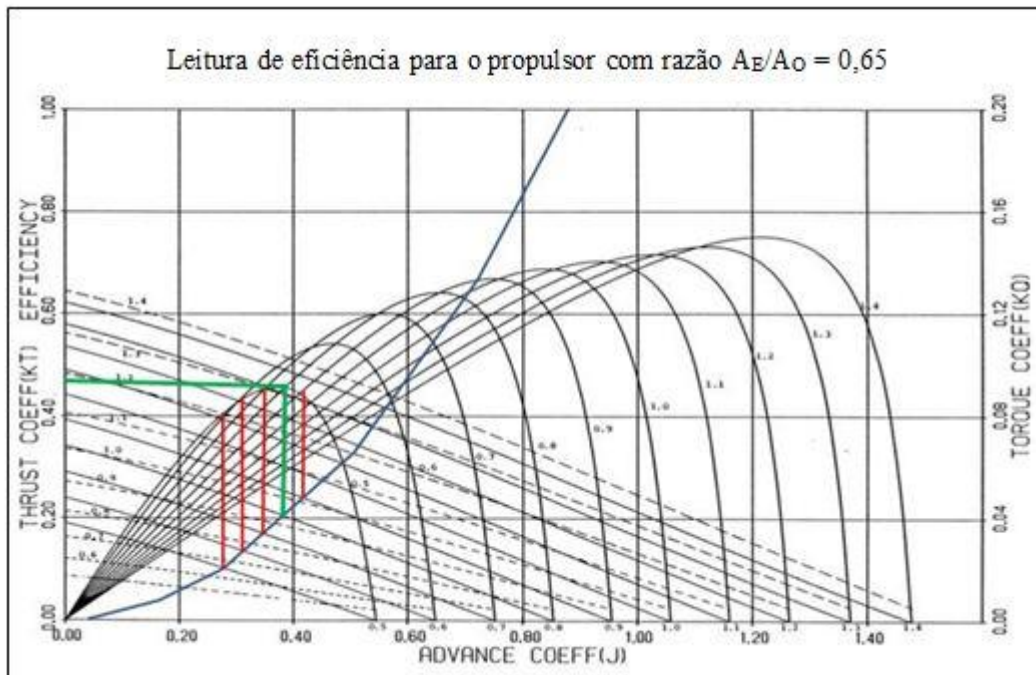
TONACIO, V. **Avaliação de propulsores navais em relação à eficiência e excitação de vibração.** 109 f. 2014. Dissertação (Mestrado em engenharia naval) - Departamento de Engenharia Naval e Oceânica. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. 2014.

ANEXO A – Resultado completo da resistência ao avanço da embarcação analisada

Velocidade (kn)	Velocidade (m/s)	Nº de Froude na lwl	Nº de Froude no vol	Resistência total ao avanço (N)
4	2,05	0,271	0,814	44,46
4,15	2,13	0,281	0,845	47,96
4,3	2,21	0,291	0,875	52,43
4,45	2,29	0,301	0,906	58,38
4,6	2,37	0,311	0,936	66,22
4,75	2,44	0,321	0,967	76,13
4,9	2,52	0,331	0,997	88,03
5,05	2,60	0,342	1,028	101,66
5,2	2,68	0,352	1,058	116,6
5,35	2,75	0,362	1,089	132,38
5,5	2,83	0,372	1,119	148,56
5,65	2,91	0,382	1,15	164,76
5,8	2,98	0,392	1,18	180,66
5,95	3,06	0,402	1,211	196,06
6,1	3,14	0,413	1,241	210,81
6,25	3,22	0,423	1,272	224,84
6,4	3,29	0,433	1,302	238,14
6,55	3,37	0,443	1,333	250,72
6,7	3,45	0,453	1,364	262,62
6,85	3,52	0,463	1,394	273,91
7	3,60	0,473	1,425	284,65
7,15	3,68	0,484	1,455	294,91
7,3	3,76	0,494	1,486	304,77
7,45	3,83	0,504	1,516	314,28
7,6	3,90	0,514	1,547	323,52
7,75	3,99	0,524	1,577	332,52
7,9	4,06	0,534	1,608	341,35
8,05	4,15	0,544	1,638	350,04
8,2	4,22	0,555	1,669	358,63
8,35	4,30	0,565	1,699	367,16
8,5	4,37	0,575	1,73	375,63
8,65	4,45	0,585	1,76	384,09
8,8	4,53	0,595	1,791	392,55
8,95	4,60	0,605	1,821	401,02
9,1	4,68	0,615	1,852	409,51
9,25	4,76	0,626	1,882	418,05
9,4	4,84	0,636	1,913	426,62
9,55	4,91	0,646	1,944	435,25
9,7	4,99	0,656	1,974	443,94
9,85	4,07	0,666	2,005	452,68
10	5,14	0,676	2,035	461,49

