

**UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**TRABALHO DE LICENCIATURA**

**Alteração do sistema de propulsão de uma embarcação**  
**(Sistema de hidrojecto em veio-hélice)**

**AUTOR:** Amosse, Calisto Castelo

**SUPERVISOR:** Dr. Eng<sup>o</sup> Alexandre P. Kourbatov

Maputo, Maio de 2006

**UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**TRABALHO DE LICENCIATURA**

**TEMA: Alteração do sistema de propulsão de uma embarcação**  
**(Sistema de hidrojecto em veio-hélice)**

**AUTOR:** Amosse, Calisto Castelo

**SUPERVISOR:** Dr. Eng<sup>o</sup> Alexandre P. Kourbatov

Maputo, Maio de 2006

*À minha esposa, Olívia da Silva Amosse e aos nossos filhos, Igor Castelo e Sheldon Kenzo, fonte inesgotável de motivação e perseverança.*

*Aos meus pais, Pedro Amosse e Aleixa Castelo, com gratidão eterna.*

À Deus, pela dádiva da vida, que permite ter este momento de engrandecimento pessoal.

Ao meu supervisor, Dr. Eng<sup>o</sup> Alexandre P. Kourbatov, por ter aceite o desafio de me orientar, no pouco tempo regulamentar que me restava, tarefa que realizou de uma forma precisa, paciente e indispensável.

Aos meus pais, pela educação, apoio e dedicação oferecida durante todo o momento do meu crescimento como ser humano.

À minha esposa, Olívia e aos nossos filhos, Igor e Siheldon, sem cuja ajuda nos momentos críticos nunca teria conseguido chegar ao fim deste trabalho.

A todos os docentes, amigos e colegas da faculdade em especial ao Vitória e ao Steitler que direta ou indirectamente contribuíram para a realização deste trabalho.

A empresa YAMAHA SERVICE Lda, empresa de construção e reparação de embarcações, por ter, tecnicamente, colaborado durante a elaboração deste trabalho.

## DECLARAÇÃO SOB PALAVRA DE HONRA

Eu, **Calisto Castelo Amosse**, estudante finalista do curso de Licenciatura em Engenharia Mecânica, especialidade de Construção Mecânica, leccionado na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, com o registo académico N<sup>o</sup> 0435937, declaro sob Palavra de Honra, que o presente Trabalho de Licenciatura, com o tema “**Alteração do sistema de propulsão de uma embarcação**” foi da minha autoria, resultante de pesquisa bibliográfica e consultas com docentes e profissionais da área, devidamente referenciados ao longo do relatório.

Maputo, 15 de Fevereiro de 2008

O candidato

---

(Calisto Castelo Amosse)

## Resumo

É proposta, neste trabalho, uma alteração do sistema de propulsão de uma embarcação, que usa dois motores, Volvo Penta TAMD63P com 370 hp de potência cada um, acoplados a sistemas de *Water jet* FFjet 310, num sistema de veio-hélice ligado a um único motor, Perkins M300Ti com 300hp de potência, com vista a minorar custos de operação e de manutenção.

A realização do trabalho contou, inicialmente, com o cálculo para a escolha de um novo motor adequado, com capacidade de desenvolver a velocidade desejada, 14 nós. Seguiu-se o cálculo dos suportes de fixação do motor e o cálculo do sistema de propulsão, veio e hélice, através de um programa computacional concebido para cálculos náuticos.

Em seguida, a partir de um esquema de carregamento do sistema proposto, fez-se o cálculo de verificação da resistência dos elementos de fixação dos suportes de apoio do motor, do apoio do veio e da ligação do cubo de acoplamento elástico e por fim, a análise tecnológica das peças a serem produzidas localmente, tomando em conta a produção unitária.

Analisou-se a estabilidade transversal da embarcação, tendo em conta a alteração da estrutura e do peso, em termo de disposição da mesma. Elaboraram-se o esquema e o processo de montagem do novo sistema de propulsão. Em função do número de horas de funcionamento da embarcação, foi elaborado um plano de manutenção que inclui a manutenção do motor, do sistema de propulsão e de toda a embarcação.

No fim fez-se o cálculo económico, que consistiu na avaliação dos custos resultantes da alteração do sistema e na avaliação comparativa dos custos de operação e de manutenção dos dois casos, comprovando-se a viabilidade económica do sistema proposto. Concluiu-se e recomendou-se a substituição do sistema actual, uma vez provada a onerosa exploração do mesmo.

## SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>7</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>9</b>
<b>LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....</b>	<b>10</b>
<b>LISTA DE SÍMBULOS.....</b>	<b>11</b>
<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>14</b>
<b>1. PARTE CONSTRUTIVA.....</b>	<b>17</b>
1.1. DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE PROPULSÃO ACTUAL DO BARCO .....	17
1.2. DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS DE PROPULSÃO EXISTENTES.....	19
1.3. Escolha do novo sistema de propulsão.....	23
1.4. Escolha dos parâmetros da hélice .....	32
1.5. Carregamento do sistema de propulsão .....	40
1.6. Projecção dos suportes do motor.....	41
1.7. Projecção do sistema de veio (apoio) .....	48
1.8. Projecção do sistema de leme .....	54
1.9. Cálculo do acoplamento.....	57
1.10. Análise da estabilidade .....	62
1.11. Construção da quilha e do calado.....	64
<b>2. ANÁLISE CONSTRUTIVA DAS PEÇAS.....</b>	<b>67</b>
2.1. Análise construtiva dos suportes de apoios do motor .....	67
2.2. Análise construtiva do tubo telescópico .....	73
<b>3. PARTE TECNOLÓGICA.....</b>	<b>75</b>
3.1. Elaboração do processo de montagem do novo sistema de propulsão. ....	75

3.2. Elaboração do plano de manutenção.....	78
3.2.1. Manutenção diária.....	78
3.2.2. Manutenção periódica.....	79
<b>4. AVALIAÇÃO ECONÓMICA.....</b>	<b>81</b>
4.1 Análise da viabilidade do projecto.....	91
<b>5. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES.....</b>	<b>101</b>
<b>6. BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>103</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>106</b>
Anexo 1. Termo de atribuição do tema.....	107
Anexo 2. Diagrama de Potência de hidrojecto.....	108
Anexo 3. Espaço da Hélice e leme.....	109
Anexo 4. Propriedades da Fibra de vidro tipo S.....	110
Anexo 5. Canal do Porto de Maputo.....	111
Anexo 6. Especificações técnicas de motores actuais volvo penta TAM63P.....	112
Anexo 7. Especificações técnicas de motor proposto Perkins- <i>M300Ti</i> .....	113
Anexo 8. Cotações de consumíveis.....	114
Anexo 9. Orçamento de reparação do sistema actual.....	115
Anexo 10. Orçamento de alteração do sistema de propulsão.....	116
Anexo 11. tabela de conversão de unidades.....	117
Anexo : Ilustração da disposição do actual sistema de propulsão.....	118
Anexo 12. Embarcação Závora.....	119
<b>ANEXO 13. PARTE GRÁFICA.....</b>	<b>120</b>



## LISTA DE FIGURAS

Fig.1. Ilustração de um hidrojecto .....	17
Fig.2. Vista geral do hidrojecto do tipo FF jet 310 .....	18
Fig. 3 Ilustração do funcionamento da tampa (5) da figura 2 .....	19
Fig.4. Motores de popa. ....	20
Fig.5. Motor de popa interno ligado ao sistema de rabeta .....	21
Fig.6. Sistema de veio e hélice .....	21
Fig.7. Sistema de hidrojecto.....	22
Fig.8. Sistema moderno de propulsão .....	23
Fig.9. Ábaco para a escolha da potência específica de motores de embarcações [5] .....	27
Fig.10. Ilustração da disposição dos elementos de propulsor.....	29
Fig.11. Ilustração da janela do programa para o cálculo da hélice .....	34
Fig.12. Ilustração da janela do programa com os dados processados .....	36
Fig.13. Ilustração do furo do cubo da hélice com as dimensões na tabela 6. ....	39
Fig.13.1. Ilustração do cone do veio .....	39
Fig. 14. Ilustração do esquema do carregamento de todo o sistema de propulsão.....	41
Fig. 15. Esquema de instalação do motor.....	412
Fig.16. Vista de cima de apoio do tipo LM450 .....	44
Fig.17. Suporte para o apoio do motor montado na longarina .....	44
Fig. 18. Esquema de carregamento do suporte do apoio do motor .....	45
Fig. 19. Ilustração do sistema de veio.....	49
Fig.20. Sistema de veio no calado.. ....	49
Fig.21. Esquema de carregamento do veio .....	50
Fig.22. Apoio inferior do veio.....	51
Fig.22.1. Ilustração das forças que criam momento no apoio .....	52
Fig. 23. Ilustração da localização do leme na embarcação.....	54
Fig.24. Sistema de leme. ....	55
Fig.25. Tipos de leme [9].....	56

Fig.26. Disposição do acoplamento..	58
Fig. 27. Tabela de escolha do acoplamento .....	58
Fig. 28. Momento de aperto do cubo de acoplamento [11].	59
Fig. 29. Linha de semetria na secção transversal da embarcação .....	62
Fig. 30. Distribuição dos pesos consideráveis do actual sistema de equilíbrio da embarcação .....	63
Fig. 31. Distribuição dos pesos consideráveis para o novo sistema de equilíbrio da embarcação .....	64
Fig. 32. Suporte do apoio do motor .....	68
Fig.33. Chapa 1 do suporte do apoio .....	68
Fig. 34 Chapa rectangular 2 do suporte do apoio .....	70
Fig.36. Chapa 3, reforço do suporte do apoio .....	72
Fig. 37. Tubo de protecção do veio .....	74
Fig. 38. Gráfico ilustrativo dos custos de exploração dos dois sistemas.....	93
Fig. 39. Diagrama que representa e diferença de custo de exploração dos dois sistemas.....	93

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Dados da embarcação Závora .....	25
Tabela 2. Valores do factor F da formação de Howe .....	25
Tabela 3 Condições da via .....	26
Tabela 4. Deferentes valores de velocidade e potência específica dum embarcação de 12 m de comprimento.....	28
Tabela 5. Parâmetros dos motores destacados.....	31
Tabela 6. Dados das hélices padronizadas. ....	38
Tabela 6.1. Valores standard, em [mm], do cone de veio .....	39
Tabela 7. Dados sobre o motor Perkins [6].....	42
Tabela 8. Escolha dos apoios em função de carga mínima e máxima[9].....	43
Tabela 9. composição química de fibra de vidro.....	65
Tabela 10 .Parâmetros das superfícies da chapa 1 do suporte do apoio.....	69
Tabela 11. Parâmetros das superfícies da chapa 2 .....	70
Tabela 12. Parâmetros das superfícies da chapa 3 do suporte do apoio.....	72
Tabela 13 .Parâmetros das superfícies do tubo telescópico, fig.33.....	74
Tabela 14. Plano de manutenção do motor .....	79
Tabela 15. Plano manutenção de sistema de propulsão proposto .....	80
Tabela 16. Custos de investimentos para o sistema actual e o proposto.....	84
Tabela 17. Custo de tempo de espera, $C_{TE}$ .....	85
Tabela 18. Custo de tempo de ida e volta $C_{IV}$ .....	86
Tabela 19. custo de tempo de sondagem $C_{TS}$ .....	87
Tabela 20. Custo total do tempo de operação, $CT_O$ .....	87
Tabela 20.1. custo anual do tempo de operação.....	88
Tabela 21. Custo de consumíveis em manutenção para o sistema proposto .....	89
Tabela 22. Custo de consumíveis em manutenção para o sistema actual.....	89
Tabela 23. Custos de manutenção planificada para os dois sistemas.....	90
Tabela 24. custo total de operação .....	91
Tabela 25.Ccusto de exploração .....	92
Tabela 26. Fluxo de caixa de investimento do sistema actual .....	99
Tabale 27. Fluxo de caixa de investimento do sistema proposto.....	100

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

INAHINA	- Instituto Nacional de Hidrografia e Navegação
TAMD36	- <i>Turbo After Marine Gasóleo 360 hp</i>
DH	- Departamento de Hidrografia
M300Ti	- <i>Turbo injection 300 hp</i>
3406DIT	- <i>Gasóleo Turbo injection 300 hp</i>
DTA67	- <i>Gasóleo Marine Turbo 286 hp</i>
DAR	- Relação entre a área das pás e a área do círculo do mesmo diâmetro que o da hélice
AISI	- <i>American National Standards Institute</i>
ISO	- <i>International Standards Organization</i>
ASTM	- <i>American Society for Testing and Materials</i>
MC	- Metacentro
CG	- Centro de Gravidade

## LISTA DE SÍMBULOS

$\psi$	- Ângulo de subida da rosca, °
$\varphi$	- Ângulo de atrito na rosca, °
$A_{PD}$	- Área planificada por dia, m <sup>2</sup>
$S$	- Área do leme, m <sup>2</sup>
$T_c$	- Calado médio da embarcação, m
$G_v$	- Carga do veio, N
$G_{max}$	- Carga máxima do motor sobre os suporte, N
$G_{min}$	- Carga mínima do motor sobre os suporte, N
$G_h$	- Carga da hélice, N
$C_p$	- Coeficiente que tem em conta a razão $V/\pi d_p$
$K_{ap}$	- Coeficiente de aperto
$f$	- Coeficiente que tem em conta o número de apoios
$f_{at}$	- Coeficiente de atrito
$f$	- Coeficiente de atrito na face da cabeça do parafuso
$F_{at}$	- Coeficiente de atrito
$L_c$	- Comprimento total da embarcação, m
$F_{PH}$	- Componente horizontal da força de propulsão, N
$C_{espd}$	- Consumo específico de gasóleo, l/kWh
$C_{OP}$	- Custo de operação, Mt/dia
$\rho$	- Densidade da água do mar, kg/m <sup>3</sup>
$d_{ps}$	- Diâmetro do parafuso do suporte, mm
$d_2$	- Diâmetro médio do parafuso, mm
$D_{med}$	- Diâmetro médio entre o diâmetro da face do apoio da cabeça do parafuso e o diâmetro do furo do mesmo, mm
$d_v$	- Diâmetro do veio da hélice, m
$d_h$	- Diâmetro da hélice, mm
$l_p$	- Distância entre os apoios medida longitudinalmente, m
$D_{IV}$	- Distância média de ida e volta, m
$l$	- Braço de aplicação da força e o centro do veio do leme, m

$T_S$	- Duração do trabalho de levantamento hidrográfico, h
$T_{IV}$	- Duração das operações de ida e volta ao local de trabalho, h
$F$	- Factor de formulação da embarcação
$B_i$	- Fluxo de benefícios, USD/ano
$F_i$	- Fluxo de caixa por ano, USD/ano
$C_i$	- Fluxo de custos, USD/ano
$F_p$	- Força de propulsão da hélice, N
$F_{apv}$	- Força de aperto dos parafusos do apoio do veio, N
$F_l$	- Força que actua no leme, N
$F_{ax}$	- Força axial resultante da força de propulsão do sistema, N
$F_{ap}$	- Força de aperto do cubo, N
$F_{aps}$	- Força de aperto do suporte, N
$n$	- Frequência de rotação, rpm
$W$	- Largura média da via, m
$B_c$	- Largura total da embarcação, m
$M_t$	- Momento do leme, Nm
$M_{ap}$	- Momento de aperto dos parafusos de cubo, Nm
$z$	- Numero de parafusos
$n_i$	- Numero de planos de ligação
$n_p$	- Número de apoios
$Z_p$	- Número de pás da hélice
$ND_{ano}$	- Numero de dias de trabalho por ano, dias/ano
$ND_i$	- Numero de dias inactivos
$P_h$	- Passo da hélice em polegadas, “
$PB$	- Período de retorno do capital, Anos
$P_L$	- Peso do lastro da quilha, N
$P_{mA}$	- Peso do motor actual, N
$P_{mN}$	- Peso do motor novo, N
$P_j$	- Peso do sistema de hidrojecto, N
$P_{med}$	- Potência média do motor durante uma determinada operação, kw
$P_{gasóleo}$	- Preço de gasóleo por litro, Mt/l
$P_{AE}$	- Produção anual da embarcação, m <sup>2</sup> /ano

$G_p$	- Peso do motor, N
$P_m$	- Potência do motor escolhido, kW
$P_E$	- Potência efectiva do motor, kW
$P_{cal}$	- Potência calculada do motor, kW
$h$	- Profundidade média local da via, m
$R_A$	- Reacção no apoio inferior do veio, N
RCB	- Relação Custo /Benéfico
$i$	- Relação de transmissão do redutor
$\eta_{ger}$	- Rendimento do acoplamento elástico
$\eta_{ttb}$	- Rendimento do tubo telescópico e bucha
$\eta_{pr}$	- Rendimento do propulsor
$\eta_{cas}$	- Rendimento do casco
$t_a$	- Taxa de actualização, %
TIR	- Taxa Interna de Retorno, %
$\sigma_t$	- Tensão de tracção, MPa
$[\sigma_t]$	- Tensão de rotura admissível, MPa
$T_{OP}$	- Tempo da operação da embarcação, h
$T_E$	- Tempo de espera, h
$T_V$	- Torque de veio da hélice, Nm
$T_{max}$	- Torque máximo de motor, Nm
VAL	- Valor Actual Líquido USD
$V$	- Velocidade da embarcação, m/s
$V_{IV}$	- Velocidade máxima no percurso de ida e volta, Km

## INTRODUÇÃO

O Instituto Nacional de Hidrografia e Navegação - INAHINA é uma instituição de investigação científica que se dedica a aplicação das Ciências e Tecnologias do Mar, com o propósito de contribuir para a Segurança da Navegação nas águas marítimas e lacustres sob jurisdição Moçambicana e vias navegáveis interiores.

Para garantir a segurança da navegação, esta instituição realiza trabalhos hidrográficos, que consistem em sondagens, para levantamento de dados sobre o relevo de fundo do mar. Os trabalhos hidrográficos são concretamente realizados nos canais de acesso aos portos e são geralmente, efectuados a partir de uma embarcação equipada de forma conveniente para o tipo de sondagem planificada.

Visando, aumentar a produtividade, Instituto, adquiriu em 1994 mais uma embarcação, de maior capacidade em termos de potência, velocidade, grande e conforto em relação as já existentes, a qual foi registada com o nome de **Závora**.

Závora está equipada, na parte da máquina, de dois motores Volvo Penta TAMD63P, que desenvolvem 370 hp cada, ligados a um sistema de propulsão hidrojecto, *Water jet*, FFjet 310 com a capacidade de desenvolver velocidade até 34 nós, anexo 2.

No entanto, constata-se, por um lado, que os motores TAMD63P, *special Light Duty*, segundo [1], utilizam-se em embarcações de recreios, patrulha ou em embarcações de altas velocidades, recomendando-se que funcionem no seu máximo, entre 1 a 4 horas em cada 24 horas. Por outro lado, segundo [2], para o sistema de hidrojecto não se aconselham velocidades baixas por muito tempo.



Para a sondagem do relevo do fundo do mar, Závora foi equipado com sondas de feixe simples (recolha de dados ponto por ponto), que não permitem velocidades de operação, de acima de 7 nós. Isso resultou na sub utilização da capacidade do sistema de propulsão da embarcação.

Para responder à imposição da velocidade de sondagem, os motores funcionam aquém da velocidade recomendada, resultando, disso a sua sobre carga pelo facto de funcionarem de 8 a 12 horas por dia, o que leva à fadiga prematura, alta frequência dos motores, velocidade baixa de embarcação e grande consumo de combustível.

Os motores estão ligados directamente ao sistema de propulsão, por meio de veios rígidos sem nenhum acoplamento elástico, amortecedor de cargas para o caso de sobrecargas. Esta situação contribui, de certa forma, para a rápida fadiga do motor.

O sistema de propulsão hidrojectos, funcionando a baixas velocidades sobrecarrega os motores, pois a redução, ou seja, a variação da velocidade não depende de redução da frequência de rotação de motor, mas sim da regulação da tampa de orientação do jacto da água. Portanto, nas condições em que funciona o Závora verifica-se um grande consumo de combustível e sobrecarga nos motores, mesmo em velocidades baixas.

As condições do cais de Maputo, com muito assoreamento, desgastam os reactores do hidrojecto do sistema de propulsão. O sistema é aconselhado para um meio limpo.

Todos estes problemas e outros que ilustram o inadequado destino da embarcação e ainda elevados custos de exploração e custos de manutenção insustentáveis, justificam a importância deste trabalho.

Outras embarcações usadas na instituição para o mesmo fim de sondagem possuem, um sistema de motor único de marca Perkins que desenvolve 130 hp de potência, ligado a um sistema de propulsão veio-helice, e funcionam com

menores custos de exploração e de manutenção quer dos motores quer do sistema de propulsão

É nestes termos que no presente trabalho, pretende-se realizar um estudo projectivo de alteração do sistema actual de propulsão (dois hidrojecto acoplados a dois motores) para um sistema de motor único ligado a um sistema de propulsão veio-hélice que se julga ser de menor custo de exploração e manutenção e que vai resultar em ganhos económicos para a instituição.

Visando a redução dos custos de operação e de manutenção do actual sistema de propulsão da embarcação Závora usada para trabalho de levantamento hidrográfico, o presente trabalho tem os seguintes objectivos:

- realizar um estudo projectivo de alteração do sistema actual de propulsão, sistema hidrojecto, *water jet*, em sistema simples de veio-hélice;
- escolher um motor e caixa de velocidades para o novo sistema de propulsão;
- realizar um cálculo projectivo da transmissão, do veio e respectivos apoios;
- elaborar o processo tecnológico de montagem e plano de manutenção do novo sistema;
- realizar uma avaliação dos custos da alteração do sistema, comprovando a sua viabilidade económica.

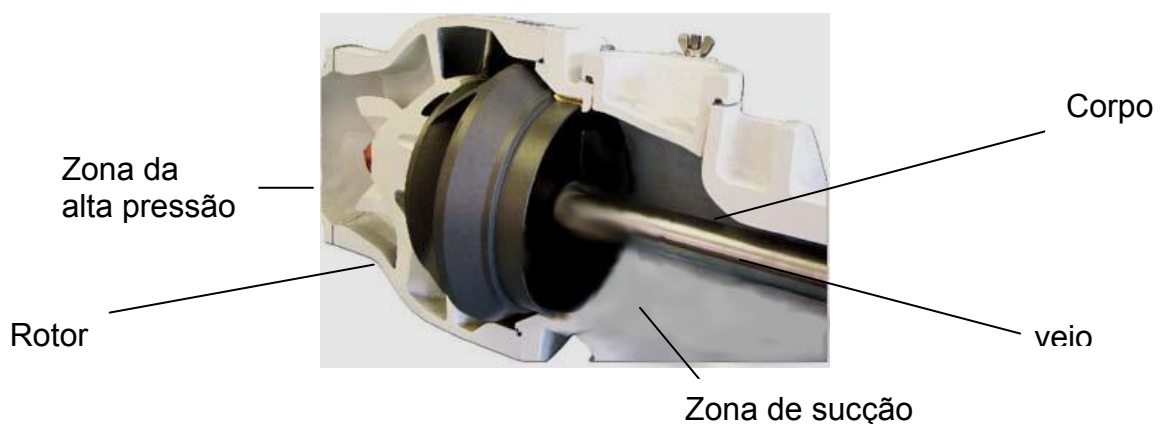
# 1. PARTE CONSTRUTIVA

## 1.1. DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE PROPULSÃO ACTUAL DO BARCO

O hidrojecto do tipo FF-jet 310, representado na fig.1, é o sistema de propulsão actual da embarcação em estudo, trata-se segundo [2], do melhor sistema de propulsão. É mais seguro, mais eficiente e mais inteligente, para navegar em altas velocidades e em mar agitado.

Este sistema de propulsão é, normalmente, projectado para embarcações de recreio, de patrulha militar, de salvamento e em outras em que o factor velocidade é determinante.

Um hidrojecto é composto, como é ilustrado na fig.1, por um corpo em forma de um difusor, construído de uma liga de alumínio, e por dentro, tem um rotor montado sobre um veio que recebe o movimento de rotação directamente do motor, fazendo com que a água seja aspirada na zona de entrada e expelida para a zona de saída a alta pressão para fora, fazendo, deste modo, deslocar o barco para frente.

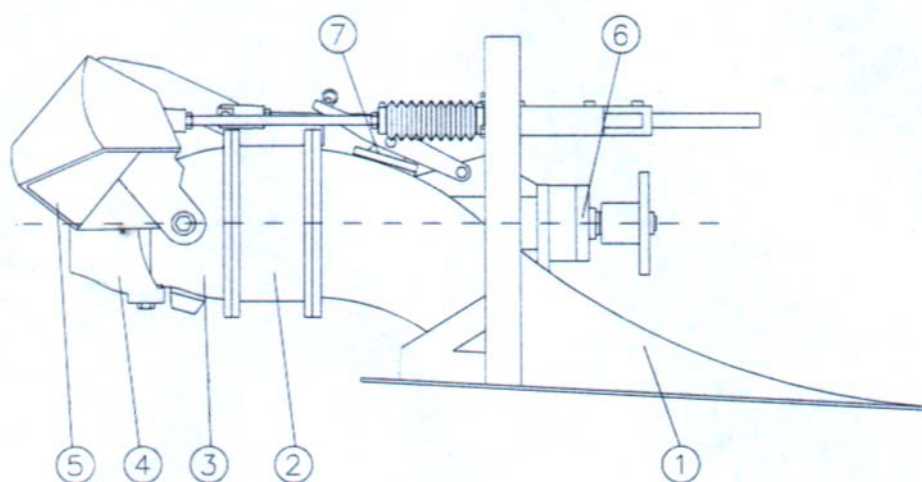


**Fig.1. Ilustração de um hidrojecto**

O corpo 1 (fig.2), que suporta os restantes componentes do sistema, tem um canal de entrada de água. Na zona 2 é onde se localiza o rotor, que puxa a água do canal

de entrada, forçando a sua passagem a alta pressão no difusor 3, onde se localiza um casquilho de borracha lubrificado por água, que apoia o veio.

O jacto de água que sai do difusor é direccionado por um orientador do fluxo 4 e movido por um sistema hidráulico, no plano horizontal, dum lado para o outro, girando o barco para esquerda e para direita.



**Fig.2. Vista geral do hidrojecto do tipo FF jet 310**

Por de trás do orientador de fluxo há uma tampa 5 que é movida por um sistema hidráulico de cima para baixo. Com a tampa levantada (fig.3a), o jacto passa livremente para trás, movendo, deste modo, o barco para frente. Com a tampa inclinada para baixo (fig.3b), desvia-se o sentido do jacto, obrigando-se o jacto a passar por baixo do casco para frente do barco, resultando em marcha ré do barco. Existe uma posição de equilíbrio (fig.3c), uma posição em que a tampa divide o fluxo do jacto de água de modo que haja equilíbrio entre a força que tenda a mover o barco para frente e a que tende a movê-lo para trás, estando assim, na posição neutra.

Na parte superior do corpo há uma tampa de inspecção 6 por onde se inspecciona o estado do rotor, assim como a existência ou não de objectos estranhos no canal de entrada da água.

O apoio do veio, o cubo 7, tem os rolamentos e sistema de vedação de água, para água do mar não passar para o interior do barco.

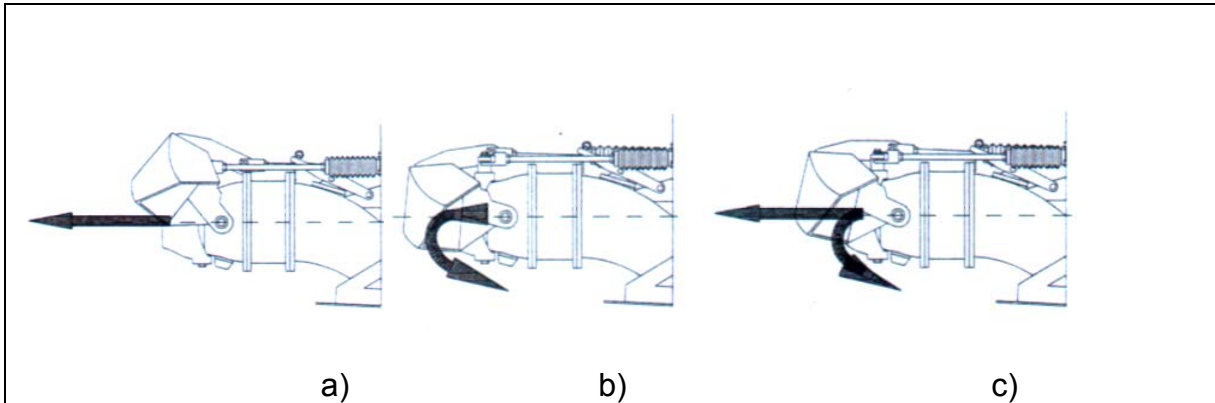


Fig. 3 Ilustração do funcionamento da tampa (5) da figura 2

## 1.2. DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS DE PROPULSÃO EXISTENTES

Tecnicamente, existem diferentes factores determinantes para escolha de um sistema de propulsão apropriado para uma embarcação como é o caso do peso, dimensões e velocidade de operação. Dados que serão tratados no capítulo seguinte.

Dependendo do destino de cada embarcação, utilizam-se diferentes tipos de sistemas de propulsão, que transmitem a potência do motor ao elemento executor, propulsor, responsável por impulsionar a embarcação. A seguir apresentam-se alguns dos sistemas mais usados.

### Sistema de propulsão externa (motores de popa)

Os motores de popa, são comuns e bastante úteis em barcos de pequenas dimensões. São instalados na popa da embarcação, por fora do casco, chamados por isso, motores fora de bordo (fig.4).

Segundo [3], os motores de popa são quase que exclusivamente utilizados em pequenas embarcações que vão de 12 a 30 pés. Têm a vantagem de ser um sistema de propulsão completamente auto-suficiente, que comporta motor, caixa de velocidade e hélice num único módulo. Têm limitação de potência, o que constitui

uma das suas desvantagem. Segundo [3], a potência dos motores de popa varia na faixa de 1,5 a 300 hp.



Fig.4. Motores de popa.

### **Sistema de propulsão interna (motores de centro)**

Destacam - se 4 tipos de sistema de propulsão interna.

#### **Sistema de rabeta**

Este tipo de sistema é aplicado em embarcações com comprimento de acima de 30 pés, com o motor a bordo, parte interna do casco, e que possui uma complementação mecânica na sua parte externa, que se chama rabeta, representada na fig.5 de preto. Rabeta é um módulo de alumínio que substitui duma vez a caixa de reversão, a hélice e o leme. Ela é montada no espelho da popa, na parte vertical e plana da popa. Para além de deslocar e governar a embarcação tem a possibilidade de inclinarem no sentido longitudinal, elevando ou baixando a proa, parte frontal da embarcação, conforme a sua velocidade e o peso.

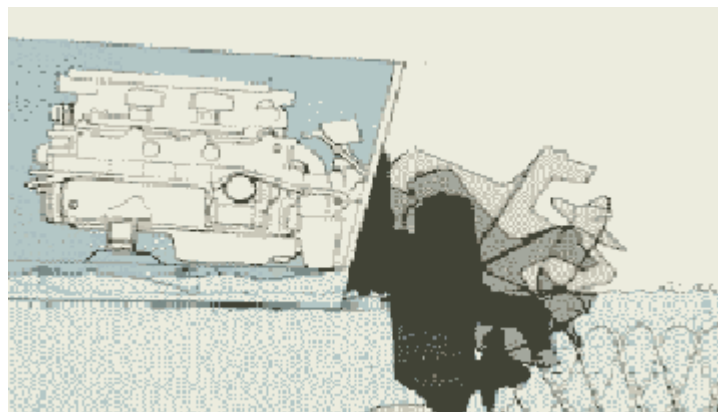


Fig.5. Motor de popa interno ligado ao sistema de rabeta

### Sistema veio e hélice

Este é o sistema de propulsão mais comum, consiste de um motor no casco, ligado a uma caixa redutora que acopla, por uma flange rígida ou flexível, um veio (fig.6). Este veio atravessa o casco através de um tubo telescópico. Na parte externa do casco, na extremidade do veio, é fixada a hélice, elemento propulsor (fig.6). Na parte posterior da hélice instala-se o leme, elemento que permite direccionar o fluxo de água, orientando assim, a direcção da embarcação.

A característica principal deste tipo de sistema é a localização do equipamento justamente no eixo da embarcação, permitindo assim uma distribuição adequada do peso e um melhor equilíbrio no barco.

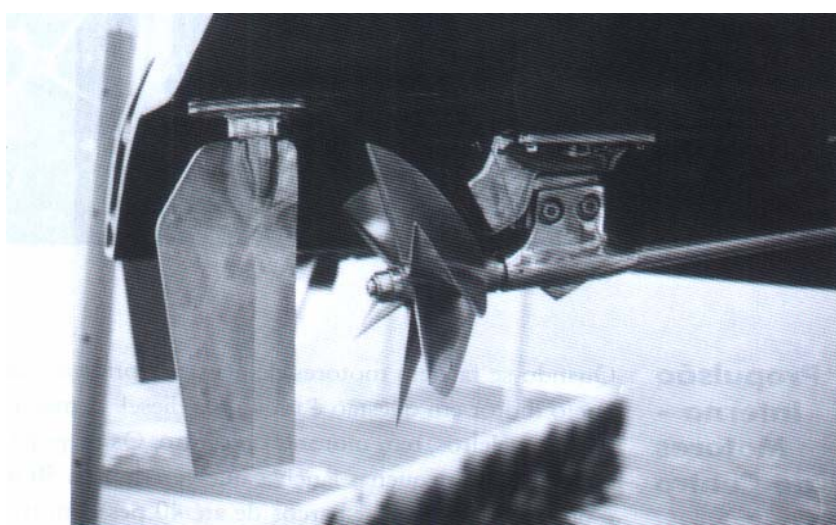


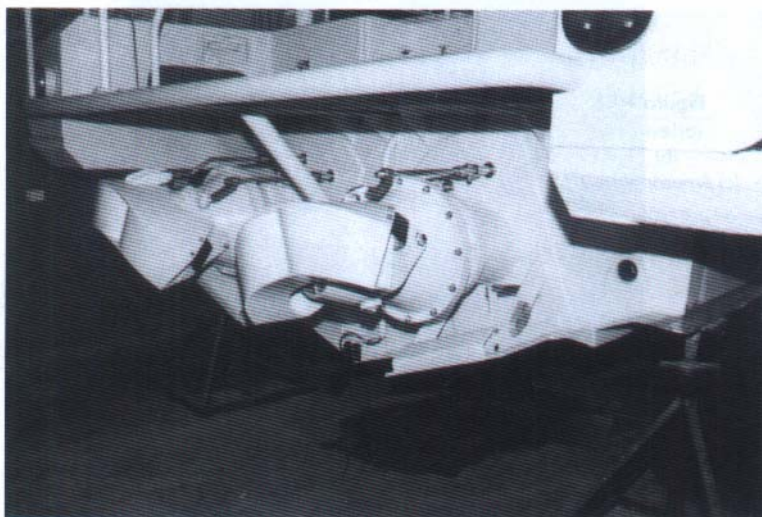
Fig.6. Sistema de veio e hélice

## Sistema hidrojecto

Este sistema de propulsão tem a vantagem de não usar a hélice, como elemento propulsor, pois causa perigo potencial para as pessoas na água ou até a própria vida marinha. Os hidrojectos são montados na popa do barco e acoplados directamente ao motor (fig.7). A instalação é similar à da rabeta, porém a sua posição é ligeiramente diferente, dispensa o reversor, pois os hidrojectos são equipados com um sistema móvel que direcciona o fluxo da água para a proa, permitindo movimentar o barco a ré.

Basicamente, um hidrojecto é uma bomba de água que, através de uma passagem no fundo do casco, suga a água e expulsa-a em alta pressão para a popa da embarcação, impulsionando o barco para frente.

O bocal, um sistema móvel, direcciona o jacto no sentido horizontal, provendo desta forma o governo e direcção da embarcação.



**Fig.7. Sistema de hidrojecto**

Segundo [3], os hidrojectos suportam velocidades até 60 nós sem perder a eficiência e sem induzir vibrações para o casco, mas requerem motores mais potentes. Como todos os sistemas, este também possui vantagens e desvantagens, sendo o seu alto custo uma restrição ao uso em pequenas embarcações.



### Sistema para altas velocidades

Trata-se de sistemas modernos de alto rendimento, aplicados em embarcações que requer altas velocidades (fig. 8). A instalação é similar à da rabeta, em que é montado no espelho da popa, um sistema hidráulico que permite mover o barco para os lados esquerdo e direito e também na posição vertical, permitindo o movimento da proa para cima ou para baixo, conforme as necessidades.

Para além de alto rendimento, este sistema de propulsão difere-se das rabetas na parte construtiva, pois tem o sistema de hélice separado do sistema do leme e do de reversão.



Fig.8. Sistema moderno de propulsão

### 1.3. Escolha do novo sistema de propulsão

A escolha da melhor alternativa para o sistema de propulsão de uma embarcação, deve resultar de uma análise das condições da via, profundidade média da via e da velocidade de operação, do desempenho económico, ou seja, mínimo custo de operação e satisfação a um factor objectivo, manutenção a baixo custo, comparado com a situação actual da embarcação.

A partir dos dados analisados na identificação do problema, e na análise de sistemas de propulsão existentes, o sistema de veio-hélice é apontado como a

solução do problema para o sistema de propulsão da embarcação em estudo, por vários motivos:

A escolha do tipo certo de sistema de propulsão para uma embarcação é um aspecto muito importante, visto que o seu peso e a sua potência terão impacto no desempenho da embarcação. Se o sistema de propulsão escolhido para a embarcação for de potência inferior ou não compatível com a capacidade de deslocamento, o sistema funcionará com esforço excessivo e não terá bom desempenho. O sistema de propulsão de uma embarcação deve ser compatível e suficientemente potente para que possa exceder a velocidade operacional segura para a embarcação.

### **Cálculo da potência efectiva**

Para a obtenção de uma estimativa da potência requerida para a embarcação em estudo, foram apresentadas duas alternativas de avaliação da potência, que têm em comum a velocidade de operação como factor principal e importante.

Como foi referenciado na introdução, a velocidade de operação das embarcações, limitada pelo equipamento hidrográfico é de 7 nós. Para o presente trabalho estipulam-se 14 nós como a velocidade máxima da embarcação, servindo este dado como base para o cálculo da potência.

Para a determinação da potência de um sistema de propulsão da embarcação, segundo [4], deve se ter em conta muitos factores, de entre eles, as dimensões geométricas, formato de casco, peso total da embarcação e sua aplicação e ainda a velocidade de operação da embarcação. Esta última tem ligação com a potência disponível do motor, com os custos operacionais, uma vez que o consumo de combustível é directamente proporcional ao cubo da velocidade. Em seguida apresenta-se a expressão para o cálculo da potência efectiva de motor,  $P_E$ , em função da velocidade da embarcação  $V$ , pela fórmula de Howe, adaptada para utilização com valores em unidades métricas [4].

$$P_E = 0,14426 \cdot F \cdot e^{\frac{0,445}{(h-T_C)}} \cdot \left( \frac{T_C}{0,3048} \right)^{0,6 + \frac{152,4}{(W-B_C)}} \cdot L_C^{0,38} \cdot B_C^{1,19} \cdot V^3 \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

onde: F é o factor de formulação da embarcação;  $T_C$ ,  $L_C$  e  $B_C$  representam, respectivamente, o calado médio, o comprimento total e a boca, largura total da embarcação; h é a profundidade média do local da via; W é a largura média da via e V é a velocidade da embarcação em m/s.

Os parâmetros da embarcação Závora estão apresentados na tabela 1.

**Tabela 1. Dados da embarcação Závora**

	Características	Valores
1	Comprimento total	12 m
2	Peso total	12000 kg
3	Velocidade de embarcação	14 nós (7,2 m/s)
4	Comprimento da linha de água	11 m
5	Boca	3,4 m
6	Calado	1,0 m *

\* Calado máximo que se prevê para a nova estrutura

O valor de F, toma-se em função do tipo de chata, formato do fundo da embarcação, da tabela 2 [4], que foi obtida comparando, para cada formação da embarcação, as curvas de estimativa de  $P_E$  com os resultados dos ensaios de resistência à propulsão das embarcações. A embarcação Závora é de uma coluna por isso  $F=0,04$

**Tabela 2. Valores do factor F da formação de Howe**

Formação da embarcação	F
Uma chata ( 1 coluna) V	0,040
Duas chatas em paralelo ( 2 colunas) VV	0,043
Duas chatas dispostas num ângulo ( 2 colunas) VV	0,050
Três chatas em linha (3 colunas) VVV	0,040

Chata é a configuração de fundo da embarcação, normalmente em forma de V, o que se chama coluna (1º caso). Em algumas embarcações, o fundo é composto por 2 colunas em V e paralelas ao longo de comprimento da embarcação, da popa a proa (2º caso), num outro caso, 3º, as colunas não são paralelas, tendem a afastar-se, entre elas, da popa à proa, formando um ângulo entre si. E no último caso, 4º, podem estar dispostas paralelamente 3 colunas, como também podem estar disposta sob um ângulo entre elas.

Na tabela 3 estão apresentadas as condições do canal de acesso ao Porto de Maputo, concretamente entre o Cais da capitania do porto e a pontinha da Catembe. fornecidos pelo Departamento da Hidrografia do INAHINA, DH.

**Tabela 3 Condições da via**

Características da via	Valores [m]
Profundidade, h	19
Largura média	250

Usando os dados das tabelas 1, 2 e 3, aplicados na expressão (1), tem-se o resultado da potência requerida para a embarcação operar na velocidade escolhida,  $P_E$ .

$$P_E = 0,14426 \cdot 0,040 \cdot e^{\frac{0,445}{(19-1,0)}} \cdot \left( \frac{1,0}{0,3048} \right)^{0,6 + \frac{152,4}{(250-3,40)}} \cdot 12^{0,38} \cdot 3,4^{1,19} \cdot 7,2^3 = 104 \text{ kW}$$

Segundo [4], 104 kW seria a potência efectiva do motor para uma embarcação com as características apresentadas na tabela 1 e para as condições da via apresentadas na tabela 3.

A escolha da potência necessária para deslocar determinada embarcação, pode ser também determinada através de um ábaco apresentado na fig.9 [5]. Para o efeito, é necessário que se conhecem os seguintes parâmetros:

- comprimento da embarcação  $L_C$  em metros;
- velocidade máxima da embarcação,  $V$  em milhas/h; e

- peso total a ser deslocado, (embarcação, motor, combustível, água, tripulação, etc.) em toneladas.

Para determinar a potência específica segundo este ábaco, deve-se fazer interceptar as linhas verticais, que correspondem ao comprimento da embarcação, em metros, e as linhas horizontais que correspondem à velocidade máxima da embarcação, em milhas/h. O ponto da intercepção dará o valor de potência específica por cada tonelada da embarcação. Em seguida, o valor obtido, multiplica-se pelo peso da embarcação em toneladas, e tem-se, assim, a potência necessária em hp.

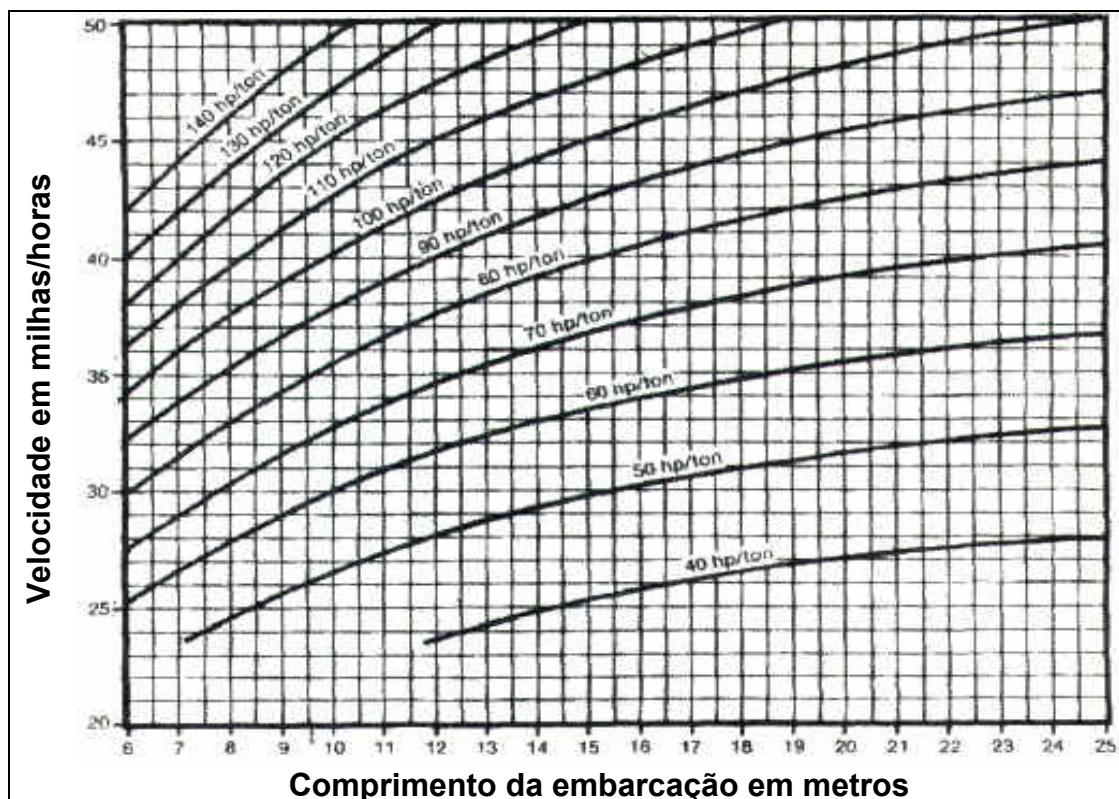


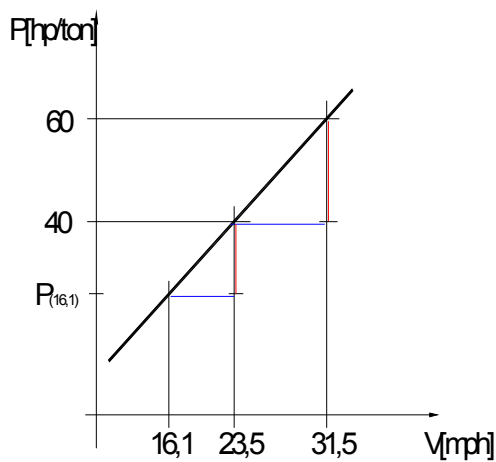
Fig.9. Ábaco para a escolha da potência específica de motores de embarcações [5]

A velocidade de 14 nós (16,1mph), escolhida para a embarcação, encontra-se fora dos limites dos intervalos apresentados no ábaco da fig.9, por isso será necessário uma extrapolação para conhecer o valor correspondente de potência específica. Para tal, através da fig.9, foi construída a tabela 4 para uma embarcação de 12 m de comprimento

**Tabela 4. Deferentes valores de velocidade e potência específica para uma embarcação de 12 m de comprimento.**

Potência específica [hp/ton]	$P_{(16,1)}$	40	50	60
Velocidade [mph]	16,1	23,5	28	31,5

O  $P_{(16,1)}$  representado na tabela 4 é o valor procurado, corresponde a potência específica para uma velocidade de 16,1 mph, velocidade da embarcação. A extrapolação faz-se segundo a ilustração abaixo.



$$\frac{(60-40)}{(31,5-23,5)} = \frac{(40-P_{(16,1)})}{(23,5-16,1)} \Rightarrow P_{(16,1)} = 40 - \left( \frac{20 \cdot 7,4}{8} \right) = 21,5 \text{ hp/ton}$$

Extrapolando, chega-se à conclusão de que são necessário 21,5 hp/ton de potência específica para mover a embarcação de 12 metros de comprimento a uma velocidade de 14 nós.

Dos dados da tabela 1, a embarcação possui um peso total de 12 toneladas daí que, a potência necessária para a mover a uma velocidade de 14 nós será:

$$P_E = 21,5 \cdot 12 = 258 \text{ hp} \approx 192 \text{ kW}$$

Significa que seria necessário um motor de 192 kW de potência para mover uma embarcação de 12 toneladas à velocidade desejada.

Comparando os dois métodos usados para o cálculo da potência, verificamos que, o segundo método (aplicação do ábaco da fig. 9) dá maior potência. Para ter maior segurança, escolheu-se a potência intermédia dos dois métodos.

$$P_E = \frac{(104+192)}{2} = 148 \text{ kW}$$

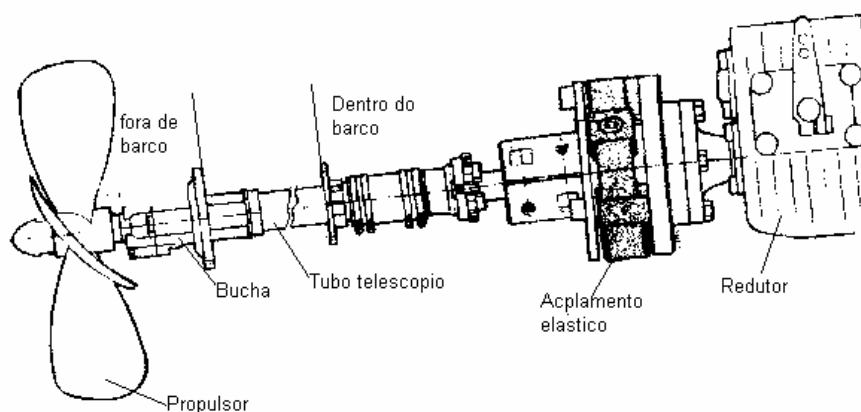
### Determinação do rendimento geral do sistema de propulsão

Deve-se determinar o rendimento de todo o sistema de propulsão, para se calcular a potência do motor que vai mover a embarcação à velocidade desejada tendo em conta que o sistema regista perdas de potência ao longo da sua transmissão. Na figura 10 estão ilustrados os elementos que fazem parte do sistema de propulsão.

O rendimento geral para uma associação em série de n componentes é dado pela expressão:

$$\eta_{ger} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (2)$$

Para o presente caso, refere-se ao rendimento relacionado com os elementos indicados na figura 10, entre redutor e propulsor.



**Fig.10. Ilustração da disposição dos elementos de propulsor**

O rendimento geral do sistema de propulsão calcula-se usando a expressão:

$$\eta_{ger} = \eta_{ac} \cdot \eta_{ttb} \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{cas} \quad (3)$$

Onde:  $\eta_{ac}$  é o rendimento do acoplamento elástico;  $\eta_{ttb}$  é o rendimento do tubo telescópico e bucha;  $\eta_{pr}$  é o rendimento do propulsor; e  $\eta_{cas}$  é o rendimento do casco.

Das recomendações em [6], da tabela de eficiência retiram-se os valores dos rendimentos e efectua-se o cálculo de rendimento geral.

$$\eta_{ac} = 0,99$$

$$\eta_{ttb} = 0,95$$

$$\eta_{pr} = 0,80$$

$$\eta_{cas} = 1,00$$

$$\eta_{ger} = 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,80 \cdot 1,00 = 0,75$$

### Cálculo da potência do motor

A potência calculada do motor,  $P_{cal}$  é determinada com base na potência efectiva da embarcação e do rendimento do sistema, pela expressão:

$$P_{cal} = \frac{P_E}{\eta_{ger}} \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

Então, para o presente caso :

$$P_{cal} = \frac{148}{0,75} = 197 \text{ kW} \approx P_{cal} = 265 \text{ hp}$$

A potência do motor a ser aplicado deve satisfazer a seguinte condição:

$$P_{cal} \leq P_m \quad (5)$$



## Escolha do motor

Cada fabricante, ao conceber um motor, determina e fornece as curvas de operação do mesmo, curvas de torque, consumo de combustível e potência em função da respectiva frequência de rotações, rpm. De referir que as curvas de potência de motores marítimos têm em conta as perdas nos redutores, razão pela qual não se referiu o rendimento de redutor na determinação de rendimento geral do sistema.

Para a escolha de motor é necessário verificar-se a curva de potência/consumo, optando-se por aquele que debite a potência desejada em troca de um baixo consumo.

Segundo [6], a maioria dos fabricantes exige e recomenda que a potência máxima do motor, em rotação máxima, deve situar-se entre 10 ÷ 20% acima da potência calculada, aspecto que se tomam em conta ao se considerarem as perdas de potência no sistema de propulsão no cálculo de potência.

Dos motores disponíveis no mercado destacam-se os representados na tabela 5:

**Tabela 5. Parâmetros dos motores destacados**

Motor	Tipo	Potência [hp]	Frequência [rpm]	Consumo [l/h]	Peso [kg]
Perkins	M300Ti	300	2500	43	672
Caterpillar	3406DIT	300	2800	45	890
Veto	DTA67	286	2600	44	882
SisuGasóleo	620 DSBIM	300	2400	48	850

Por uma questão de uniformização, com outras embarcações de sondagem utilizadas na instituição, escolhe-se o motor Perkins do tipo M300TI, com as características indicadas na tabela 5. O motor escolhido tem a vantagem de ser simples, económico e de conspeção simples. A última análise resulta da experiência com outros motores instalados nas outras embarcações em uso na instituição.

## 1.4. Escolha dos parâmetros da hélice

A escolha correcta da hélice é a determinação da geometria mais adequada da hélice, de modo que, a uma certa frequência de rotações, consumindo uma potência que deve ser fornecida por um conjunto motor-reductor, seja capaz de transmitir potência suficiente para impulsionar a embarcação a velocidade desejada.

No caso de hélices padronizadas, onde os parâmetros geométricos já estão fixos, a definição da hélice, segundo [7], é feita através da escolha de diâmetro, do número de pás, do passo e da área da pá.

Da interacção com o conjunto motor-reductor-veio deve resultar a frequência da rotação de operação, o torque e a potência que deve ser consumida pela hélice. Tendo a velocidade de operação da embarcação, ficam completos os dados necessário para escolha de hélice.

### Diâmetro da hélice

O diâmetro da hélice é limitado pela geometria da região onde vai ser instalada. Tal região deve ficar totalmente imersa para que não ocorra aeração, recolhimento de ar pelas pás da hélice. Segundo [7], em embarcações com restrições extremas de calado, pode haver necessidade de aplicação de túneis de popas, de modo a permitir hélices de diâmetros superiores, que o calado (até cerca de 10% a mais).

### Área das pás

A área das pás de uma hélice tem influencia, segundo [7], sobre dois aspectos importantes: em principio, quanto menor a área das pás, menores serão as perdas por atrito e maior a eficiência da hélice; por outro lado, quanto menor for a área das pás maior será a sua susceptibilidade ao fenómeno de cavitação. Mais adiante será usado um programa para o cálculo da hélice, que vai dar a relação entre a área total das pás dividida pela área de um círculo com mesmo diâmetro que o da hélice, designada por DAR.

## Número de pás

O número de pás da hélice de um embarcação,  $Z_p$ , varia geralmente de 3 a 5, sendo mais comum a hélice de quatro (4) pás. Segundo [7], hélices com menor número de pás tendem a ter eficiência maior que aquelas com mais pás. Por outro lado, as hélices com menor número de pás apresentam níveis de vibrações induzidas significativamente maiores que as de maior número de pás.

Contudo, o aspecto mais importante ligado à escolha do número de pás de uma hélice está relacionado com a frequência de excitação das vibrações no casco e no sistema de eixo-propulsor [7].

No presente caso, escolhe-se antecipadamente a hélice com quatro (4) pás por duas razões principais:

- maior facilidade de construção e balanceamento estático e dinâmico das pás, com um custo de aquisição relativamente baixo.
- está entre  $Z_p = 3$  (eficiência um pouco maior) e  $Z_p = 5$  (vibrações induzidas menores).

Portanto  $Z_p = 4$ .

## Passo da hélice

O passo da hélice determina a velocidade da embarcação. Devido às perdas, as hélices não são totalmente eficientes, pois na realidade, não só movimentam a água em linha recta para trás como também nota uma parte da água que é deslocada para os lados, representando este facto, um dos exemplos de perdas. O passo é calculado em função de velocidade.

## Cálculo da hélice

Para o cálculo da hélice, será usado um programa desenvolvido para auxiliar no cálculo e análise da hélice náutica [8], com as características apresentadas na figura 11 no seu estado inicial e com os seguintes dados de entrada:

- potência de um motor em [hp];
- número máximo de frequência de rotações do motor em [rpm];
- taxa de redução da caixa de reversão;
- quantidade de motores na embarcação;
- número de pás da hélice;
- D.A.R. (relação das áreas da hélice/disco).
- deslocamento do casco- peso da embarcação (dispensável);
- comprimento da linha de água;
- largura da linha de água medida na parte mais larga da embarcação ( boca da embarcação);
- calado ( medida da linha de água até o fundo do casco);
- tipo de embarcação,
- tipo de casco do barco ( formato de secção do barco ).