ANEXO B – Leituras dos pontos de operação para cada propulsor avaliado





ANEXO C – Memorial descritivo da embarcação da equipe muiiraquitã



Arranjo operacional previsto



Dimensões

Comprimento	5,9 m
Boca	0,9 m
Pontal	0,5 m
*Peso	283,7 kg

*Peso: medida proporcional ao deslocamento normal da embarcação, ou seja, somatório de todos os pesos utilizados na embarcação de acordo com a tabela abaixo:

Tabela de deslocamento (W)			
Item	Quant.	Peso (Kg)	Peso final (kg)
Bateria	3	14,7	44,1
MPPT	1	5,8	5,8
Painel solar	4	20	80
Piloto + vestimentas	1	80	80
Sistema propulsivo	1	15	15
Casco e convés	1	30	30
Cabos elétricos	x	23	23
Extintor	1	1	1
Bomba de porão	1	1	1
Radio	1	0,2	0,2
Remo	1	0,2	0,2
GPS	1	0,4	0,4
Outros	x	3	3
Total			283,7

Tabela hidrostática

Displacement	283,8	kg	
Volume (displaced)	0,277	m ³	
Draft Amidships	0,202	m	
Immersed depth	0,202	m	
Immersed depth of station with max area	0,201	m	
Immersed depth amidships	0,191	m	
WL Length (Comprimento L)	5,9	m	
Beam max extents on WL	0,839	m	
Wetted Area	7,591	m ²	
Max sect. Área	0,134	m ²	
Prismatic coeff. (Cp)	0,35		
Block coeff. (Coeficiente de bloco - Cb)	0,277		
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,798		
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,417		
LCB length	-1,179	from zero pt. (+ve fwd) m	
LCF length	-1,362	from zero pt. (+ve fwd) m	
LCB %	-19,991	from zero pt. (+ve fwd) % Lwl	
LCF %	-23,088	from zero pt. (+ve fwd) % Lwl	
VCB	0,126	m	
KB	0,126	m	
KG fluid	0	m	
BMt	0,363	m	
BML	7,719	m	
GMt corrected	0,489	m	
GML	7,846	m	
KMt	0,489	m	
KML	7,846	m	
Immersion (TPc)	0,021	tonne/cm	
MTc	0,004	tonne.m	
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	2,422	kg.m	
Length:Beam ratio	7,033		
Beam:Draft ratio	4,152		
Length:Vol ^{0.333} ratio	9,052		
Precision	Highest	208 stations	