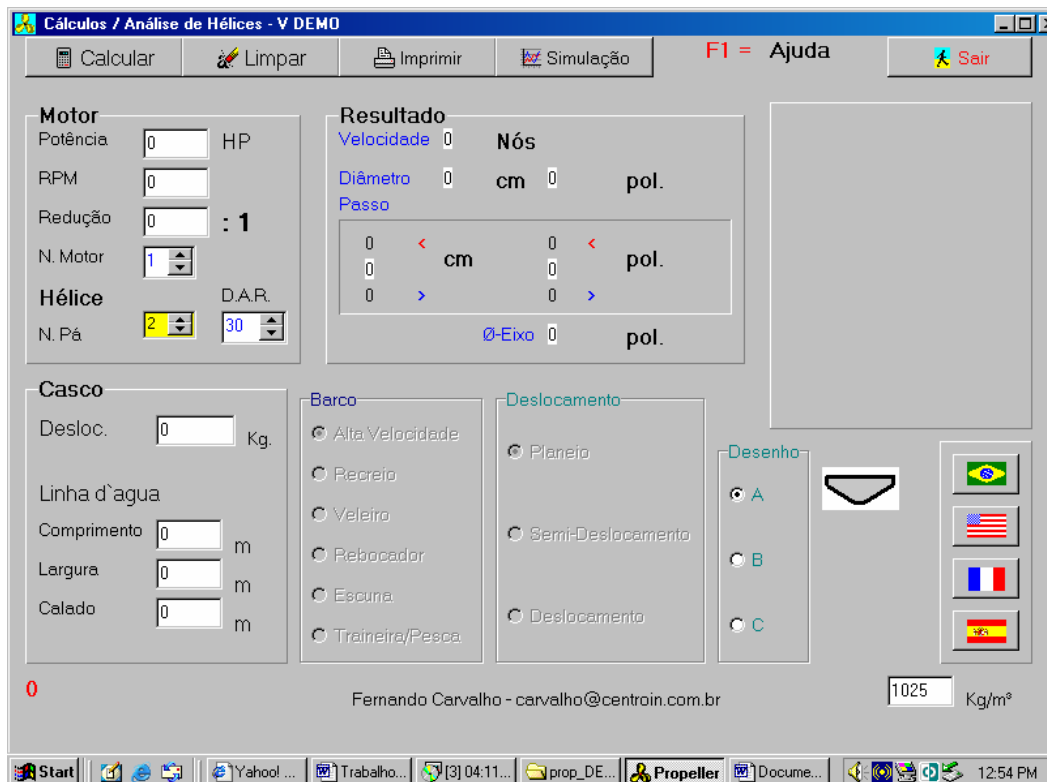


Fig.11. Ilustração da janela do programa para o cálculo da hélice

### **Observações sobre alguns dados de entrada**

A potência do motor deverá ser a potência, máxima contínua, em que o motor sustenta por longo período de tempo, é a potência disponível na frequência de rotações de maior torque do motor. Esta potência geralmente é consideravelmente menor do que a potência máxima do motor e geralmente ocorre bem abaixo das frequências de rotação máximas dos motores, 90 % da frequência de rotação máxima.

Recomenda-se para o cálculo, usar a frequência igual a 90% de frequência máxima de rotações do motor para permitir um remanescente de potência para momentos de picos [8].

Relação de áreas das pás da hélice e a área do disco da hélice, D.A.R., é o total da área das pás dividida pela área de um círculo com mesmo diâmetro da hélice. Este dado será estimado de modo que a velocidade da embarcação que se espera nos resultados do programa não apresente grande diferença relativamente a velocidade escolhida no 1.3.

### **Resultados do cálculo**

Os resultados do cálculo apresentam-se na janela de resultados do programa apresentada na figura 12.

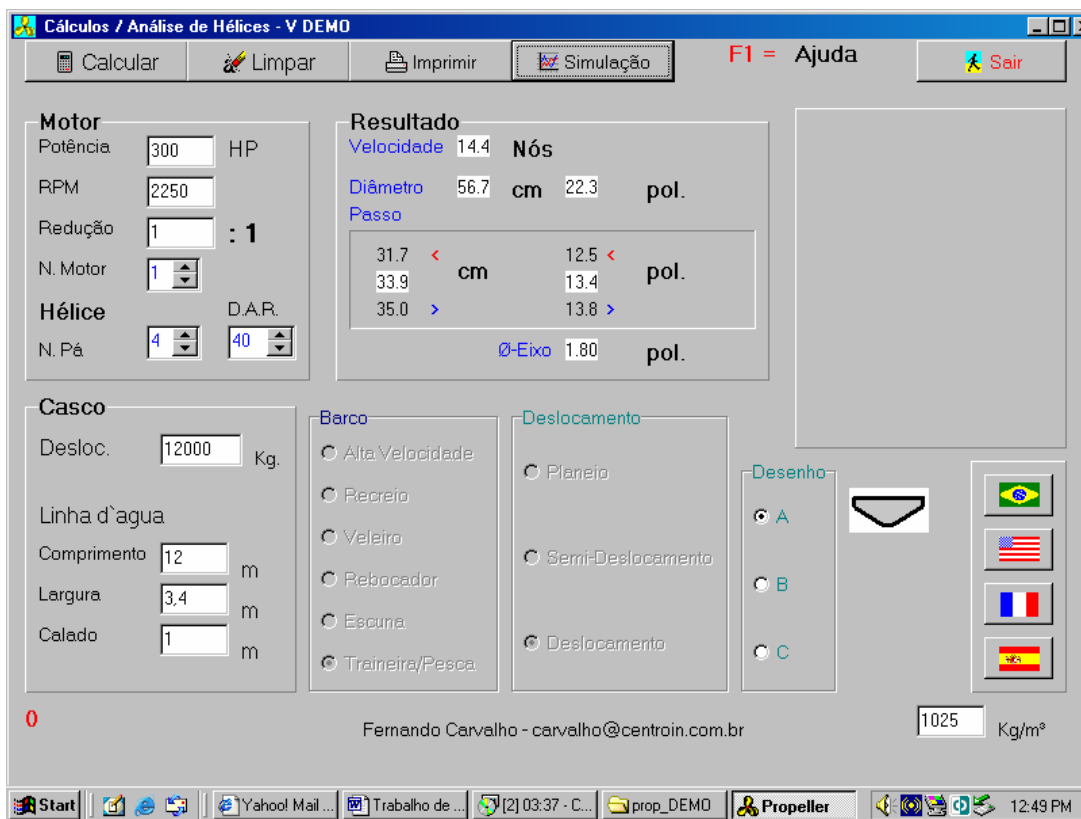


Fig.12. Ilustração da janela do programa com os dados processados

O cálculo é feito tendo em conta a navegação da embarcação em águas do mar. Para a navegação em água doce, será necessário mudar o valor da densidade da água na célula a direita e abaixo da tela do programa.

O programa processa os dados e apresenta os resultados tendo em conta o seguinte tipo de materiais:

### Para o veio

O veio será construído de aço inoxidável *standard* AISI-329 rectificad ( tolerância h9), com o extremo maquinado dando a forma de cone de 1:10, segundo a norma ISO-4566, incluído ranhura para chaveta com seguintes propriedades: composição química em % C=0.200; Si = 0,750; Mn = 1,000; P = 0,400; S = 0,030; Cr = 25,00 e Ni = 3,500 e propriedades mecânicas: resistência mecânica,  $\sigma_e = 507$  MPa;  $\sigma_t = 648$ MPa; dureza Vickers 221 HV

### Para hélice

A hélice será construída de latão com a seguinte composição química em %, Cu = 63; Zn = 25,; Ni = 1; Mg = 5, Al = 7,5; Fe = 4; Pb = 1,5 e propriedades mecânica: resistência mecânica  $\sigma_e = 193$  MPa;  $\sigma_t = 296$  MPa; dureza Brinel 190 HB

### Interpretação dos resultados

A velocidade no valor de 14,4 nós significa que está garantida a velocidade máxima da embarcação inicialmente escolhida. Na verdade é a velocidade conseguida aos 2250 rpm, 90% da frequência máxima, sobrando 10% para situações de pico.

O diâmetro calculado da hélice está na ordem de 567 mm Segundo [9], o diâmetro padronizado disponível no mercado com 4 pás situa-se entre 22" e 24", ficando assim com uma hélice de 600 mm. Para esta hélice está dimensionado um veio de aproximadamente 45,7 mm. Segundo [9], o valor do diâmetro do veio padronizado para aquele diâmetro de hélice é de 50 mm. Ao assumir-se o diâmetro de 50 mm garante-se o funcionamento do veio com uma margem de segurança de 8% de sub dimensionamento.

São fornecidos 3 (três) valores de passo da hélice: o valor médio, para maior força e para maior velocidade.

Segundo [10], a velocidade máxima da embarcação depende dos parâmetros da hélice, sobre tudo do passo da mesma e pode ser determinado pela fórmula:

$$V = \frac{n \cdot 60 \cdot P_h}{72912} \quad [\text{km/h}] \quad (6)$$

onde:  $P_h$  – é o passo da hélice em polegadas;  $n$  – é frequência de rotações da hélice em rpm;  $V$  – é a velocidade do barco em km/h; e 72912 é o número de polegadas numa milha marítima.

Para o passo médio da hélice temos:

$$V = \frac{2250 \cdot 60 \cdot 13,4}{72912} = 25 \text{ km/h} \approx V = 13 \text{ nós}$$

A velocidade obtida da expressão (6) é relativamente inferior a da velocidade anteriormente escolhida para a embarcação. Neste caso, o valor do passo não garante a velocidade escolhida do barco. Devendo-se optar por um passo maior,  $P = 13,8''$ .

Para o passo,  $P = 13,8''$  tem-se:

$$V = \frac{2250 \cdot 60 \cdot 13,8}{72912} = 26 \text{ km/h} \approx V = 14 \text{ nós}$$

Assume-se o passo  $13,8''$  que garante a velocidade da embarcação aproximadamente igual à velocidade previamente escolhida.

Por fim, segundo a disponibilidade no mercado, faz-se a escolha do propulsor dimensionado, para casos de aproximações por excesso.

A tabela 6, apresenta uma gama de hélices de dimensões padronizadas das hélices, que se escolhe usando, como dado de entrada, o diâmetro do veio [9]. Escolhe-se a hélice do tipo P4E.

**Tabela 6. Dados das hélices padronizadas.**

Diâmetro da Hélice			D Diâmetro de veio	D Diâmetro de menor de cone	L Compriment o de cubo	B Largura da chaveta
3 Pás P3B	3 Pás P3C	4 Pás P4E				
12" – 15"	12" – 15"		25 mm	19 mm	60 mm	8 mm
16" – 18"	16" – 18"		30 mm	22 mm	80 mm	8 mm
19" – 21"	19" – 21"	18" – 19"	35 mm	26 mm	90 mm	10 mm
22" – 24"	22" – 24"	20" – 21"	40 mm	30 mm	100 mm	12 mm
25"	25"	22" – 24"	50 mm	38 mm	120 mm	14 mm



Segundo [9], todas as hélices da [9] têm as dimensões do cone *standard*, de 1:10, o que equivale dizer que, a diferença entre os diâmetros é igual a 10% do comprimento do cone, ilustrado na figura 13. Estão, mais adiante, representados na figura 13.1 e na tabela 6.1, as dimensões referentes ao cone do veio.

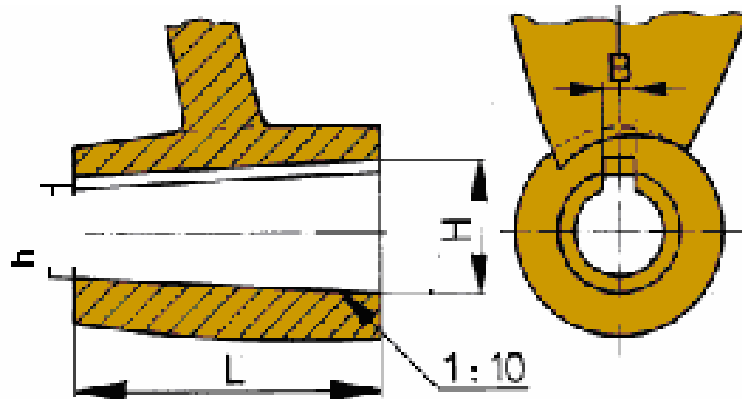


Fig.13. Ilustração do furo do cubo da hélice com as dimensões na tabela 6.

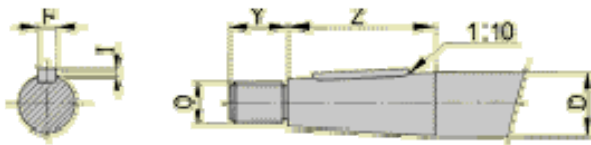


Fig.13.1. Ilustração do cone do veio

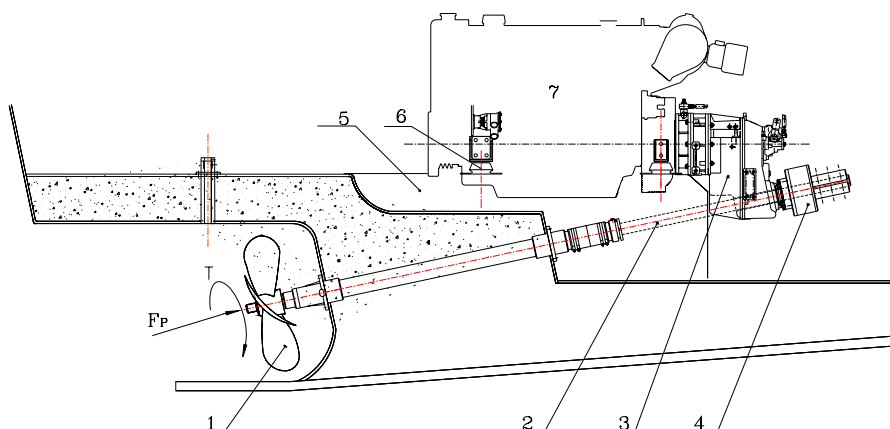
Tabela 6.1. Valores *standard*, em [mm], do cone de veio

D	F	I	O	Y	Z
ø 35	10	3	M24x2	35	85
ø 40	12	3	M24x2	35	95
ø 45	14	3,5	M30x2	40	105
ø 50	14	3,5	M36x3	45	115

## 1.5. Carregamento do sistema de propulsão

Qualquer barco necessita de um sistema que transmita a potência do motor para a hélice, sendo esta potência usada para impulsionar a embarcação. A figura 14, ilustra o esquema de carregamento do sistema de propulsão, como o ponto de partida para o cálculo do sistema de fixação do motor e dos restantes elementos de propulsão.

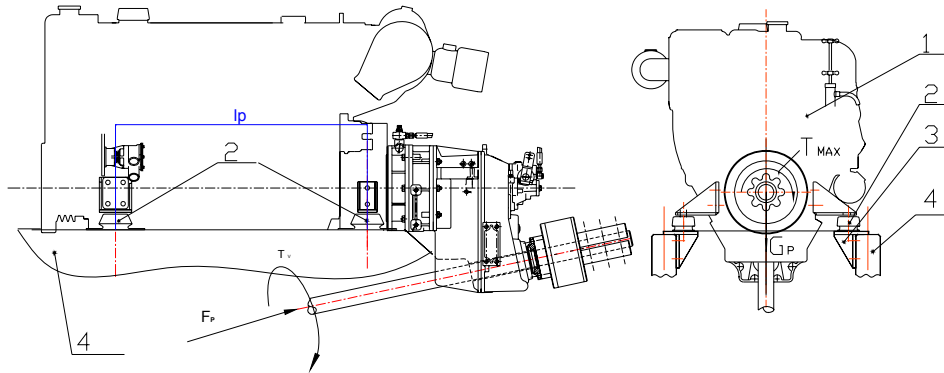
O barco desloca-se do resultado da força de propulsão da hélice 1, representada por  $F_P$  na figura 14, gerado pelo torque  $T_V$ , resultado da iteração motor-redutor, que empurra o veio 2 e este, por sua vez, através do acoplamento elástico 4, transmite o movimento ao conjunto motor-redutor, 3 e 7 respectivamente, que estão rigidamente ligados entre si. Por fim, o movimento é transmitido ao barco através de quatro apoios 6, ligados à estrutura de barco, longarinas 5, por meio dos suportes dos apoios. Cabendo, deste modo, a responsabilidade de transmitir o movimento de deslocamento do barco aos suportes.



**Fig. 14. Ilustração do esquema de carregamento de todo o sistema de propulsão.**  
(1 - hélice; 2 - veio; 3 - redutor; 4 - acoplamento elástico; 5 - longarina; 6 - apoio; e 7 - motor)

### 1.6. Projecção dos suportes do motor

A figura 15, ilustra a instalação do motor 1 na estrutura do barco, nas longarinas 4 através dos apoios 2 que são fixados nos suportes de apoio 3.



**Fig. 15. Esquema de instalação do motor.**  
(1- motor; 2 – apoio; 3 – suporte; 4 – longarina)

Segundo [9], todos os apoios suportam o peso do motor  $G_P$ , assim como, absorvem a carga dinâmica, imposta pelo torque  $T_V$  e, devem garantir a transmissão do impulso da hélice ao barco,  $F_{PH} = (F_P \cdot \cos 12^\circ)$ , componente horizontal de  $F_P$ , que actua perpendicularmente nos apoios, resultando no deslocamento do barco. A carga máxima suportada pelo apoio é dada pela seguinte expressão:

$$G_{\max} = \sqrt{\left(\frac{G_P}{n_p} + \frac{P_m \cdot i \cdot 9550}{f \cdot n \cdot l_p}\right)^2 + \left(\frac{F_{PH}}{n_p}\right)^2} \quad [\text{N}] \quad (7)$$

onde:  $G_{\max}$  é a carga máxima, em N,  $G_P$  - é o peso do motor incluindo o redutor em N;  $n_p$  é o número de apoios;  $P_m$  potência do motor em kW;  $i$  é a relação de transmissão do redutor,  $f$  - é um coeficiente que está em função do número de apoios. Neste caso, segundo [9], para 4 apoios o  $f = 2$  e  $l_p$  - é a distância entre os apoios, medida longitudinalmente em m,  $n$  - é a frequência da rotação e  $F_{PH}$  - a componente horizontal da força de propulsão.

A primeira parcela do primeiro quadrado do radicando corresponde a carga mínima por apoio, devido pelo peso do motor e é designado por  $G_{\min}$ . Este é um dos dados para escolha de tipo de apoio:

$$G_{\min} = \frac{6270}{4} = 1570 \text{ N}$$

A relação  $T = \frac{P_m \cdot i \cdot 9550}{n}$  da segunda parcela, do primeiro quadrado, da expressão (7), corresponde ao torque na saída do redutor e não ao torque máximo do sistema.

Segundo [6], o torque máximo para o motor escolhido verifica-se a uma frequência de rotação de 1600 rpm.

**Tabela 7. Dados do motor Perkins [6]**

<b>Model M300TI</b>	
Rated Power:	300 hp (223 kW)
Engine	IL-6 6.0L
RPM Range	2500
Max Torque / RPM	715 lb-ft /1600 (970 Nm/1600)
Aspiration	Turbo-charged, intercooled

Desta forma, a expressão (7) para a carga máxima será:

$$G_{\max} = \sqrt{\left(\frac{G_p}{n_p} + \frac{T_{\max} \cdot i}{f \cdot l_p}\right)^2 + \left(\frac{F_p \cdot \cos \alpha}{n_p}\right)^2} \quad [\text{N}] \quad (7.1)$$

Segundo [7], a força de propulsão  $F_p$  é determinada pela expressão:

$$F_p = \frac{C_p \cdot \rho \cdot d_h^4 \cdot n^2}{T_c} \quad [\text{N}] \quad (7.2)$$

Onde:  $C_p$  – é o coeficiente tabelado e é escolhido em função de razão  $(V/\pi d_h)$  [7];  $\rho$  – é a densidade da água do mar;  $d_h$  – diâmetro da hélice;  $n$  – frequência de rotação do veio em rps e  $T_c$  – calado da embarcação.

Dados:  $d_h = 0,6 \text{ m}$ ;  $n = 42 \text{ rps}$ ;  $\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$ ;  $T_c = 1\text{m}$ ;  $C_p = 0,035$

$$F_p = \frac{0,035 \cdot 1025 \cdot 0,602^4 \cdot 42^2}{1} = 8311 \text{ N}$$

Para o cálculo da carga máxima usa-se a expressão (7.1), com os seguintes dados:

$G_p = 6278,4 \text{ N}$ ;  $i = 2,1$ ;  $f = 2$ ;  $l_p = 0,790 \text{ m}$ ;  $n_p = 4$ ;  $T_{\max} = 970 \text{ Nm}$ ;  $F_P = 8311 \text{ N}$ ; e  $\alpha = 12^\circ$

$$G_{\max} = \sqrt{\left(\frac{6278}{4} + \frac{970 \cdot 2,1}{2 \cdot 0,790}\right)^2 + \left(\frac{8311 \cdot \cos(12^\circ)}{4}\right)^2} = 3507 \text{ N}$$

Os valores  $G_{\min}$  e  $G_{\max}$  são dados de entrada na tabela 8, para a escolha do apoio necessário para o motor escolhido.

**Tabela 8. Escolha dos apoios em função de carga mínima e máxima[9]**

Type	Stiffness			Minimum Load		Minimum Compress (mm)	Maximum Load		Maximum Compress (mm)	Hardness (° Shore)
	Vertical	Athwart-ships	Fore and Aft	(N)	(kg)		(N)	(kg)		
						Static			Static + Dynamic	
K25	1	1.4	1.4	147	15	1.3	383	39	3.3	45
K50	1	0.75	2.5	245	25	2	549	56	4.5	45
K75	1	0.75	2.5	373	38	2	824	84	4.5	55
K100	1	0.75	2.5	491	50	2	1109	113	4.5	65
Mitsubun	1	1	1	245	25	1.3	657	67	4.5	45
L130	1	2.8	5.6	638	65	2	1432	146	4.5	50
L160	1	2.8	5.6	785	80	2	1766	180	4.5	55
L210	1	2.8	5.6	1030	105	2	2315	236	4.5	60
LM140	1	1.8	4.3	687	70	3.5	1373	140	7	35
LM220	1	1.8	4.3	1079	110	3.5	2158	220	7	45
LM320	1	1.8	4.3	1570	160	3.5	3139	320	7	55
LM450	1	1.8	4.3	2256	230	3.5	4513	460	7	65

Segundo os resultados obtidos nos cálculos acima, escolhe-se o apoio do tipo LM450 com a carga estática mínima de 2256 N e a carga máxima, (estática e dinâmica) de 4513 N. Note-se que os valores obtidos nos cálculos sofreram um arredondamento por excesso.

A figura 16, a baixo, ilustra a geometria do apoio escolhido, alçado de cima, que servirá de orientação para a projecção do suporte de apoio do motor, sobretudo, a disposição dos furos do suporte que irá receber o apoio.

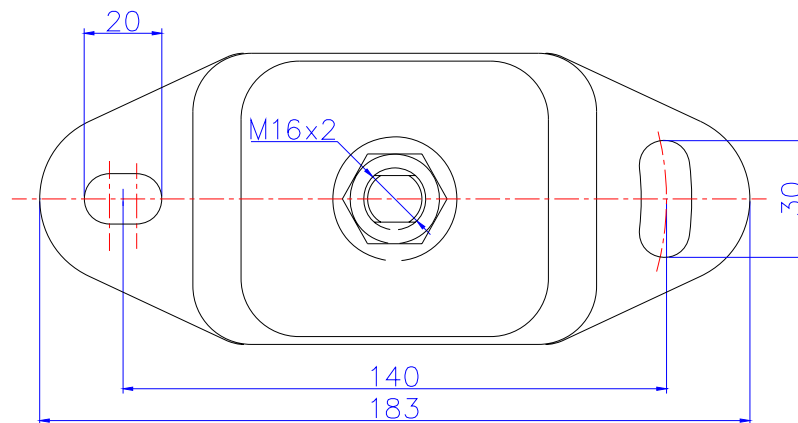


Fig.16. Vista de cima de apoio do tipo LM450

Os suportes dos apoios do motor serão basicamente, projectados em forma, de L, em chapa de 10 mm de espessura com dois reforços triangulares e um rectangular em chapa, da mesma espessura, ligados entre si por meio de soldadura, figura 17.

O suporte é composto por uma chapa 1 que possui na sua parte superior dois furos, para fixar o apoio através de parafuso e porca. A chapa rectangular 2 é soldada a chapa 1 e possui 2 furos para fixar o suporte na longarina 5. Nas extremidades tem dois reforços 3 de chapa triangular ligados por soldadura às chapas 1 e 2.

Os suportes serão afixados, por parafusos e porcas M12, na parte interna das longarinas, que fazem parte da estrutura da embarcação.

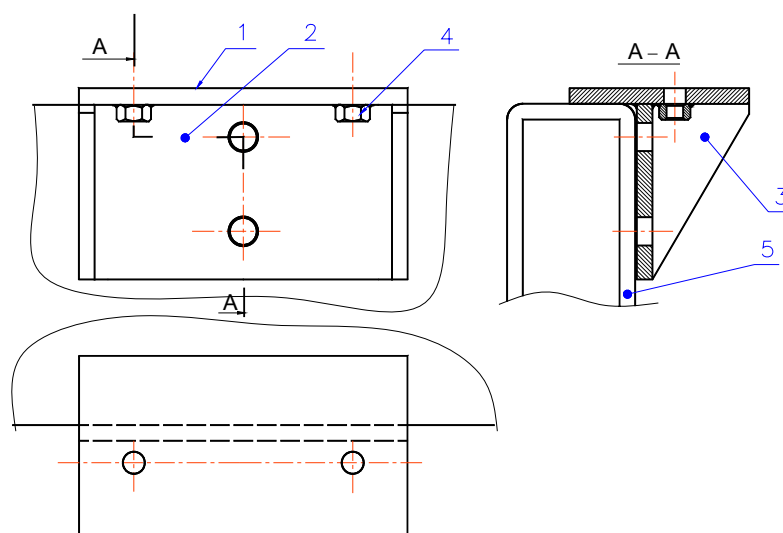


Fig.17. Suporte para o apoio do motor montado na longarina

### Cálculo da resistência dos parafusos dos suportes

O cálculo dos parafusos consistirá em verificar a resistência mecânica, tendo em conta a carga máxima dos apoios, (estática e dinâmica). Considerando os dois casos de carregamento, o esquema de carregamento do suporte e dos parafusos está representado na figura 18.

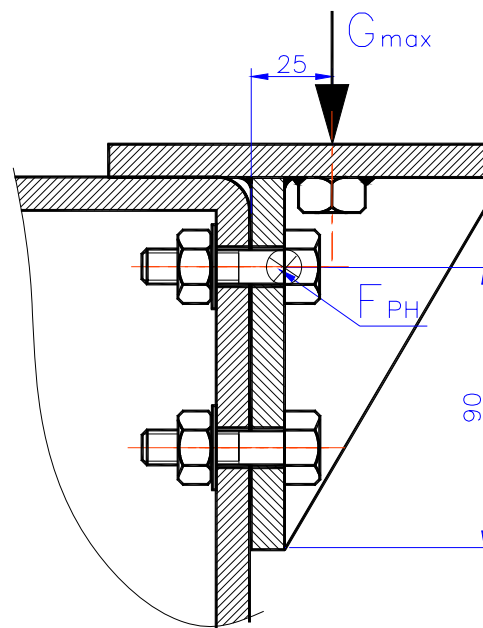


Fig. 18. Esquema de carregamento do suporte do apoio do motor

A força  $G_{max}$  é capaz de causar a deformação da aba do suporte, a que resultaria no deslizamento vertical do suporte no valor da folga entre o furo e a haste do parafuso. A partir deste ponto, a haste do parafuso é solicitada ao corte por cisalhamento. Segundo [14], a condição de resistência ao corte da haste cilíndrica é dada pela expressão:

$$\tau = \frac{4 \cdot F_{PH}}{\pi \cdot d_{ps}^2 \cdot z \cdot n_i} \leq [\tau] \quad [\text{MPa}] \quad (8)$$

Onde:  $F_{PH}$  - é a componente horizontal da força de propulsão;  $d_{ps}$  - o diâmetro do parafuso;  $z$  - o número de parafusos na ligação;  $n_i$  - o número de planos de ligação;  $\tau$  - a tensão de cisalhamento; e  $[\tau]$  - a tensão admissível.

$$F_{PH} = F_p \cdot \cos(12^\circ) = 8311 \cdot \cos 12^\circ = 8130 \text{ N}$$

Segundo [14], a tensão admissível é determinada pela expressão:

$$[\tau] = (0,25 \dots 0,3) \sigma_e \quad [\text{MPa}] \quad (9)$$

O suporte é apertado por dois parafusos M12 de aço inoxidável do tipo ASTM A743, com um plano de ligação.

Nesta caso;  $d_p = 12 \text{ mm}$ ;  $z = 8$ ;  $i = 1$ ;  $F_{PH} = 8130 \text{ N}$ ; e  $\sigma_e = 480 \text{ MPa}$

Segundo a expressão (8) tem-se:

$$\tau = \frac{4 \cdot 8130}{\pi \cdot 12^2 \cdot 8 \cdot 1} = 9 \text{ MPa}$$

Segundo a expressão (9)

$$[\tau] = 0,25 \cdot 480 = 120 \text{ MPa}$$

Então:  $\tau = 9 < [\tau] = 120$

O resultado obtido confirma a resistência dos parafuso em cerca de 92% de margem de segurança.

Para evitar o deslizamento do suporte, será necessário apertá-lo com uma força suficiente, de modo a garantir a segurança da ligação e resistir às tensões de tracção.

A condição de resistência da haste do parafuso, devido a esforços de tracção, determina-se pela expressão:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_{aps}}{\pi \cdot d_{ps}^2} \leq [\sigma_t] \quad [\text{MPa}] \quad (11)$$



$$F_{aps} = K_{ap} \cdot \left[ \sqrt{\left( G_{\max}^2 + \left( \frac{F_{PH}}{16} \right)^2 \right)} + G_{\max} \cdot a/l \right] \quad [\text{N}] \quad (12)$$

$$K_{ap} = \frac{1}{f_{at}} \quad (13)$$

$$[\sigma_t] = (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_e \quad [\text{MPa}] \quad (14)$$

Onde:  $K_{ap}$  - é o coeficiente de aperto;  $f_{at}$  - o coeficiente de atrito,  $f_{at} = (0,12 \dots 0,25)$  para aço,  $F_{aps}$  - a força de aperto do suporte,  $[\sigma_t]$  - a tensão de roptura admissível,  $\sigma_t$  - a tensão no parafuso;  $d_{ps}$  - o diâmetro de parafuso do suporte;  $a$  - a distância entre o ponto de aplicação do de  $G_{\max}$  e o plano de separação do suporte e longarina; e  $l$  - a distância entre o ponto de aplicação da força  $F_{PH}$  e a parte inferior do suporte.

Da expressão (13) temos:  $K_{ap} = \frac{1}{0,25} = 4$

Da expressão (12) determina-se a força de aperto:

$$F_{aps} = 4 \cdot \left[ \sqrt{\left( 3507^2 + \left( \frac{8130}{12} \right)^2 \right)} + 3507 \cdot (0,025/0,090) \right] = 18184 \text{ N}$$

Cálculo de tensão de roptura

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 18184}{\pi \cdot 12^2} = 161 \text{ MPa}$$

Tensão admissível, pela expressão (14)

$$[\sigma_t] = 0,4 \cdot 480 = 192 \text{ MPa}$$

Por fim, pela expressão (11)

$$\sigma_t = 161 < [\sigma_t] = 192$$

O resultado obtido, confirma a resistência dos parafuso de roptura em cerca de 16% de margem de segurança. Garantindo, deste modo, o funcionamento do suporte em segurança.

### 1.7. Projecção do sistema de veio (apoio)

O sistema de veio, figura 19, é um conjunto que não só apoia o veio, como também garante neste caso a disposição do veio através dos apoios e também garante a vedação da água do mar de modo a que esta não se infiltrar no interior do barco. Este sistema é classificado como ecológico, pois a sua lubrificação é feita através da água do mar e não por massa consistente ou outro tipo de óleo.

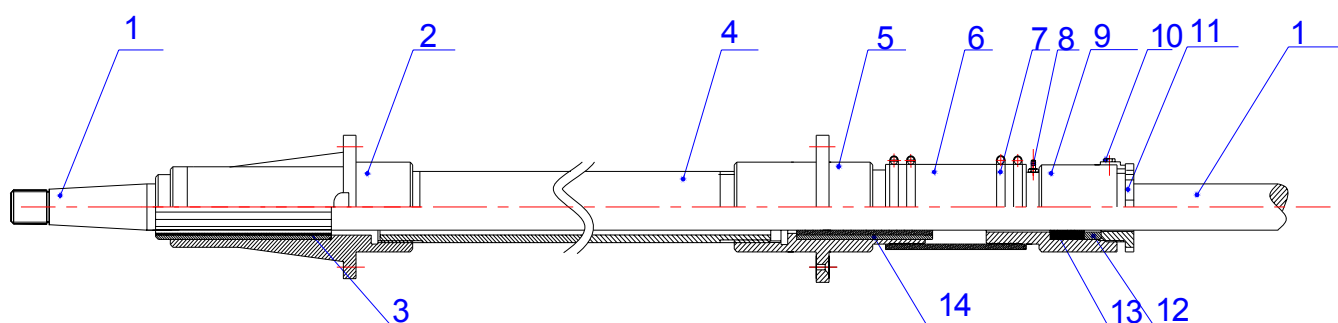


Fig.19. Ilustração do sistema de veio

#### Descrição do sistema de veio

O sistema é constituído por um tubo telescópico 4 onde passa, por dentro, o veio 1, que se apoia em dois apoios superior 5 e inferior 2. No seu interior são montados, por pressão, casquilhos de bronze 3 e 14, revestidos interiormente por uma camada de borracha lubrificada com água do mar, que entra do copo 8.

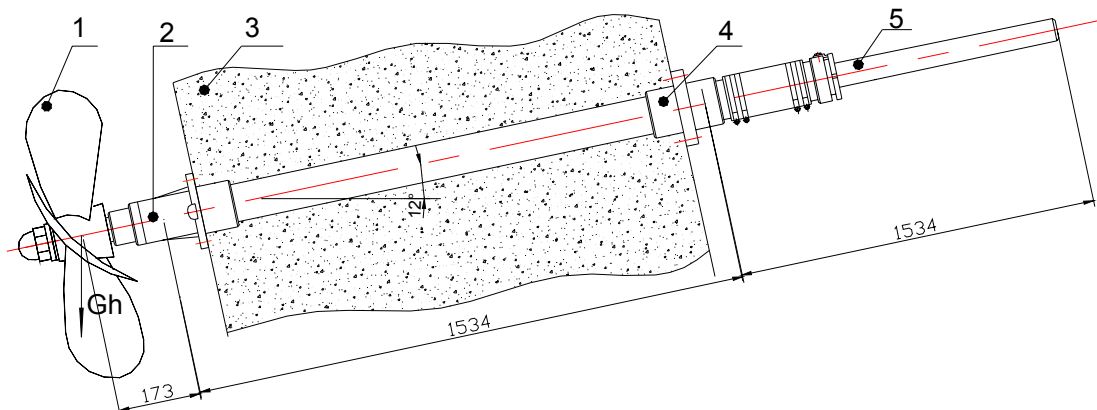
O tubo 4 é instalado no interior da quilha, parte funda do barco, e nas suas extremidades são roscados os apoios, na parte externa do barco é fixado o apoio inferior 2 e na parte interna se fixa o apoio superior 5.

Na parte interna monta-se o sistema de vedação da água, composto pelo corpo 9, separado do apoio 5, por um tubo de borracha 6, apertado em duas extremidades por quatro abraçadeiras 7, duas de cada lado. No interior do corpo 9, depois de se introduzir o veio 1, no espaço entre o veio e interior do corpo 9, introduzem-se quatro argolas de empaque 13, em forma de corda de secção quadrada de 8 mm de lado e, em seguida, introduz-se o calço 12, em forma de anel, que transmite o esforço do aperto do regulador 11 e feriado por uma patilha 10.

O sistema de vedação funciona de uma maneira muito simples, bastando para isso, apertar o empaque, com o regulador 11. Não havendo espaço na direcção axial do veio, o mesmo tenta expandir-se na direcção radial do veio, apertando de modo que a água não consiga passar.

### Cálculo da resistência dos parafusos do apoio do veio

Segundo a figura 20, o apoio mais carregado é o inferior, o próximo da hélice, onde se verificam cargas dinâmicas da hélice com mais incidência comparado com o caso do apoio superior.



**Fig.20. Sistema de veio no calado.**

(1 – hélice; 2 – apoio inferior; 3 – quilha; 4 – apoio superior; 5 – veio).

### Esquema de carregamento do sistema de veio

O esquema da figura abaixo ilustra a disposição e orientação das reacções dos apoios do veio.

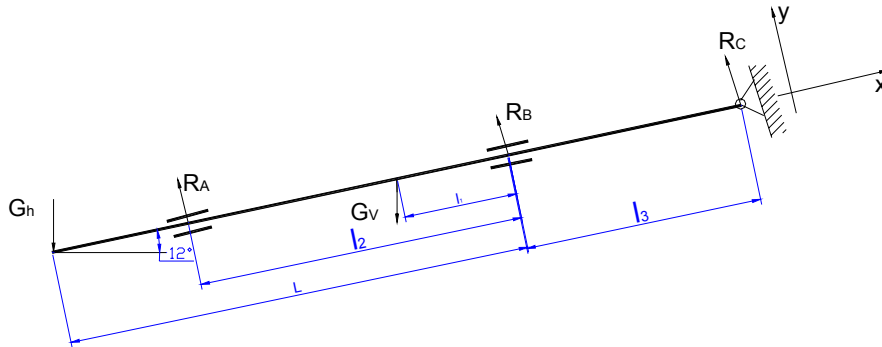


Fig.21. Esquema de carregamento do veio

Do esquema pode-se ver que o apoio inferior,  $R_A$ , é o mais carregado do que a reacção superior  $R_B$ , pois fica entre a carga do veio,  $G_V$  e a carga da hélice  $G_h$  e ainda as cargas centrífugas da hélice não referenciadas no esquema.

### Reacções dos apoios

$$\left\{ \begin{array}{l} a) \uparrow: R_A + R_B + R_C - (G_h + G_V) \cdot \cos \alpha = 0 \\ b) \sum M_B = 0: [(G_h \cdot L + G_V \cdot l_1) \cdot \cos \alpha] - R_A \cdot l_2 + R_C \cdot l_3 = 0 \\ b) \sum M_C = 0: [G_h \cdot (L + l_3) + G_V \cdot (l_1 + l_3)] \cdot \cos \alpha - R_A \cdot (l_2 + l_3) - R_B \cdot l_3 = 0 \end{array} \right.$$

Dados:  $G_h = 150 \text{ N}$ ;  $G_V = 42 \text{ N}$ ;  $\alpha = 12^\circ$ ;  $L = 1,707 \text{ m}$ ;  $l_1 = 0,032 \text{ m}$ ;  $l_2 = 1,534 \text{ m}$ ; e  $l_3 = 1,768 \text{ m}$

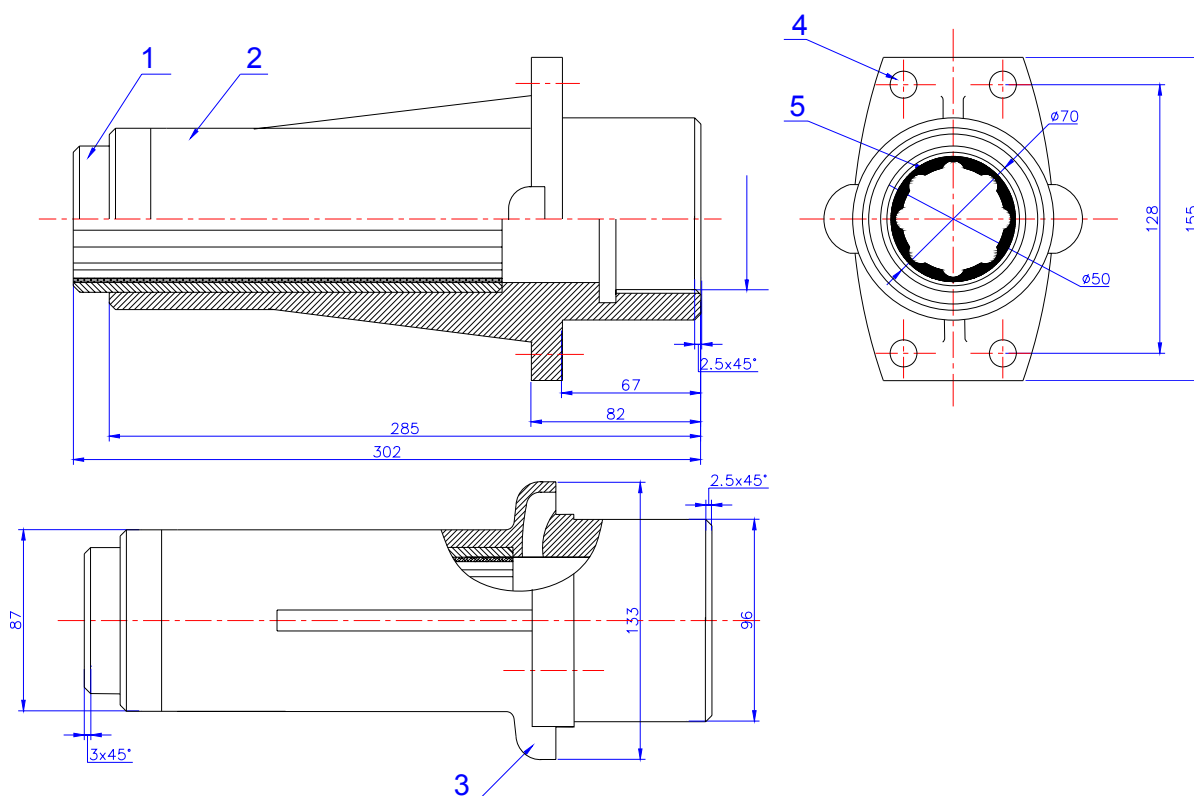
Segundo os dados, transforma-se o sistema acima em:

$$\left\{ \begin{array}{l} a) R_A + R_B + R_C = 558 \\ b) 1,534 \cdot R_A - 1,534 R_C = 264 \\ b) 3,068 \cdot R_A + 1,534 \cdot R_B = 1119 \end{array} \right.$$

Resolvendo o sistema, tem-se o seguinte resultado de reacções de apoio:

$$\left\{ \begin{array}{l} a) R_A = 300 N \\ b) R_C = 128 N \\ b) R_B = 130 N \end{array} \right.$$

A figura 22 representa o apoio inferior, composto pelo corpo do apoio 2, no qual, por pressão, se monta o apoio 1 revestido, no seu interior, por uma borracha 5. O corpo do apoio é montado, na estrutura do barco, por parafusos de fixação nos furos 4.



**Fig.22. Apoio inferior do veio.**

1 – casquilho do apoio; 2 – corpo do apoio; 3 – orifício de entrada da água; 4 – orifício de fixação do apoio; 5 – revestimento de borracha do casquilho.

A figura 22.1 ilustra o carregamento dos parafusos do apoio, que fixam o apoio inferior na estrutura do barco em particular .

Os parafusos que fixam o apoio na estrutura da embarcação, os de cima, estão mais solicitados à roptura, devido ao esforço de tracção causado por momento, por

causa da reacção do apoio em relação ao plano e fixação do apoio na embarcação. Os apoios suportam o peso de veio e a hélice.

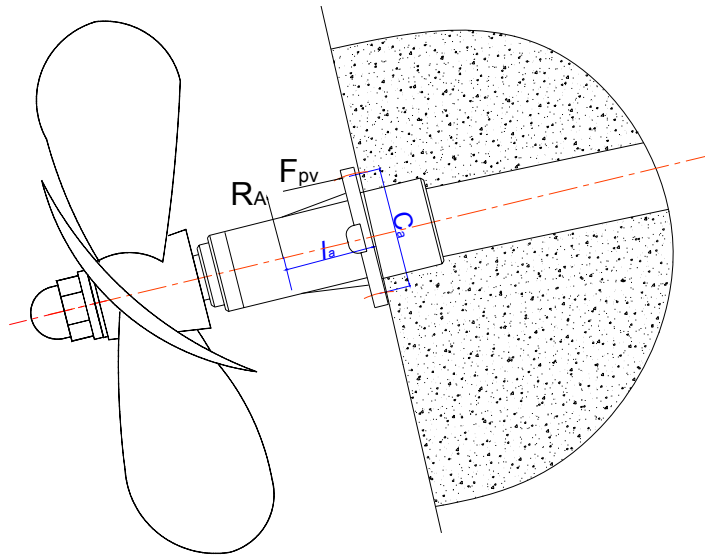


Fig.22.1. Ilustração das forças que criam momento no apoio

A força nos parafusos do apoio do veio  $F_{pv}$ , deve ser suficiente para superar a força  $R_A$  que tende a separar o apoio do veio da parede do barco, força essa, que tende a separar o apoio devido ao momento originado pela mesma. A força de aperto dos parafusos do apoio do veio é dada pela expressão seguinte:

$$F_{pv} = R_A \cdot \left( \frac{l_a}{C_a} \right) \quad [\text{N}] \quad (16)$$

Onde:  $l_a$  – é a distância entre o ponto de aplicação da  $R_A$  e o plano de separação; e  $C_a$  – a distância entre os furos de fixação, na posição vertical.

Dados:  $l_a = 0,132 \text{ m}$ ;  $C_a = 0,128 \text{ m}$ ; e  $R_A = 300 \text{ N}$

Da expressão (16) determina-se a força no apoio:

$$F_{pv} = 300 \cdot \left( \frac{0,132}{0,128} \right) = 309 \text{ N}$$

A força de aperto dos parafusos do apoio do veio será determinada pela seguinte expressão:

$$F_{apv} = \frac{K_{ap} \cdot F_{pv}}{z_{pA}} \quad [\text{N}] \quad (17)$$

Onde:  $F_{apv}$  – é a força de aperto dos parafusos do apoio do veio;  $z_{pA}$  - o número de parafusos de apoio mais carregados ( $z_{pA} = 2$ ) e  $K_{ap}$  – o coeficiente de aperto ( $K_{ap} = 4$ ).

A força de aperto será;

$$F_{apv} = \frac{4 \cdot 309}{2} = 618 \text{ N}$$

Da expressão (11) determina-se a tensão de ruptura:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 618}{\pi \cdot 10^2} = 8 \text{ MPa}$$

$[\sigma_t] = 192 \text{ MPa}$  da página 49.

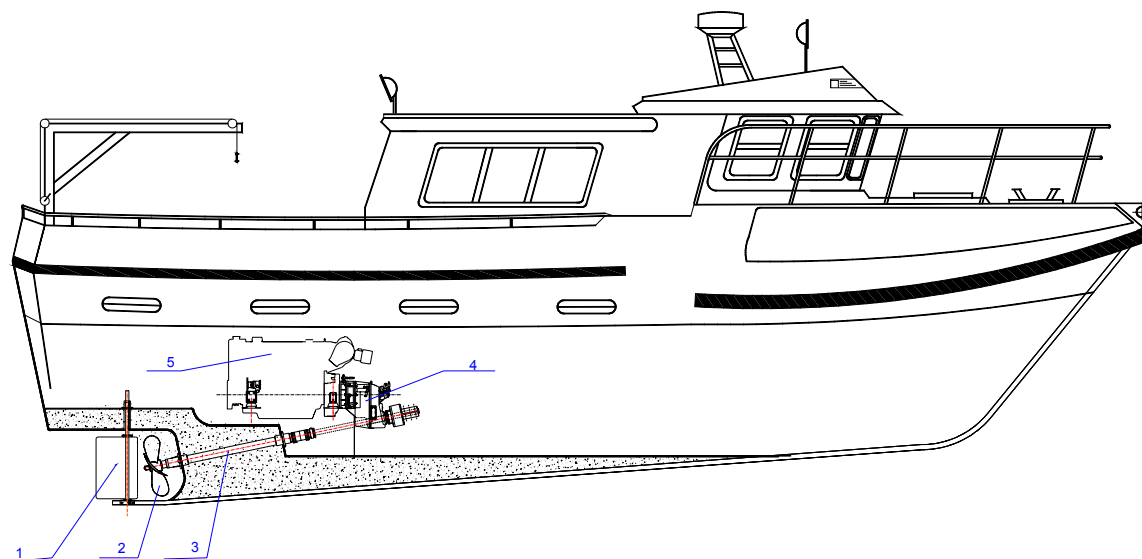
A verificação da resistência faz-se com a expressão ( 15 )

$$\sigma_t = 8 \text{ MPa} \leq [\sigma_t] = 192 \text{ MPa}$$

A condição de resistência verifica-se concluindo, deste modo, o funcionamento da ligação.

## 1.8. Projecção do sistema de leme

Sistema de leme é o sistema responsável pelo governo da embarcação e é colocado na popa da embarcação, atrás da hélice, figura 23. O leme é construído basicamente por uma chapa rígida, que direcciona o fluxo da água da hélice, girando do centro para a esquerda ou para a direita, num ângulo máximo, no valor de  $35^{\circ}$  para cada lado. Segundo [11], acima deste ângulo verifica a redução do rendimento do barco.

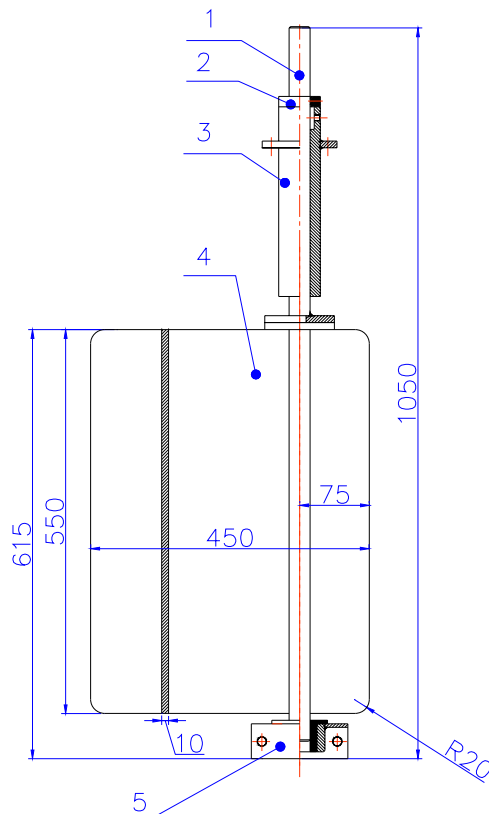


**Fig. 23. Ilustração da localização do leme na embarcação.**  
1 – leme; 2 - hélice; 3 – sistema de veio; 4 – redutor; 5 – motor.

O sistema de leme é constituído, segundo a figura 24, por um leme 4, suportado na parte inferior por um apoio 5, que garante a sua disposição no seu centro fixado na barra da quilha. O leme recebe o movimento de rotação através de um veio 1, que gira orientado por um casquilho-guia 3. Na parte superior está montado um vedante 2. O veio é accionado por um sistema hidráulico.

As dimensões do leme são condicionadas pelo espaço, entra a barra da quilha e tecto do calado, como se pode ver na fig.23 na zona de leme e são determinadas em função das dimensões da hélice [1], anexo 3.





**Fig.24. Sistema de leme.**

1 – veio; 2 – calço; 3 – casquilho; 4 – leme; 5 – apoio.

### Cálculo de leme

O cálculo do leme consiste em determinar o momento necessário para girar o leme, com o qual se escolhe o tipo de bomba a ser instalado no sistema. Segundo [11], existem dois tipos de lemes, compensados e não compensados, figura 25. É comum o emprego do leme compensado, leme proposto para o presente caso, pela sua vantagem, poupa o esforço do sistema hidráulico, pois como se pode ver, a expressão,  $l = 0,37 \cdot A - C$  da figura 25, a compensação  $C$ , reduz o braço  $l$ , isso implica redução do momento do sistema.

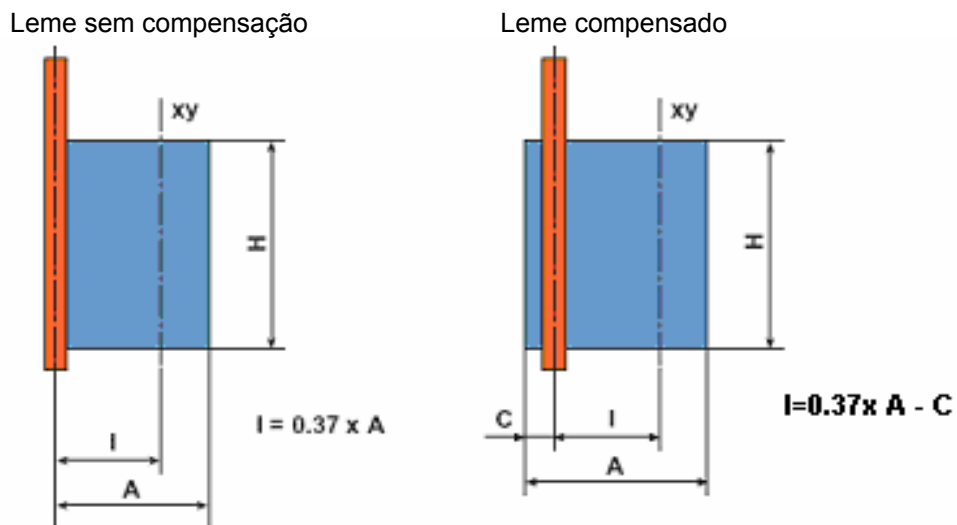


Fig.25. Tipos de leme [9]

O sistema hidráulico do leme escolhe-se em função do momento que se determina pela expressão:

$$M_l = F_l \cdot l \quad [\text{Nm}] \quad (17)$$

$$F_l = 23,3 \cdot S \cdot V^2 \quad [\text{N}] \quad (18)$$

$$S = A \cdot H \quad [\text{m}^2] \quad (19)$$

Onde:  $F_l$  - é a força que actua sobre o leme em N;  $l$  - a distância entre o ponto de aplicação da força  $F_l$  XY e o centro do veio do leme (fig.25);  $S$  - a área do leme  $\text{m}^2$ ; e  $V$  - a velocidade da embarcação em km/h.

Segundo a figura 24, temos os seguintes dados para o cálculo de direcção hidráulica para o sistema do leme proposto.

Dados:  $H = 0,55 \text{ m}$ ;  $C = 0,075 \text{ m}$ ;  $A = 0,45 \text{ m}$ ;  $V = 26 \text{ km/h}$

Da expressão (18) tem-se:

$$F_l = 23,3 \cdot (0,55 \cdot 0,45) \cdot 26^2 = 3898 \text{ N}$$

O comprimento  $l$  é determinado segundo a expressão, na figura 25, correspondente ao leme compensado:

$$l = 0,37 \cdot 0,45 - 0,075 = 0,092 \text{ m}$$

Da expressão (17) determina-se o momento,  $M_t$

$$M_t = 3898 \cdot 0,092 = 359 \text{ Nm}$$

Uma vez conhecido o momento do leme, selecciona-se o sistema hidráulico tendo em conta a seguinte condição:

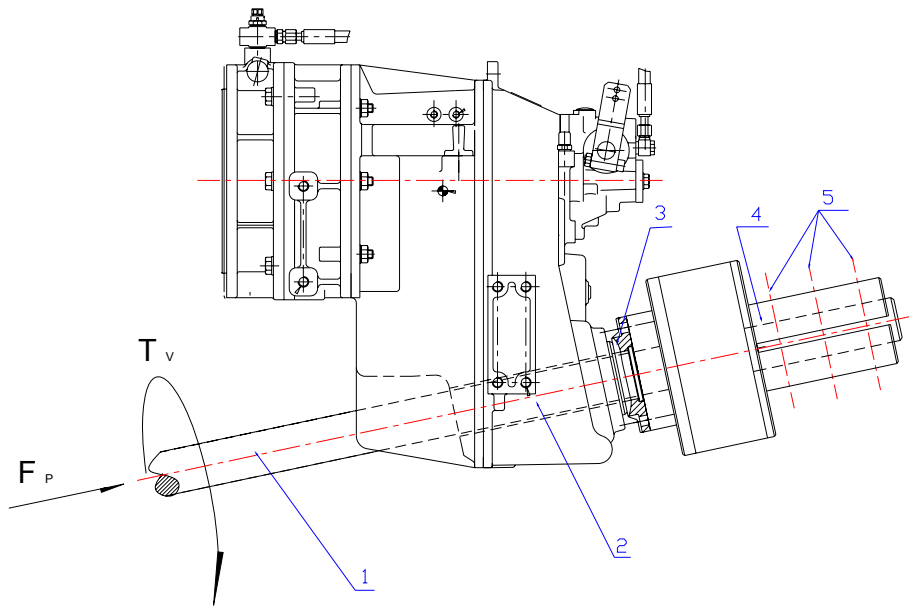
$$M_t \leq M_{direc}$$

Segundo [11], escolhe-se o sistema hidráulico de marca MTC 52 com as seguintes características:  $M_{max} = 510 \text{ Nm}$ ; satisfaz as condições de trabalho em mais de 12% de margem de segurança, ângulo máximo de inclinação do leme de  $35^\circ$  para cada lado.

## 1.9. Cálculo do acoplamento

Segundo [11], os acoplamentos flexíveis que ligam o veio com a flange da caixa redutora se escolhem em função do diâmetro do veio. Para o mesmo tipo de material, os veios de diâmetro maior transmitem comparativamente maiores torques do que os de pequeno diâmetro. [11] dispõem de tabelas para a escolha do acoplamento com toda a informação para o bom funcionamento da ligação.

A figura 26 abaixo, ilustra a disposição do apoio em relação ao veio e à flange da caixa. O veio da hélice 1 passa pelo veio executivo oco 2 da caixa redutora e, por fora, tem uma flange 3, onde é apertado o acoplamento flexível do veio que, por fim, através do cubo bipartido 4, se apertar o veio por meio de seis parafusos 5, três de cada lado.