Resistencia ao avanço

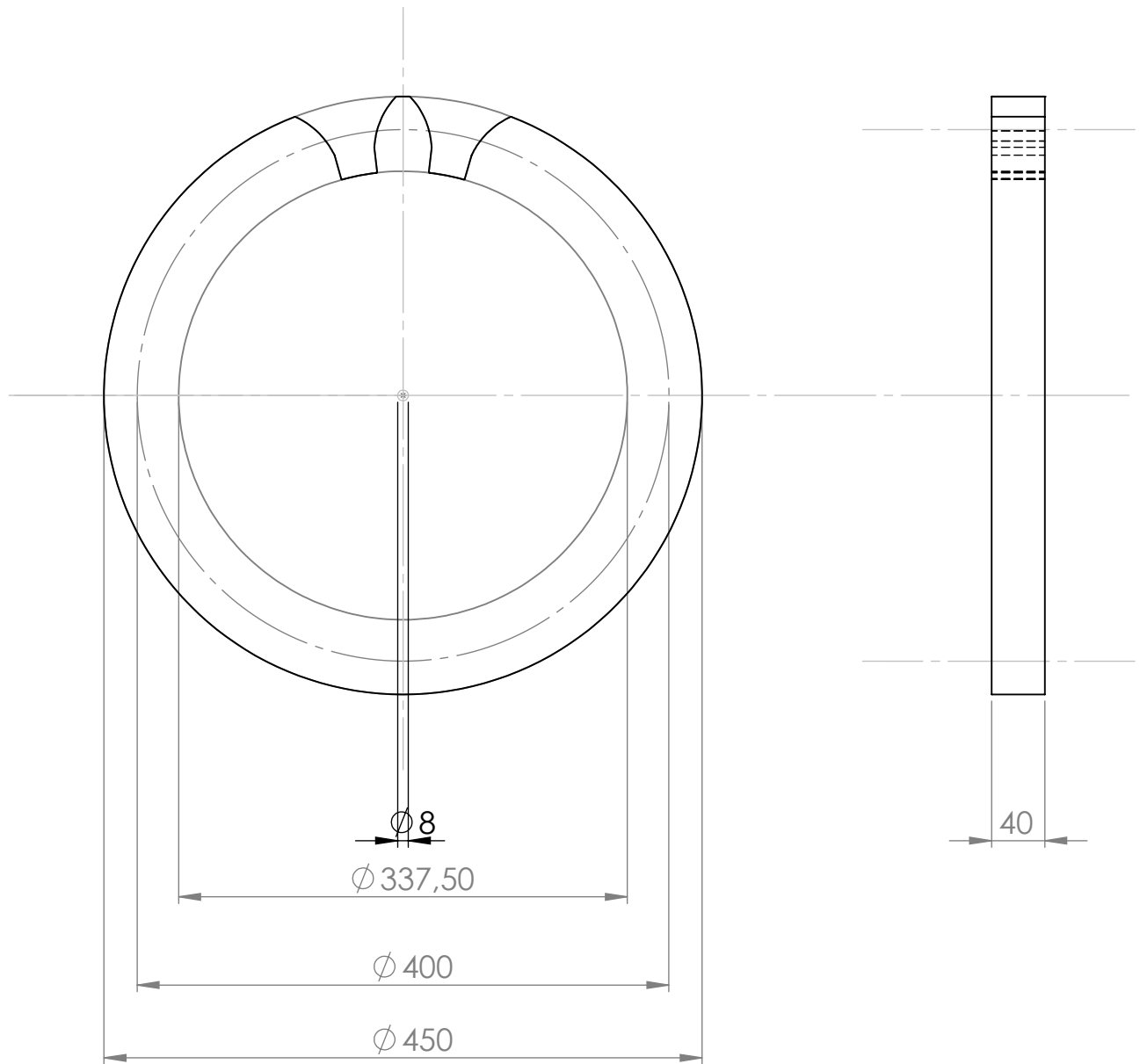
Resistencia ao avanço para o calado de 20,5 cm correspondente ao deslocamento normal				
Speed (kn)	Froud No (LWL)	Froud No (vol)	Slender body resisten. (kn)	Slender body power (kw)
4	0,271	0,814	0	0,091
4,15	0,281	0,845	0	0,102
4,3	0,291	0,875	0,1	0,116
4,45	0,301	0,906	0,1	0,134
4,6	0,311	0,936	0,1	0,157
4,75	0,321	0,967	0,1	0,186
4,9	0,331	0,997	0,1	0,222
5,05	0,342	1,028	0,1	0,264
5,2	0,352	1,058	0,1	0,312
5,35	0,362	1,089	0,1	0,364
5,5	0,372	1,119	0,1	0,42
5,65	0,382	1,15	0,2	0,478
5,8	0,392	1,18	0,2	0,539
5,95	0,402	1,211	0,2	0,6
6,1	0,413	1,241	0,2	0,661
6,25	0,423	1,272	0,2	0,722
6,4	0,433	1,302	0,2	0,783
6,55	0,443	1,333	0,3	0,844
6,7	0,453	1,364	0,3	0,904
6,85	0,463	1,394	0,3	0,964
7	0,473	1,425	0,3	1,024
7,15	0,484	1,455	0,3	1,084
7,3	0,494	1,486	0,3	1,144
7,45	0,504	1,516	0,3	1,203
7,6	0,514	1,547	0,3	1,264
7,75	0,524	1,577	0,3	1,325
7,9	0,534	1,608	0,3	1,386
8,05	0,544	1,638	0,3	1,448
8,2	0,555	1,669	0,4	1,512
8,35	0,565	1,699	0,4	1,576
8,5	0,575	1,73	0,4	1,641
8,65	0,585	1,76	0,4	1,708
8,8	0,595	1,791	0,4	1,776
8,95	0,605	1,821	0,4	1,845
9,1	0,615	1,852	0,4	1,915
9,25	0,626	1,882	0,4	1,988
9,4	0,636	1,913	0,4	2,061
9,55	0,646	1,944	0,4	2,136
9,7	0,656	1,974	0,4	2,213
9,85	0,666	2,005	0,5	2,292
10	0,676	2,035	0,5	2,372