**Fig.26. Disposição do acoplamento.**

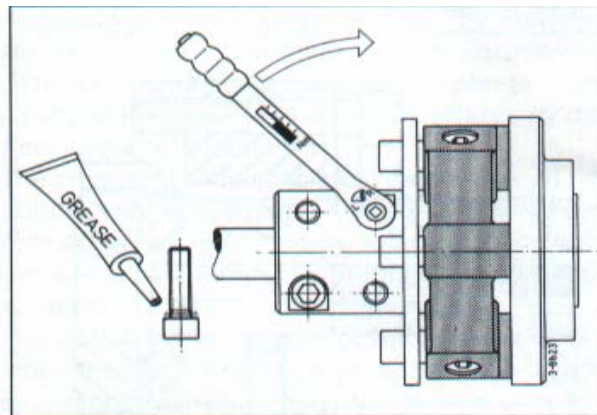
(1- veio; 2-veio executivo; 3 - flange; 4 - acoplamento elástico; 5 - disposição de parafuso de fixação).

A figura 27 abaixo, apresenta uma gama de parâmetros para diferentes tipos de acoplamentos. Para o presente caso, escolhe-se o acoplamento do tipo 32, que serve para os casos de diâmetro entre 45 a 70 mm. O acoplamento resiste a um torque máximo de 2200 Nm, mantém a sua capacidade de trabalho a um valor máximo de 3600 rpm e com capacidade de transmitir uma potência de 31,3 hp por 100 rpm [11].

Bulflex Type	DIN 6270 B kW (hp) 100 RPM on shaft	DIN 6270 A kW (hp) 100 RPM on shaft	Maximum moments Nm		Maximum RPM 0° error omw./min.	Maximum RPM 2° error omw./min.	D mm	L mm	d mm
			DIN 6270B	DIN 6270A					
1	0.8 (1.1)	0.5 (0.7)	75	45	7000	3500	100	85	20, 25
2	1.6 (2.1)	0.9 (1.3)	150	90	6500	3250	120	120	20, 25
4	3.1 (4.3)	2.1 (2.8)	300	200	6000	3000	150	152	25, 30
8	6.3 (8.5)	4.3 (5.8)	600	410	5000	2500	170	166	30, 35, 40
16	12.6 (17.1)	9.8 (3.3)	1200	935	4000	2000	205	197	40, 45, 50
32	23.0 (31.3)	18.6 (25.3)	2200	1780	3600	1800	260	263	45, 50 60, 70

**Fig. 27. Tabela de escolha do acoplamento ( dado de entrada  $\phi$  de veio) [11].**

Os valores do momento de aperto dos parafusos do cubo de acoplamento ao veio estão apresentados na tabela da figura 28 abaixo. Segundo o acoplamento escolhido, do tipo 32, o momento de aperto necessário por cada parafuso é de 450 Nm, segundo a tabela de fig.28.



Tighten the bolts to the stated torque "T"; see table.

Type		T2
1	M10 x 30	60 Nm
2	M10 x 35	60 Nm
4	M12 x 40	100 Nm
8	M14 x 45	200 Nm
16	M16 x 55	230 Nm
32	M20 x 70	450 Nm

Fig. 28. Momento de aperto do cubo de acoplamento [11].

O cálculo da resistência do acoplamento será feito considerando o caso de montagem com abraçamento perfeito, cubo bastante deformável, forma de conjugação das peças rigorosamente cilíndrica, praticamente a folga entre as peças é nula. Neste caso, segundo [14], considera-se que a pressão de aperto distribui-se uniformemente pela superfície tangencial de contacto das peças. Sendo assim, a condição de ligação é dada pelas seguintes expressões:

$$\left. \begin{array}{l} a) 2,5 \cdot F_{ap} \cdot f_{at} \cdot d_v \geq T_v \\ b) 5 \cdot F_{ap} \cdot f_{at} \geq F_{ax} \end{array} \right\} \quad (20)$$

Onde:  $F_{ap}$  – é a força de aperto do cubo,  $f_{at}$  – o coeficiente da atrito;  $F_{ax}$  – a força axial resultante da força de propulsão do sistema;  $T_v$  - o momento do veio; e  $d_v$  – o diâmetro do veio ou da ligação.

O momento de aperto por cada parafuso, é recomendado em [11], e relaciona-se com a força do aperto pela seguinte expressão:

$$M_{ap} = 0,5 \cdot F_{ap} \cdot d_2 \cdot \left[ \frac{D_{med}}{d_s} \cdot f + tg \cdot (\varphi + \psi) \right] \quad [\text{Nm}] \quad (21)$$

Onde:  $M_{ap}$  - é o momento de aperto;  $F_{ap}$  - a força de aperto;  $d_2$  - o diâmetro médio da rosca;  $D_{med}$  - o diâmetro médio entre o diâmetro da face da apoio da cabeça do parafuso e diâmetro do furo do para o parafuso;  $f$  - o coeficiente de atrito na face da cabeça do parafuso;  $\psi$  - o ângulo de subida da rosca ( $\psi = \text{actg}(P/\pi \cdot d_2)$ ) e o  $\varphi$  - o ângulo de atrito na rosca que incorpora o efeito da inclinação do perfil do filete,  $\varphi = \text{arctg}\left(\frac{f}{\cos \gamma}\right)$ , [14].

Para a rosca métrica de fixação  $\gamma = \frac{\alpha}{2} = 30^\circ$  [14]

Da expressão (21) transformada, pode-se determinar a força de aperto por parafuso:

$$F_{ap} = \frac{M_{ap}}{0,5 \cdot d_2 \cdot \left[ \frac{D_{med}}{d_2} \cdot f + tg(\varphi + \psi) \right]} \quad \text{N} \quad (21')$$

Dados:  $M_{ap} = 450 \text{ Nm}$ ;  $d_2 = 18 \text{ mm}$ ;  $D_{med} = 26 \text{ mm}$ ;  $f = 0,15$ ;  $\varphi = 9,83$ ;  $\psi = 1,82$

Da expressão (21') determina-se a força de aperto de cada parafuso:

$$F_{ap} = \frac{450 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 18 \cdot \left[ \frac{26}{18} \cdot 0,15 + tg(9,83 + 1,82) \right]} = 120140 \text{ N}$$

O acoplamento escolhido possui um cubo bipartido, apertado por seis parafusos, três de cada lado. Tendo em conta a definição de força de aperto, neste caso, de acordo com [14], a força de aperto do cubo será a força por parafuso calculado em (21') multiplicado por 3 parafusos.

$$F_{ap} = 120140 \cdot 3 = 360420 \text{ N}$$

Das condições de funcionamento, expressão (20):

Dados:  $f_{at} \approx (0,15 \dots 0,18)$  recomendados para materiais de aço que funcionam sem lubrificação [14].

$$\left. \begin{array}{l} a) 2,5 \cdot 360420 \cdot 0,15 \cdot 0,050 \geq T_v \\ b) 5 \cdot 360420 \cdot 0,15 \geq F_{ax} \end{array} \right\}$$

$$\left. \begin{array}{l} 6758 \geq T_v \\ 270315 \geq F_{ax} \end{array} \right\}$$

O torque máximo do veio da hélice,  $T_v$ , segundo [11], é directamente proporcional ao torque do motor  $T_{max}$  e a relação de transmissão de redutor,  $i$ , e é determinado pela expressão:

$$T_v = T_{max} \cdot i \quad [\text{Nm}] \quad (22)$$

onde:  $T_{max}$  – torque máximo de motor

Dados  $T_{max} = 969,5$  (pág.43) ;  $i = 2,1:1$ ;

Da expressão (26), temos:

$$T_v = 969,5 \cdot 2,1 = 2036 \text{ Nm}$$

A força axial é a força de propulsão da hélice sobre o veio:

$$F_{ax} = F_p = 8311 \text{ N (pág.44);}$$

Por fim, a verificação da capacidade de trabalho:

$$\left. \begin{array}{l} a) 6758 \geq 2036 \\ b) 270315 \geq 3730 \end{array} \right\} \text{ Deste modo se confirma o funcionamento da ligação.}$$

## 1.10. Análise da estabilidade

Conforme refere [15], vários factores influem na estabilidade de uma embarcação, mas duas são primordiais: a posição do Metacentro e a posição do centro de gravidade. O Metacentro (MC) é o centro geométrico da embarcação, o centro de equidistância entre todos os pontos perimetrais da embarcação. O centro de gravidade (CG) é o ponto em que se concentram as linhas de força gravitacional da embarcação, é o centro do peso do barco.

O MC determina-se passando uma linha imaginária entre pontal, ponto superior da embarcação, e a quilha, linha de simetria transversal, na qual deverá estar situado o MC acima do CG. Há estabilidade quando o CG estiver abaixo do MC e da linha da água [15]

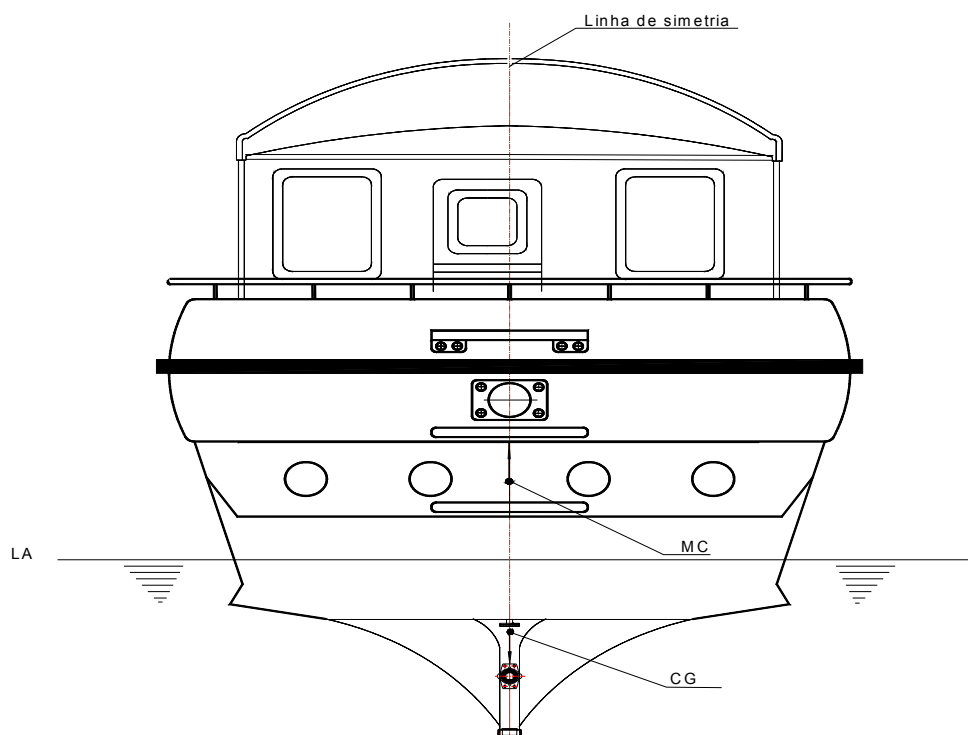


Fig. 29. Linha de simetria na seção transversal da embarcação

Existem três casos de equilíbrio [15]:

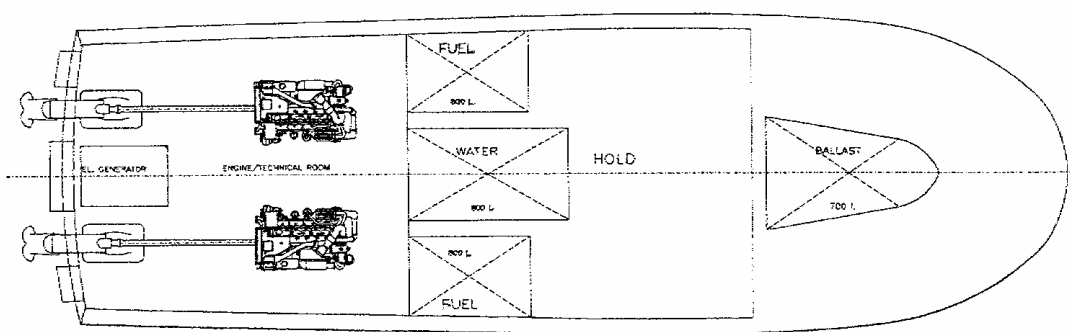
- equilíbrio estável, quando o CG está abaixo de MC;
- equilíbrio indiferente, quando os pontos MC e CG estão coincidentes;
- equilíbrio instável, quando o CG está acima do MC.



A estabilidade aumenta em dois casos. Por um lado, quando o CG fica mais baixo da linha de água. O ideal seria se o CG estivesse concentrado na quilha [15], mas nas embarcações reais isso não se consegue. E por outro lado, quando os pontos de aplicação de CG e de MC estão na mesma linha, por tanto, na linha de simetria transversal.

Poder-se-ia chegar ao ponto exacto de estabilidade, por meio de um cálculo, no entanto, o mesmo não será usado no presente trabalho, por não se tratar de um projecto de construção de um novo barco, mais sim de uma modificação. De acordo com [15], quando se trata de modificação que resulta da alteração de estrutura e peso, deve-se ter em conta dois aspectos que podem alterar a estabilidade da embarcação, nomeadamente, o formato do casco, a largura da boca, aspectos ligados ao MC e a alteração do peso e a sua disposição, este último, relacionado com o CG. E recomenda ainda, que a alteração dos aspectos acima referidos não devem exceder em 10% sob pena de rever o cálculo de estabilidade.

No presente trabalho, a alteração do sistema de dois motores (fig.30) em um sistema de motor único (fig.31), foi realizado tendo em conta as recomendações acima referidas.



**Fig. 30. Distribuição dos pesos consideráveis do actual sistema de equilíbrio da embarcação**

Para o sistema proposto, ao invés de dois motores, coloca-se um, centrado na mesma disposição em relação à popa. Para compensar o peso será adicionado o peso na quilha, lastro, na seguinte condição:

$$P_L + P_{mN} > 2 \cdot (P_{mA} + P_J) \quad (23)$$

Onde:  $P_{mA}$  – é o peso do motor actual;  $P_{mN}$  – o peso e motor novo;  $P_L$  – o peso do lastro da quilha; e  $P_J$  – o peso do sistema hidrojecto

Segundo [15], na modificação ou reconstrução de embarcações, primeira parcela de expressão (23), não deve ser alterada em mais de 10%. No caso de a alteração do peso e das dimensões da embarcação em mais de 10%, recomenda-se um novo cálculo de estabilidade.

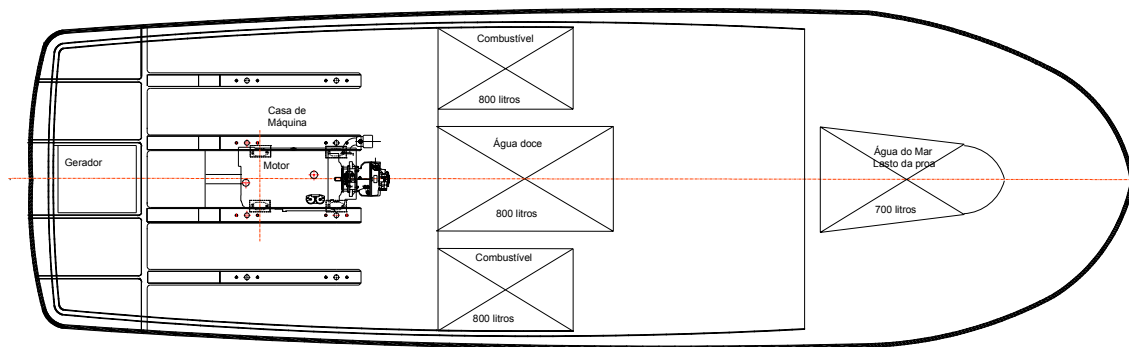


Fig. 31. Distribuição dos pesos consideráveis para o novo sistema de equilíbrio da embarcação

### 1.11. Construção da quilha e do calado

A aplicação do novo sistema de propulsão, veio-hélice implica a construção de um calado e de uma quilha, a parte mais funda da embarcação que tem a função de proteger o veio, a hélice e o leme. Comparado com a configuração actual de casco, a aplicação da quilha, constitui uma vantagem, pois baixa consideravelmente o centro de gravidade do barco garantindo, deste modo, uma boa estabilidade.

A projecção da quilha, de acordo com [11], depende das dimensões da embarcação, o calado máximo de uma embarcação não deve exceder de 10% do comprimento da mesma. Tendo em conta que: quanto menor for a quilha, maior será a probabilidade de navegar em qualquer porto sem o risco de encalhar.

Para responder às condição de estabilidade, colocadas no 1.10, haverá necessidade de se colocar peso na quilha de uma forma distribuída, para

compensar a diferença de peso dos motores e baixar consideravelmente o centro de gravidade.

Depois da instalação dos suportes do motor, e do calado fabricado com a configuração em V, faz-se uma montagem preliminar do motor, com o objectivo de definir o alinhamento do veio, entre o motor e a disposição do sistema de veio, sua inclinação e disposição dos apoios do mesmo alinhados no centro.

É preparado o lastro, um peso que se coloca no porão da embarcação para aumentar a estabilidade. Este, tanto pode ser metálico, de cimento, como de outra substância. No presente caso, o lastro, será de uma mistura composta de fibra, resina e areia grossa, preparado para preencher o espaço vazio do calado, porão, na proporção ideal, de modo que se verifique a condição (23).

### Material de construção do calado

O calado será construído na base da fibra de vidro do tipo S, de acordo com [3], trata-se de um material que contém uma maior proporção de alumina e sílica, o que representa um aumento de 20% a 40% das propriedades mecânicas, comparativamente ao do tipo E. O custo da fibra do tipo S, como se pode ver em anexo 4, é em cinco a nove vezes maior do que a do tipo E, pelo facto de o diâmetro dos filamentos ser aproximadamente metade do diâmetro dos de tipo E, e ter um excelente acabamento superficial.

A tabela 9. apresenta a composição química das fibras de vidro dos tipos A, E, S e R [3].

Tabela 9. Composição química de fibra de vidro.

COMPOSIÇÃO	A	E	S	R
SiO <sub>2</sub>	72.0	52.4	64.4	60.0
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	1.5	14.4	25.0	25.0
CaO	10.0	17.2	-	9.0
MgO	2.5	4.6	10.3	6.0
Na <sub>2</sub> O, K <sub>2</sub> O	14.2	0.8	0.3	-
B <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-	10.6	-	-

## Material da quilha

A quilha é a parte que suporta o peso da embarcação durante a docagem, em manutenção, ou que deve resistir a embates em dunas de areia, ou contra quaisquer obstáculos, como pedras e outros. Sendo assim, deve ser construído por um material bastante resistente, tanto em termos mecânicos assim como em relação à corrosão, devido ao meio de trabalho.

Analisando as condições de trabalho, propõe-se construção da quilha com aço inoxidável ASTM A734 dada a sua boa resistência mecânica e resistência à corrosão no meio marítimo, material aconselhado para construção náutica. O aço ASTM A734, tem a seguinte composição química em %: C = 1,5; Mn = 2,0; Si = 0,04; P = 0,04; S = 18,0; e Cr = 12,0. Propriedades mecânicas: tensão de ruptura = 530 MPa; tensão escoamento = 262MPa; dureza = 193 HB; e modulo de elasticidade  $E = 193 \text{ GPa}$ .

## **2. ANÁLISE CONSTRUTIVA DAS PEÇAS**

Para o presente projecto, é feita a análise construtiva apenas do suporte e do tubo telescópico, uma vez que as restantes são de compra, prontas para serem usadas.

A estrutura actual da embarcação não está concebida para o novo tipo de motor, portanto, será necessário, sem alterar a disposição da base actual, construir quatro suportes de apoios do motor novo. E porque não se pode prever, com muita exactidão, o comprimento do tubo telescópico, ele será adquirido com um comprimento aproximado por excesso e, posteriormente, maquinado.

### **2.1. Análise construtiva dos suportes de apoios do motor**

Segundo a figura 32, o suporte é uma peça composta efectivamente por quatro chapas 1, 2 e 3, com a espessura de 10 mm e duas porcas unidas por meio de soldadura. As chapas rectangulares 1 e 2 são soldadas perpendicularmente e as triangulares 3, da mesma espessura, nas laterais, para reforço e para garantir boa rigidez e disposição de chapas 1 e 2 durante o funcionamento. As porcas 4 servem para apertar os parafusos que irão fixar o apoio do motor no suporte. O destino do suporte é de garantir a disposição e fixação do motor e, ainda, transmitir a força de impulsão da hélice para a estrutura da embarcação.

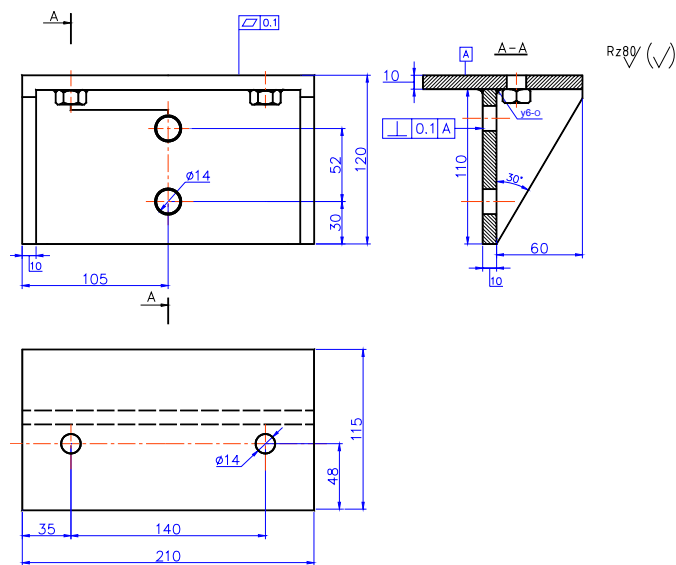


Fig. 32. Suporte do apoio do motor

A **chapa 1**, da figura 33, com uma forma rectangular, é fabricada de aço St 37 com 10 mm de espessura, em quantidade de quatro. Estas peças são fabricadas por corte da chapa, com recurso a uma guilhotina, e tem a função de receber a base do apoio do motor que é afixado por parafusos e porcas, devendo ter para isso, dois furos por onde irão passar os parafusos, figura 33.

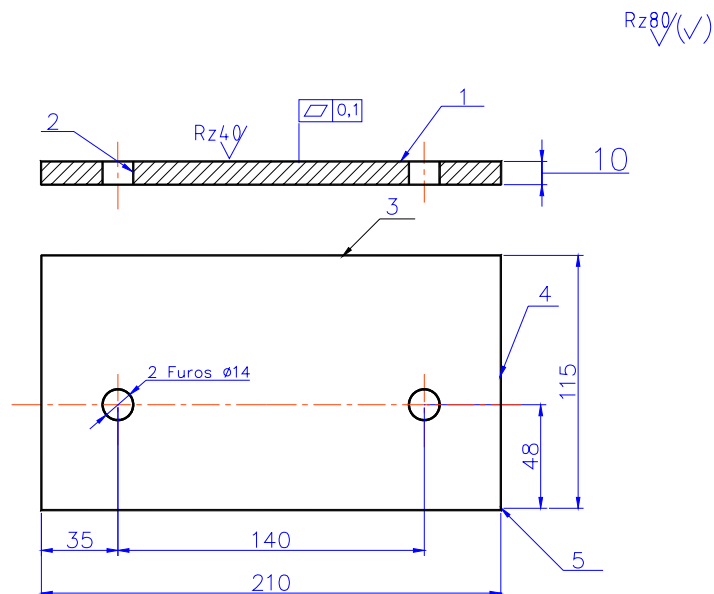


Fig.33. Chapa 1 do suporte do apoio

As superfícies mais importantes da chapa 1 são a face 1 e os furos 2. A dimensão 10 da face 1 é livre e será fabricada com classe de tolerância h14, porém há um grande interesse em garantir a planicidade da face, que não deve superar em 0,1 mm. A rugosidade  $R_z$  deve ser menor do que a metade do desvio de forma, planicidade por isso toma-se  $R_z = 40$ . Quanto aos furos, o importante é garantir a disposição dos mesmos segundo as dimensões ( 35; 140 e 48). Todavia, porque os furos têm diâmetro maior em 2 mm relativamente ao diâmetro dos parafusos, as dimensões de disposição podem ser feita com desvio  $\pm IT14/2$ .

Na tabela 10, estão representados os destino das superfícies apresentadas na figura 33 e os parâmetros necessários para garantir o bom funcionamento do motor.

**Tabela 10. Parâmetros das superfícies da chapa 1 do suporte do apoio.**

N <sub>e</sub>	Tipo de superfície	Destino da superfície	Qt.	Dimensões (mm)	Desvio fundamental e grau de tolerância	Rz (µm)	Série normalizada
1	Face	Superfície que vai receber o apoio	2	L10	$h 14 \begin{pmatrix} -0,43 \end{pmatrix}$ $\Psi 0,1$	40	Ra 5
2	Furo	Superfície cilíndrica interna para receber o parafuso	2	L140	$\pm \frac{IT14}{2}$	40	Ra 40
				L48	$\pm \frac{IT14}{2}$		Ra 40
				L35*	$\pm \frac{IT14}{2}$		
				Ø 14	$H 14 \begin{pmatrix} +0,43 \end{pmatrix}$		Ra 40
3	Face	Superfície livre, limita a largura	2	L115	$h 14 \begin{pmatrix} -0,87 \end{pmatrix}$	80	Ra 20
4	Face	Superfície livre, limita o comprimento	2	L210	$h 14 \begin{pmatrix} -1,15 \end{pmatrix}$	80	Ra 40
5	Superfícies de boleamento	Eliminar as arestas vivas	16	R 0.5	$\pm \frac{IT14}{2} \begin{pmatrix} +0,125 \\ -0,125 \end{pmatrix}$	80	Ra 10

R\* Dimensão não normalizada

A **chapa 2** é uma peça rectangular, figura 34, que se une à chapa 1 por meio de soldadura. Esta a é parte do suporte que liga o mesmo à longarina.

As superfícies mais importantes são a face 3 e os furos 4. A face 3, tem a dimensão de 10 mm que é livre e pode ser obtida com a classe de tolerância h14. Para um bom funcionamento, deve-se garantir uma certa planicidade da face, que não deve superar em 0,1 mm e a rugosidade  $R_z$ . Deve ser menor que a metade do desvio de forma, planicidade, por isso toma-se  $R_z = 40$ . Quanto aos furos, o importante é garantir a disposição dos mesmos segundo as dimensões (30; 52 e 105). Desta maneira, porque os furos são obtidos com diâmetro maior em 2 mm do que o diâmetro dos parafusos, as dimensões de disposição podem ser feita com um desvio  $\pm IT14/2$ .

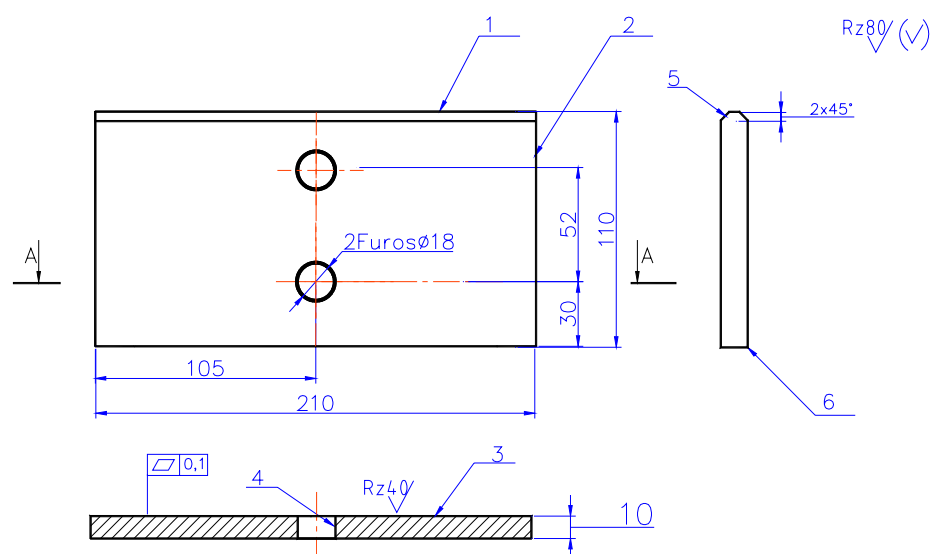


Fig. 34 Chapa rectangular 2 do suporte do apoio

Na tabela 11 estão representados os destino das superfícies da chapa 2 e os seus parâmetros, de modo a garantir o bom funcionamento do motor.



**Tabela 11. Parâmetros das superfícies da chapa 2**

Nº	Tipo de superfície	Destino da superfície	Qt.	Dimen. (mm)	Classe de tolerância	Rz	Série
1	Face	Superfície de ligação com chapa 1 e limita a largura	2	L110	$h\ 14\ \left(-0,87\right)$	80	Ra 40
2	Face	Superfície livre que limita o comprimento da chapa	2	L210	$h\ 14\ \left(-1,15\right)$	80	Ra 40
3	Face	Superfície estará em contacto com a longarina	1	L10	$h\ 14\ \left(-0,43\right)$ $\Psi\ 0,1$	40	Ra 5
4	Furo	Superfície cilíndrica interna para receber o parafuso	2	L105	$\pm\frac{IT14}{2}$	40	Ra 40
				L30	$\pm\frac{IT14}{2}$		Ra 40
				L52	$\pm\frac{IT14}{2}$		Ra 40
				Ø 18	$H\ 14\ \left(+0,43\right)$	40	Ra 20
5	Chanfro	Superfície para receber o cordão de soldadura	2	2	$\pm\frac{IT14}{2}$	80	Ra 10
6	Superfícies de boleamento	Eliminar arestas vivas	16	R 0.5	$\pm\frac{IT14}{2}\ \left(\begin{smallmatrix} +0,125 \\ -0,125 \end{smallmatrix}\right)$	80	Ra 10

**Chapa 3** é uma chapa de formato triangular que liga as duas capas 1 e 2 pelos catetos de cima e lateral respectivamente, por meio de soldadura, com a finalidade de aumentar a rigidez do suporte.

As superfícies 1 e 2 são de concordância com as chapas 1 e 2 e as suas dimensões são livres e podem ser realizadas: veios h14, outros  $\pm IT14/2$  e dimensões de ajustamento  $\pm AT14/2$ .

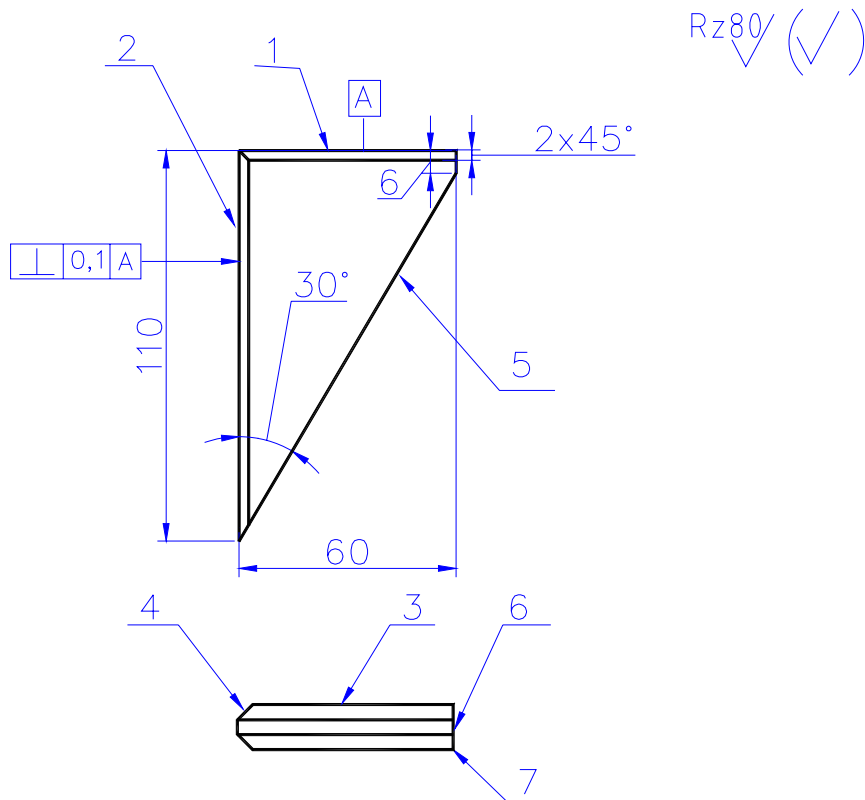


Fig.36. Chapa 3, reforço do suporte do apoio

Na tabela 12 estão representados os destino das superfícies da chapa 3 e os seus parâmetros, de modo a garantir o bom funcionamento do motor.

Tabela 12. Parâmetros das superfícies da chapa 3 do suporte do apoio.

Nº	Tipo de superfície	Destino da superfície	Qt.	Dimensões (mm)	Desvio fundamental e grau de tolerância	Rz (µm)	Série
1	Face	Limitar o cateto superior da chapa, contacta a supr.1 da chapa 1	1	L60	$h\ 14\ \begin{pmatrix} 0 \\ -0,74 \end{pmatrix}$	80	Ra 10
2	Face	Limitar o cateto lateral da chapa contacta a supr.3 da chapa 2	1	L110	$h\ 14\ \begin{pmatrix} 0 \\ -0,84 \end{pmatrix}$ $\perp 0,1$	80	Ra 20
3	Face	Superfície livre limita a espessura da chapa	2	L10	$h\ 14\ \begin{pmatrix} 0 \\ -0,43 \end{pmatrix}$ $\Psi\ 0,1$	150	Ra 5

4	Chanfro	Superfície para receber o cordão de soldadura	2	2	$\pm \frac{IT14}{2}$	80	Ra 10
5	Face	Superfície livre limita o comprimento do cateto lateral	1	$\angle 30^\circ$ L 6	$\pm \frac{AT14}{2}$ $h 14 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,36 \end{smallmatrix} \right)$	80	Ra 5
6	Face	Superfície livre limita o comprimento do cateto superior	1	L60	$h 14 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,74 \end{smallmatrix} \right)$	80	Ra 10
7	Superfícies de boleamento	Eliminar arestas vivas	12	R 0.5	$\pm \frac{IT14}{2} \left( \begin{smallmatrix} +0,125 \\ -0,125 \end{smallmatrix} \right)$	80	Ra 10

## 2.2. Análise construtiva do tubo telescópico

O tubo telescópico, figura 37, é a peça que faz parte do sistema de veio, tem a função, por um lado, de garantir a disposição dos apoios do veio que são roscados nos extremos. Por outro lado, tem a função de proteger o veio no interior da quilha e garantir que a água do mar não se infiltre para o interior da embarcação, através da quilha.

O tubo telescópico é fabricado em bronze, com a seguinte composição química em %: cobre (78-81); níquel (4,5-5,5); ferro ( 3,5-5,5); manganês (0,5-1,5); e alumínio (9,0-10,3). Tem as propriedades mecânicas seguintes: tensão de escoamento 241 MPa; tensão de ruptura 552 MPa; alongamento relativo 15%; tensão de fadiga no ar 145 MPa e no mar 124 MPa.

O tubo telescópico é adquirido com um comprimento com excesso e depois é maquinado ao comprimento certo, pois este depende das dimensões da quilha, acertado o comprimento, abre-se a rosca externa 5 nos extremos do tubo.

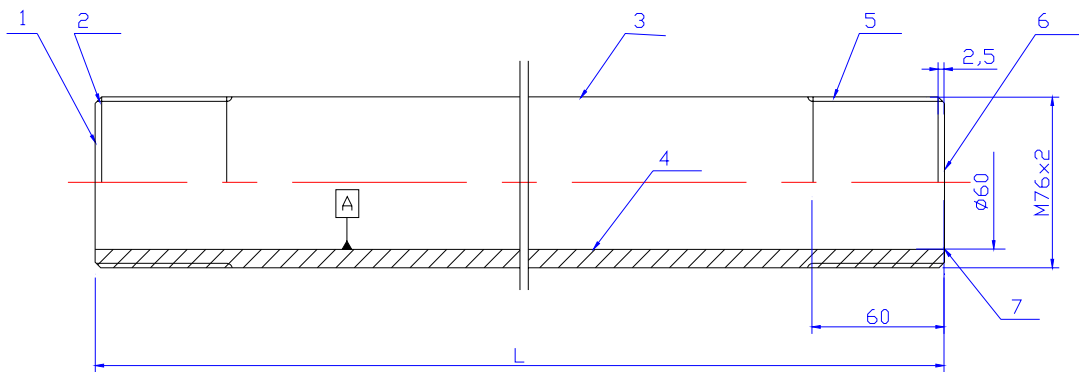


Fig. 37. Tubo de protecção do veio.

Na tabela 13, que se segue, estão apresentados os destino das superfícies do tubo e os seus parâmetros, de modo a garantir o bom funcionamento do sistema de veio.

Tabela 13. Parâmetros das superfícies do tubo telescópico, fig.33

Nº	Tipo de superfície	Destino da superfície	Qt.	Dimensões (mm)	Desvio fundamental e grau de tolerância	Rz (µm)	Série normalizada
1	Face	Limitar o comprimento do tubo	2	L=1350	$\pm \frac{IT14}{2} \begin{pmatrix} +2,50 \\ -2,50 \end{pmatrix}$	40	R*
2	Chanfro	Facilitar a entrada da ferramenta de corte e montagem dos apoios	2	2,5	$\pm \frac{IT14}{2}$	40	Ra 10
3	Cilindro externo	Superfície para abertura de rosca	1	Ø 76	$h 12 *$	40	Ra 5
4	Furo	Passagem do veio	1	Ø 60	$H 12 *$	40	Ra 5
5	Rosca externa	Para aprafusamento dos apoios	2	d =76; d =74; P=2 e $\alpha=60^\circ$	$\pm \frac{IT14}{2} \begin{pmatrix} +0,370 \\ -0,370 \end{pmatrix}$	20	Ra 5
				L60			
7	Superfícies de boleamento	Eliminar arestas vivas	2	R 0.5	$\pm \frac{IT14}{2} \begin{pmatrix} +0,125 \\ -0,125 \end{pmatrix}$	80	Ra 10

\* Dimensões com a precisão garantida durante o processo de fabricação do tubo

## 3. PARTE TECNOLÓGICA

### 3.1. Elaboração do processo de montagem do novo sistema de propulsão.

O processo de montagem do novo sistema de propulsão é compreendido por seis etapas: montagem dos conjuntos de sistemas de veio, sistema de vedação, motor, hélice, leme e, por fim, o alinhamento do veio, com o esquema e o desenho de montagem em anexo.

A montagem do novo sistema, é efectuada tendo em conta que o calado e a quilha estão acabados e preparados para receber o sistema de propulsão, isto é, com as longarinas O1 preparadas para levar os quatros suportes de apoios O2. A mesma obedece à seguinte sequência:

#### **Montagem do sistema de veio no estrutura do barco.**

Nesta etapa monta-se o apoio inferior A1 no tubo telescópico A2, roscando o apoio no tubo. Em seguida, o tubo é introduzido na quilha de fora para dentro do barco por forma a que os furos de fixação do apoio inferior A1 encaixem nos pernos A5 previamente montados na estrutura. por dentro, no tubo A2, monta-se, por rosca, o apoio superior A3 e é apertado até ajustar divinamente à quilha. A seguir, abrem-se 3 furos na quilha e fixa-se o apoio A3 na quilha por três parafusos A6 e o apoio inferior A1, fixa-se por 4 porcas A4. Saliente-se que nas superfícies dos apoios que entram em contacto com a superfícies da quilha, recomenda-se que se untem de silicone marítimo as superfícies dos apoios que entraram em contacto com a embarcação [3].

#### **Montagem do sistema de vedação**

No corpo do sistema de vedação B1 introduzem-se quatro argolas de amianto B2, em seguida um calço B3 e, por fim, uma porca de regulação do sistema B4, com o respectivo freio da porca B5 e depois coloca-se o copo de lubrificação

B8. Em seguida, coloca-se no corpo B1 um tubo de borracha B6 que é fixado por duas abraçadeiras B7.

Depois, é introduzido o veio A4, no tubo telescópico A2, de fora para dentro, de maneira que o veio A4 esteja saliente do que o apoio superior A3 em cerca de 300 mm reservando, assim, o espaço para o motor C1. Desta forma, o conjunto do sistema de vedação é introduzido no veio A4 e fixado no apoio superior A3, através de uma mangueira de borracha B6, apertada por duas abraçadeiras B7 no apoio A3. Por fim, faz-se a regulação da porca B4 com um aperto ligeiro e com freio B5, sendo porca B4 freada.

### **Montagem do motor.**

Prepara-se, antes, a fixação dos suportes dos apoios do motor do seguinte modo: abrem-se os furos na estrutura de barco, longarinas, para se fixar o suporte do apoio O2 por parafusos e porcas O3 e O4 respectivamente. Em seguida, sobre os suportes O2, montam-se os apoios de motor C2 com parafusos C3 e dá-se um aperto ligeiro.

Posteriormente, com o motor C1 acoplado à caixa de velocidade, assenta-se o motor nos 4 apoios C2, e apontam-se nos parafusos do apoio, as porcas C4. Ainda neste processo, faz-se passar o veio A4 pelo veio oco da caixa e, na sua extremidade superior, monta-se, com aperto, o cubo do acoplamento elástico C7 com parafusos C8 de modo que o veio não deslize estando, assim, as duas flanges da caixa de velocidade C5 e do acoplamento C6 encostadas. Segundo [3], a forma correcta de instalação é posicionar primeiro o veio e depois o motor, em função do veio. Os apoios são dotados de sistema de parafuso e porca que facilita o ajustamento e alinhamento do veio.

### **Montagem da hélice**

A hélice D1 é montada no veio A4, do lado de fora. É colocado em primeiro lugar a chaveta D2 na ranhura do veio, introduz-se, em seguida, a hélice D1

depois a anilha D3 e, por fim, aperta-se a hélice com a porca D4, que é freada com anilha D3.

### **Ajustamento e alinhamento do veio**

O alinhamento correcto do veio A4 é fundamental para o funcionamento suave do sistema propulsor. Esta etapa se realiza com o objectivo de colocar as duas flanges, C5 e C6 da caixa e do acoplamento do veio respectivamente, alinhados em paralelo. Para verificar e examinar o alinhamento do veio, encostam-se as duas flanges livremente com as mãos e verifica-se, com uma lâmina (palpa folga), em volta na zona de contacto das flanges. Este resultado consegue-se ajustando cada apoio C2, através de parafusos e porcas C4, para cima e ou para baixo, assim como deslocando, da base, o apoio C2 para os lados, conforme a necessidade, até se confirmar a folga mínima na zona de contacto das flange da caixa C5 e do acoplamento C6. A diferença da folga de um ponto para o outro não deve exceder 0,10% do diâmetro da flange do acoplamento [3], caso contrário, o alinhamento precisará de ser corrigido. Com o alinhamento acertado, aperta-se o acoplamento com as porcas C8.

Com o alinhamento confirmado, apertam-se os apoios C2 nos respectivos suportes de apoios O2 e, em seguida, apertam-se as porcas O3 nos suportes de motor C1. Por fim, certifica-se o aperto do cubo do acoplamento C7 através dos parafusos C8. Recomenda-se que o alinhamento seja ser verificado após ensaios no mar.

### **Montagem do sistema de leme.**

O casquilho E1 do veio E3 de leme F0 é montado na estrutura da embarcação O1 e apertado por parafuso E2. No passo seguinte, introduz-se, no casquilho, o veio de leme E2 de fora para dentro da embarcação onde é calçado por uma tampa de casquilho E4 que se aperta ao veio E2 por dois parafuso E6 freiados por porcas E5. Por fim, monta-se o copo de lubrificado E7.

Prepara-se o apoio inferior (VI e X), monta-se o casquilho F2 no corpo F3 que forma o apoio inferior e que é montado no Eixo F1 leme F0 e o conjunto ( leme e o suporte inferior) é montado na quilha O2 e apertado por parafuso F4 e porcas F5. De igual modo, na parte superior, o leme F0 é apertado por parafuso e porcas F8 e F9, respectivamente, através das flanges do veio do leme E7 e do eixo do leme E6, concluindo, deste modo, a montagem de novo sistema de propulsão da embarcação Závora.

## **3.2. Elaboração do plano de manutenção**

A elaboração de plano de manutenção preventiva foi feita tendo em conta as informações do fabricante do motor e as colhidas na bibliografia sobre o sistema de propulsão e da experiência em outros casos de embarcações em uso na instituição.

### **3.2.1. Manutenção diária**

Esta manutenção é garantida pelo motorista da embarcação, mecânico abordo da embarcação, que tem a obrigação de verificar, todos os dias, antes de arrancar a máquina o seguinte:

- os níveis de óleo do motor e da caixa redutora;
- o nível de água no refrigerador;
- se existe combustível suficiente nos tanques; e
- as válvulas do fundo, e o sistema da água salgada, que devem estar abertas.

Se os níveis de óleo e de água estiverem abaixo dos níveis exigidos, será necessário acrescentar os respectivos fluídos de modo a acertar os níveis de funcionamento.



### 3.2.2. Manutenção periódica

Um bom controle de manutenção periódica e sistemática carece de uma informação sobre equipamentos, devendo portanto, ser adoptado depois de um tempo de funcionamento dos equipamentos, uma vez que nenhum dos fabricantes informa sobre os pontos de falha de sua linha de produção. O controle periódico e a análise do período entre defeitos ou inexistência de defeitos em desenvolvimento ao longo do tempo, constatada através das inspeções, são dados necessários e importantes para um plano óptimo de manutenção.

Todavia, podem ser atribuída uma periodicidade para cada um dos casos. A tabela que se segue indica as intervenções de manutenção em função do tempo de funcionamento da máquina, tempo de navegação.

Tabela 14. Plano de manutenção do motor

TRABALHOS DE MANUTENÇÃO	Intervalos de manutenção por horas de funcionamento.					
	10	50	300	600	1200	2400
1-verificar o nível de óleo 2-verificar o nível de água 3-verificar se existem fugas de óleo, combustível ou de água <b>Nota:</b> para os casos de acréscimo de um dos líquidos verificar prováveis fugas	X X X					
4-drenar ou mudar a água 5-limpar o filtro de ar 6-limpar todas as condutas da água do sistema		X X X				
7-mudar o filtro de ar 8-mudar o óleo e o filtro de óleo 9-verificar tensão da correia do alternador 10-mudar os filtros de gasóleo			X X X X			
11-verificar o nível do electrólito na bateria 12-drenar água no tanque de combustível 13-verificar o estado da bomba de água salgada				X X X		
14-ajustar as válvulas					X	
15-verificar e limpar os injectores						x
16-inspensionar do turbo, intercooler e a bomba injectora	Em 4000 h de intervalo.					
17-mudar o líquido refrigerante	De um em um anos					

### Manutenção do sistema de propulsão

O sistema de vedação ou simplesmente, o selo mecânico, é um dispositivo que tem a finalidade de impedir a infiltração de água, através do sistema de veio, para o interior do barco. O tipo mais comum de sistema de vedação encontrado na indústria náutica é aquele que tem, no seu interior, um escalão para alojar argolas de empaque, que é uma espécie de corda encaixada em volta do veio, ficando entre o veio e o porta empaque. As argolas são apertadas por uma porca externa, que comprime obrigando a expandir-se na direcção radial do veio vedando deste modo a passagem da água.

Com desgaste, devido a pressão e calor provocado pelo movimento de veio é necessário, regularmente verificar o estado do sistema de propulsão. A presença de água, na casa de máquina, indica falha no sistema de funcionamento do selo.

É montada, para questões de segurança, uma bomba eléctrica e automática para escoar água no caso de se verificar uma irregularidade no funcionamento do sistema. A tabela 10 apresenta as intervenções de manutenção em função de horas de navegação.

**Tabela 15. Plano de manutenção de sistema de propulsão proposto**

TRABALHOS DE MANUTENÇÃO	Intervalos de manutenção por horas de funcionamento.			
	300	4600	6400	6000
1 - ajustar o sistema de vedação e lubrificação do veio de leme	X			
2 - mudar as argolas de empaque		X		
3- verificar o estado dos apoios de veio, se necessário substituir			X	
4 – docagem, revisão geral da embarcação e do sistema de propulsão				X
Nota: para o caso 3, o desgaste de apoios depende do meio				

## 4. AVALIAÇÃO ECONÓMICA

De acordo com um dos objectivos do presente trabalho, análise económica, neste capítulo faz-se, a comparação dos custos de operacionalidade dos dois sistemas, o actual e o sistema proposto. Faz-se também, o estudo de alguns indicadores usados para A avaliação económica de projectos, para efeitos de escolha do projecto economicamente mais viável.

O custo de operação de cada sistema de propulsão da embarcação está associado ao consumo de combustível, envolvendo os custos no local de atracamento, de sondagem e, ainda, o custo no percurso de ida e volta ao local de sondagem. A estes custos são adicionados os de manutenção anual, referentes aos consumíveis (lubrificantes, filtros e outros), determinados em função do plano de manutenção previamente elaborado em 3.2.

### **Formulação da metodologia de cálculo do tempo e do custo de operação**

Os custos de utilização da embarcação podem ser divididos em dois níveis: (i) custos de operação, ligados directamente à operação da embarcação; (ii) custos de manutenção, que não dependem da operação da embarcação.

Os custos de operação são relativos ao:

- combustível consumido;
- lubrificantes consumidos; e
- outros consumíveis.

Os custos de manutenção resumem-se nos, custos inerentes às actividades planificadas incluindo os itens de substituição de peças sobressalentes:

- manutenção planificada;
- docagem da embarcação; e
- outros acessórios indispensáveis

### **Tempo de operação**

O tempo de operação da embarcação ( $T_{OP}$ ), é dado em horas, e é obtido pela soma da duração de trabalho de levantamento hidrográfico ( $T_S$ ) e da duração do percurso de ida e volta ao local de trabalho ( $T_{IV}$ ).

$$T_{OP} = T_{IV} + T_S \quad \text{[horas/dia]} \quad (24)$$

É adicionado ao tempo de operação  $T_{OP}$ , o tempo de espera  $T_E$ , tempo durante o qual a embarcação permanece parada com o motor de propulsão em funcionamento, situação que ocorre no momento de calibragem do equipamento hidrográfico. O  $T_E$  é estimado em cerca de 20 a 45 min (dado obtido na base da experiência de casos anteriores). Passando deste modo, a expressão (24) para:

$$T_{OP} = T_{IV} + T_S + T_E \quad \text{[horas/dia]} \quad (25)$$

O número de dias de sondagem por ano  $ND_{ano}$  é condicionado pelo estado de tempo. Segundo o DH, tendo em conta o estado do tempo, relacionado aos fenómenos do mar, trabalha-se, em média, 3 dias por semana. Feitas as contas são aproximadamente 132 dias de trabalho por ano, uma vez que dois meses são reservados à docagem. Os restantes são inactivos devido a maré baixa, manutenção, mau tempo, etc..

A produção anual da embarcação  $P_{AE}$ , isto é, a área total sondada por ano, obtém-se pela expressão:

$$P_{AE} = ND_{ano} \cdot A_{PD} \quad \text{[m}^2\text{/ano]} \quad (26)$$

Onde:  $A_{PD}$  – área planificada por dia e  $ND_{ano}$  – é número de dias de trabalho efectivo por ano.

### Custo de operação

O custo de operação  $C_{OP}$  é aquele que é associado ao consumo de combustível, lubrificantes e outros consumíveis, e só incorre quando o motor de

propulsão da embarcação está a funcionar. Pode ser calculado considerando-se o consumo específico de combustível dos motores pela expressão seguinte:

$$C_{OP} = P_{gasoleo} \cdot P_{med} \cdot C_{espd} \cdot T_{OP} \quad [\text{Mt}]/\text{dia} \quad (27)$$

onde:  $C_{espd}$  – é o consumo específico de gasóleo [litro/kWh];  $P_{gasoleo}$  – o preço de gasóleo por litro; e  $P_{med}$  - a potência média ponderada utilizada pelo motor durante uma determinada operação.

Não foi incorporado o factor de consumo de gasóleo devido à operação do gerador a bordo, porque este não será alterado, isto é, continua o mesmo gerador para o sistema proposto, uma vez que não faz parte do sistema de propulsão.

Referente à potência media, há a aludir que, a potência desenvolvida no percurso de ida e volta será diferente da do trabalho de levantamento hidrográfico, o dada a limitação de velocidade de sondagem imposta pelo equipamento de sondagem, avaliada em 7 nós.

## Determinação dos custos

### Investimento

Os custos de investimento e de operacionalidade de cada um dos sistemas de propulsão estão representados na tabela 16 segundo os valores obtidos nos mercados nacional e internacional.

De salientar que, o sistema actual, adquirido em 1995, foi dimensionado para um período de vida útil igual de 12 anos, com o seu termino calculado para o ano 2007, o que significa que ao optar-se pelo sistema actual, deve-se ter em conta um desembolso para a reposição do sistema no ano 2007.

Encontram-se representados na tabela 16, os custos de investimento para os dois sistemas de propulsão, valores conseguidos na empresa Yamaha Marine Service, empresa licenciada para reparação e construção de embarcações anexo 10.

**Tabela 16. Custos de investimento para o sistema actual e o proposto**

Ano	Investimento, em USD para sistema de propulsão	
	Proposto	Actual
2006	189.000	79.600**
2007	0	280000*

\* Investimento de reposição do sistema actual em 2007

\*\* Investimento para reparação do sistema actual

### **Custos de operação**

O custo de operação da embarcação será determinado considerando os dois tipos de operações: o primeiro caso, que considera o percurso de ida e volta do cais de atracamento ao local da área de sondagem, em que a velocidade depende da capacidade de embarcação. O segundo caso, que considera o percurso e a área de sondagem, que é determinado pelo comprimento de fiadas e o espaçamento entre elas. Nesta operação, a velocidade é imposta pelo equipamento de sondagem que deve ser de 7 nós.

O presente cálculo dos custos de operação, baseia-se na área planificada para o ano de 2005 e representada no anexo 5, canal de acesso ao Porto de Maputo. O canal possui um comprimento de cerca de 100 km e 1000 m de largura média. Segundo o Departamento de Hidrografia (DH), por dia sondam-se 100 km de fiadas, o que corresponde a 100 fiadas por dia, ou seja, 1 km de percurso ao longo do comprimento do canal.

Os custos serão apresentados em forma de tabelas de:

- custo de tempo de espera;
- custo de tempo de ida e volta;
- custo de tempo de sondagem

E por fim, as tabelas de:

- custo total de operação por dia; e
- custo total de operação por ano.

### **Custo de tempo de espera**

A tabela 17 apresenta o custo de tempo de espera  $C_{TE}$ , incorrido no momento de calibragem do equipamento de hidrografia e foi considerado tempo de espera,  $T_E = 0,45$  h, igual para os dois sistemas, pois este é independente do sistema de propulsão e, em função dos dados em anexos 6 e 7, calculam-se os respectivos custos de tempo de espera.

**Tabela 17. Custo de tempo de espera,  $C_{TE}$**

Item	Sistema de propulsão	
	Proposto	Actual
Tempo, h	0,45	0,45
$P_{média}$ , kW	35	2x40
$C_{espd}$ , l/kWh	0,25	2x0,30
$P_{gasóleo}$ , Mt/l	23.017,3	23.017,3
<b>Custo, Mt/dia</b>	<b>90.631,00</b>	<b>497.174,00</b>

### Custo de tempo de ida e volta $C_{IV}$

O tempo de ida e volta foi determinado considerando a distância média do cais de atracamento ao local de sondagem, multiplicado por dois (2) segundo a expressão:

$$T_{IV} = 2 \cdot \frac{D_{IV}}{V_{IV}} \quad [h] \quad (28)$$

Onde:  $D_{IV}$  – é a distância média do local de atracamento ao local de trabalho, de acordo com DH, a  $D_{IV}$  é estimada em 5 milhas, aproximadamente 9,5 km e  $V_{IV}$  – a velocidade máxima possível no percurso de ida e volta, calculada em 14 nós para o sistema proposto e 25 nós para o actual.

Segundo a expressão (28) determina-se os tempos de ida e volta

$$T_{(S.actual)} = 2 \cdot \frac{10}{46} = 0,44 \text{ h}$$

$$T_{(S.Proposto)} = 2 \cdot \frac{10}{26} = 0,8 \text{ h}$$

Dos dados acima e dos obtidos dos anexos 6 e 7, calculam-se os custos e os tempos de ida e volta, e preenche-se a tabela 18 que representa os custos no percurso ida e volta ao local de sondagem  $C_{IV}$ .

Tabela 18. Custo de tempo de ida e volta  $C_{IV}$

Item	Sistema de propulsão	
	Proposto	Actual
Tempo, h	0,80	0,44
$P_{média}$ , kW	200	2x250
$C_{espd}$ , l/kWh	0,25	2x0,30
$P_{gasóleo}$ , Mt/l	23.017,3	23.017,3
<b>Custo, Mt/dia</b>	<b>920.692,00</b>	<b>3.038.284,00</b>

### O custo de tempo de sondagem

O custo de tempo de sondagem  $C_{TS}$  é determinado tendo em conta o comprimento do percurso na área de sondagem. Segundo DH, por dia fazem-se, em média, 100 km de sondagem. Em função do planeamento, do comprimento de cada fiada e do espaçamento entre elas, pode-se determinar a quantidade de fiadas sondadas por dia, por exemplo: para o Canal de Maputo com fiadas de 1000 m de comprimento e 10 m de espaçamento fazem-se 1000 fiadas por dia que perfazem 100 km de sondagem, anexo 7.

Para o presente caso, não se vai considerar a linha de manobra, isto é, o percurso de mudança de uma fiada para a outra, embora o sistema actual seja rápido nas manobras em relação ao proposto.