APÊNDICE A – Rabeta Vertical



Fonte: Autoria própria, adaptado do site: buscas.casasbahia.com.br

APÊNDICE B – Desenho técnico das engrenagens.



NOTA: TODAS AS UNIDADES ENCONTRAM-SE EM MILIMETROS.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ

UFPA

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA - CAMPUS TUCURUÍ

TÍTULO:

ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTE RETO

DES. Nº:

01

NOME:

IURY KLAY PERES BARILE

MATRICULA:

201334040040

DATA:

24/01/2018

NÚMERO DE DENTES

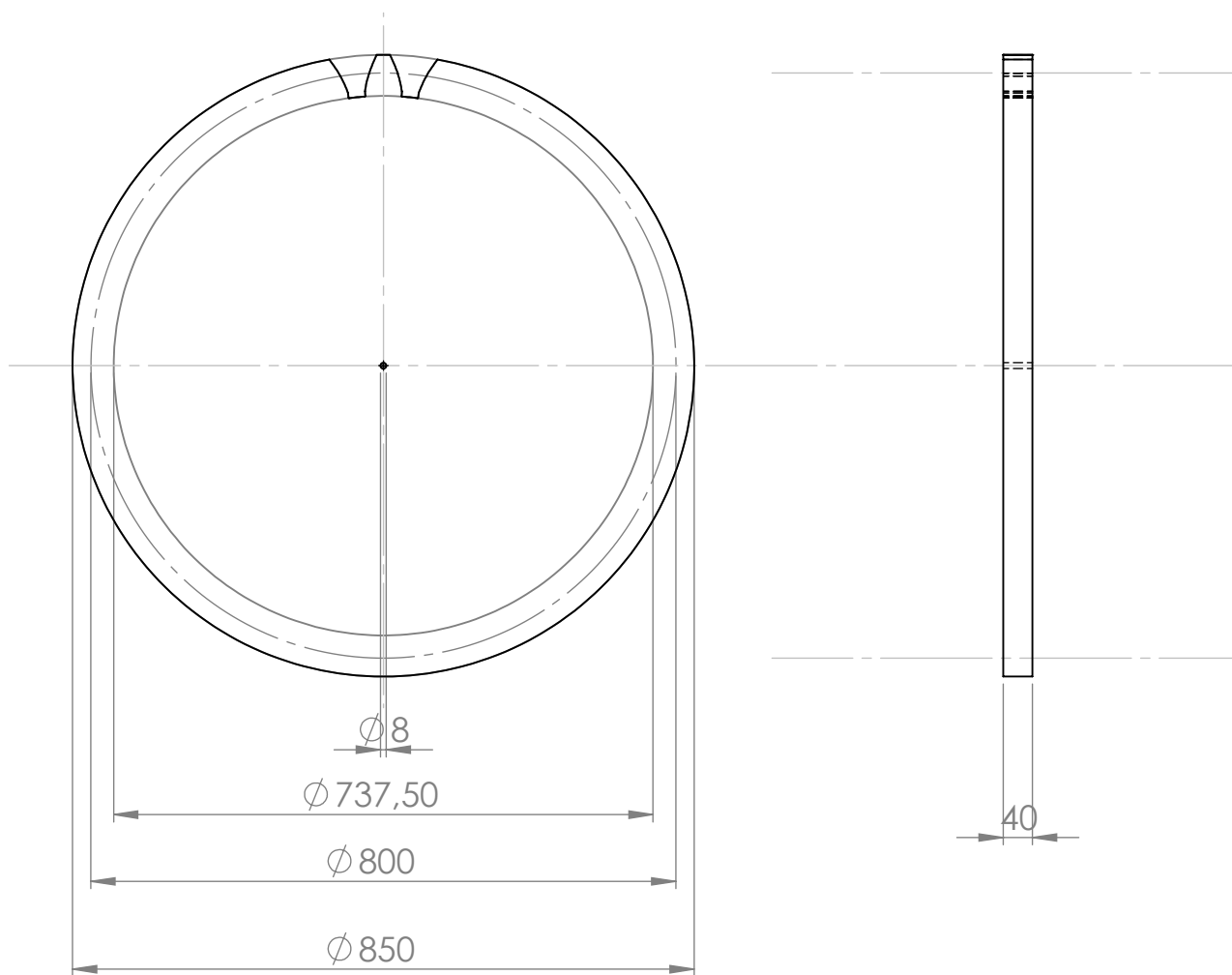
16

TURMA:

2013

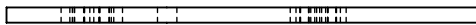
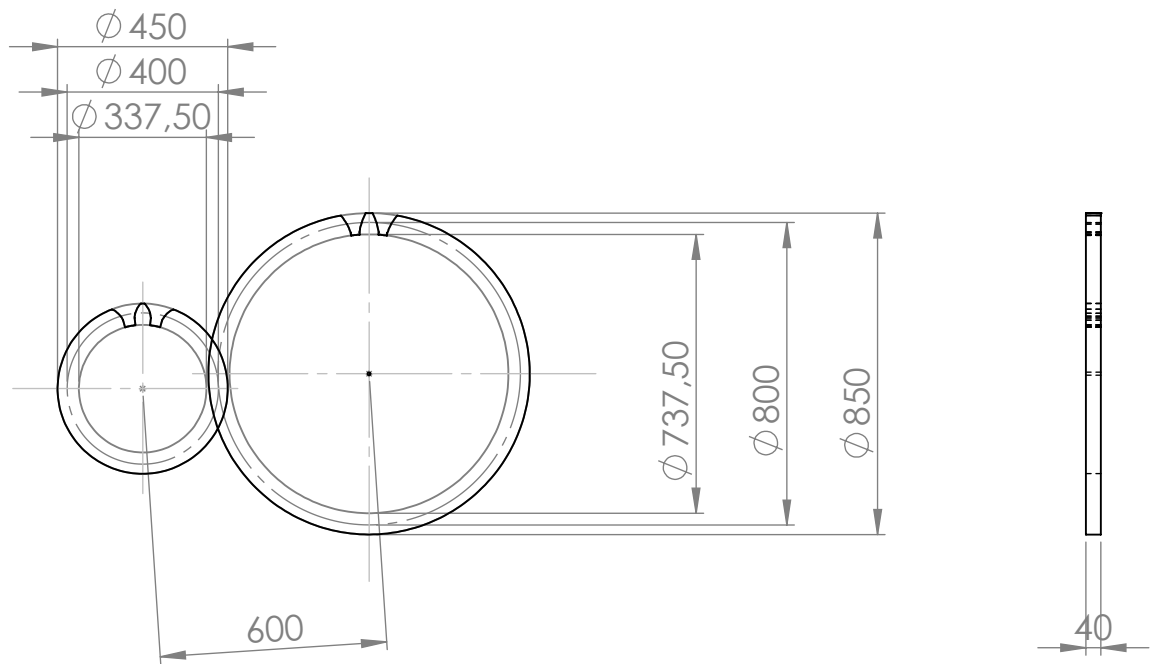
RAZÃO DE ENGENRAMENTO:

2:1



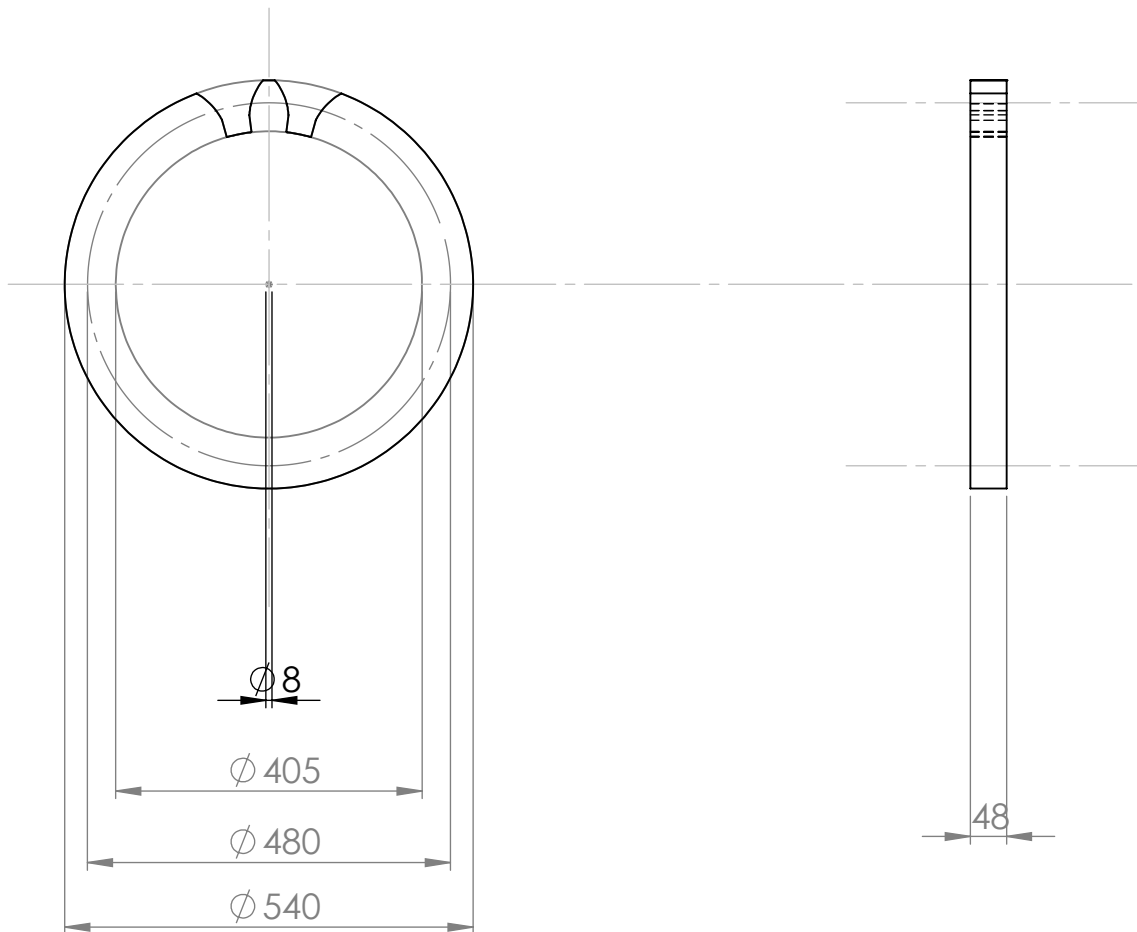
NOTA: TODAS AS UNIDADES ENCONTRAM-SE EM MILIMETROS.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		UFPA	
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA - CAMPUS TUCURUÍ			
TÍTULO:		DES. Nº:	
ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTE RETO		02	
NOME:		MATRICULA:	
IURY KLAY PERES BARILE		201334040040	
DATA:	NÚMERO DE DENTES	TURMA:	RAZÃO DE ENGENHAMENTO:
24/01/2018	32	2013	2:1