O tempo de sondagem é determinado pela expressão:

$$T_s = \frac{D_s}{V_s} \quad [h] \quad (28')$$

onde:  $T_s$  – é o tempo de sondagem;  $D_s$  – a distância de sondagem e  $V_s$  – a velocidade de sondagem.

Para os dois caso, a velocidade de sondagem é a mesma, de 7 nós, e o percurso de sondagem também é o mesmo, de 100 km por dia.



Com a velocidade de sondagem e o percurso para cada sistema determinam-se os respectivos tempos de sondagem. A partir da expressão 28' determina-se o tempo de sondagem para os dois casos:

$$T_s = \frac{100}{13} = 7,7 \text{ h}$$

Do resultado obtido acima e dos dados disponíveis nos anexo 6 e anexo 7 calcula-se e preenche-se a Tabela 19.

**Tabela 19. custo de tempo de sondagem  $C_{TS}$**

item	Sistema de propulsão	
	Proposto	Actual
Tempo, h	7,7	7,7
$P_{\text{média}}$ , kW	186	2 x 225
$C_{\text{espd}}$ , l/kWh	0,25	2 x 0,30
$P_{\text{gasóleo}}$ , Mt/l	23.017,3	23.017,3
<b>Custo [Mt/dia]</b>	<b>8.241.344,00</b>	<b>47.852.967,00</b>

### O custo total do tempo de operação

O custo total do tempo de operação por dia está representado na tabela 20. Este, resulta da soma dos custos parciais obtidos nas tabelas: 17, 18 e 19.

**Tabela 20. Custo total do tempo de operação,  $CT_o$**

Custos [Mt/dia]	Sistema de propulsão	
	Proposto	Actual
Espera	90.631,00	497.174,00
Ide e volta	920.692,00	3.038.284,00
Sondagem	8.241.344,00	47.852.967,00
<b>Custo total</b>	<b>9.252.667,00</b>	<b>51.388.425,00</b>

De acordo com, o DH, são necessários 132 dias por ano para o trabalho de levantamento hidrográfico no Canal de Maputo, Assim, a partir dos custos totais obtidos na tabela 20, determinam-se os custos anuais de operação, representados na tabela 20.1.

**Tabela 20.1. custo anual do tempo de operação**

Sistema de propulsão	Nº Dias/ano	Custo total	
		Diário [Mt/dia]	Anual[Mt/Ano]
<b>Proposto</b>	132	9.252.667,00	<b>1.221.352.044,00</b>
<b>Actual</b>	132	51.388.425,00	<b>6.783.272.100,00</b>

## **Determinação dos custos de manutenção**

### **Custo de Manutenção**

O custo de manutenção, em particular, determina-se em função, principalmente, do tipo de embarcação, do sistema de propulsão a ele ligado e do tipo de gestão da manutenção adoptado.

As tabelas que se seguem, apresentam as quantidades de consumíveis por cada fase de manutenção e os respectivos custos. No Anexo 8 estão apresentadas as cotações dos consumíveis, filtros e óleos, referentes aos dois sistemas de propulsão. Segundo o plano de manutenção apresentado em 3.2, tabela 14, as manutenções preventivas, irão ser verificado, pelo menos, 4 vezes por ano, tendo em consideração, que ocorrem em cada 300 horas de trabalho. Sendo assim, no fim, será necessário multiplicar por 4 o resultado dos custos obtidos nas tabelas 21 e 22, para obter os custos anuais.

**Tabela 21. Custo de consumíveis em manutenção para o sistema proposto**

item	Designação	preço[Mt]	Sistema proposto	
			Qty	Custos[Mt]
1	Filtro de óleo	250000,00	1	250000,00
2	Filtro de óleo auxiliar	-	-	-
3	Filtro primário de gasóleo	99000,00	1	99000,00
4	Filtro secundário de gasóleo	149000,00	2	298000,00
5	Filtro de ar	990000,00	1	990000,00
6	Óleo [litro]	56000,00	16	896000,00
7	Homem/hora	16000,00	4	64000,00
<b>Total unitário</b>				<b>2.597.000,00</b>
<b>Custo total anual</b>				<b>10.388.000,00</b>

A Tabela 22 apresenta os custos de consumíveis em manutenção para o sistema actual, referente a cada intervenção ao fim de 300 horas de trabalho, em conformidade com o plano de manutenção.

**Tabela 22. Custo de consumíveis em manutenção para o sistema actual**

Item	Designação	preço[Mt]	Sistema actual	
			Qty	Custos[Mt]
1	Filtro de óleo	995000,00	2	1990000,00
2	Filtro de óleo auxiliar	735000,00	2	1470000,00
3	Filtro primário de gasóleo	224000,00	2	448000,00
4	Filtro secundário de gasóleo	670000,00	4	2680000,00
5	Filtro de ar	1480000,00	2	2960000,00
6	Óleo [litro]	56000,00	40	2240000,00
7	Homem/hora	16000,00	8	128000,00
<b>Total unitário</b>				<b>11.916.000,00</b>
<b>Custo anual</b>				<b>47.664.000,00</b>

## Manutenção planificada

Na tabela 23 estão representados os custos de manutenção planificada, isto é, não preventiva, a manutenção que consiste em ajustamentos (reapertos, ajustamento de válvulas, bomba injectora, injectores, turbo, etc.), incluindo as

reparações das avarias. Estes custos são determinados tendo em conta o custo de homem por hora. Dada a sua responsabilidade, a manutenção acima referida, é executada por um mecânico de nível A e valia-se em cerca de 46.440,00 Mt/h, aproximadamente 1,8 USD/h (valor médio praticado no mercado nacional por empresas de prestação de serviços). O tempo despendido em cada operação resultou da auscultação dos trabalhadores da área.

**Tabela 23. Custos de manutenção planificada para os dois sistemas**

item	Designação dos trabalhos	Custo de Homem hora [Mt]	Sistema de propulsão			
			Proposto		Actual	
			Qtd [H·h]	Custos [Mt]	Qtd [H·h]	Custos [Mt]
1	Ajustar as válvulas	46.440,00	1	46.440,00	2	92.880,00
2	Verificar e calibrar os injectores.		1,5	69.660,00	3	139.320,00
3	Inspeção do turbo e da bomba injectora		0,5	23.220,00	1	46.440,00
<b>Total por ano</b>			<b>3</b>	<b>139.320,00</b>	<b>6</b>	<b>278.640,00</b>

### Custo total de exploração

O custo de exploração é o custo necessário para a operação da embarcação durante um período de um ano de trabalho, isto é, a soma dos custos resultantes do tempo de espera, de ida e volta, tempo sondagem e, os custos de manutenção, das Tabelas 20, 21, 22 e 23. representados na Tabela 24.

**Tabela 24. Custo total de operação**

Custos	Sistema de propulsão	
	Proposto	Actual
Custo de tempo de operação	1.221.352.044,00	6.783.272.100,00
Custo de manutenção preventiva	10.388.000,00	47.664.000,00
Custo de manutenção planificada	139.320,00	278.640,00
<b>TOTAL[Mt/ano]</b>	<b>12.318.879.364,00</b>	<b>6.831.214.740,00</b>
<b>TOTAL [USD/ano]</b>	<b>47.380,00</b>	<b>262.739,00</b>

Nota: a conversão para moeda estrangeira fez-se ao câmbio de 26000,00Mt por Dólar

## 4.1 Análise da viabilidade do projecto

A análise económica dos sistemas actual e proposto, observou dois critérios: o primeiro baseou-se na comparação das linhas que representam os investimentos e os respectivos custos de operação de cada sistema. O segundo, compara, os principais indicadores de avaliação de projectos de investimento, tendo em conta a qualidade e as limitações associadas a cada indicador.

### Comparação dos projectos (sistema actual e o proposto)

A tabela 25 apresenta os custos de investimento e de operação de cada projecto, o sistema proposto e o sistema actual, de cuja soma resulta o custo de exploração, para um período de 10 anos, tempo de vida do projecto do sistema proposto. A partir do segundo ano de exploração, com a reposição do actual sistema, os custos de operação ficam reduzidos em 1/3.

Tabela 25.Custo de exploração

	Anos	Investimento do sistema		Custos de exploração		Custos de exploração acumulados		Diferença de custos
		Proposto	Actual	Proposto	Actual	Proposto	Actual	
0	2005	189.000	79.600			189.000	79.600	-109.400
1	2006			47.380	262.379	236.380	341.979	105.599
2	2007		280.000	47.380	174.919	283.760	796.898	513.138
3	2008			47.380	174.919	331.140	971.817	640.677
4	2009			47.380	174.919	378.520	1.146.736	768.216
5	2010			47.380	174.919	425.900	1.321.655	895.755
6	2011			47.380	174.919	473.280	1.496.574	1.023.294
7	2012			47.380	174.919	520.660	1.671.493	1.150.833
8	2013			47.380	174.919	568.040	1.846.412	1.278.372
9	2014			47.380	174.919	615.420	2.021.331	1.405.911
10	2015			47.380	174.919	662.800	2.196.250	1.533.450

Na figura 38 estão representadas as linhas que correspondem aos custos de exploração acumulados de cada sistema ao longo de período do projecto. Onde se pode ver claramente que a partir de um determinado tempo, no segundo ano de exploração, após o investimento, o sistema proposto apresenta vantagens sobre o sistema actual, pois os custos de exploração são relativamente menores.

Do gráfico representado na figura 38, não se pode comentar sobre a viabilidade ou não do projecto do sistema proposto, apenas sobre a vantagem deste ao longo do tempo, comparado ao projecto de actual sistema.

Análise económica dos custos de exploração

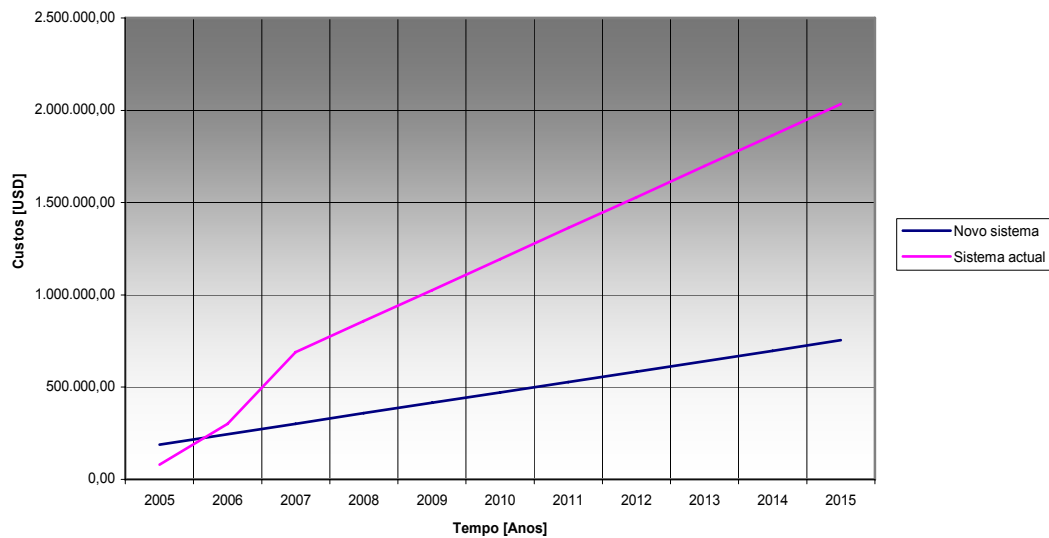


Fig. 38. Gráfico ilustrativo dos custos de exploração dos dois sistemas

Na figura 39 estão representadas as diferenças dos custos de exploração acumulados, evitados ao longo de período do projecto. Do mesmo modo, é notável que a partir do segundo ano de exploração, esta diferença pode se traduzir em ganho, trata-se de um valor poupado em detrimento de opção do sistema proposto. De onde, a opção no sistema proposto, até ao último ano de exploração do projecto, ano 2015, poupa-se cerca de 1.400.000,00 USD que se pode converter em ganho.

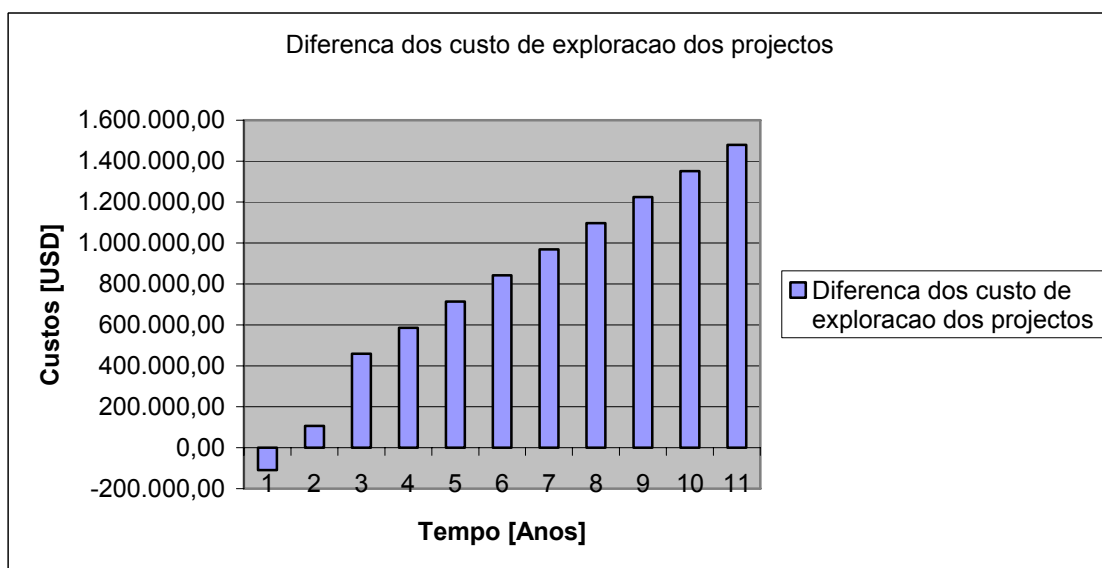


Fig. 39. Diagrama que representa a diferença de custo de exploração dos dois sistemas

## **Análise dos indicadores de avaliação económica de projectos**

Para a análise das qualidades e limitações associadas a cada indicador, serão usados os dados de projectos de investimento identificados na Tabela 25.

As receitas resultantes do trabalho executado pela embarcação, quer com o sistema actual de propulsão quer com o proposto são indirectos. Para a presente análise e para efeitos de cálculo, consideram-se 20% da receita anual do INAHINA (2004), como sendo a receita colhida do Porto de Maputo, num conjunto de 5 portos, mais activos (Maputo, Beira, Quelimane, Nacala e Pemba), sob perspectiva de que os quatros portos estão no mesmo nível de operação e produção.

Da receita fornecida pelo Departamento de Administração e finanças (DAF) do INAHINA, obtiveram-se os custos de funcionamento da instituição, dos quais, do mesmo modo, tomar-se-á 20% como sendo os custos referentes ao funcionamento do Porto de Maputo. As receitas e os custos de funcionamento do Porto, adicionados aos custos de operação de cada sistema, permitiram determinar o lucro anual de cada sistema. Os mesmo, são considerado como sendo benefícios do projecto ( $B_i$ ) para os dois sistemas e aos custos de projecto ( $C_i$ ), consideram-se os custos de investimento e de exploração dos sistemas em análise, estando representado nas tabelas 26 e 27.

Saliente-se que, usado o mesmo valor de receita para avaliar os dois projecto, tendo em conta que a área de sondagem produzida por ano é fixa, os dois projectos estão sendo analisados sob mesmas condições. Refira-se também, que não irar influenciar no cálculo dos indicadores associados ao fluxo de caixa de projectos listados para cada período do projecto (i) .

Os indicadores de avaliação de projectos de investimento a serem examinados no presente trabalho são:

- valor actual líquido VAL;
- taxa interna de retorno TIR;
- período de retorno “*payback*” PB; e
- relação custo/benefício RCB.



Os indicadores ora em discussão apoiam-se todos na noção básica do valor temporal do dinheiro, ou seja a superioridade de um determinado valor monetário obtido hoje, em relação ao mesmo valor a ser obtido no futuro, mesmo em condições de inflação nula qualquer monetário vai-se desvalorizando em função de tempo, quanto mais deferido ou projectado para o futuro, sendo que a taxa de desvalorização ou taxa de equivalência de qualquer valor ocorrido (despendido ou recebido) no futuro nos termos actuais se chama taxa de actualização ou taxa de desconto que é determinada pela expressão:

$$t_a = (1+t_r) \cdot (1+t_i) \cdot (1+t_{rc}) \quad [\%] \quad (29)$$

Onde:  $t_{rc}$  – taxa de remuneração de capitais;  $t_r$  - risco Económico-Financeiro e  $t_i$  - taxa de inflação.

**a) Valor Actual Líquido, VAL** – é o valor actual dos fluxos do projecto, deduzidos para o ano de investimento e é determinado pela expressão:

$$VAL = \sum_{i=0}^n (B_i - C_i) / (1+t_a)^i \quad [\text{UM}] \quad (30)$$

Onde:  $B_i$  – é fluxo de benefícios no i.º ano;  $C_i$  – é fluxo de custos no i.º ano; e  $t_a$  – é a taxa de actualização.

Segundo [16], o indicador VAL é, do ponto de vista teórico, em condições estritamente determinantes, o mais consistente dos indicadores disponíveis. O VAL refere o valor, no momento presente, de uma acção no futuro. Em condições normais, tendo-se presentes as receitas e despesas (benefícios e custos) de um projecto é tanto mais rentável ou atractivo quanto maior o seu VAL a uma taxa de juros ou taxas de actualização.

**b) Taxa Interna de Retorno, TIR** – é a taxa de actualização que torna o valor actual líquido das entradas igual ao valor actual líquido das saídas de caixa do investimento, isto é, a TIR é a taxa de actualização correspondente a um valor actual líquido zero e está intimamente relacionada com o VAL, a solução da seguinte equação:

$$\sum_{i=0}^n (B_i)/(1+t_{ir})^i = 0 \quad (31)$$

onde:  $t_{ir}$  - é a taxa interna de retorno procurada para a solução da equação (30)

A avaliação da taxa interna de retorno é feita comparando esta, com a taxa de actualização, podendo-se chegar às seguintes conclusões sobre o investimento:

- Se  $t_{ir} > t_a$  - o investimento é rentável;
- Se  $t_{ir} < t_a$  - o investimento não é rentável; e
- Se  $t_{ir} = t_a$  - o investimento é indiferente, pois, a rentabilidade é nula.

**c) Período de retorno PB** – é o prazo para a recuperação do capital, é um indicador relacionado com o tempo necessário para que um projecto recupere o capital investido e é obtido pela seguinte expressão:

$$PB = k, \text{ tal que } \sum_{i=0}^k (B_i - C_i)/(1+t_a)^i \geq 0 \quad (32)$$

Onde:  $t_a$  – é a taxa de actualização e  $(B_i - C_i)$  – é o fluxo de caixa no ano (i), os fluxos de benefícios e de custos do projecto.

Caso a expressão (34) não seja satisfeita dir-se-á que o projecto em questão não tem retorno dentro do tempo de vida útil do mesmo.

**d) Relação custo/benefício RCB** – é um dos indicadores mais utilizados, indica a existência ou não de rendimentos de um projecto e a recuperação do capital investido. A RCB de um projecto é definida por:

$$RCB = \frac{\sum_{i=0}^n (C_i)/(1+j)^i}{\sum_{i=0}^n (B_i)/(1+j)^i} \quad (33)$$

Segundo [16], a rejeição de projectos pela RCB, pode ser realizada comparando o valor do indicador obtido à taxa de actualização. É rejeitado o projecto, por esse critério, caso se verifique a seguinte condição:

$$RCB > 1 \quad (33')$$

Está apresentado, na tabela 26, o fluxo de caixa de investimento segundo os dados disponíveis na tabela 25. Os resultados apresentados foram obtidos tendo em conta as seguintes taxas praticadas no mercado [17]:

- Taxa de Remuneração de Capitais  $t_{rc}$ , igual a 5,1%
- Risco Económico-Financeiro  $t_r$ , igual a 2%
- Taxa de Inflação  $t_i$ , igual a 9%

A taxa de actualização  $t_a$  usada, na tabela 17 é determinada usando a expressão (29).

$$t_a = (1 + 5,1) \cdot (1 + 3,0) \cdot (1 + 9,0) - 1 = 18,0\%$$

Tabela 26. Fluxo de caixa de investimento do sistema actual

	Ano 0	Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10	Total
Investimento do sistema Actual	79.600		280.000									
Custos de exploração do sistema actual		262379	174.919	174.919	174.919	174.919	174.919	174.919	174.919	174.919	174.919	1836650
Custo de exploração acumulado	79.600	341.979	796.898	971.817	1.146.736	1.321.655	1.496.574	1.671.493	1.846.412	2.021.331	2.196.250	2.275.850
Custos totais da instituição		2.548.973	2.548.973	2.548.973	2.548.973	2.548.973	2.548.973	2.548.973	2.548.973	2.548.973	2.548.973	25.489.734
Custos totais da instituição/Porto de Maputo		509.795	509.795	509.795	509.795	509.795	509.795	509.795	509.795	509.795	509.795	5.097.947
<b>CUSTOS TOTAIS DO PORTO DE MAPUTO</b>		772.174	964.714	684.714	684.714	684.714	684.714	684.714	684.714	684.714	684.714	7.160.597
Receitas da instituição por ano		3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	38.500.000
Receitas da instituição por ano/Porto de Maputo		962.500	962.500	962.500	962.500	962.500	962.500	962.500	962.500	962.500	962.500	9.625.000
Benefícios por ano	(79.600)	190.326	(2.214)	277.786	277.786	277.786	277.786	277.786	277.786	277.786	277.786	2.410.403
Benefício descontado para ano 0		161.299	-1.590	169.088	143.300	121.445	102.923	87.226	73.923	62.649	62.649	
Benefício anual acumulado	(79.600,00)	110.726	108.513	386.299	664.085	941.872	1.219.658	1.497.444	1.775.231	2.053.017	2.330.803	2.330.803

Indicadores de avaliação

Valor Presente líquido VAL	757.448	
Taxa interna de retorno TIR	197,5%	
Período de retorno PB	2,01	Anos
Relação custo-benefício RCB	0,75	

Componentes das taxas de actualização

Taxa de Remuneração de Capitais, taxa de juro	5,10%
Risco Económico-Financeiro	3,00%
Taxa de Inflação	9,00%
Taxa de actualização / taxa de desconto	18,00%

**Tabela 27. Fluxo de caixa de investimento do sistema proposto**

	Ano 0	Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10	Total
Investimento do sistema Actual	189,000											
Custos de exploração do sistema actual		47,380	47,380	47,380	47,380	47,380	47,380	47,380	47,380	47,380	47,380	473800
Custo de exploração acumulado	189,000	236,380	283,760	331,140	378,520	425,900	473,280	520,660	568,040	615,420	662,800	851,800
Custos totais da instituição		2,548,973	2,548,973	2,548,973	2,548,973	2,548,973	2,548,973	2,548,973	2,548,973	2,548,973	2,548,973	25,489,734
Custos de funcionamento do Porto de Maputo		509,795	509,795	509,795	509,795	509,795	509,795	509,795	509,795	509,795	509,795	5,097,947
<b>CUSTOS TOTAIS DO PORTO DE MAPUTO</b>		557,175	557,175	557,175	557,175	557,175	557,175	557,175	557,175	557,175	557,175	5,571,747
Receitas da instituição por ano		3,850,000	3,850,000	3,850,000	3,850,000	3,850,000	3,850,000	3,850,000	3,850,000	3,850,000	3,850,000	38,500,000
Receitas da instituição por ano/Porto de Maputo		962,500	962,500	962,500	962,500	962,500	962,500	962,500	962,500	962,500	962,500	9,625,000
Benefícios por ano	(189,000)	405,325	405,325	405,325	405,325	405,325	405,325	405,325	405,325	405,325	405,325	4,053,253
Benefício descontado para ano 0		343,508	291,119	246,720	209,092	177,203	150,178	127,274	107,863	91,413	77,471	
Benefício anual acumulado	(189,000)	216,325	621,651	1,026,976	1,432,301	1,837,627	2,242,952	2,648,277	3,053,603	3,458,928	3,864,253	3,864,253

**Indicadores de avaliação**

Valor Presente líquido VAL	1,383,813	
Taxa interna de retorno TIR	214.5%	
Período de retorno PB	1.65 Anos	
Relação custo-benefício RCB	0.58	

**Componentes das taxas de actualização**

Taxa de Remuneração de Capitais, taxa de juro	5.10%
Risco Económico-Financeiro	3.00%
Taxa de Inflação	9.00%
Taxa de actualização / taxa de desconto	18.00%

## Interpretação dos resultados

Dos resultados obtidos na análise dos indicadores de avaliação, apresentados nas Tabelas 26 e 27, pode-se verificar que há uma taxa de actualização (custo de capital) de 18,00%. O projecto do sistema proposto é rentável, tanto pelo critério do indicador VAL, como pelo critério da RCB, ou seja, o projecto proposto apresenta o valor actual líquido, cerca de duas vezes maior, comparado com o do sistema actual, o que representa uma vantagem.

Por outro lado, a RCB, segundo a condição da expressão (33'), garante a existência de rendimento nos dois projectos. Refira-se que, mesmo assim, o projecto do sistema actual, está em desvantagem, uma vez, a sua RCB está próxima de unidade ( $RCB=0.75$ ), o que significa que o valor dos custos é quase igual ao dos benefícios. Até ao fim do período de vida útil do projecto, por este critério, o projecto do sistema proposto mostra-se vantajoso, visto que apresenta-se, com a  $RCB=0.58$ , mais lucrativo em cerca de 22%.

Quanto ao prazo de recuperação do capital investido PB, os dois projectos garantem o retorno do capital investido, apresentando-se em vantagem, o projecto do sistema proposto, em que o retorno se verifica a partir do segundo ano de exploração, enquanto que o do sistema actual só se verifica um ano depois, por tanto no início do terceiro ano de exploração

A taxa interna de retorno TIR, também avaliada para o projecto do sistema proposto, mostra que o investimento é rentável, pois, é superior que a taxa de capitalização e é superior que TIR do projecto Actual. Segundo [16] a TIR mostra, em percentagem, o número de possibilidades de um investimento ser lucrativo.

Conclui-se que, pelos dois critérios de avaliação, a comparação directa dos custos de exploração dos dois projectos e pela análise dos indicadores de avaliação económica dos projectos, a preferência pelo projecto do sistema proposto é ideal.

## 5. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

### Conclusões

- Para a substituição do actual sistema fez-se o cálculo e escolha de um motor Perkins com potência de 330 hp, potência necessária para desenvolver a velocidade desejada;
- Dimensionou-se o sistema de propulsão (o diâmetro do veio igual a 50 mm, os parâmetros da hélice  $D_h=600$  mm,  $P_h=13,8$  de 4 pás e acoplamento elástico do tipo LM450 com a capacidade máxima de 4513N)
- Dimensionaram-se os apoios e os respectivos suportes;
- Calculou-se o sistema do leme;
- Elaborou-se o processo e a sequência de montagem;
- Elaborou-se o plano de manutenção do novo sistema; e
- Elaboram-se desenhos de montagem e do sistema de propulsão

A análise económica de projecto, mostrou que:

- O projecto de alteração do sistema a longo prazo, é viável;
- O retorno do investimento é garantido a partir do segundo ano de exploração;
- Até ao fim do período de exploração do projecto com o sistema proposto economizam-se cerca de 1.479.450,00 dólares, o que representa um benefício para a instituição;
- Os custos de operação e de manutenção reduzem na ordem de 70%.

Outros benefícios não especificados nos objectivos:

- Com alteração do sistema, que consistiu basicamente em retirar o sistema de water jet, a embarcação ficou com o comprimento reduzido em 1 metro, o que dá a possibilidade do seu transporte no navio Balizador, para operar em outros Portos do país.;

- Aumento de autonomia da embarcação, com a redução do consumo específico de combustível dos motores, de um dia para três dias; e
- Redução da número de motoristas, mecânicos a bordo.

## **Recomendações**

Dos resultados obtidos, recomenda-se a alteração do sistema actual pelo sistema proposto. Durante o processo de instalação do sistema proposto dever-se-á observar o seguinte:

- Na construção da quilha, o peso do lastro mais o peso do motor novo, deve ser igual e não superior à soma do peso dos dois motores do sistema actuais (a segurar a estabilidade transversal);
- No processo de montagem do sistema de propulsão, que haja um controle bastante exaustivo do alinhamento do veio e que se assegure o aperto adequado da hélice, dos apoios e do cubo do acoplamento (elementos que garantem a locomoção da embarcação);
- Que seja regulada a estabilidade longitudinal usando-se o lastro da proa. Facto que resulta da regulação de quantidade de massa no lastro da proa.
- Que se verifique o alinhamento do sistema do veio e o aperto do sistema de propulsão, após os testes do mar; e
- No processo de montagem, que observe a descrição do esquema e dos desenhos apresentados.



## 6. BIBLIOGRAFIA

1. VOLVO PENTA, *Installation and Maintenance Manual for Marine gasóleo engines, Technical information, Sweden Oct 1994*
2. Angel Marine (2003), *propulsion system*,  
<http://www.angelmarine.com.br/detalhes>, 10. 03.05
3. CARLOS DAHER ADOVEZI, *Conceito de embarcações adaptadas à via aplicado à navegação fluvial no brasil, Tese apresentada à Escola Universidade Politécnica de São Paulo, para obtenção de título de Doutor em Engenharia, São Paulo, 2003*
4. JORGE NASSEH, *Manual de construtor de barco, 3ª Rio de Janeiro, 2004.*
5. Angel Marine (2004) *true engine specifications*  
<http://www.angelmarine.com.br/motores.htm> 16.03.05
6. ANGEL MARINE (2004), *Escolha de potência de motor para seu barco, registo italiano Naval, fundada em 1986, Génova*
7. CARLOS DAHER PADOVEZI' *Aplicação dos resultados da escala real no projecto de hélice de embarcações fluviais, Dissertação apresentada à Escola Universidade Politécnica de São Paulo, para obtenção de título de Mestre em Engenharia, São Paulo, 1997*
- 8]. FERNANDO CARVOLHO, *Programa desenvolvido para auxiliar no cálculo e análise de veios e Hélices náuticas, [www.fernandocarvalho.cjb.net](http://www.fernandocarvalho.cjb.net), Versão actualizada em 08/12/2001.*
9. VETUS, *The boat buildes' partner for more than 35 years, Netherlands, 2000*

10. Metals Handbook, Properties and selection: stainless steels, tool material and special – purpose metals, American Society for Metals, 9<sup>th</sup> Edition Volume 3.
  11. VETUS, *around the engine (Marine accessories for perfect engine installation)*, Netherlands, 2004
  12. NAVMAN, Manual de instalação
  13. CAT, Acessórios Navais
  14. SITO E, R. V., Ligações aparafusadas, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, Maputo, 2003
  15. EDMAR MAMMINI, Estabilidade em modelos navais, [www.nanimodel.tripod.com/estabilidade](http://www.nanimodel.tripod.com/estabilidade), 05.01.2006
  16. MICHAEL PARKIN E DAVID KING, *Economics, In-chief And Development*, England, 1992.
  17. Banco de Moçambique, <http://www.bancomoc.mz/index.php> Maputo 22/02.2006
- KOURBATOV, A. P. *Guia das oficinas mecânicas e oficinas gerais*, Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, 1998
- IATSINA, I. V. e SITO E, R. V. *Cálculo de transmissões por engrenagens*, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Eduardo Mondlane, Maputo, 1991
- JOSÉ PAULO F.S. CABRAL, *Arquitetura naval (Estabilidade, cálculo, avaria e bordo livre)*, Editora Centro do Livro Brasileiro, 1979
- JOAQUIM GORMICHO BOAVIDA, 1<sup>o</sup> Congresso internacional de barco de pesca ( FAO), Publicação nº 15, Lisboa 1954

S.L. STRAENO, R CONSORTI, *El dibujo técnico mecânico*, 2<sup>o</sup> edição, Instituto de Livro, Havana,1971

Vychnepolski, I. e Vychnepolski, V. *Desenho técnico*, Editora Mir Moscovo, 1987

Makienko, N. *Manual do Serralheiro*, Editora Mir Moscovo, 1988

Sérgio Richter [www.boat-propellers.net/express.htm](http://www.boat-propellers.net/express.htm)- Maputo, 22/08.05

## ANEXOS

## Anexo 1. Termo de atribuição do tema

**Anexo I**

UNIVERSIDADE EDUARDO MODLANE  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA (RAMO DE CONSTRUÇÃO MECÂNICA)

TERMO DE ATRIBUIÇÃO DE TEMA DE TRABALHO DE LICENCIATURA

**Título do tema:** Alteração de Sistema de Propulsão de uma Embarcação (Um sistema de jacto de Água em sistema de veio - hélice).

**Descrição sumária do trabalho a desenvolver:**  
Závora é uma embarcação hidrográfica, propriedade do INAHINA, Instituto Nacional de Hidrografia e Navegação, tendo sido adquirida particularmente para trabalho de levantamento hidrográfico e sondagem marítima. A embarcação está equipada de dois motores ligados a dois sistemas de jacto de água por veios, estando neste momento um deles com uma avaria grossa.

Devido a altos custo de exploração e de manutenção, quer dos motores assim como do sistema de propulsão, pretende-se no presente trabalho propor um estudo projectivo de alteração o sistema actual num sistema de um único motor ligado a um sistema de veio - hélice que se julga ser de menor custo de exploração e manutenção resultando em ganhos económicos para a companhia.

A realização do trabalho vai contar, inicialmente, com a escolha de um novo motor, cálculo da base de fixação do motor e cálculo de sistema de propulsão do veio. Faz-se também o cálculo projectivo do veio, do apoio do veio e em seguida, faz-se a elaboração dos esquemas de tratamento do veio e do apoio, produção de rota de tratamento do veio e do apoio, tomando em conta a produção unitária. Elaboração processo de montagem e elaboração de um plano de manutenção.

No cálculo económico, far-se-á a avaliação dos custos de económicos resultantes da alteração do sistema de propulsão comprovando a sua viabilidade económica.

O trabalho irá conter a parte gráfica onde se apresentam os desenho de sistema actual de propulsão e os do sistema que se pretende projectar. Apresenta-se também o esquema de montagem do novo sistema de propulsão, desenhos de esquema de tratamento da base do motor, do veio, do apoio de veio, desenho da base de fixação do motor, desenho do veio e desenho do apoio de veio.

Local de realização: INAHINA  
Supervisores:  
a) da UEM Dr. Alexandre P. Kourbatov      Assinatura Alexey 7.02.05  
b) da empresa \_\_\_\_\_      Assinatura \_\_\_\_\_

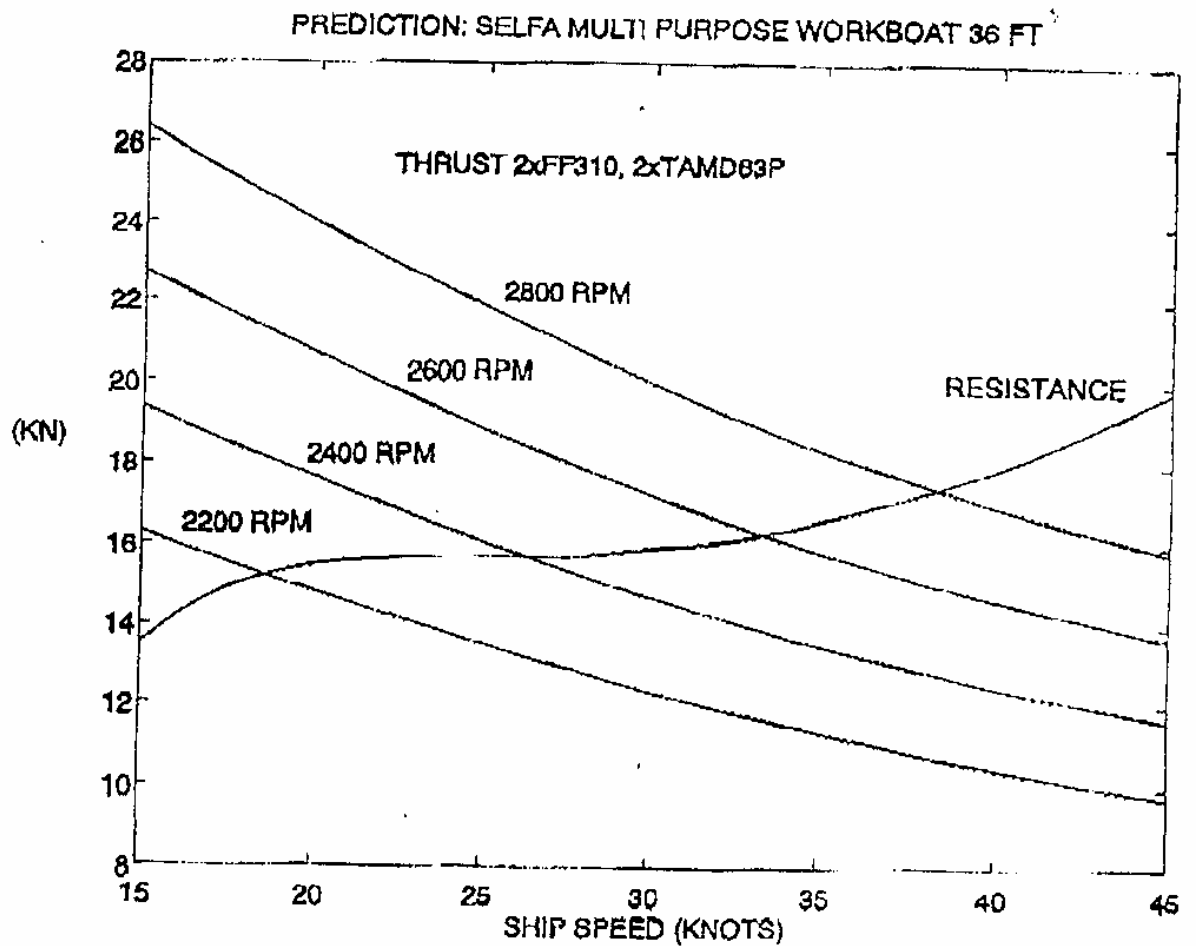
Data de entrega do tema: 07 de Fevereiro de 2005  
Data prevista para conclusão: 07 de Maio de 2005

VISTO  
O Director Da Faculdade \_\_\_\_\_  
Maputo, 07 / 02 / 2005  
O Chefe Do Departamento \_\_\_\_\_

Declaro que recebi o tema do Trabalho de Licenciatura na "data de entrega" acima referenciada.  
Nome: Calisto Castelo Amosse      Assinatura: Amosse

## Anexo 2. Diagrama de Potência de hidrojecto

'94 11/08 14:20 46 31 292847 VPB GÖTEBORG 08/11/94 13:21 S: 3  
 004/004



### Anexo 3. Espaço da Hélice e leme

# PROPELLER, PROPELLER SHAFT

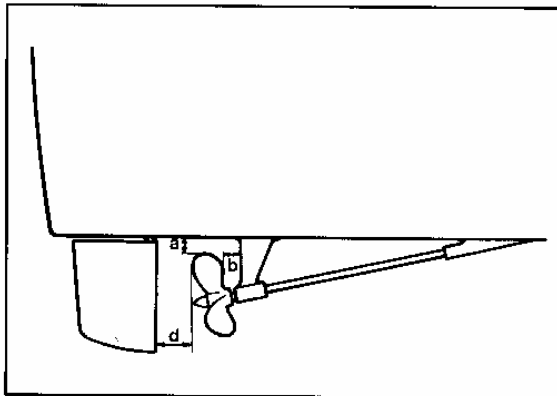


Fig. 4. Propeller's minimum distance to hull, rudder and support bracket for planing hulls.  $D$  = propeller diameter.  $a = 0.10D$   $b = 0.15D$   $d = 0.08D$

The combination of engine, reverse gear ratio, shaft diameter and propeller size can be calculated using our propeller recommendations that are available as separate publications.

Calculation and establishing of propeller sizes can also be carried out by Volvo Penta. Data and line drawings must then be supplied.

## Propeller space

There should be sufficient space for the propeller according to Figs 4 and 5. This is to avoid vibrations and noise and to obtain optimum efficiency.

There must also be sufficient clearance between propeller and stern bearing, so that the propeller does not press against the stern bearing.

Before installation, make sure that the shaft is straight. Greatest permissible deviation: 0.05 mm (0.002") per metre length.

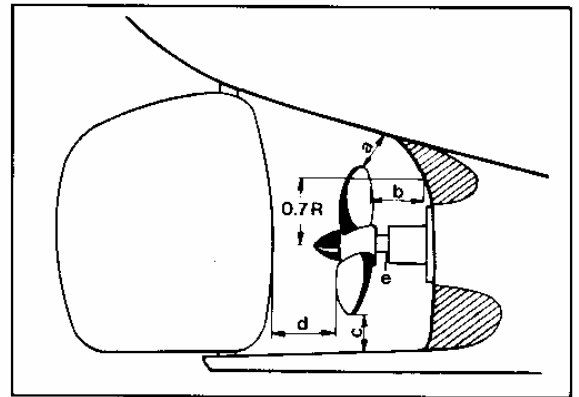
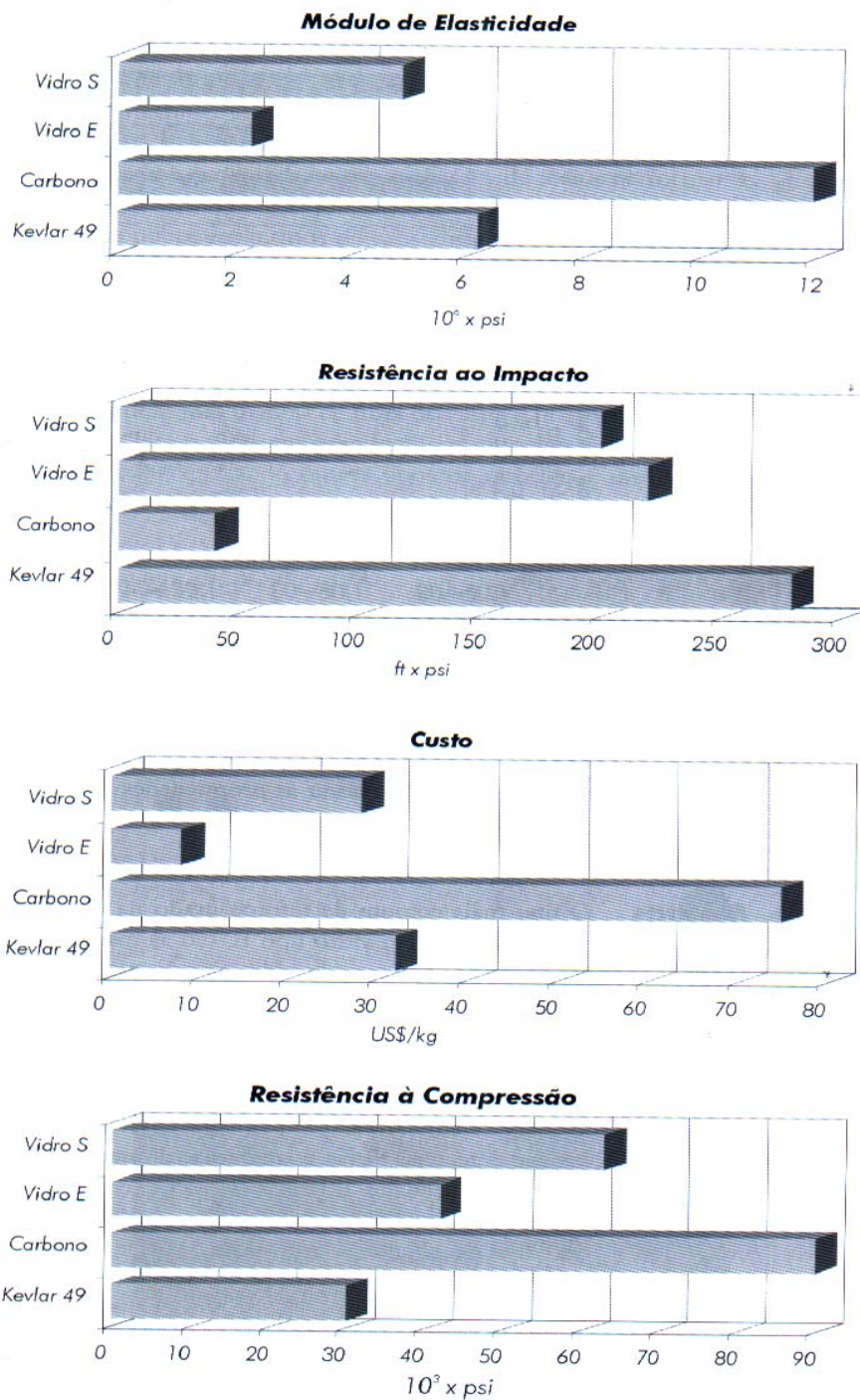


Fig. 5. The propeller's minimum distance to hull, keel, skeg and rudder on displacement boats.

- $R$  = propeller radius
- $D$  = propeller diameter
- $a$  = 0.10D
- $b$  = 0.15D
- $c$  = 0.03D
- $d$  = 0.08D, however, min 200 mm (0.787") (to allow the removal of reverse gear or coupling)
- $e$  = Clearance approx. as half the shaft diameter

Example: Measurement "a" for a boat with the propeller diameter 30" (762 mm) is  $0.10 \times 762 = 76$  mm as minimum. Measurement "a" must never be less than 50 mm (1.968"). However, such a small measurement might cause problems, for example vibrations, noise. For classification, the relevant classification society's regulations must be followed.

## Anexo 4. Propriedades da Fibra de vidro tipo S





## **Anexo 5. Canal do Porto de Maputo**

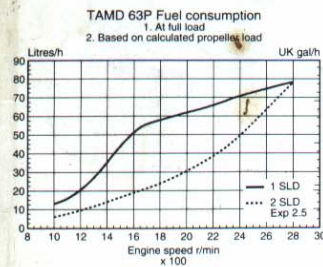
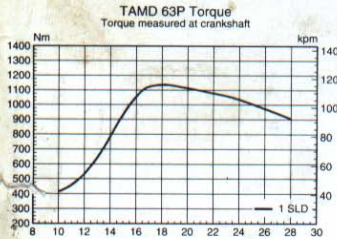
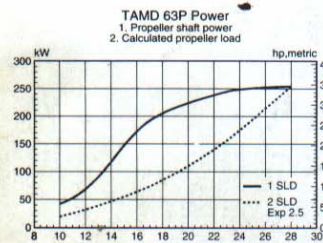
### **Canal do porto de Maputo**

# Anexo 6. Especificações técnicas de motores actuais volvo penta TAMD63P

### General data

Type designation	TAMD 63P
No of cylinders	6
Configuration	4-stroke direct-injected turbo-charged and charge air cooled diesel engine
Fuel grade EN590	1D or 2D
Bore, mm (in)	98.42 (3.87)
Stroke, mm (in)	120 (4.7)
Displacement, litres (in <sup>3</sup> )	5.46 (333)
Compression ratio	15:1
Dry weight, kg (lb)	745 (1642)
Crankshaft power at crankshaft speed, r/min	
SLD, kW (hp) (2800 r/min) <sup>1)</sup>	272 (370)
SLD, kW (hp) (2800 r/min) <sup>2)</sup>	265 (360)
Torque <sup>3)</sup>	
SLD, Nm (ft. lb)	904 (667)
Spec. fuel consumption <sup>3)</sup>	
SLD, g/kWh (lb/hph)	248 (0.40)

- 1) Technical data according to ISO 3046 Fuel Stop Power. Fuel 25°C (77°F)
- 2) Technical data according to ISO 3046 Fuel Stop Power. Fuel 40°C (104°F), lower calorific value of 42700 kJ/kg and density of 840 g/litre at 15°C (60°F)
- 3) Torque and specific fuel consumption apply at the specified crankshaft output.



### Engine equipped with

Flywheel housing, flange size SAE 2  
 Freshwater cooled turbo-charger and exhaust manifold  
 Seawater cooled aftercooler  
 Fuel injection pump  
 Oil and fuel filters of spin-on type  
 Fresh water cooled oil cooler  
 Starter motor 12 V  
 Two-pole electrical system, 12 V  
 Flywheel  
 Attachment for control cable, type 333 and 443  
 Engine frame  
 Seawater cooled heat exchanger  
 Air cleaner including oil trap for crankcase ventilation  
 Alternator 12 V/60 A  
 Electrical terminal box  
 Power setting crankshaft power 265 kW (360 hp) at 2800 r/min

### Technical description

- Engine block and cylinder heads made of cast iron alloy.
- Two cylinder heads. A flame barrier protects the cylinder head gasket.
- Replaceable cylinder liners and valve seatings.
- Nitrocarbonized crankshaft with seven bearings
- Oil-cooled, forged aluminium pistons.
- Three piston rings the upper of which is of the keystone type.
- Induction air heater for reliable low temperature starting.

### Fuel system

- Injection pump with centrifugal governor and smoke limiter
- Fuel feed pump
- Five hole injectors
- High pressure fuel lines
- Twin fine fuel filters
- Electrical fuel stopping device

### Cooling system

- Seawater-cooled charge air cooler
- Poly-V driven freshwater pump and gear driven sea water pump with neoprene impeller.

### Lubrication system

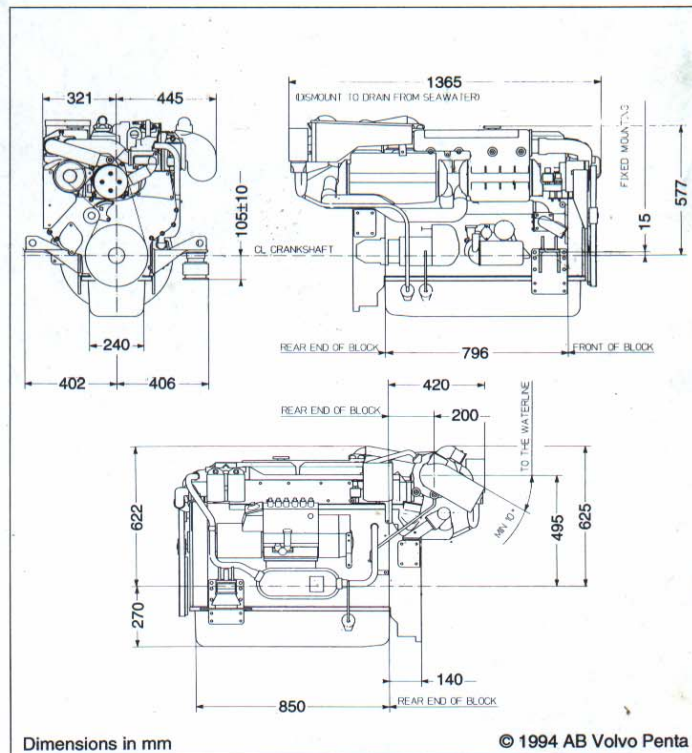
- Fresh water cooled oil cooler
- Oil filter of spin-on type
- Oil dip-sticks on both sides of engine

### Turbo-charger

- Freshwater cooled turbo-charger with waste-gate for high torque at low speed.

### Electrical system

- 12 or 24 V electrical system incl alternator, 60 or 40 A respectively, and charging sensor
- Rubber suspended electrical terminal box with automatic fuses.

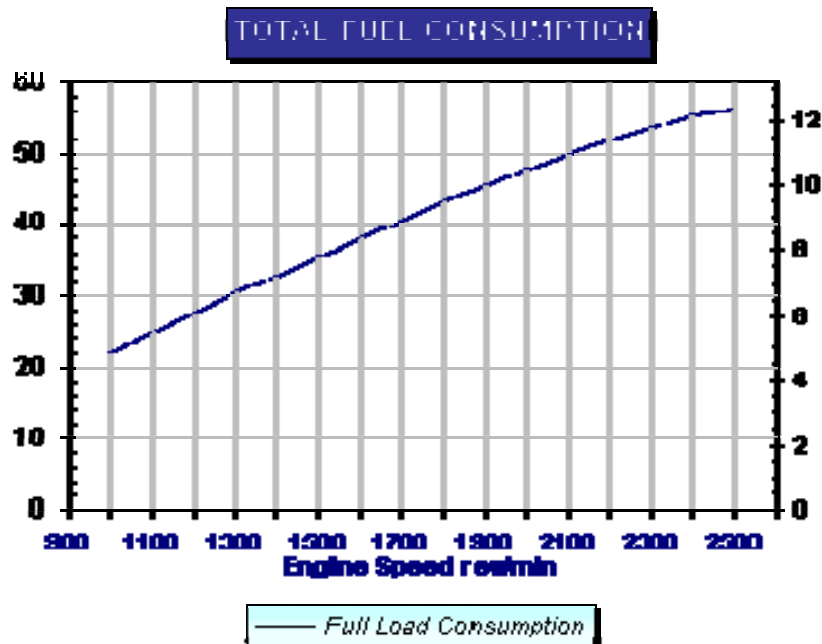
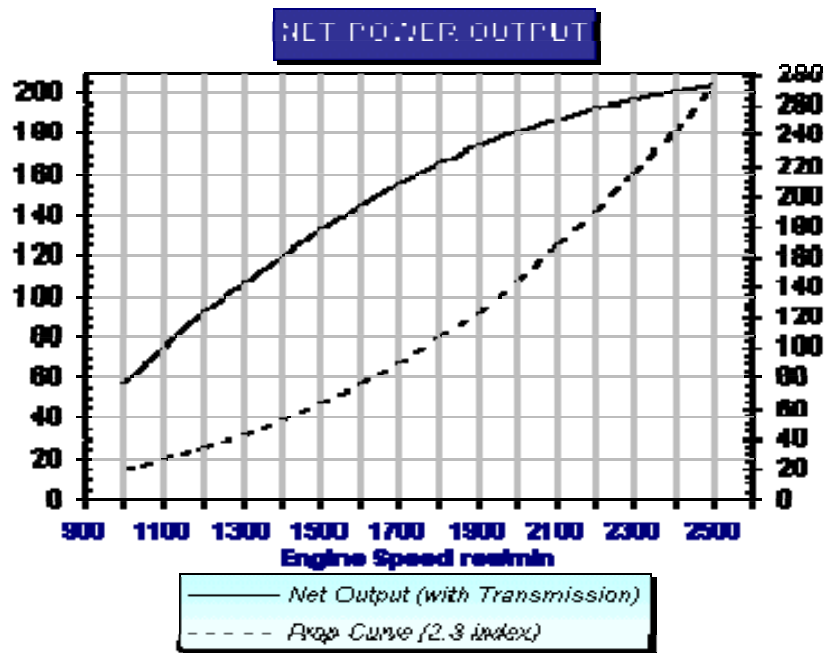


AB Volvo Penta

Volvo Penta reserves the right, without prior notice, to revise prices, materials, standard equipment, specifications, technical data, models

Ref. No. 7736167-3 Eng A/Era Dokument AB, Växjö. Printed in Sweden Oct 1994. Svanbergs Tryckeri AB

## Anexo 7. Especificações técnicas de motor proposto Perkins-M300Ti



Anexo 8. Cotações de consumíveis

## África Comercial (Acessórios), Lda

AV. FERNÃO DE MAGALHÃES, 225  
TELEFONE, 43 10 87  
MAPUTO

CAIXA POSTAL, 842 TELEGRAMAS: «AFRICOL»

ORÇAMENTO N.º **0191**

PERKINS-M300TL-INAHINA

Quantidade	Descrição	Preço unitário	Total
01	Filtros de óleo	200 000	200 000 00
01	Filtros de óleo primários	99 000	99 000 00
02	Filtros secundários de diesel	149 000	298 000 00
01	Filtros de ar	990 000	990 000 00
16	Óleo [litros]	56 000	896 000 00
01	Filtros primários de diesel	99 000	99 000 00
<b>ÁFRICA COMERCIAL ACESSÓRIOS, LDA</b>			2 533 000 00
Total.....			2 533 000 00 Mt

## África Comercial (Acessórios), Lda

AV. FERNÃO DE MAGALHÃES, 225  
TELEFONE, 43 10 87  
MAPUTO

CAIXA POSTAL, 842 TELEGRAMAS: «AFRICOL»

ORÇAMENTO N.º **0190**

TAMBO 63P-INAHINA

Quantidade	Descrição	Preço unitário	Total
02	Filtros de óleo	990 000	1 980 000 00
02	Filtros quaternários de óleo	735 000	1 470 000 00
02	— primários de diesel	224 000	448 000 00
04	— secundários de diesel	670 000	2 680 000 00
02	— de ar	1 480 000	2 960 000 00
40	Litros de óleo de motor	56 000	2 240 000 00
<b>ÁFRICA COMERCIAL ACESSÓRIOS, LDA</b>			11 788 000 00
Total.....			11 788 000 00 Mt

## **Anexo 9. Orçamento de reparação do sistema actual**

## **Anexo 10. Orçamento de alteração do sistema de propulsão**

**Anexo 11. tabela de conversão de unidades**

<b>Grandeza</b>	<b>Unidades convertidas</b>	<b>Factor de conversão</b>	<b>Sistema internacional</b>
Lineares	Milhas (nm)	2	km
Força	Libras (lbs)	4,44	N
Velocidade	Nós (kt)	0,56	m/s
	Milha /horas (mph)	1.61	Km/h
Tensão	(PSi)	0,00689	MPa
Monetária	Meticais (Mt)	1/26000	USD





## Anexo 12. Embarcação Závora



## **ANEXO 13. PARTE GRÁFICA**