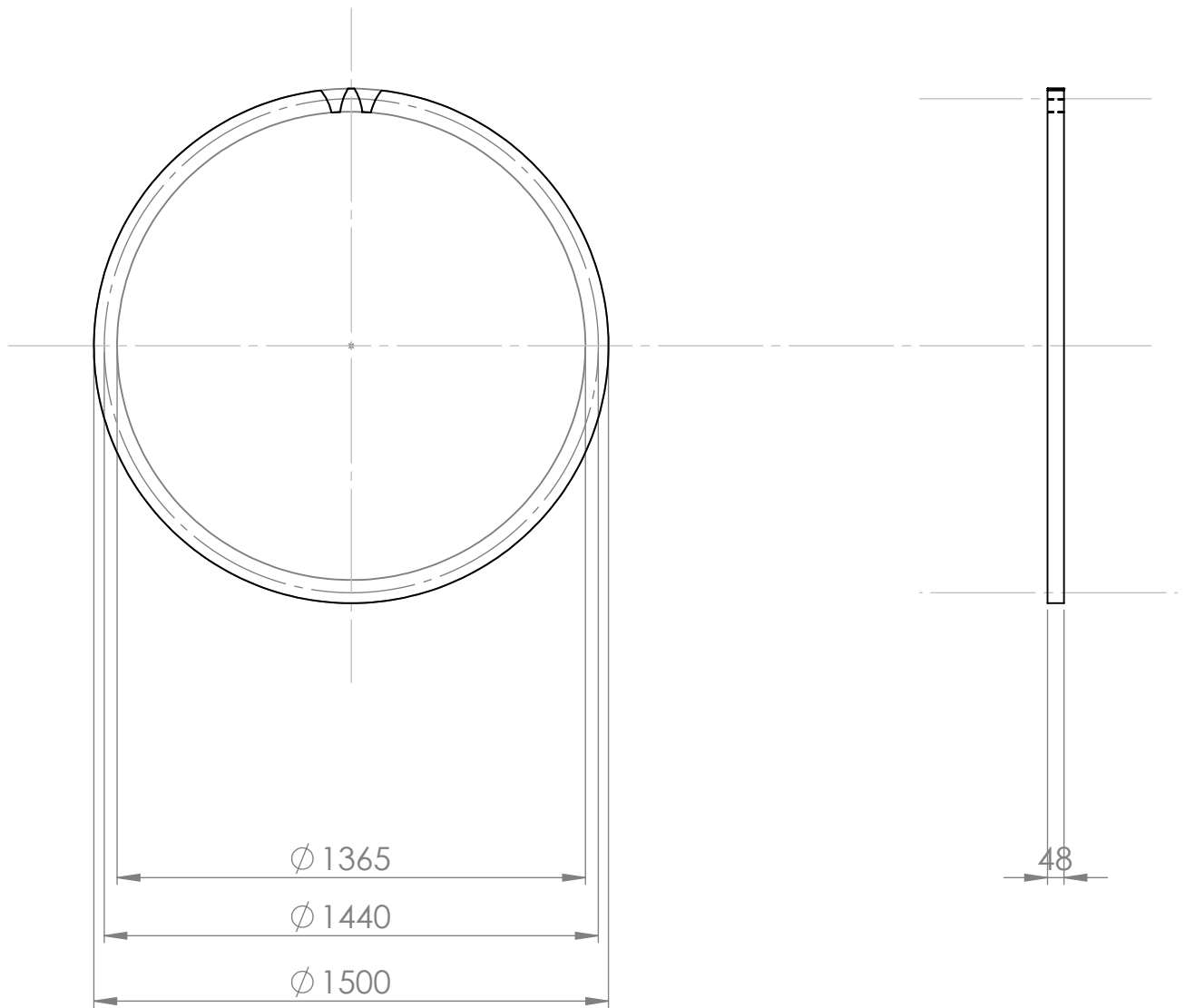
NOTAS:
 TODAS AS UNIDADES ENCONTRAM-SE EM MILIMETROS
 MODULO UTILIZADO PARA O DIMENSIONAMENTO É IGUAL A 25 MM

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		UFPA	
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA - CAMPUS TUCURUÍ			
TÍTULO:		DES. Nº:	
ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTE RETO		03	
NOME:		MATRICULA:	
IURY KLAY PERES BARILE		201334040040	
DATA:	NÚMERO DE DENTES	TURMA:	RAZÃO DE ENGENRAMENTO:
24/01/2018	16:32	2013	2:1



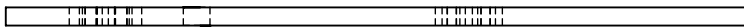
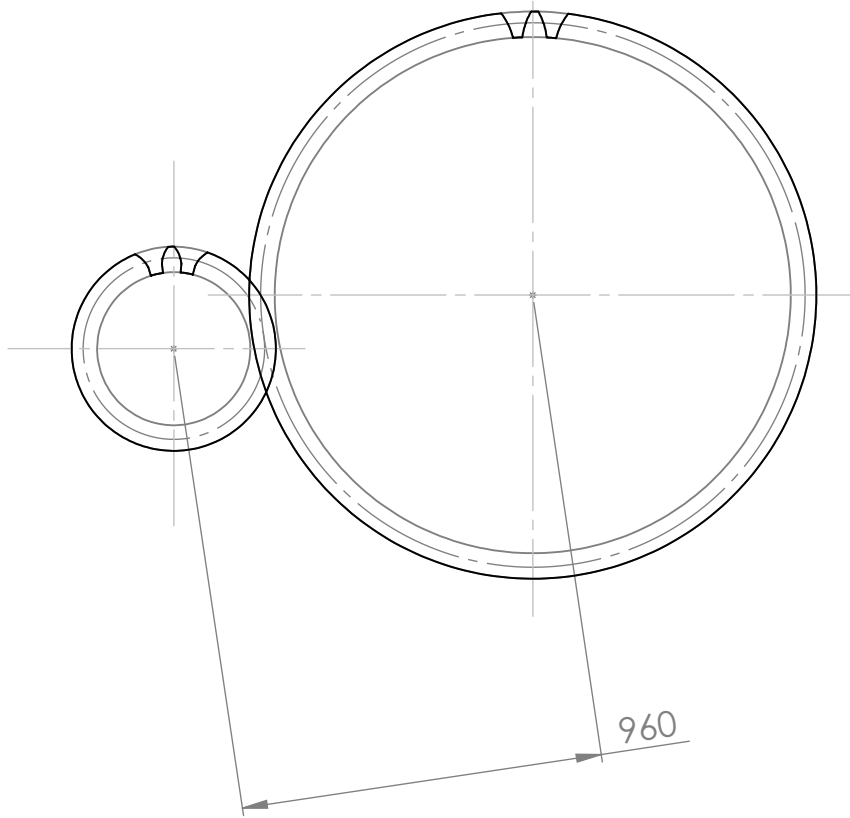
NOTAS:
 TODAS AS UNIDADES ENCONTRAM-SE EM MILIMETROS
 MODULO DE 30 MM

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		UFPA	
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA - CAMPUS TUCURUÍ			
TÍTULO:		DES. Nº:	
ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTE RETO		04	
NOME:		MATRICULA:	
IURY KLAY PERES BARILE		201334040040	
DATA:	NÚMERO DE DENTES	TURMA:	RAZÃO DE ENGENHAMENTO:
24/01/2018	16	2013	3:1



NOTAS:
 TODAS AS UNIDADES ENCONTRAM-SE EM MILIMETRS;
 MÓDULO DE 30 MM;
 DIÂMETRO D FURO DEVERÁ SER IGUAL AO DIMETRO DA RABETA UTILIZADA.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		UFPA	
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA - CAMPUS TUCURUÍ			
TÍTULO:		DES. Nº:	
ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTE RETO		05	
NOME:		MATRICULA:	
IURY KLAY PERES BARILE		201334040040	
DATA:	NÚMERO DE DENTES	TURMA:	RAZÃO DE ENGENRAMENTO:
25/01/2018	48	2013	3:1



NOTAS:
 TODAS AS UNIDADES ENCONTRAM-SE EM MILIMETROS;
 MODULO UTILIZADO IGUAL A 30 MM.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ		UFPA	
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA - CAMPUS TUCURUÍ			
TÍTULO:		DES. Nº:	
ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTE RETO		06	
NOME:		MATRICULA:	
IURY KLAY PERES BARILE		201334040040	
DATA:	NÚMERO DE DENTES	TURMA:	RAZÃO DE ENGENHAMENTO:
24/01/2018	16:48	2013	3:1